

Remerciement

En tout premier lieu je remercie le Dieu, qui m'a prodigué la force et la patience pour dépasser toutes les difficultés afin d'accomplir ce modeste travail.

J'adresse les grands remerciements à mes encadreur s « Mr BENMANSOUR ABDELKARIM » « ROSTAN BRAHIM » pour leur précieux conseils et leur patiences durant toute la période de réalisation de ce mémoire et parfaites encouragement pour présenter ce travail.

J'exprime toute ma reconnaissance à « Mr BOUSBAA HAMZA» pour avoir bien accepté de présider le jury de mon projet de fin d'études.

Mes vifs remerciements vont également à « Mr MIMOUN OKACHA » et « Mr H.GUELLIL» Pour l'examinassions du travail et de l'enrichir par leurs propositions.

Enfin, je remercie toutes les personnes qui m'ont aidé de près ou de loin à la réalisation de ce mémoire.

Dédicaces

J'ai le plaisir de dédies ce mémoire à :

*Mes parents qui ont œuvés pour ma réussite pour tous leurs sacrifices,
et merci pour les valeurs nobles, l'éducation et le soutien constant.*

Mon marie pour sa patience et son encouragement.

Mes enfants

Mes frères et mes sœurs

La famille BENKAHLA et la famille AMAMOU

A tous mes collègues et mes amis

A toute l'équipe de la formation de la Génie mécanique énergétique

A toute personne qui a participé à réalisation de ce mémoire.

Table des matières

Résumé

Abstract

الملخص

Nomenclature

Liste des figures

Liste des tableaux

Introduction générale..... 1

Chapitre 1 : Généralités sur les moteurs à combustion interne

1 :Introduction générale moteurs thermiques.....3

2 : Moteurs à combustion interne4

2-1 :Moteurs alternatifs.....4

2-2 : Turbomachines : (turbine à gaz).....6

2.3 :Moteur WANKEL à piston rotatif6

2-3-1 : Avantages :.....7

2-3-2 :Inconvénients.....7

3: Architecture de moteur thermique.....9

3-1 : Définition des organes de moteur.....9

3-1-1 : organes fixes.....9

3-1-1-1 : bloc moteur.....9

3-1-1-2 : La chemise de cylindre.....10

3-1-1-3 : la culasse10

3-1-2 : Organe mobile.....11

3-1-2-1 : Arbre à cames.....11

3-1-2-2 : Les soupapes.....11

3-1-2-3 : Le piston12

| | |
|--|----|
| 3-1-2-4 : Les segments..... | 13 |
| 3-1-2-5: La bielle | 13 |
| 3-1-2-6 : Le vilebrequin..... | 14 |
| 3-1-2-7 : Distribution | 15 |
| 4 : Principe de fonctionnement d'un moteur | 15 |
| 4-1: Les caractéristiques | 15 |
| 4-1-1 : L'alésage..... | 15 |
| 4-1-2: La course | 16 |
| 4-1-3: La cylindrée..... | 16 |
| 4-1-4 :La cylindrée totale | 16 |
| 4-1-5 : Le rapport volumétrique..... | 16 |
| 4-2 : Moteur à quatre temps | 16 |
| 4-2-1 : 1er Temps : Admission..... | 17 |
| 4-2-2 :2ème Temps :compression..... | 17 |
| 4-2-3 : 3ème Temps : Combustion..... | 17 |
| 4-2-4 : 4ème Temps : Echappement..... | 17 |
| 4-3 :moteur deux temps..... | 18 |
| 4-4:Conclusion..... | 19 |

Chapitre 2 :Technologie de moteur diesel

| | |
|--|----|
| 1 :Introduction | 21 |
| 2 : Historique | 21 |
| 3 : Principe de fonctionnement..... | 22 |
| 4 : Combustion et émissions polluant en moteur diesel..... | 23 |
| 4-1 : Combustion dans le moteur diesel..... | 23 |
| 4-1-1: Analyse de la combustion..... | 23 |
| 4-1-2 : Le délai d'allumage ou délai d'inflammation..... | 23 |

| | |
|--|----|
| 4-1-3 : La phase incontrôlée..... | 23 |
| 4-1-4: La combustion contrôlée..... | 23 |
| 4-2 :Les émissions polluantes du moteur Diesel..... | 24 |
| 4-2-1 : Les émissions polluantes..... | 24 |
| 4-2-2 :Evolution de la législation sur les émissions polluantes..... | 25 |
| 5 : Avantages et inconvénients du moteur diesel..... | 26 |
| 6 : classification et technologies des moteurs diesel..... | 27 |
| 6-1 :Moteurs à injection directe..... | 27 |
| 6-2 : moteur à injection indirecte..... | 28 |
| 6-3 : Les moteurs à injection haute pression à rampe commune..... | 30 |
| 6-4 :nombre de cylindres..... | 30 |
| 6-4 :Suralimentation..... | 31 |
| 7 :Le circuit d'alimentation basse pression | 32 |
| 7-1 : Description..... | 32 |
| 7-2 :La pompe d'alimentation..... | 33 |
| 7-3 : La pompe mécanique à engrenages | 34 |
| 7-4 : La pompe électrique à rouleaux | 34 |
| 7-5 :L'élément filtrant..... | 35 |
| 8 :Le circuit d'alimentation de la pompe haute pression..... | 36 |
| 8-1 :Le circuit d'alimentation haute pression La pompe haute pression..... | 36 |
| 8-2 :La rampe commune haute pression..... | 37 |
| 9 : Les injecteurs | 38 |
| 9-1 : description | 38 |
| 9-2 : Principe de fonctionnement..... | 39 |
| 9-3 : Régulation de l'avance | 40 |
| 10 :Les principaux capteurs | 41 |

| | |
|---|----|
| 10-1 : Le capteur de pression absolue | 41 |
| 10-2 :Le capteur de régime..... | 41 |
| 10-3 :Le capteur de température du moteur..... | 42 |
| 10-4: Le capteur de température de carburant..... | 42 |
| 10-5 : Le capteur de pression d'air d'admission..... | 43 |
| 10-8 :Le débitmètre d'air à film chaud et le capteur de température d'air d'admission | |

Chapitre 3 :Suralimentation par turbocompresseur

| | |
|---|----|
| 1 :Introduction..... | 46 |
| 1- Caractéristiques de la boucle de suralimentation | 46 |
| 1-1 Moteur suralimenté par turbocompresseur | 46 |
| 1.1.1 Caractéristiques fonctionnelles..... | 46 |
| 1.2 Compression de l'air d'admission..... | 48 |
| 1.2.1 Puissance de compression..... | 48 |
| 1.2.2 Rendement isentropique du compresseur..... | 49 |
| 1.2.3 Refroidissement de l'air d'admission..... | 49 |
| 1.3 Utilisation de l'énergie des gaz d'échappement | 50 |
| 1.3.1 Détente des gaz d'échappement et puissance de la turbine..... | 50 |
| 1.3.2 Rendement de la turbine..... | 50 |
| 1.3.3 Énergie récupérable dans les gaz d'échappement..... | 51 |
| 1.4 Boucle de suralimentation..... | 51 |
| 1.4.1 Autonomie du turbocompresseur..... | 51 |
| 1.4.2 Influence des conditions de fonctionnement..... | 52 |
| 1.5 Cahier des charges du turbocompresseur..... | 52 |
| 2. Caractéristiques fonctionnelles..... | 53 |
| 2.1 Compresseur centrifuge..... | 53 |
| 2.1.1 Courbes caractéristiques..... | 55 |

| | |
|--|----|
| 2.1.2 Limites d'utilisation..... | 56 |
| 2.1.3 Choix et adaptation du compresseur..... | 57 |
| 2.2 Turbine radiale centripète | 58 |
| 2.2.1 Courbes caractéristiques..... | 59 |
| 2.2.2 Choix et adaptation de la turbine..... | 60 |
| 2.2.3 Pulsations de pression et turbine divisée..... | 61 |
| 2.3 Dérivation des gaz de turbine (wastegate)..... | 62 |
| 2.4 Turbine à géométrie variable..... | 63 |
| 3. Adaptation du turbocompresseur au moteur..... | 65 |
| 3.1 Sensibilité du moteur Diesel à la suralimentation..... | 65 |
| 3.2 Cas types d'adaptation de turbocompresseur..... | 66 |
| 3.2.1 Moteur de véhicule industriel | 66 |
| 3.2.2 Moteur Diesel automobile..... | 67 |
| 3.3 Contrôle de la boucle de suralimentation..... | 68 |
| 3.3.1 Limite et régulation de pression..... | 68 |
| 3.3.2 Dispositif antipompage compresseur..... | 68 |
| 3.4 Accélération du moteur suralimenté par turbocompresseur..... | 69 |
| 3.5 Assistance du turbocompresseur en accélération..... | 70 |
| 4. Technologie du turbocompresseur et installation sur moteur..... | 70 |
| 4.1 Matériaux..... | 70 |
| 4.1.1 Roue de turbine..... | 70 |
| 4.1.2 Corps de turbine..... | 71 |
| 4.1.3 Roue de compresseur..... | 72 |
| 4.2 Système paliers | 72 |
| 4.3 Vibrations et bruit | 73 |

Chapitre 4:étude d'un cas réel de moteur diesel

| | |
|---|----|
| 1 :Introduction..... | 76 |
| 2 : La modélisation de la combustion :..... | 76 |
| 2-1 :Influence de la pression sur la combustion diesel..... | 76 |
| 2-2 Modèle physique de chambre de combustion..... | 76 |
| 2-2-1)Propriétés du carburant..... | 77 |
| 2-2-2) Propriétés du comburant (air) :..... | 77 |
| 2-3 :Formulation mathématiques..... | 77 |
| 2-4 : Équations de bilan pour un écoulement réactif turbulent:..... | 78 |
| 2-4-1 :Équations de conservation de la masse..... | 78 |
| 2-4-2 :Équations de conservation de la quantité de mouvement..... | 78 |
| 2-4-3 Équations de conservation de l'énergie..... | 78 |
| 2-4-4 :Moyenne de Reynolds et Favre..... | 79 |
| 2-4-5 : Equation de conservation de l'espèce chimique : | 79 |
| 2-4-6 : Equation de conservation de la quantité de mouvement | 79 |
| 2-4-7 : Equation de conservation d'énergie totale..... | 80 |
| 2-4-8 : Le modèle (k,ε) standard..... | 80 |
| 2.5 Les conditions Initiale et aux limites :..... | 81 |
| 2-5-1 : Les conditions Initiales :..... | 81 |
| 2-5-2 : Les conditions aux limites..... | 81 |
| 2.6 Simulation numérique : | 82 |
| 2-6-1 : Création de la géométrie de chambre de combustion:..... | 82 |
| 2-6-2 : Le maillage de chambre de combustion..... | 82 |
| 2.7 Résultat et discussion :..... | 83 |
| 2-7-1 : L'équation de la combustion de mélange..... | 83 |
| 3: Influence de la pression sur les performances du moteur..... | 86 |
| 4 : Description du cycle..... | 87 |

| | |
|---|-----------|
| <i>5 :Formules des caractéristiques de thermodynamique de cycle.....</i> | <i>87</i> |
| <i>5-1 :Rendement théorique.....</i> | <i>87</i> |
| <i>5-2 : Consommation spécifique.....</i> | <i>91</i> |
| <i>5-3 :Travail - couple – puissance.....</i> | <i>91</i> |
| <i>5.4 :Le travail fourni.....</i> | <i>91</i> |
| <i>5-5 :Pressions moyennes effectives.....</i> | <i>92</i> |
| <i>6 : Application de moteur diesel</i> | <i>93</i> |
| <i>6 -1 :L'évolution de cycle mixte avec l'augmentation de la pression :.....</i> | <i>95</i> |
| <i>7 : Courbe caractéristique en fonction de la pression.....</i> | <i>97</i> |
| <i>7-1 :Interprétation.....</i> | <i>99</i> |

Liste des figures

| | |
|---|----|
| fig1. moteur thermique..... | 3 |
| fig2.fonctionnement de moteur thermique..... | 4 |
| fig3 : moteur à combustion interne (alternatif)..... | 5 |
| fig. 4. Moteur à piston rotatif..... | 7 |
| Fig5 :ensemble de moteur à combustion interne..... | 8 |
| fig 6 :bloc moteur..... | 9 |
| Fig7 : chemise de cylindre..... | 10 |
| fig 8:culasse..... | 10 |
| fig 9:arbre à cames..... | 11 |
| fig 10 : soupape..... | 12 |
| Fig11:piston..... | 13 |
| fig12 :segment..... | 13 |
| fig13: bielle..... | 14 |
| fig 14 : vilebrequin..... | 14 |
| fig15:distribution..... | 15 |
| fig16 : caractéristique moteur..... | 16 |
| Fig17:les quatre temps de moteur..... | 18 |
| Fig18 : moteur à deux temps..... | 19 |
| fig 19:moteur diesel 1897..... | 21 |
| fig20:fonctionnement de moteur diesel..... | 23 |
| Fig21 :courbe de combustion..... | 24 |
| fig22 :émission du moteur diesel..... | 25 |
| fig 23 :injection direct dans la chambre de combustion..... | 28 |
| fig24 : injection avec chambre de turbulence | 30 |
| fig25 : injection avec préchambre | 30 |
| fig26 :système de pilotage..... | 31 |
| fig27 :turbocompresseur..... | 32 |

| | |
|---|----|
| fig28 :alimentation par pompe mécanique..... | 33 |
| fig29 :alimentation par pompe électrique..... | 33 |
| Fig30 :pompe mécanique à engrenages..... | 34 |
| Fig31 :pompe électrique à rouleaux..... | 35 |
| Fig32 :L'élément filtrant..... | 36 |
| Fig33 :L'alimentation de la pompe haute pression..... | 36 |
| Fig 34:La pompe haute pression..... | 37 |
| Fig 35:La rampe commune haute pression..... | 38 |
| Fig36 :'injecteur..... | 38 |
| Fig :37 :Lapartiesupérieuredel'injecteur | 39 |
| fig38 : Le raccord d'entrée de pompe | 39 |
| Fig39 :injecteur fermé,ouvert..... | 40 |
| Fig 40 :capteur de pression absolue..... | 41 |
| Fig 41 : capteur de régime..... | 42 |
| Fig 42 :capteur de température du moteur..... | 42 |
| Fig 43 :capteur de température de carburant..... | 43 |
| Fig 44 :capteur de pression d'air d'admission..... | 43 |
| Fig 45 : débitmètre d'air..... | 44 |
| fig 46: installation d'un turbo compresseur sur un moteur automobile..... | 47 |
| fig 47:valeur de γ en fonction de rapport air /combustible A/C et de la température des gazs d'échappement | 51 |
| fig 48 :Exemple de variation du rapport de compression en fonction de la température à l'entrée de la turbine pour trois valeurs du rendement global | 52 |
| fig 49: exemple de cahier des charges de turbocompresseur de moteur diesel automobile avec limitation de pression d'admission soupape de dérivation de turbine..... | 53 |
| Fig50 :écorché de turbocompresseur d' automobile..... | 54 |
| Fig51 : schéma de compresseur centrifuge..... | 54 |
| fig 52 : Caractéristique débit-pression d'un fig compresseur (champ compresseur) de moteur automobile (compresseur Garrett)..... | 55 |

| | |
|---|----|
| Fig53 : Limites d'utilisation d'un compresseur..... | 56 |
| Fig54 : Points de fonctionnement d'un compresseur..... | 57 |
| fig 55: plage d'utilisation de compresseur et angle d'inclinaison des ailettes..... | 58 |
| fig56:shéma de turbine radiale centrépète..... | 59 |
| fig 57:courbes caractéristiques d'une turbine centripète..... | 60 |
| Fig58: Dérivation des gaz de turbine : caractéristique et points de fonctionnement..... | 63 |
| Fig60 : courbes caractéristiques de rendement d'une turbine à géométrie variable..... | 64 |
| figure 61– Turbine à géométrie variable à ailettes pivotantes..... | 64 |
| Figure62– Deux concepts de turbine à géométrie variable..... | 65 |
| Fig63 :model physique de chambre de combustion..... | 73 |
| Fig64 : maillage de la géométrie..... | 82 |
| Fig 65 : influence de pression sur la température de flamme..... | 84 |
| Fig66 :variation de température pour différentes pressions..... | 85 |
| Fig67: évolution de température maximum en fonction de la pression..... | 86 |
| Fig 68 : cycle mixte..... | 87 |
| Fig 69 :Cycle de sabathé pour P=1bar..... | 95 |
| Fig70 :Cycle sabathé pour P=2bars..... | 95 |
| Fig71 :Cycle sabathé pour P=3bars..... | 96 |
| Fig 72 :Cycle sabathé pour P=4bars..... | 96 |
| Fig73 :evolution de consommation spécifique en fonction de pression..... | 97 |
| Fig74 :evolution de rendement en fonction de pression..... | 97 |
| Fig 75 :Evolution de puissance en fonction de pression..... | 98 |
| Fig 76 :évolution de couple en fonction de pression..... | 98 |
| Fig78 :évolution de pression moyenne effective en fonction depression..... | 99 |

Liste des tableaux

| | |
|--|----|
| Tableau 1 : Performances actuelles des moteurs suralimentés par turbocompresseur | 48 |
| Tableau 2 : Propriétés du carburant | 77 |
| Tableau 3 : Propriétés de camburant..... | 77 |
| Tableau4 : Fiche théchnique de moteur diesel..... | 94 |

Nomenclature

| Symboles | Note | unité |
|-------------|--|--|
| A/C | rapport (massique) air/combustible. | |
| C | Couple | [N.m] |
| C_s | Cosommation spécifique | [g .(kW.h) ⁻¹] |
| C_p | Chaleur spécifique à pression constant | [J.kg ⁻¹ K ⁻¹] |
| C_v | Chaleur spécifique à volum constant | [J.kg ⁻¹ K ⁻¹] |
| D_k | Coefficient de diffusion de l'espèce k | [m ² s ⁻¹] |
| e_t | Energie totale | [J.kg ⁻¹] |
| F | La force | [N] |
| g_0 | Accélération de la pesanteur prise dans les conditions standards | [m.s ⁻²] |
| G_b | Terme lié à l'effet de la gravité | |
| G_k | Génération de l'énergie cinétique turbulente | |
| $h_{f,k}^0$ | Enthalpie de formation de l'espèce k | [J.kg ⁻¹] |
| h_t | Enthalpie totale | [J.kg ⁻¹] |
| J | Le moment polaire d'inertie | |
| J_j^{et} | Flux d'énergie totale. | [Wm ⁻²] |
| K | Energie cinétique turbulente | [m ² s ⁻²] |
| M | Masse molaire | [kg .mol ⁻¹] |
| M | Masse | [kg] |
| N | Vitesse de rotation | [tr/min] |
| P | Puissance | [w] |
| Q | Débit de gaz éjecté | [kg.s ⁻¹] |
| Sc_t | Nombre de Schmidt turbulent | |
| S^{et} | Terme source de d'énergie totale | [Jkg ⁻¹] |
| W | Travail | [J] |
| v | Volume molaire | [m ³ .mole ⁻¹] |
| Y_k | Fraction massique de l'espèce k | |
| Z | Facteur de compressibilité Z | |

Symboles Grecque

γ : Rapport de chaleur spécifique

π : Rapport de la masse de la structure du système à la masse d'ergols ---

ρ : Masse volumique [kg.m^{-3}]

ρ_r : Masse volumique au point critique [kg.m^{-3}]

τ_{ij} : Composantes i, j du tenseur des contraintes visqueuses [$\text{kg.m}^{-1} \text{s}^{-1}$]

ω_i : Taux de production (ou de consommation) de l'espèce [$\text{kg.mole/m}^3 \text{s}$] ν_{ir} : Coefficients stœchiométrique --- μ : Viscosité dynamique [Pa.s]

δ : pérateur de kronecker ---

λ : conductivité thermique du mélange [$\text{W.m}^{-2} \text{.K}^{-1}$]

A_r : Facteur d'air

φ Quantité extensive arbitraire ---

Φ_s : La réchess stœchiométrique ---

μ_t : Viscosité dynamique turbulente [$\text{kg.m}^{-1} \text{.s}^{-1}$]

ϵ : Dissipation d'énergie cinétique turbulente [$\text{m}^2 \text{s}^{-3}$]

α : Angle Radian

ϵ taux de compression -----

H : Rendements

Indice

C Compresseur

E Effective

T Turbin

f Formation

t Turbulent

R Fluide refroidisseur

G Gaz A Air

$\bar{\alpha}$ Moyenne de Reynolds

$\check{\alpha}$ Moyenne de Favre

" Fluctuation

Abréviation

*CFD Computational Fluid dynamic EBU Eddy Break Up EDM Eddy Dissipation Model MSL
Moteur soupapes latérales MST Moteur soupapes en tête*

PCI Pouvoir calorifique inférieur du carburant

PME Pression moyenne effective

Indices de position sur la boucle de suralimentation

0 : ambiante

1 : entrée compresseur

2 : sortie compresseur et entrée échangeur

3 : sortie échangeur et entrée moteur

4 : sortie moteur et entrée turbine

5 : sortie turbine

Résumé :

La technologie actuelle, permet actuellement d'utiliser la suralimentation dans les moteurs diesel suite aux perfectionnements des systèmes d'injection. Ainsi, les performances du moteur diesel peuvent être améliorées en utilisant les turbocompresseurs pour augmenter la quantité d'air admise dans le cylindre. Cependant, la compréhension de l'influence de la pression sur la combustion diesel reste très difficile à accéder. Pour cela, une simulation numérique a été réalisée en utilisant le code de calcul FLUENT. Cette simulation porte sur l'influence directe de l'augmentation de la pression sur la combustion de diesel sans modification des paramètres d'écoulement. Les résultats obtenus montre une modification importante des zones de réaction et des températures de fin de combustion pour différentes pressions dans la chambre de combustion.

Abstract :

The current technology, allows using the supercharging in the diesel engines following the improvements of the injection systems. Thus, the performance of the diesel engine can be improved by using turbochargers to increase the amount of air admitted into the cylinder. However, understanding the influence of pressure on diesel combustion remains very difficult to access. For this purpose, a numerical simulation was carried out using the calculation code FLUENT. This simulation focuses on the direct influence of the increase in pressure on the combustion of diesel without changing the flow parameters. The results obtained show a significant modification of the reaction zones and the end-of-combustion temperatures for different pressures.

الخلاصة

التكنولوجيا الحالية تسمح باستعمال تقنية الشحن الفائق في محركات الديزل بعد تحسين انظمة الحقن. ومنه تحسين اداء المحرك بفضل الشاحن التربينى لذي يمكن الاسطوانة من استيعاب اكبر قدر ممكن من الهواء بداخلها. لكن لايزال من الصعب الفهم الاكيد لتاثير الضغوط على احتراق الديزل. ولهذا قمنا باجراء محاكآت رقمية باستخدام رمز الحساب fluent. تركز هذه المحاكاة على التاثير المباشر لزيادة الضغط على احتراق الديزل بدون المس في التدفق.

النتائج المتحصل عليها تظهر تحسينا ملحوظا على مناطق التفاعل ودرجات الحرارة مع تزايد الضغط.

Introduction générale

Le développement technologique dans le domaine des moteurs diesel, évoluant très vite, il est très difficile actuellement d'acquérir des connaissances sur tous les systèmes existants, la suralimentation est devenue un axe principal permettant d'améliorer les caractéristiques de moteur. Actuellement l'automobile est équipée des systèmes de suralimentation pour avoir un meilleur rendement ainsi que diminuer les émissions de polluants.

Aujourd'hui la technologie de suralimentation permet d'atteindre des puissances maximales avec des moteurs équipés de petit cylindre.

La suralimentation est un ancien principe, est une des solutions utilisée pour augmenter le rendement d'un part et diminuer la consommation en carburant d'un autre part. Ainsi, tout en maintenant constante la puissance, l'augmentation du rendement est obtenue par la conjonction de deux effets : un remplissage optimum de la chambre de combustion grâce à l'utilisation d'un turbocompresseur permettant de suralimenter l'admission et la diminution des frottements mécaniques résultant de la diminution de la taille et de la masse des pièces mécaniques en mouvement.

Le but de ce travail, est d'étudier l'influence de la pression d'admission sur un moteur à allumage par compression (diesel) suralimenté. Le présent travail porte sur : L'étude théorique et numérique de la suralimentation dans le but d'étudier l'influence de la pression sur une chambre de combustion simplifiée en utilisant le code de calcul « FLUENT ». En deuxième lieu, l'étude porte sur l'étude théorique de l'influence de la suralimentation sur un cas réel, il s'agit du moteur (Peugeot ; 508 ; turbo) en utilisant le programme calculateur Excel applique sur le cycle mixte (cycle sabathé).le présent travail est réparties :

Le premier chapitre, présente des généralités sur les types des machines thermiques à combustion interne et leur classification selon le cycle thermodynamique avec une description de l'ensemble d'organes moteur.

Le deuxième chapitre, présente une étude présentative sur les moteurs à allumage par compression avec l'ensemble des organes circuits de fonctionnement du moteur diesel.

Le troisième chapitre présente la suralimentation des moteurs à diesel par turbo compresseur et leur fonctionnement.

Le quatrième chapitre se compose de la modélisation de la chambre de combustion avec n-heptane comme carburant pour différentes pressions, et d'un calcul théorique de l'influence des pressions d'admission sur les performances de moteur diesel.

Chapitre 1 :
Généralités sur les moteurs à
combustion interne

1 :Introduction générale sur les moteurs thermiques

Un moteur thermique est un organe transformateur de l'énergie .il transforme l'énergie thermique en énergie motrice mécanique.

Il produit une énergie mécanique disponible au volant moteur. Il rejette des gaz brûlés

Il évacue les calories par son système de refroidissement.

Il reçoit le courant électrique haute tension nécessaire à l'allumage

Le conducteur a une action sur le démarreur.

Le moteur reçoit du démarreur l'énergie mécanique nécessaire à son lancement. Il reçoit aussi le lubrifiant nécessaire au fonctionnement de son système de graissage.

Le premier problème posé était : convertir l'énergie chimique dans un combustible en énergie calorifique (chaleur), puis convertir cette chaleur en énergie mécanique.[1]

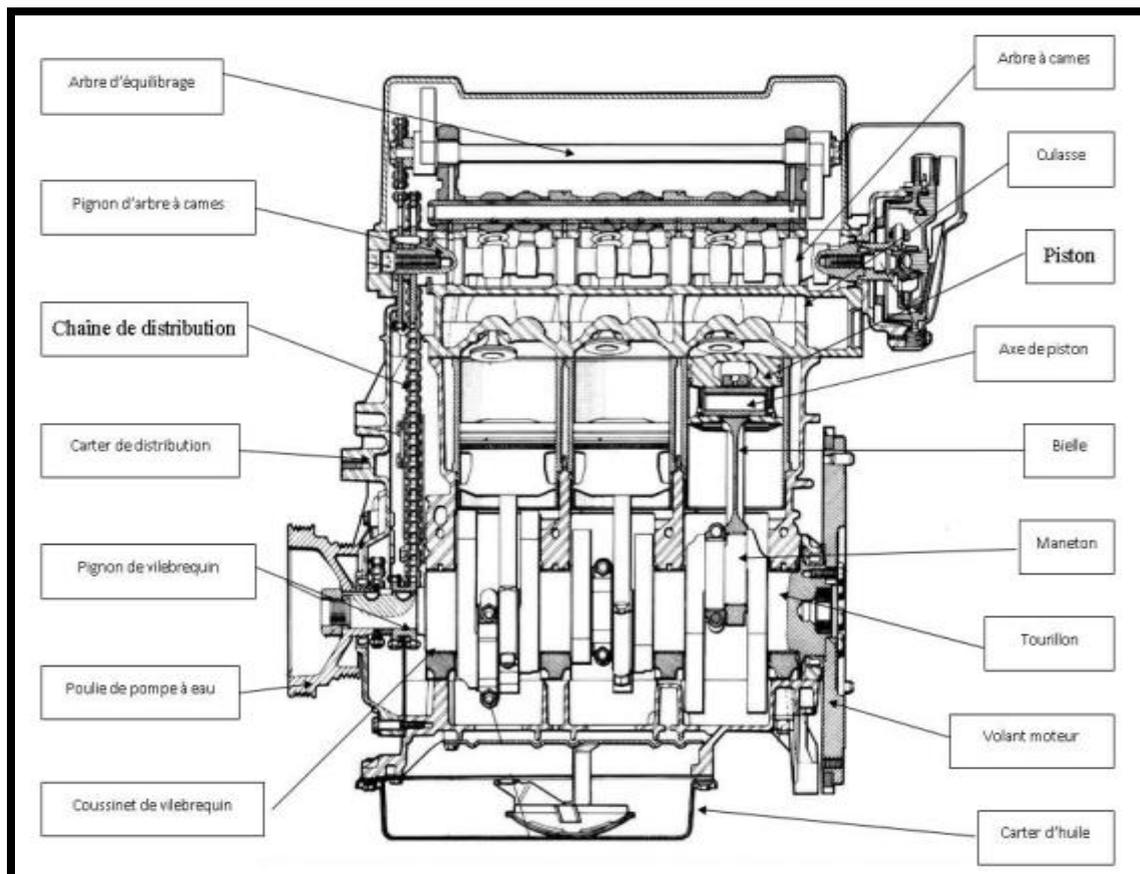


fig1. moteur thermique

Ils sont aussi appelés les moteurs à combustion qui sont généralement distingués en deux types :

- Les moteurs à combustion interne où le système est renouvelé à chaque cycle.

Le système est en contact avec une seule source de chaleur (l'atmosphère).

- Les moteurs à combustion externe où le système (air) est recyclé, sans renouvellement, ce qui nécessite alors 2 sources de chaleur, entrent par exemple dans cette dernière catégorie : les machines à vapeur, le moteur Stirling...

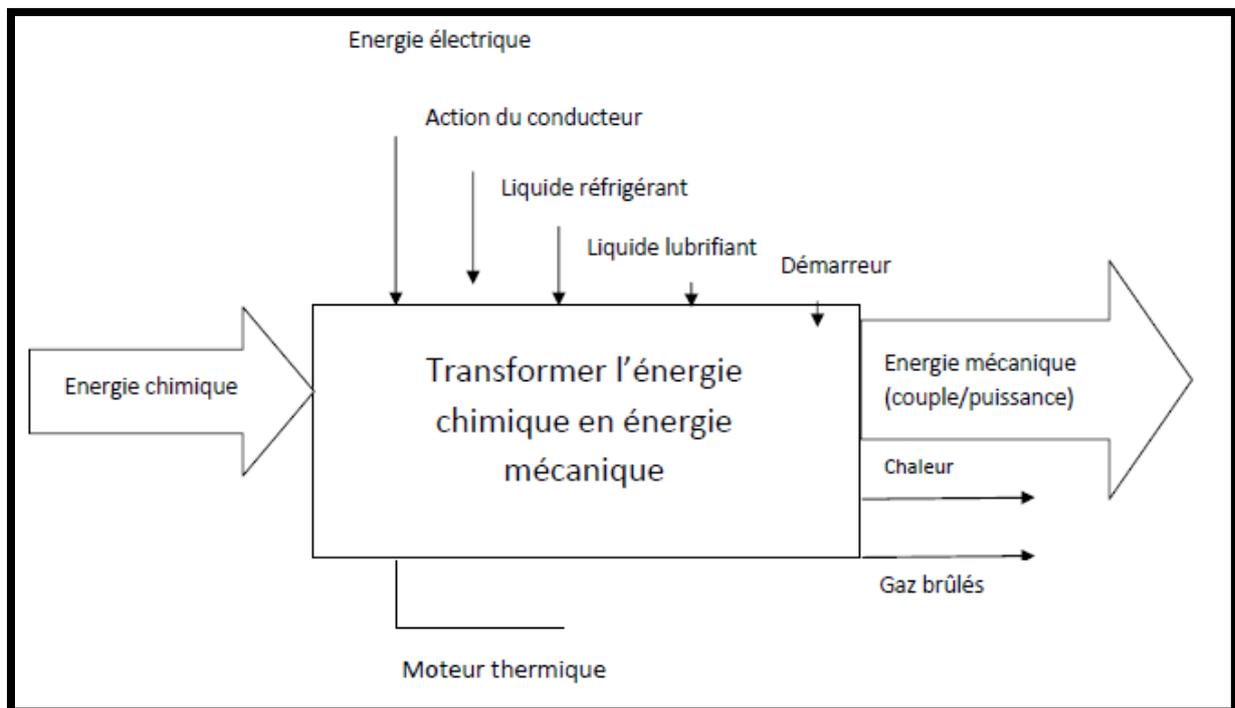


fig2.fonctionnement de moteur thermique

2. Moteurs à combustion interne

Un moteur à combustion interne est un moteur thermique dans lequel la combustion s'effectue à l'intérieur de moteur

2.1 Moteurs alternatifs

La chaleur est produite par une combustion dans une chambre à volume variable et elle est utilisée pour augmenter la pression au sein d'un gaz qui remplit cette chambre (ce gaz est d'ailleurs initialement composé du combustible et du comburant : air). Cette augmentation

de pression se traduit par une force exercée sur un piston, force qui transforme le mouvement de translation du piston en mouvement de rotation d'arbre (vilebrequin).[2]

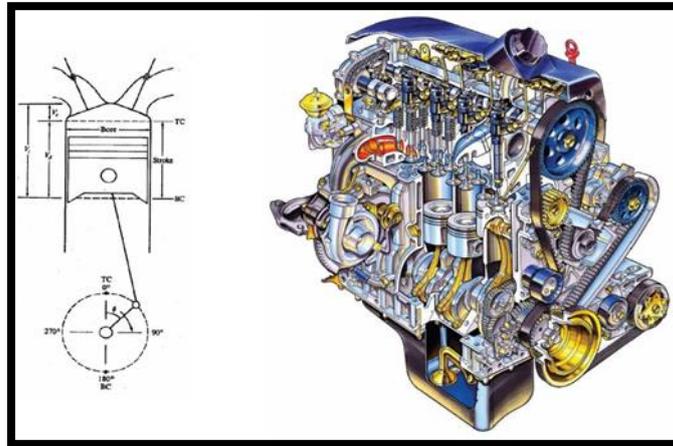


fig3 : moteur à combustion interne (alternatif)

Les moteurs sont classés en deux catégories suivant la technique d'inflammation du mélange carburant-air :

_ Les moteurs à allumage commandé (moteur à essence)

_ Les moteurs à allumage par compression (moteur Diesel)

Dans les moteurs à allumage commandé, un mélange convenable essence-air, obtenu à l'aide d'un carburateur, est admis dans la chambre de combustion du cylindre où l'inflammation est produite par une étincelle.

Dans les moteurs à allumage par compression, le carburant est du gazole. On l'injecte sous pression dans la chambre de combustion contenant de l'air, préalablement comprimé et chaud, au contact duquel il s'enflamme spontanément. Ces moteurs sont appelés moteur Diesel.

Ces moteurs constituent actuellement la majorité des unités de production de puissance mécanique dans beaucoup de domaines, surtout le domaine de transports où ils se sont particulièrement développés en raison de leurs avantages .

2-2 : Turbomachines : (turbine à gaz)

Contrairement aux moteurs précédents, les turbomachines sont des machines à écoulement continu. Dans ces dernières machines, les évolutions des fluides moteur ont lieu dans des enceintes successives et juxtaposées, contrairement aux moteurs alternatifs où ces transformations s'opèrent dans le même espace, le cylindre.

La chaleur est produite par une combustion dans une chambre de combustion d'un combustible généralement liquide (kérosène par exemple). Cette combustion augmente la pression du gaz (air + combustible). Ce gaz sous pression traverse une chambre de détente à volume constant constituée d'un arbre moteur doté d'ailettes (turbine de détente). De l'énergie est alors fournie à cet arbre sous forme d'un couple moteur qui sera utilisé d'une part vers les consommateurs, d'autre part vers un compresseur (turbine de compression) qui permet la puissance fournie. En effet la pression de l'air augmentant, la masse d'air aspirée augmente, on peut brûler davantage de kérosène, et la puissance disponible est donc augmentée (par rapport à une turbine qui ne disposerait pas d'étage compresseur en entrée).

2.3. Moteur WANKEL à piston rotatif

Le moteur rotatif WANKEL est le résultat d'une importante d'étude menée de 1945 à 1954 par l'ingénieur WANKEL sur les différentes solutions de moteur rotatif. En conclusion, il estima que la meilleure était de faire travailler en moteur, le compresseur rotatif réalisé par Bernard Maillard en 1943.

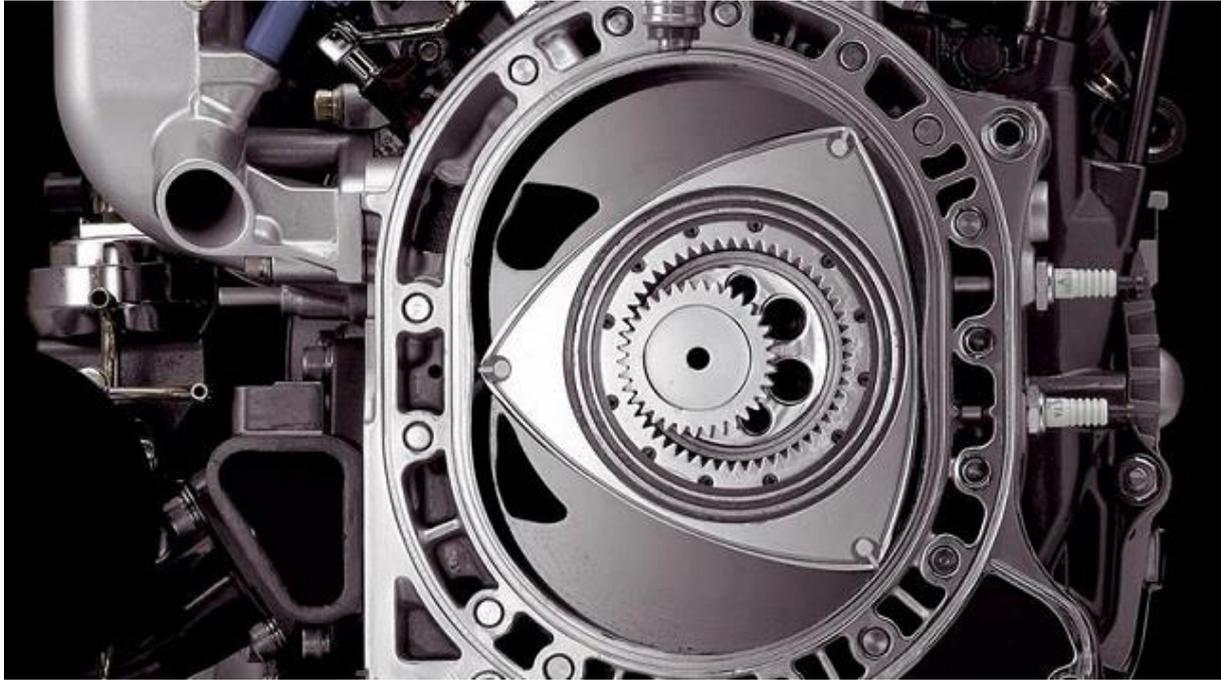


fig. 4. Moteur à piston rotatif

2-3-1 : Avantages :

-Faible encombrement à cylindrée égale à un moteur conventionnel.

_ Du fait qu'il ne transforme pas de mouvement linéaire en rotation, il déplace moins de pièces, donc moins d'inertie, ce qui lui permet d'atteindre des régimes très élevées. (En théorie max. 18000 tr/min)

_ Moins de pièces permet de faire des montées en régimes très rapide.

_ Moins de pièces est égale à moins de poids.

_ La plage d'utilisation commence dès les premiers tours et s'étend jusqu'à la rupture.

2-3-2Inconvénients :

_ Consommation en essence excessive.

_ Frein moteur pratiquement inexistant.

_ Techniquement perfectible.

3: Architecture de moteur thermique

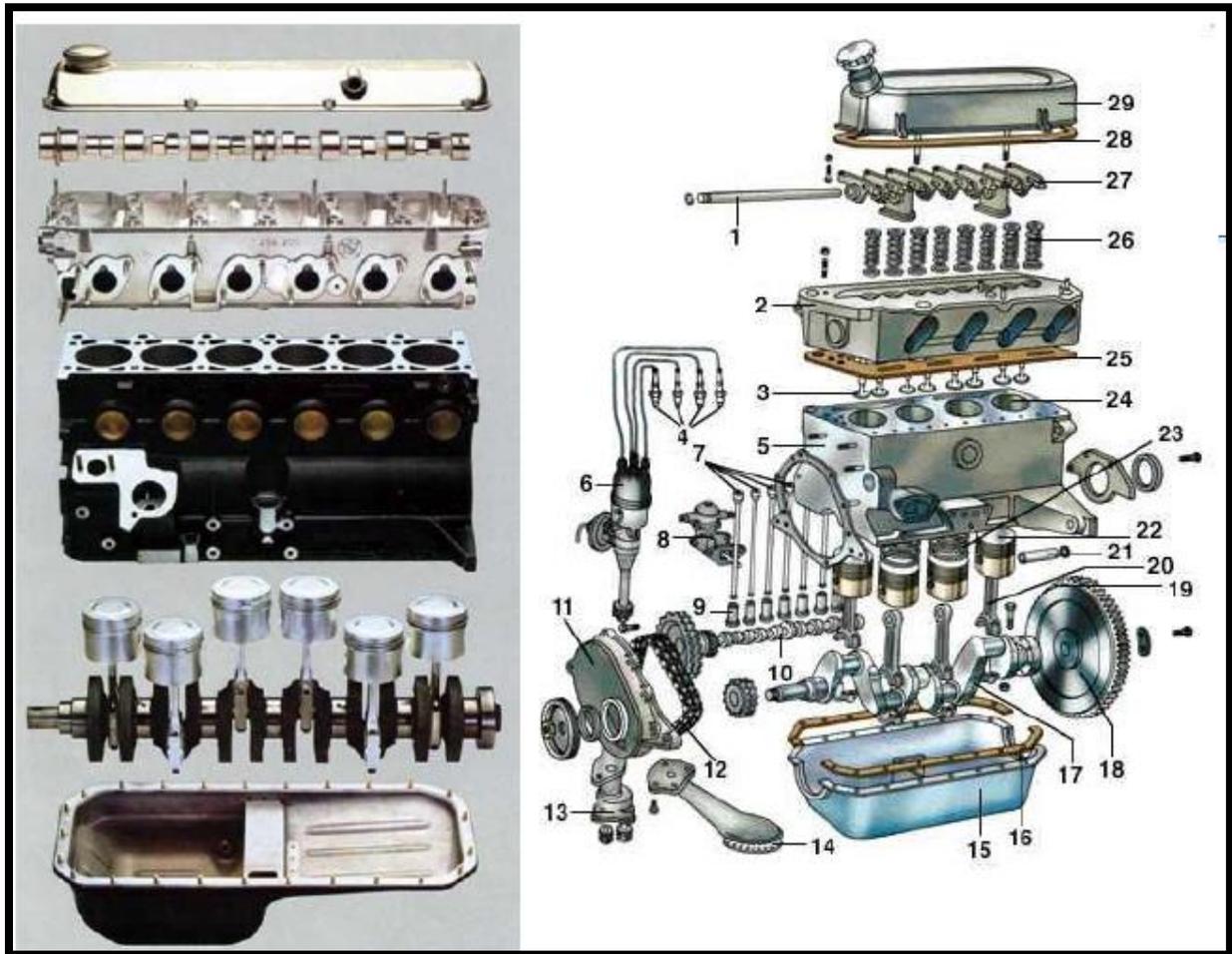


Fig5 :ensemble de moteur à combustion interne

- | | |
|-------------------------------------|--|
| 1) Axe des culbuteurs | 16) joint de carter |
| 2) culasse | 17) vilebrequin |
| 3) soupapes | 18) volant moteur |
| 4) bougies | 19) couronne dentée entraînée par le démarreur |
| 5) bloc cylindres | 20) bielle |
| 6) allumeur | 21) axe de piston |
| 7) tiges de commande des culbuteurs | 22) piston |
| 8) pompe à essence | 23) segments |
| 9) poussoirs | 24) cylindre |

10) arbre à cames

25) joint de culasse

11) carter de distribution

26) ressorts de soupapes

12) chaîne de distribution

27) culbuteurs

13) pompe à huile

28) joint de cache culbuteurs

14) crépine de pompe à huile

29) cache culbuteurs

Les organes de moteur sont dévisés en deux :

Organes fixe(le bloc moteur et la culasse)

Organes mobile (distribution,attelage mobile)

3-1 : Définition des organes de moteur :

3-1-1 : organes fixe

3-1-1-1 : bloc moteur

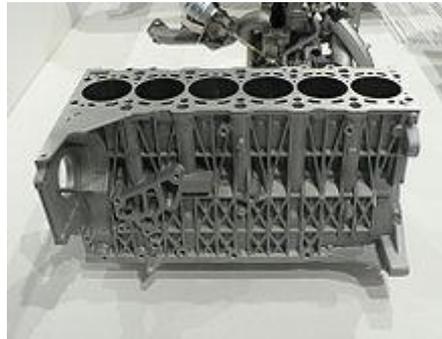


fig 6 :bloc moteur

Constitue le bâti d'un moteur à pistons dont la partie intérieure est usinée pour former les cylindres ou les logements de chemises, s'il s'agit d'un moteur à chemises rapportées. L'eau de refroidissement circule librement à l'intérieur du carter-moteur. La partie supérieure du bloc est dressée pour former le plan de joint pour la culasse, qui vient coiffer les cylindres.

Le rôle principale de bloc moteur est de :

Résister aux pressions, torsions, frottements, variations de température.

Être indéformable et répondre à des dispositions géométriques précises.

Posséder la masse la moins élevée possible.

3-1-1-2 : La chemise de cylindre

La chemise est une pièce cylindrique emmanchée en force dans le cylindre (ayant un métal plus résistant que le reste du bloc moteur), et dans laquelle coulisser le piston et où se produit la combustion/compression (fortes contraintes).

Souvent en fonte ou en acier, la chemise reçoit différents usinages et traitements visant d'une part à améliorer son état de surface, pour diminuer les frottements, et d'autre part à accroître la dureté, afin d'éviter l'usure.



Fig7 : chemise de cylindre

3-1-1-3 : la culasse :

La culasse est la partie du moteur qui ferme le haut des cylindres et dans laquelle s'effectue la combustion. En général, les soupapes d'admission et d'échappement y sont logées. Sa forme et ses caractéristiques ont toujours été étroitement liées à l'évolution des moteurs et ont été plus particulièrement déterminées en fonction du type de distribution et de la forme de la chambre de combustion

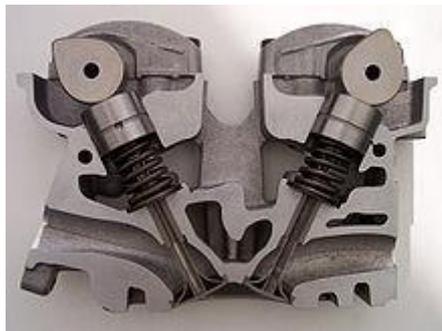


fig 8:culasse

Elle permet :

L'arrivée et l'évacuation des gaz.

La mise en position des éléments de la distribution et d'une partie de l'allumage.

L'évacuation rapide de la chaleur, au point le plus chaud situé dans la chambre de

Combustion.

3-1-2 : Organe mobile

3-1-2-1 : Arbre à cames :

L'arbre à cames est un élément très important du moteur qui sert à ouvrir et refermer les soupapes. En quelque sorte, c'est ce dernier qui permet au moteur "d'inspirer" et "d'expirer"

l'air dans ses poumons (en l'occurrence ses cylindres !) dans un cycle à quatre temps

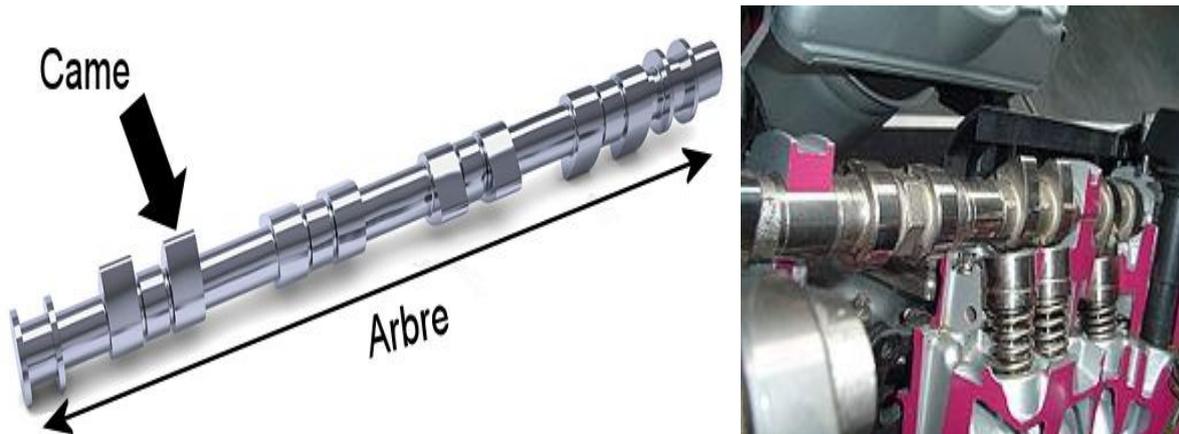


fig 9: arbre à cames

3-1-2-2 : Les soupapes

*Une **soupape** est un organe mécanique de la distribution permettant l'admission des gaz frais et l'évacuation des gaz brûlés*

Les soupapes permettent le passage d'un maximum de gaz dans un temps très court et

doivent assurer une parfaite étanchéité à la fermeture sur le siège de soupape. Les

soupapes sont exposées aux températures très élevées régnant dans la chambre de

combustion (de l'ordre de 800°C à l'ouverture de la soupape d'échappement). La fabrication des soupapes nécessite donc l'emploi de métaux capables de résister à la déformation à haute température (fluage) et aux chocs répétés, tels les aciers austéniques, additifs comme le chrome, le nickel, le tungstène. La portée conique assure l'étanchéité parfaite à la fermeture et un centrage correct évitant la déformation de la tige ou de la queue.



fig 10 : soupape

3-1-2-3 : Le piston

Le rôle du piston est de transmettre par l'intermédiaire de la bielle l'effort résultant de la pression des gaz.

Son refroidissement est assuré par les segments et le contact de la jupe avec le cylindre.

Ainsi, une partie de la chaleur est en outre évacuée par l'huile projetée sur son fond.

Le piston est lié à la bielle par un axe en acier.

Le piston est en général en alliage d'aluminium (AS12UN par ex), parfois renforcé par l'adjonction de fibres . plus rarement, le piston peut être en fonte GS ou en acier forgé.



Fig11:piston

3-1-2-4 : Les segments

Le rôle des segments est d'assurer l'étanchéité aux gaz (coté chambre de combustion) et à l'huile (coté carter).

Ils permettent d'évacuer une partie de la chaleur communiquée au piston par les gaz vers le cylindre.

Les segments sont en général au nombre de 3 :

Le segment de feu situé au sommet du piston.

Le segment d'étanchéité au milieu.

Le segment racleur enfin qui assure surtout l'étanchéité à l'huile.

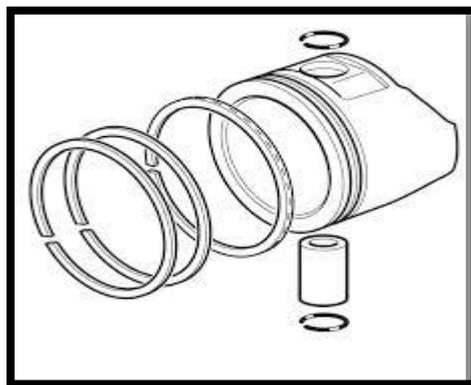


fig12 : segment

3-1-2-5: La bielle

La bielle est un élément intermédiaire qui permet la transmission des forces entre deux éléments animés de mouvements différents :

Le mouvement rectiligne alternatif du piston.

Le mouvement circulaire continu du vilebrequin.

Par la combinaison des mouvements rapides du piston et du vilebrequin, cet élément est soumis à de multiples contraintes : la compression, la traction, la flexion.

Elle peut être en fonte GS, en acier forgé ou fritté, et aussi en alliage léger



fig13: bielle

3-1-2-6 : Le vilebrequin :

Un vilebrequin est un axe excentrique qui convertit un mouvement rectiligne en un mouvement rotatif.

Il constitue un élément essentiel des moteurs à essence, moteurs Diesel et autres moteurs à combustion.

Il en existe de nombreuses formes et tailles selon le constructeur et le nombre de cylindres.

La fonction principale d'un vilebrequin est de:

recevoir l'effort transmis par les pistons et les bielles et fournit un mouvement circulaire en sortie du moteur.

entraîner en rotation certains accessoires (ex : pompe à huile, distributeur d'allumage etc...).

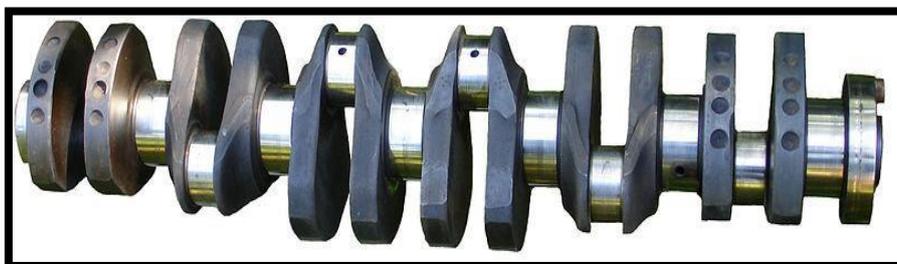


fig 14 : vilebrequin

Un vilebrequin doit posséder des qualités afin de résister aux efforts qui lui sont soumis :

Bras de manivelle robuste.

Géométrie indéformable.

Équilibrage parfait (Il peut être en acier forgé ou moulé).

3-1-2-7 : Distribution

Le but de la distribution est de :

Permettre l'entrée de gaz frais et d'en permettre l'évacuation après combustion.

Augmenter le temps d'ouverture de la soupape d'admission afin d'éviter le freinage des gaz.

Déclencher le point d'allumage.

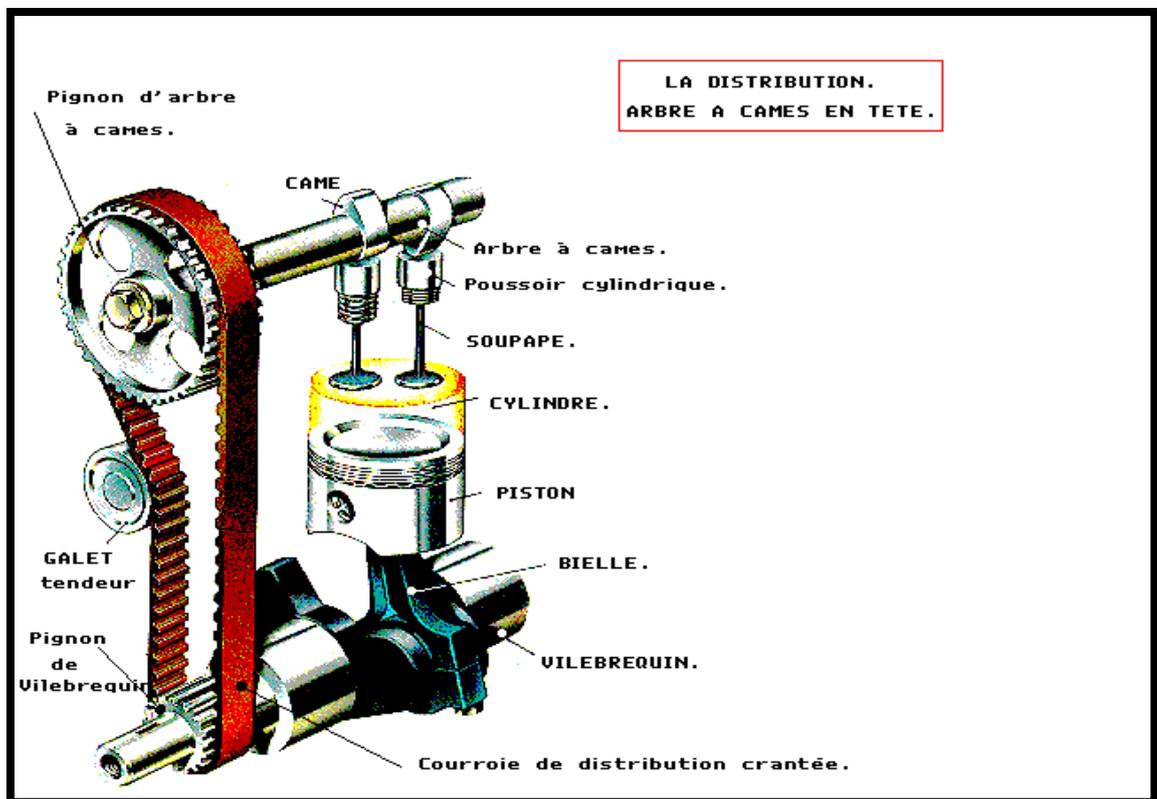


fig15:distribution

4 : Principe de fonctionnement de moteur

4-1: Les caractéristiques

4-1-1 : L'alésage

L'alésage « d »(en centimètre) est le diamètre intérieur du cylindre.

4-1-2: La course

La course « C »(en centimètre) est la distance parcourue par le piston entre son Point Mort Haut (PMH) et son Point Mort Bas (PMB).

4-1-3: La cylindrée :

La cylindrée unitaire « V »(en centimètre cube) est le volume compris dans un cylindre entre la PMH et le PMB. $V = (\pi \cdot d^2 / 4) \cdot C$

4-1-4 La cylindrée totale

La cylindrée totale « Vt »(en centimètre cube) est égale à la cylindrée unitaire multipliée par le nombre de cylindres n. $V_t = V \cdot n$

4-1-5 : Le rapport volumétrique

C'est le rapport entre le volume total dans le cylindre (quand le piston est au PMB) et le volume restant quand le piston est au PMH (volume mort ou volume de la chambre de combustion).[1]

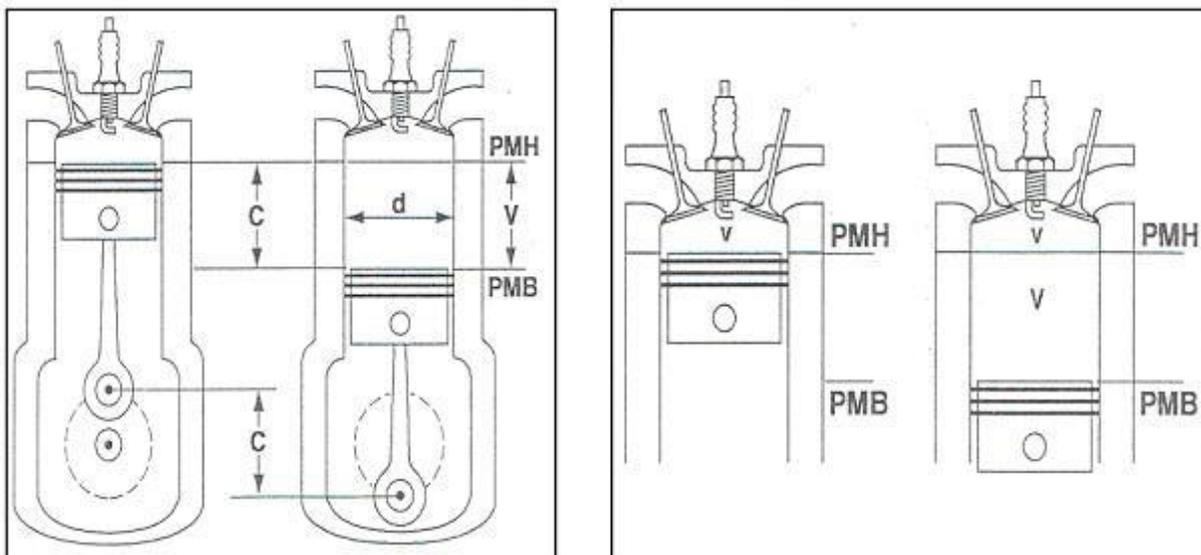


fig16 : caractéristique moteur

4-2 : Moteur à quatre temps

Les 4 temps nécessaires au cycle de transformation de l'énergie chimique contenue dans le

carburant en énergie mécanique sont :

- l'admission du mélange carburé,
- sa compression,
- sa combustion,
- et l'échappement des gaz brûlés.

Chaque temps correspond à une montée ou une descente du piston (c'est-à-dire un demi-tour de rotation du vilebrequin).

4-2-1 : 1er Temps : Admission

Le premier temps est l'admission : la soupape d'admission s'ouvre au moment où le piston amorce sa descente, engendrant l'aspiration du mélange air-essence provenant du carburateur.

Dans un moteur Diesel, c'est uniquement de l'air qui est admis et comprimé.

4-2-1 : 2em Temps : compression

Le deuxième temps est la compression : la soupape d'admission se ferme au moment où le piston amorce sa remontée. Comme la soupape d'échappement est également fermée, le mélange gazeux est comprimé.

Dans un moteur Diesel, le carburant est injecté directement dans le cylindre en fin de compression.

4-2-3 : 3ème Temps : Combustion

Le troisième temps est la combustion : la bougie produit une étincelle qui enflamme le mélange gazeux ; l'explosion provoque le déplacement du piston vers le bas, les gaz brûlés subissant une détente. Lors de la combustion, l'énergie chimique est transformée en énergie mécanique.

Dans un moteur Diesel, le mélange s'enflamme spontanément (sans étincelle) en raison d'une très forte élévation de la température de l'air liée à sa compression.

4-2-4 : 4ème Temps : Echappement

Le quatrième temps est l'échappement des gaz brûlés : la soupape d'échappement s'ouvre et

le piston remonte, expulsant les produits de la combustion hors du cylindre. Lorsque le piston atteint le sommet du cylindre, la soupape d'échappement se referme et le cycle recommence. La vidange des gaz brûlés est identique dans un moteur Diesel.

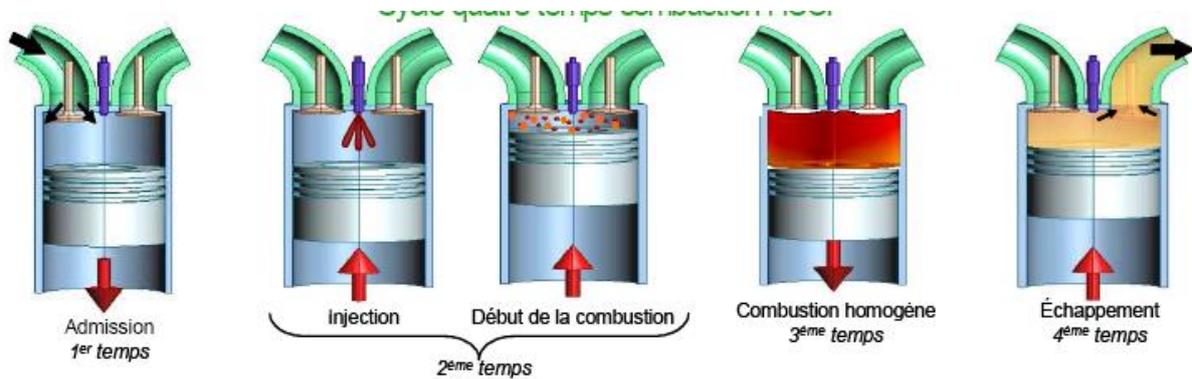


Fig17:les quatre temps de moteur

4-3 :moteur deux temps

Il est possible de fabriquer des moteurs à allumage commandé ou des moteurs Diesel à deux temps, ayant un cycle de combustion un temps sur deux, au lieu d'un temps sur quatre pour les moteurs à quatre temps. Le rendement de tels moteurs est plus faible que celui des moteurs à quatre temps ; la puissance d'un moteur à deux temps est toujours inférieure à la moitié de celle d'un moteur à quatre temps de taille comparable.

Dans les modèles les plus simples de moteurs à deux temps, les soupapes à clapet sont remplacées par des soupapes à manchon, ou lumières (orifices ouverts dans la paroi du cylindre qui sont découverts à la fin du mouvement de refoulement du piston). Dans le cycle à deux temps, le mélange d'air et de combustible est introduit par la lumière d'alimentation, quand le piston est refoulé complètement dans le cylindre. Le mélange s'enflamme au moment où le piston atteint la fin de la compression. Le piston est alors refoulé : c'est la combustion, découvrant la lumière d'échappement et permettant aux gaz d'être évacués vers la chambre de combustion.

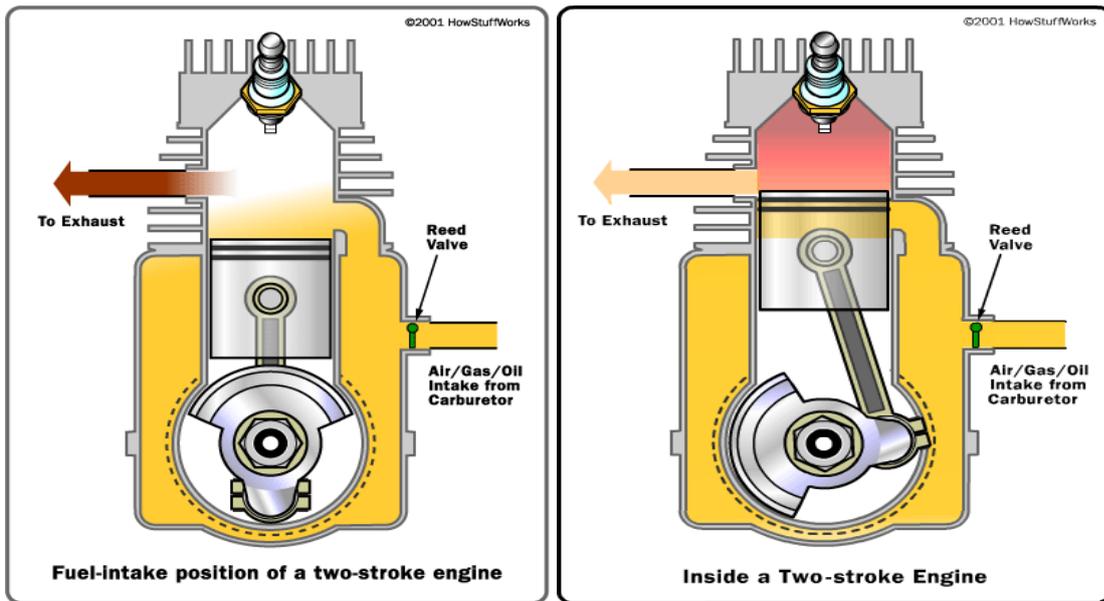


Fig18 : moteur à deux temps:

4-4:Conclusion

Un moteur thermique est un transformateur de l'énergie sous forme de chaleur en énergie sous forme d'un travail mécanique.

La connaissance technique concernant l'ensemble des organes mobiles et fixes permet d'une bonne réparation du moteur thermique et une meilleure gestion des pièces de rechanges pour la rénovation des moteurs et assurer les conditions de fonctionnement.

Le principe de fonctionnement dépend du nombre de cylindre et de cycle thermodynamique, ainsi les différents types d'allumage et de combustion qui se change selon le type de moteur et leurs caractéristiques

Chapitre 2 :
Technologie de moteur diesel

1 :Introduction

*Le moteur Diesel qui équipe les automobiles que nous connaissons actuellement est le fruit d'une évolution constante. C'est un moteur thermique à combustion interne à allumage par compression, utilisant un carburant tel que le gasoil , fuel et le mazout .Les diesels sont appelés aussi moteurs à **autoallumage**.*

2 : Historique

1897 Le premier moteur conçu par un ingénieur thermicien, Rudolf DIESEL, fonctionne en Allemagne. Il résulte de travaux théoriques destinés à améliorer le rendement thermodynamique. Ce moteur, qui a un rendement de 26,2 % (à rapporter aux 20 % du moteur à essence de l'époque), développe une puissance de 27 kW pour une cylindrée d'environ 20 litres .[3]

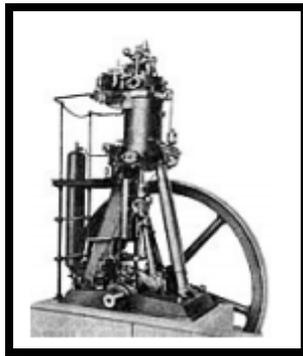


fig 19:moteur diesel 1897

- 1936 Mercedes produit en petite série la première voiture à moteur Diesel, la 260D .

- 1938 Peugeot réalise une série d'un millier de modèle 402 .

après la seconde guerre mondiale, ce type de véhicule est toujours produit .

-1973 la crise pétrolière favorise la généralisation des voitures à moteur Diesel .

-1988 Fiat produit la première voiture de série équipée d'un moteur à injection directe .

-1989 Audi présente la première voiture équipée d'un moteur à injection directe à régulation électronique .

-1998 premières applications de l'injection directe à rampe commune réalisée par Bosch sur des véhicules de série.

-2000 plusieurs constructeurs européens produisent une version de leur véhicule de prestige équipé d'un moteur V8 Diesel à injection directe à rampe commune.

3 : Principe de fonctionnement

Un moteur Diesel fonctionne différemment d'un moteur à essence. Même si leurs principaux organes sont semblables et s'ils respectent le même cycle à quatre temps, un moteur Diesel et un moteur à explosion présentent des différences sensibles, en particulier dans la façon dont le mélange carburé y est enflammé et dans la manière dont la puissance délivrée y est régulée.

Dans un moteur Diesel, l'allumage est obtenu par une auto-inflammation du carburant à la suite de l'échauffement de l'air sous l'effet de la compression.

Un rapport volumétrique normal est de l'ordre de 20 à 1 pour un moteur Diesel .Un tel taux de compression porte la température de l'air dans le cylindre à plus de 450 °C. Cette température étant celle de l'auto-inflammation du gazole, celui-ci s'enflamme spontanément au contact de l'air, sans qu'il y ait besoin d'une étincelle, et, donc, sans système d'allumage. . le moteur Diesel, aspire toujours la même masse d'air (à régime égal) par un conduit de section constante dans lequel seule s'interpose la soupape d'admission (il n'y a ni carburateur, ni papillon).

A la fin de la phase d'admission, la soupape d'admission se ferme, puis le piston, soumis à l'inertie de l'ensemble vilebrequin-volant moteur, remonte vers le haut du cylindre en comprimant l'air dans environ 1/20 de son volume initial. C'est à la fin de cette phase de compression qu'une quantité précisément dosée de carburant (gazole) est injectée dans la chambre de combustion. En raison de la température élevée de l'air comprimé, ce carburant s'enflamme immédiatement et les gaz chauds, en se dilatant, repoussent le piston avec force.

Quand le piston remonte dans le cylindre, lors de la phase d'échappement, la soupape d'échappement s'ouvre pour laisser les gaz brûlés et dilatés s'évacuer dans le système d'échappement. A la fin de la phase d'échappement, le cylindre est prêt à admettre une nouvelle charge d'air frais afin que le cycle complet recommence. La masse d'air aspirée est réglée par l'ouverture.

Dans le cycle à deux temps toutes ces phases s'effectuent en un seul tour du vilebrequin donc deux courses de piston :

1) balayage du cylindre, admission. compression, injection et allumage

2) détente, début de l'échappement.[4]

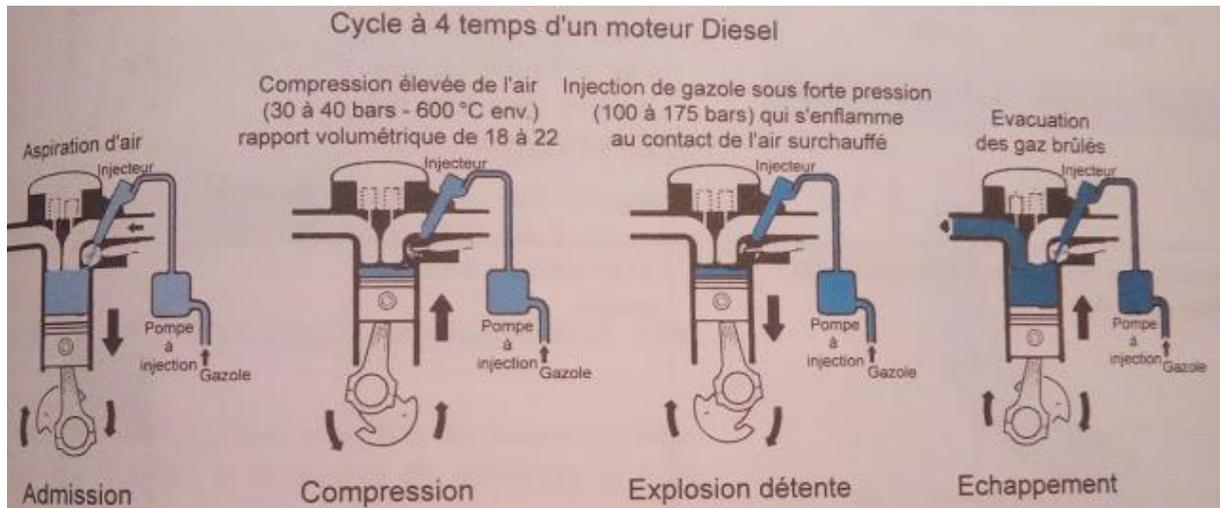


fig20:fonctionnement de moteur diesel

4 : Combustion et émissions pollutant en moteur diesel

4-1 : Combustion dans le moteur diesel

4-1-1: Analyse de la combustion

Le combustible est pulvérisé dans la chambre de combustion. À partir de cet instant on distingue trois phases qui sont décrites par suivant

4-1-2 : Le délai d'allumage ou délai d'inflammation

Dans le cas du moteur Diesel, l'auto-inflammation n'est pas instantanée. Le laps de temps qui s'écoule entre le début de l'injection et l'apparition de la flamme est appelé délai d'inflammation[5]

C'est le temps qui s'écoule entre le moment où le combustible pénètre dans la chambre et l'instant où il s'enflamme. Il est inversement proportionnel :

- à la finesse de la pulvérisation.
- à la température de la chambre de combustion.
- au débit des injecteurs.

Au cours de cette phase le combustible est pulvérisé, il s'oxyde et certaines de ses molécules subissent un phénomène de craquage thermique

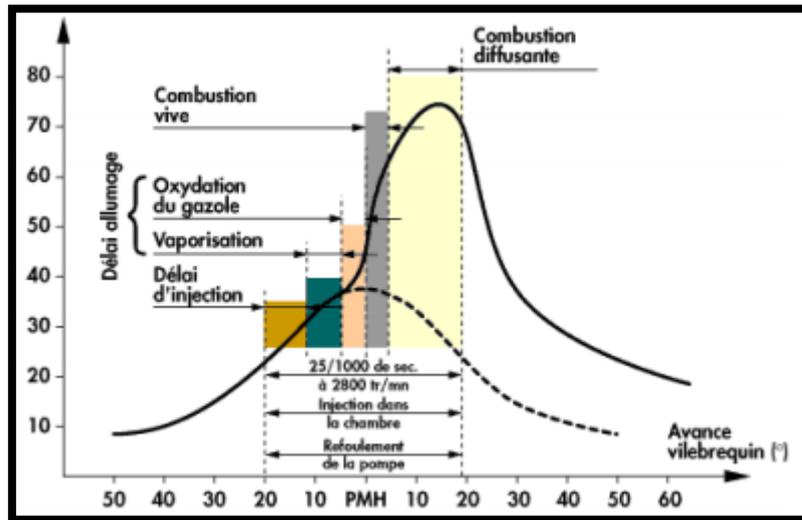


Fig21 :courbe de combustion

4-1-3 : La phase incontrôlée

La combustion de la totalité de la quantité déjà injectée se déroule à une vitesse proche de celle du son (soit 340m/s). Cette combustion, 2 000 fois plus rapide que celle d'un mélange carburé dans un moteur à essence, génère le bruit caractéristique du moteur Diesel.

4-1-4: La combustion contrôlée

La température qui règne dans la chambre permet la combustion du gazole en continu à la sortie de l'injecteur, celle-ci se déroulant avec une émission sonore acceptable.

4-2 :Les émissions polluantes du moteur Diesel

4-2-1 : Les émissions polluantes

La combustion du gazole dans un moteur Diesel génère un certain nombre de résidus. Ceux-ci découlent des réactions chimiques complexes de la combustion et dépendent essentiellement de :

- carburant utilisé.
- la température de fonctionnement du moteur .
- la conception de la chambre de combustion .
- système d'injection .
- conditions d'utilisation.

La réalisation d'une combustion la plus complète possible contribue à une production minimum de résidus. Une adéquation parfaite entre la quantité maximum de carburant et l'air contenu dans la chambre de combustion, ainsi qu'un brassage optimal, limitent la production de polluants. Une combustion correcte engendre une production d'eau (H₂O) et de dioxyde de carbone (CO₂), produits considérés comme non polluants. Il se forme aussi dans de faibles proportions une série de composés indésirables :

- monoxyde de carbone (CO) .
- hydrocarbures imbrûlés (HC) .
- oxydes d'azote (NO_x) .
- particules de suie.

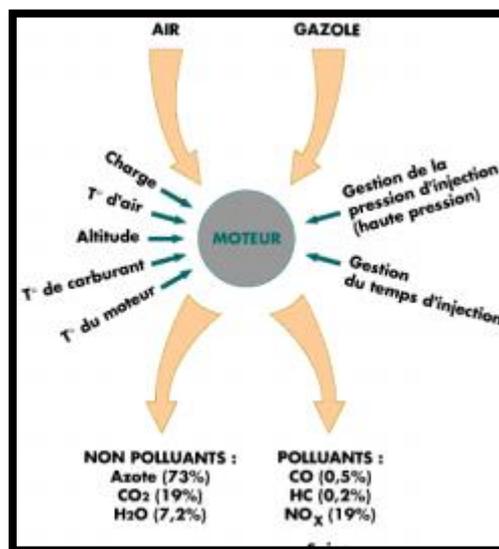


fig22 :émission du moteur diesel

Les solutions proposées pour réduire la production de polluants passent par :

- un système d'injection performant
- la mise en œuvre d'un catalyseur d'oxydation .
- un système de recyclage des gaz d'échappement .
- un filtre à particules.

Il convient de préciser que moins de 1% des gaz d'échappement rejetés par le moteur sont nocifs.

3-2-2 Evolution de la législation sur les émissions polluantes

Depuis 1990, le taux de rejets de gaz d'échappement dans l'atmosphère est limitée par la normalisation européenne (normes Euro).

Exemple : les émissions maximale de CO étaient de 3.16 en 01/01/1993, et elles chute à 0.5 en 01/01/2006. La même chose pour les particules, ils ont une diminution de 0.16 en 01/01/93 à 0.025 en 01/01/2006 .

Evolution des carburants Un grand potentiel d'évolution caractérise la qualité des carburants pour moteur Diesel. Les améliorations concernent :

- la diminution de 0,2% à 0,05 % de la teneur en soufre devenue obligatoire en 1996 .*
- l'augmentation de l'indice de cétane*
- les additifs dans le combustible permettent une réduction effective des polluants émis par le moteur.*

5 : Avantages et inconvénients du moteur diesel:

Le moteur diesel fournit de l'énergie mécanique meilleure que le moteur à essence pour les raisons suivantes :

- Le rendement est élevé.*
- Le combustible employé pour les moteurs Diesel est relativement bon marché.*
- Les gaz d'échappement sont moins toxiques.*
- Les dangers d'incendie sont réduits.*

En effet, le gas-oil ne produit des vapeurs inflammables que chauffé aux environs de 80°C, soit à une température nettement supérieure à celle de l'été. Par contre, l'essence produit des vapeurs inflammables à une température bien inférieure.

Cependant le moteur Diesel présente les inconvénients suivants :

- Les organes du moteur sont soumis à des pressions et des températures élevées donc à des efforts considérables, si bien que la construction de ces moteurs pose des problèmes mécaniques plus complexes que ceux des moteurs à explosion. Les hautes températures sont indispensables pour enflammer spontanément le carburant injecté, ce qui nécessite des matériaux ayant une bonne tenue aux températures élevées.*
- Les pressions en cours de combustion normale sont élevées et augmentent s'il se produit des "ratés d'inflammation". En effet, au combustible non brûlé à la sortie de l'injecteur, s'ajoute le combustible injecté au cycle suivant, l'inflammation s'accompagne alors d'une élévation de pression considérable.*

En conséquence :

- les pièces doivent être largement calculées.*
- la construction est donc lourde.*
- l'étanchéité entre piston et cylindre est difficile à réaliser, d'où obligation de disposer sur les pistons d'un nombre suffisant de segments.*
- une température constante assez élevée est indispensable pour obtenir une bonne combustion. Il faut donc prévoir un refroidissement correct du moteur.*
- l'entretien d'organes de précision tels que les injecteurs ou la pompe d'injection nécessite l'intervention de spécialistes qualifiés.*
- le graissage est délicat en raison des pressions élevées transmises par le piston à tous les organes mobiles du moteur*

6 : classification et technologies des moteurs diesel

6-1 :Moteurs à injection directe

Le système d'injection directe est assez commun entre un moteur diesel et un moteur essence, ce qui n'est pas le cas pour l'injection indirecte dont la conception change en partie . L'injection directe est de plus en plus répandue (c'est même systématique maintenant) pour des raisons environnementales.

le bout de l'injecteur donne directement dans la chambre de combustion (le cylindre), il va donc pulvériser le carburant directement dans cette chambre au moment voulu, plus ou moins tôt, plus ou moins souvent et avec plus ou moins de carburant.

Une injection directe permet de garder plus propre l'admission puisqu'il n'y que de l'air qui y passe et non pas le mélange air + carburant. La forme des injecteurs est aussi assez différente entre une injection directe et indirecte.

Ce type d'injection implique aussi généralement de plus fortes pressions car ce type de moteurs a un taux de compression plus élevé. Cela induit donc une injection qui doit être plus performante en injectant le carburant avec plus de force (la pression est donc supplémentaire et les injecteurs subissent plus de contraintes). L'injection d'un moteur à injection indirecte est donc potentiellement plus fiable dans le temps au niveau des injecteurs et de la pompe qui montent moins en pression.

l'injection directe permet d'envoyer plusieurs jets au lieu d'un seul pour un même cycle.

Le moteur à injection directe s'impose pour son rendement supérieur à ceux des moteurs à injection indirecte.

En effet, le rapport entre la surface et le volume de la chambre de combustion est nettement plus faible pour un moteur à chambre à espace mort unique (injection directe) que pour un moteur à préchambre (injection indirecte) ; de plus, la durée de la combustion est plus courte dans un moteur à injection directe.

Ces deux paramètres diminuent les échanges thermiques entre la chambre de combustion et le système de refroidissement, facteurs de perte de rendement.

Les problèmes liés à l'injection directe sont de deux ordres : bruits de combustion et émission d'oxyde d'azote(NOx).

L'apparition de la régulation électronique dans les systèmes d'injection a permis de stabiliser et d'affiner les réglages de base, tant au niveau du moment d'injection que du débit de combustible.

Ces différents systèmes d'injection mécaniques par pompe distributrice, régulés ou non de manière électronique, présentent comme caractéristique commune la variation de la pression d'injection en fonction de la vitesse de rotation du moteur.

Cette variation de pression d'injection rend difficile une maîtrise totale de la combustion

L'injecteur a trous débouche directement dans la chambre de combustion.

Particularité :

Pression d'injection très élevée

départ à froid facilite

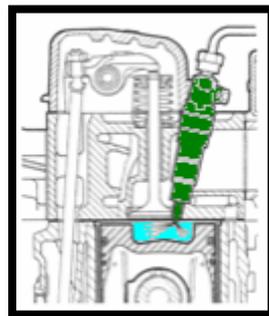


fig 23 :injection direct dans la chambre de combustion

6-2 : moteur à 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.

Les moteurs à injection indirecte remplissent les conditions requises pour son application à l'automobile, à savoir un relatif silence de fonctionnement 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.

L'injecteur, à téton ou à seul trou, débouche dans une préchambre.

Particularité :

bougie de préchauffage qui réchauffe la chambre précombustion.

rapport volumétrique plus élevé

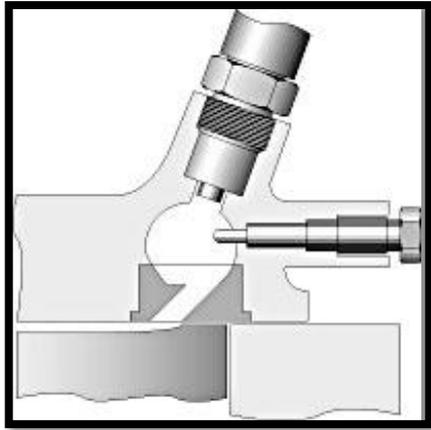


fig24 : injection avec chambre de turbulence

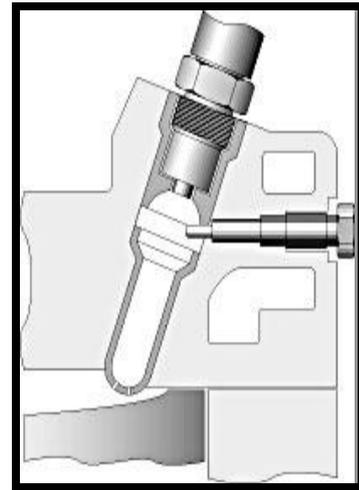


fig25 : injection avec préchambre

6-3 : Les moteurs à injection haute pression à rampe commune

Contrairement aux systèmes à pompe distributrice, la pression d'injection est indépendante de la vitesse de rotation du moteur et demeure constante pendant la phase d'injection.

Le pilotage de l'injection par un calculateur électronique laisse une grande latitude de programmation aux motoristes.

La quantité de combustible injecté peut être fractionnée pour réaliser une pré-injection, ce qui permet de réduire les bruits de combustion et la formation de NOx.

Cette faible quantité de carburant (1 à 4 mm³) permet de préparer, par une augmentation de la température et de la pression dans la chambre de combustion, l'inflammation du combustible lors de l'injection principale.

Les véhicules équipés de filtres à particules présentent une phase de nettoyage qui nécessite une post-injection, rendue possible grâce au pilotage des injecteurs par un calculateur électronique.

Le pilotage par une électronique numérique de tous les paramètres de l'injection permet d'optimiser le fonctionnement du moteur

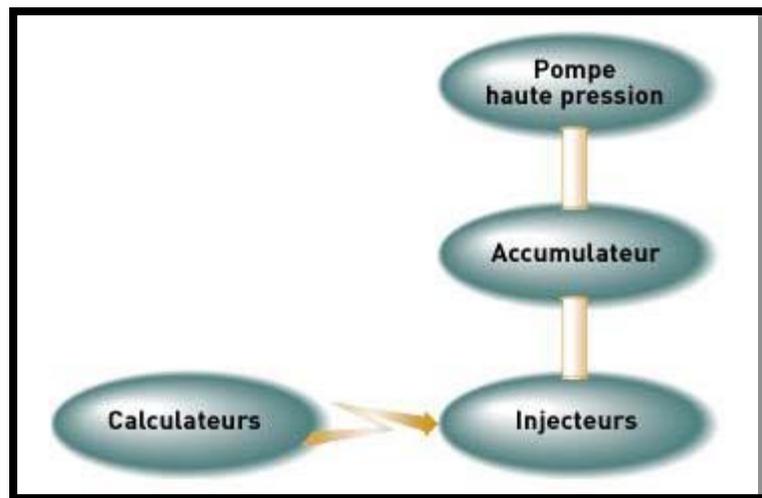


fig26 :système de pilotage

6-4 :nombre de cylindre

Un défaut important des moteurs à mouvement alternatif est que l'irréversibilité des compressions et détentes augmente fortement avec la vitesse d'évolution des pistons dans les cylindres. L'approche traditionnelle pour contourner ce problème est de multiplier le nombre de cylindres fonctionnant simultanément dans le moteur (figure 10.6). De cette façon, on peut réduire le débattement parcouru par chaque piston pour un volume de cylindrée donné. Un avantage associé à cette approche est que le mouvement des pièces mécaniques est mieux équilibré (et le moteur plus mélodieux !). Malheureusement, la complexité mécanique, l'encombrement et les coûts de fabrication et d'entretien des moteurs augmentent rapidement avec le nombre de cylindres ; ainsi dans les applications où ces facteurs priment (pour la majorité du secteur automobile, par exemple) on n'utilise généralement que quatre, voire trois ou même deux cylindres. Il est pourtant attendu de ces moteurs qu'ils puissent être efficaces sur une large plage de puissances.[6]

Une solution couramment adoptée pour cela est celle de la turbo compression.

6-4 :Suralimentation

La suralimentation par turbocompresseur permet d'augmenter la puissance d'un moteur à combustion. Le turbocompresseur comprime l'air de sorte qu'une plus grande quantité d'air parvient dans la chambre de combustion. Plus de carburant se consomme et la puissance du moteur augmente en conséquence. Le turbocompresseur est entraîné par les gaz d'échappement ce qui rend les moteurs diesel suralimentés par turbocompresseur très efficaces.

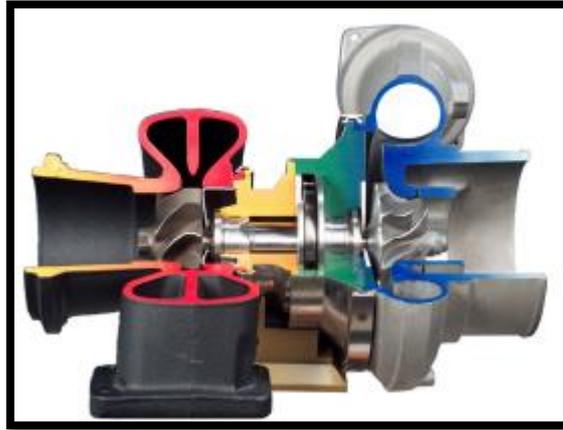


fig27 :turbocompresseur

7 :Le circuit d'alimentation basse pression

7-1 : Description

Le circuit d'alimentation basse pression permet d'alimenter en quantité suffisante et à pression constante le circuit haute pression. Les principaux composants décrits sont :

1 à 4 : injecteurs électrohydrauliques ;

5 : rampe commune haute pression ;

6 : sonde de température de carburant ;

7 : capteur de pression de carburant ;

8 : refroidisseur de carburant, placé sur le circuit de retour ;

9 : pré-filtre à carburant ;

10 : pompe de gavage basse pression ;

11 : réservoir de carburant ;

12 : filtre à carburant, décanteur d'eau et régulateur du circuit basse pression ;

13 : vis de purge d'eau ;

14 : réchauffeur de carburant ;

15 : pompe haute pression ;

16 : régulateur haute pression de carburant ;

17 : désactiveur de troisième piston de la pompe haute pression ;

18: électrovanne de coupure.

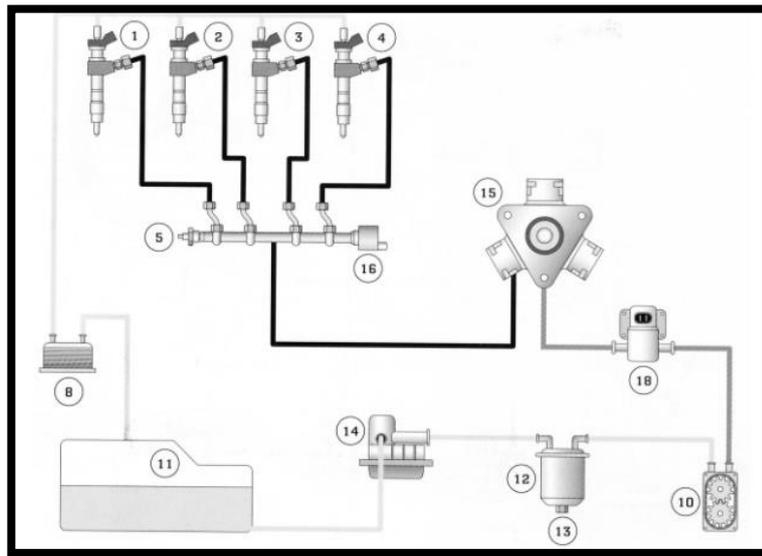


Fig28 : alimentation par pompe mécanique

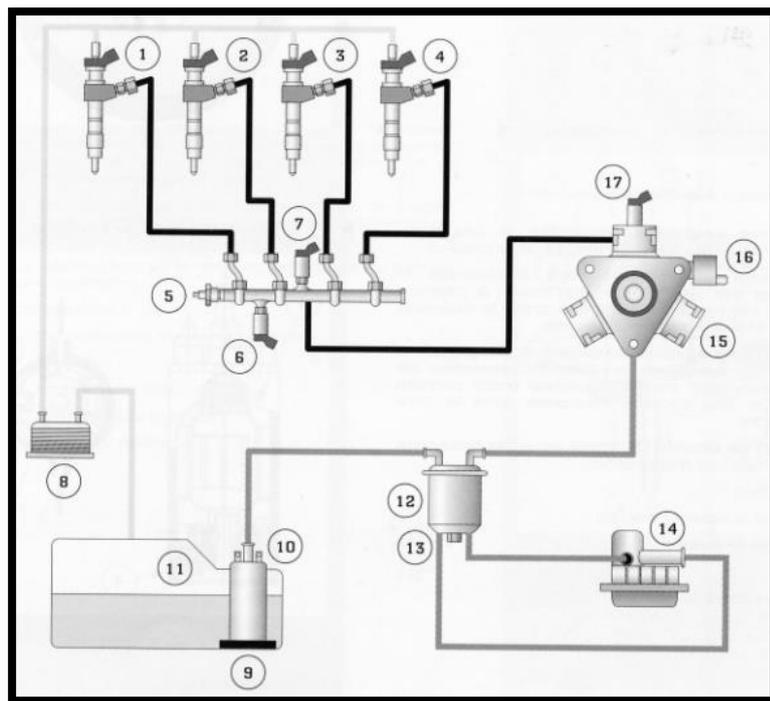


Fig 29 : alimentation par pompe électrique

7-2 :La pompe d'alimentation

La pompe d'alimentation refoule le carburant du réservoir vers la pompe haute pression (environ 2,5 bars avec un débit de 200 l/h).

7-3 : La pompe mécanique à engrenages

La pompe est implantée directement sur le moteur. Elle est composée de deux roues dentées entraînées par la distribution du moteur. Cette pompe est de type volumétrique et le débit qu'elle fournit dépend de sa vitesse de rotation donc de celle du moteur.

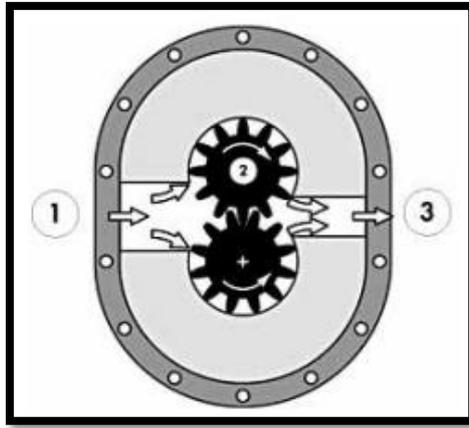


Fig30 :pompe mécanique à engrenages

Avec

1 : chambre d'aspiration ;

2 : pignon d'entraînement ;

3 : chambre de refoulement.

7-4 : La pompe électrique à rouleaux

La pompe peut être implantée à l'extérieur du réservoir ou bien être immergée dans celui-ci. Elle est du type multicellulaire à rouleaux et entraînée par un moteur électrique à courant continu ; elle fonctionne en général dès la mise sous contact et à une vitesse constante.

Lors de la mise en route du moteur, la pompe haute pression dispose d'une pression d'alimentation de 3 bars maintenue par un régulateur basse pression qui est le plus souvent incorporé dans le filtre à carburant. Un clapet de sécurité incorporé assure la protection du circuit en cas d'obstruction

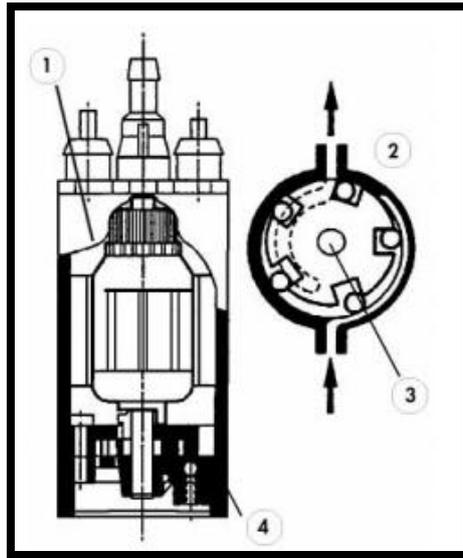


Fig31 : pompe électrique à rouleaux

Avec

1 : moteur à courant continu ;

3 : rotor ;

2 : pompe à rouleaux ;

4 : clapet de sécurité

7-5 :L'élément filtrant

Un élément thermostatique intégré au filtre permet la dérivation du gazole vers le réchauffeur. Un régulateur maintient la pression d'alimentation constante. Certains constructeurs placent la régulation basse pression à l'extérieur du filtre.

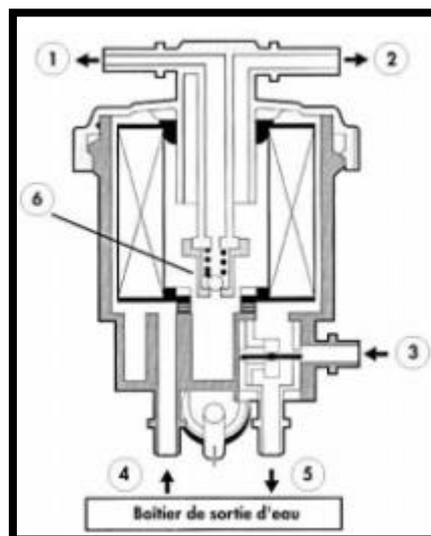


Fig32 : L'élément filtrant

Composition :

- | | |
|----------------------------|--|
| 1 : retour réservoir ; | 4 : entrée du gazole réchauffé |
| 2 : sortie vers pompe HP ; | 5 : départ vers le boîtier de sortie d'eau ; |
| 3 : entrée du filtre ; | 6 : régulateur de basse pression ; |
| | 7 : élément thermostatique. |

8 :Le circuit d'alimentation de la pompe haute pression

À une pression inférieure à 0,8 bars, le clapet de sécurité est fermé. Le carburant passe au travers d'un ajutage afin de permettre la lubrification et le refroidissement de la pompe. À une pression supérieure à 0,8 bars, le clapet décolle de sa portée et permet l'alimentation en carburant des éléments de pompage. La lubrification et le refroidissement de la pompe sont maintenus.

Composition :

- | | |
|---------------------------------------|-----------------------------|
| 1 : désactiveur du troisième piston ; | 4 : entrée basse pression ; |
| 2 : chambre ; | 5 : retour au réservoir. |
| 3 : sortie haute pression ; | |

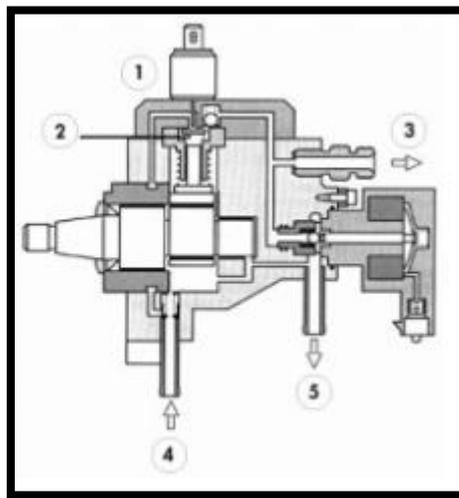


Fig33 : L'alimentation de la pompe haute pression

8-1 :Le circuit d'alimentation haute pression La pompe haute pression

La pompe est entraînée par la distribution du moteur (coefficient d'entraînement : 0,5 environ). Elle est composée de trois pistons radiaux, décalés de 120°, qui fournissent à la rampe une quantité suffisante de carburant à une pression déterminée. Ce type de pompe

absorbe un couple d'entraînement compris entre 18 et 20 Nm, soit 1/9 du couple d'entraînement d'une pompe distributrice ; de plus la traction est plus régulière. La pompe doit pouvoir fournir le débit souhaité par le calculateur sous une pression variant de 2 bars à 1 400 bars.

Composition :

1 : arbre excentrique ;

2 : came d'entraînement ;

3 : piston ;

4 : clapet de refoulement à bille ;

5 : clapet d'aspiration.

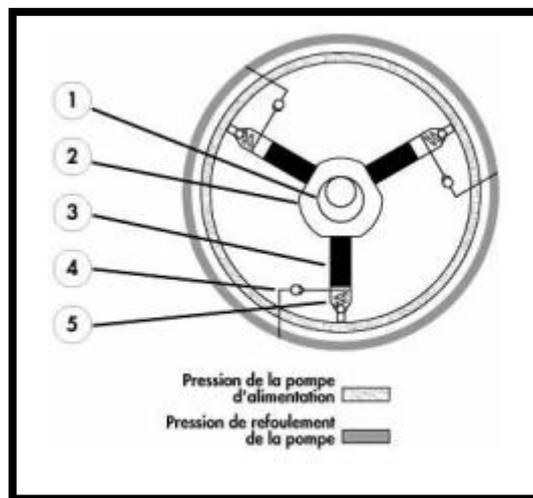


fig 34:La pompe haute pression

8-2 :La rampe commune haute pression

La rampe est en acier forgé et est adaptée à la cylindrée du moteur. Son volume amortit les pulsations de pression.

Composition :

1 : sorties haute pression ;

3 :sonde de température de carburant ;

2 : rampe ;

4 : capteur de pression.

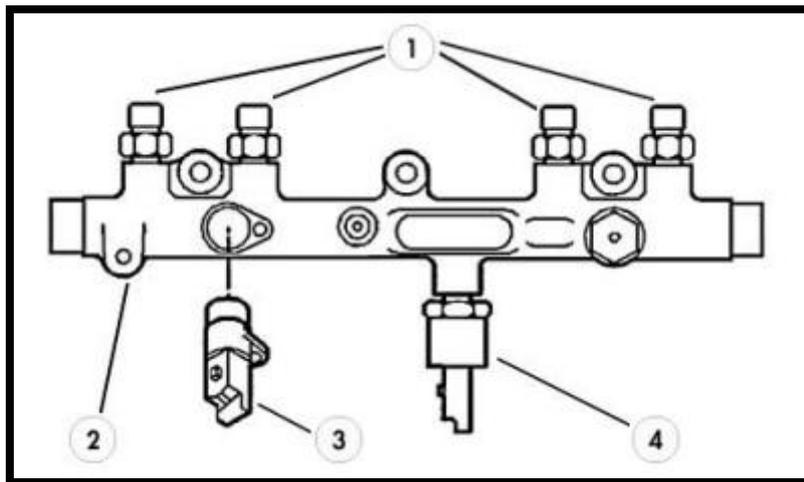


Fig 35: La rampe commune haute pression

9 : Les injecteurs

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

9-1 : description

L'injecteur est composé de deux parties :

- la partie inférieure : c'est un injecteur à trous multiples, semblable aux injecteurs classiques montés sur les moteurs à injection directe ;
- la partie supérieure : c'est un dispositif à commande électrique qui permet la commande de l'aiguille.

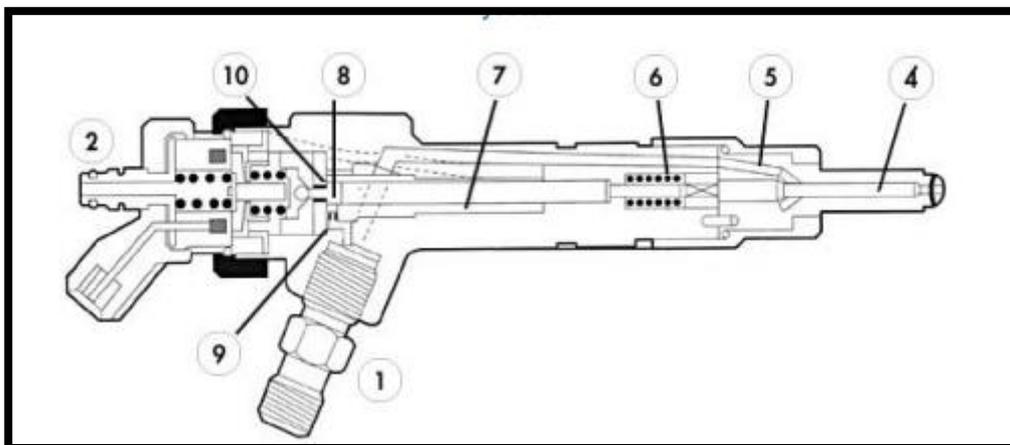


Fig36 : 'injecteur

Composition :

1 : raccord d'entrée de pompe ;

2 : raccord de retour au réservoir ;

3 : filtre tige ;

4 : aiguille d'injecteur ;

5 : chambre de pression ;

6 : ressort d'injecteur ;

7 : tige de liaison ;

8 : chambre de commande ;

9 : ajutage du circuit d'alimentation

10 : ajutage du circuit de retour

11 : noyau de commande

12 : bobine

13 : ressort de rappel

14 : connecteur

15 : écrou.

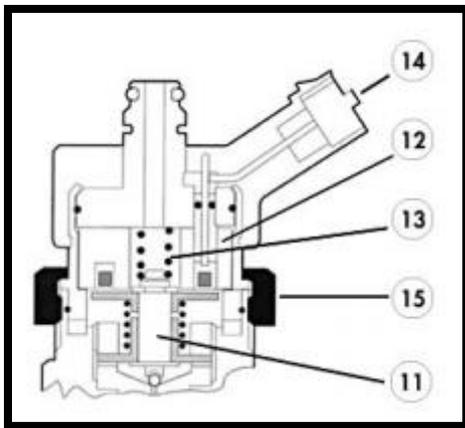


Fig :37 :La partie supérieure de l'injecteur

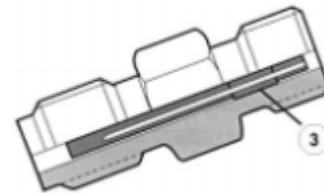


fig38 : Le raccord d'entrée de pompe

9-2 : Principe de fonctionnement

On peut décomposer le fonctionnement en quatre phases.

1 - *Injecteur fermé (au repos) : l'électrovanne n'est pas pilotée (fuite fermée). Le ressort plaque la bille (1) sur son siège. La pression de la chambre de commande (4) est égale à celle de la chambre de pression (6). Le ressort (5) maintient l'aiguille de l'injecteur (7) sur sa portée d'étanchéité.*

2 - *Début d'ouverture de l'injecteur : activée par un courant d'appel, l'électrovanne s'ouvre. La pression dans la chambre de commande (4) chute. L'aiguille de l'injecteur (7) se soulève. L'ajutage d'arrivée (3) évite l'équilibrage des pressions*

3 - *Pleine ouverture : l'aiguille de l'injecteur (7) est en butée mécanique. L'électrovanne est maintenue ouverte par un courant de maintien. Le débit injecté dépend de la pression dans la rampe, du temps d'ouverture de l'aiguille (7) et du diamètre des trous de la buse.*

4 - Fermeture de l'injecteur : l'électrovanne cesse d'être activée, le ressort de rappel pousse la bille (1) sur son siège et provoque la fermeture de l'ajutage de fuite (2). La pression s'établit de nouveau dans la chambre de commande (4) par l'ajutage d'arrivée (3). L'équilibre des pressions est de nouveau rétabli.

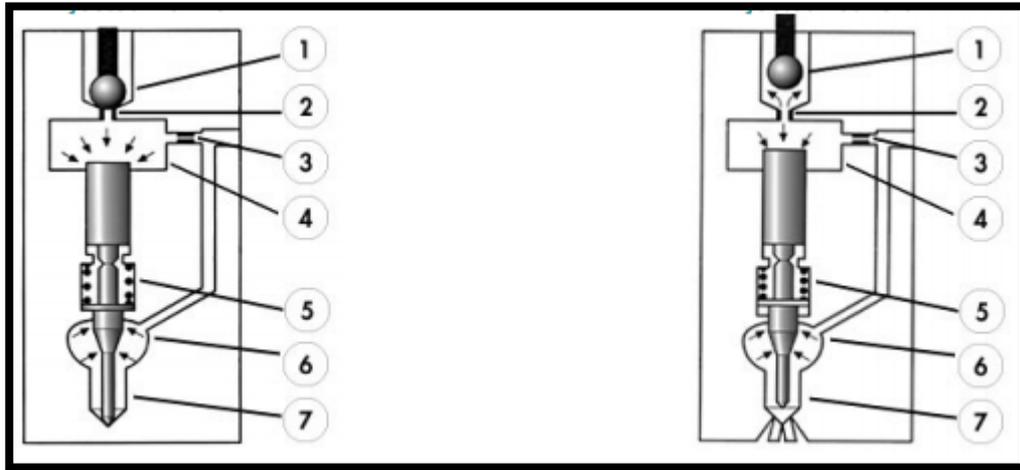


Fig39 :injecteur fermé,ouvert

9-3 : Régulation de l'avance :

Il est possible avec ce système d'assurer plusieurs injections pendant le même cycle moteur, c'est à dire :

- une pré-injection ;
- une injection principale ;
- une post-injection.

9-3-1 : La pré-injection

Le principe fondamental du moteur Diesel est la combustion par auto-allumage. Cet auto-allumage comporte un délai d'allumage, c'est-à-dire un temps mis par le combustible pour atteindre son point d'auto inflammation. Avec les pompes d'injection distributrices, la quantité injectée pendant ce délai est trop importante, notamment à froid, d'où un bruit caractéristique de « cognement ». Avec le système à rampe commune, la pré-injection de quelques millimètres cube de combustible, avant le point mort haut, permet de préparer l'amorçage de la combustion avant l'injection du débit principal. La pré-injection est activée à faible charge et aux phases transitoires jusqu'à un régime moteur déterminé.

9-3-2 : L'injection principale

Le débit injecté dans le cylindre est variable suivant :

- la pression dans la rampe ;
- le temps d'ouverture de l'aiguille d'injecteur.

La pression dans la rampe fait varier notamment la quantité de combustible injectée par degrés de rotation du vilebrequin, le taux d'introduction et la finesse de pulvérisation. Le temps d'ouverture de l'aiguille fait varier la durée angulaire d'injection. On peut noter que la levée d'aiguille ainsi que le diamètre et le nombre de trous dans la buse font partie de données essentielles pour l'élaboration d'un débit.

9-3-3 : La post-injection

La post injection succède à l'injection principale pendant la détente des gaz.

Un produit additif mélangé avec le combustible permet le nettoyage du filtre à particules.

10 :Les principaux capteurs

10-1 : Le capteur de pression absolue

Le capteur est de type piézo résistif. Il est composé de jauges de contrainte et il mesure la pression atmosphérique.

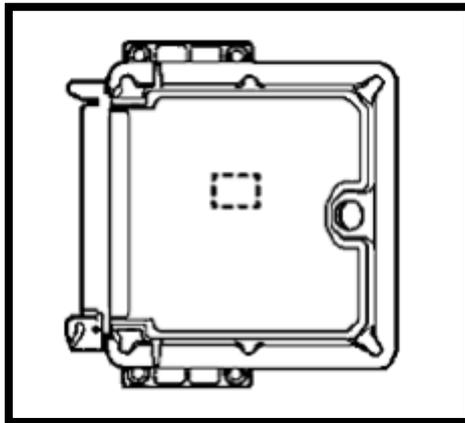


Fig 40 :capteur de pression absolue

10-2 :Le capteur de régime

Il est de type inductif. Fixé sur le carter d'embrayage, il informe le calculateur de la vitesse de rotation du moteur et de la position du piston du cylindre n°1, grâce à un creux situé sur la cible et correspondant à un écart de deux dents.

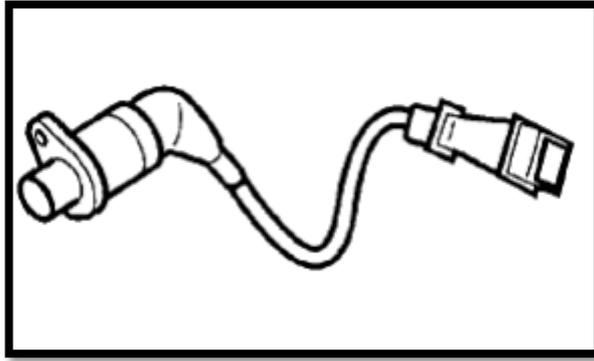


Fig 41 : capteur de régime

10-3 :Le capteur de température du moteur

Le capteur de température du moteur est du type CTN (coefficient de température négatif). Il est implanté sur le circuit du liquide de refroidissement. Ce signal sert au calculateur à déterminer :

- le débit de démarrage ;
- le débit de ralenti ;
- le temps de préchauffage ;
- le temps de post-chauffage ;
- le recyclage des gaz d'échappement ;
- la fonction anti-ébullition ;
- le débit de pleine charge ;
- l'allumage du voyant d'alerte.

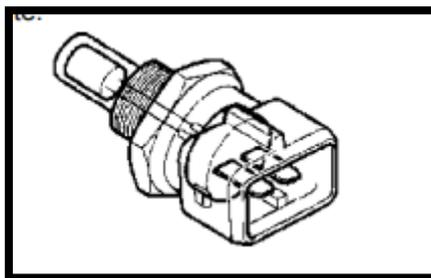


Fig 42 : capteur de température du moteur

. 10-4: Le capteur de température de carburant

Le capteur est du type CTN. Il est fixé soit sur la rampe haute pression soit sur le circuit de retour au réservoir.

Il permet au calculateur d'apporter des corrections sur le débit de carburant injecté (variation de viscosité du carburant).

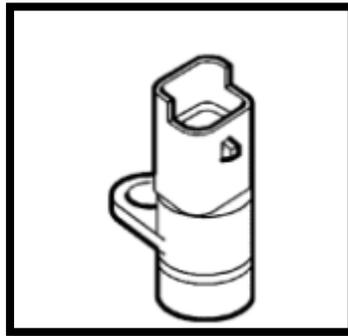


Fig 43 : capteur de température de carburant

10-5 : Le capteur de pression d'air d'admission

Le capteur de pression d'air du collecteur est du type piézo-résistif. Il sert à mesurer la pression dans le collecteur d'admission. La tension du signal est proportionnelle à la pression dans le collecteur. Le calculateur règle, à partir de ces données :

- la pression de suralimentation ;*
- le débit injecté.*

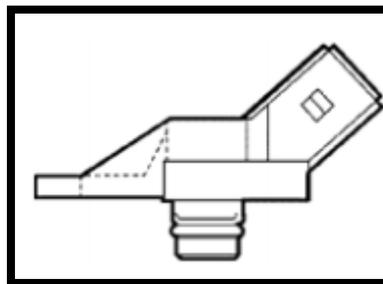


Fig 44 : capteur de pression d'air d'admission

10-8 :Le débitmètre d'air à film chaud et le capteur de température d'air d'admission

Il est situé entre le filtre à air et la tubulure d'admission. Il permet au calculateur, avec l'information de température d'air, de déterminer la masse d'air introduite dans le moteur. Il participe au « bouclage » du circuit RGE. Le capteur de température d'air incorporé dans le débitmètre est du type CTN.

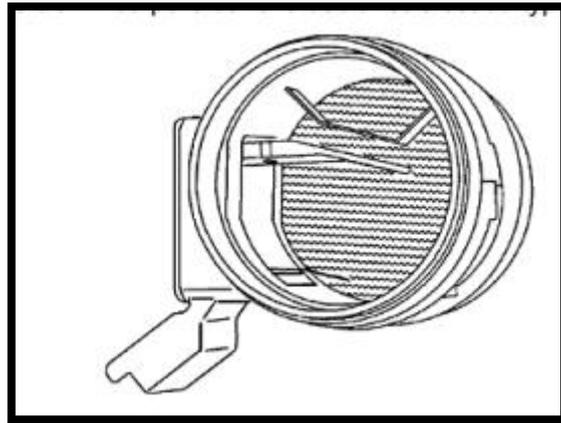


Fig 45 : débitmètre d'air

Chapitre 3 :
Suralimentation par turbocompresseur

1 :Introduction

Dans ce chapitre on va étudier les caractéristiques d'utilisation du compresseur et de la turbine et leur interaction avec le comportement du moteur. On proposera une méthode simple de définition des éléments principaux d'un système de suralimentation. On présentera les différentes technologies utilisées actuellement et on évoquera les évolutions de ces technologies.

1- Caractéristiques de la boucle de suralimentation

1-1 Moteur suralimenté par turbocompresseur

1.1.1 Caractéristiques fonctionnelles

Dans un moteur suralimenté par turbocompresseur, la masse volumique de l'air d'admission est augmentée du fait de la compression de l'air dans le compresseur et, éventuellement, du fait du refroidissement de l'air comprimé au travers d'un échangeur placé entre compresseur et moteur. Compresseur et échangeur sont montés en série sur le circuit d'admission ; tout l'air d'admission traverse le compresseur (l'échangeur pouvant être, suivant les cas de fonctionnement, by-passé).

La turbine est placée sur le circuit de gaz d'échappement et entraîne mécaniquement le compresseur. Lorsque le système est en fonctionnement stabilisé et autonome, la puissance délivrée par la turbine équilibre la puissance absorbée par le compresseur. Lorsque la turbine ne comporte aucun réglage et que la totalité des gaz d'échappement traverse la turbine, le système s'auto-équilibre en fonction des caractéristiques du système moteur turbocompresseur ; ce système de suralimentation free-floating est celui qui est le plus souvent utilisé pour la suralimentation des moteurs de véhicules industriels. Dans le cas de la figure 46, on peut n'admettre à la turbine qu'une partie des gaz d'échappement en en dérivant une autre partie au travers d'une soupape commandée. La puissance délivrée au compresseur peut donc être réduite pour s'adapter aux besoins du compresseur. Ce système de suralimentation régulé par wastegate est largement utilisé sur les moteurs automobiles et les moteurs et véhicules industriels performants. On peut aussi régler la puissance de la turbine en intervenant sur les caractéristiques des gaz à l'entrée de la turbine (pression). Les turbines à géométrie variable permettent de moduler la pression à l'entrée de la turbine et d'en régler la puissance.[7]

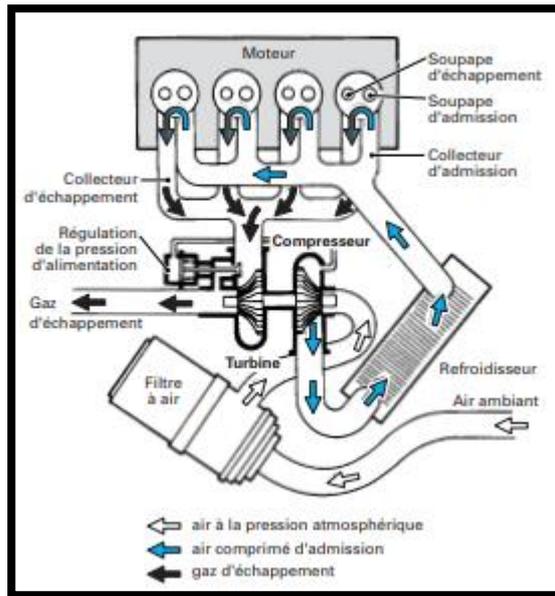


fig 46: installation d'un turbo compresseur sur un moteur automobile

Le débit d'air nécessaire au fonctionnement du moteur dépend de la puissance fournie et des conditions de fonctionnement du moteur au point considéré. Dans le cas des moteurs Diesel, le rapport air/combustible (A/C) peut atteindre une valeur minimale (de l'ordre de 17/1) pour assurer de bonnes conditions de combustion et éviter les fumées et/ou les températures excessives à l'échappement. Le besoin en air d'un moteur suralimenté est plus critique en pleine charge. En fonctionnement en charge partielle, le système moteur-turbocompresseur permet d'obtenir des excès d'air qu'il peut être intéressant de réduire en utilisant les dispositifs de limitation de puissance turbine. On trouvera dans le tableau 1 des valeurs indicatives concernant les débits d'air nécessaires aux moteurs actuels pour les régimes de fonctionnement les plus critiques.

| Tableau 1 – Principales caractéristiques des moteurs actuels | | | |
|--|----------------------------|-------------------------------------|--------------------|
| Caractéristiques | Type de moteur | | |
| | Diesel véhicule industriel | Diesel automobile injection directe | Essence automobile |
| Puissance spécifique..... (kW/L) | 30 | 50 | 60 à 100 |
| p_{me} maximale (au point couple maxi).....(bar) | 22 | 18 | 14 à 21 |
| Rapport volumétrique..... | 17 | 18 | 9,5 |
| Pression à l'admission (absolue).....(bar) | 3,2 | 2,4 | 1,6 à 2,2 |
| Pression maximale de combustion.....(bar) | 170 | 150 | 80 à 110 |
| Température maximale des gaz d'échappement.....(°C) | 720 | 780 | 980 |
| Température moyenne des gaz d'échappement.....(°C) | 500 | 250 | 600 |
| Consommation minimale du combustible.....(g/kWh) | 195 | 205 | 235 |
| Rapport (massique) air/combustible : | | | |
| — à puissance nominale..... | 24 | 24 | 12 |
| — à p_{me} maximale..... | 18 | 17 | 14,5 |
| Consommation spécifique d'air : | | | |
| — à puissance nominale.....(kg/kWh) | 5,3 | 5,7 | 3,6 |
| — à p_{me} maximale.....(kg/kWh) | 3,5 | 3,5 | 3,4 |

Tableau 1 : Performances actuelles des moteurs suralimentés par turbocompresseur

Les performances des moteurs dépendent de leur niveau de suralimentation. En véhicule industriel une pression moyenne effective (p_{me}) de 20 bar suppose un rapport de compression d'air au moins égal à 3/1. Ces moteurs utilisent de plus en plus couramment des systèmes de dérivation des gaz turbine, wastegate, et des turbines à géométrie variable associés à des contrôles électroniques de vitesse du turbocompresseur.

En Diesel automobile, l'injection directe a entraîné une augmentation sensible des performances spécifiques. À p_{me} maximale (18 bar), le besoin en air du moteur suppose un rapport de compression supérieur à 2,4/1 et l'utilisation de turbines à géométrie variable est nécessaire pour assurer les reprises d'accélération avec des températures « de croisière » faibles.

1.2 Compression de l'air d'admission

1.2.1 Puissance de compression

La compression de l'air s'accompagne d'une élévation de sa température. Les échanges thermiques entre le compresseur et l'extérieur sont faibles par rapport aux débits d'air traversant le compresseur et on peut considérer que la compression de l'air est une transformation adiabatique. Dans ce cas, la puissance nécessaire à la compression isentropique de l'air de débit q_a est donnée par :

$$P_{Cis} = q_a c_{Pa} (T_2 - T_1)_{is} \quad (1)$$

$$(T_2 - T_1)_{is} = T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (2)$$

En pratique, la compression de l'air n'étant pas isentropique, l'élévation de température réelle de l'air est plus grande que la valeur isentropique correspondant à la transformation théorique réversible. Le rapport entre la puissance de compression théorique isentropique et la puissance de compression réelle définit le rendement de compression isentropique (η_c) qui permet d'écrire l'expression de la puissance de compression réelle suivante :

$$P_C = \frac{P_{cis}}{\eta_{cis}} = q_a c_{pa} (T_2 - T_1) \quad (3)$$

1.2.2 Rendement isentropique du compresseur

La définition précédente permet d'écrire la formule :

$$\eta_c = \frac{T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]}{(T_2 - T_1)} \quad (4)$$

Pour un compresseur donné, la valeur du rendement dépend des conditions d'utilisation, et plus particulièrement du débit d'air et du rapport de compression au point considéré. Ces valeurs sont précisées par la carte de performance correspondante (voir figure 33p. 34). La valeur maximale du rendement du compresseur dépend de sa conception et de ses dimensions. Les compresseurs utilisés en automobile ont une roue de grand diamètre, égal à 50 mm environ, et un rendement maximal de 80 %. On peut espérer obtenir un rendement de 84 % avec un compresseur de 100 mm de diamètre sur un moteur industriel.

1.2.3 Refroidissement de l'air d'admission

Dans la plupart des applications actuelles, l'air d'admission est refroidi à la sortie du compresseur, avant de pénétrer dans le moteur. Les refroidisseurs d'air de suralimentation (RAS) peuvent être air-air ou, pour une plus grande efficacité, air-eau. Dans ce cas, on peut utiliser soit l'eau de refroidissement du moteur, soit l'eau provenant d'un circuit régulé à basse température (40 °C). L'efficacité d'un RAS est définie comme étant le rapport entre la chute de température du fluide comprimé et la différence entre la température d'entrée de ce fluide à celle du fluide de refroidissement :

$$\varepsilon = (T_2 - T_3)/(T_2 - T_r) \quad (5)$$

Dans le cas des refroidisseurs air-air, l'efficacité dépend de la localisation de l'échangeur et de la vitesse du véhicule. En automobile on peut admettre, en première approximation, qu'à grande vitesse un RAS a une efficacité de l'ordre de 60%.

Remarque : le refroidisseur d'air de suralimentation présente une perte de charge qui varie en fonction du carré du débit d'air le traversant. Dans le cas d'une application automobile, l'ordre de grandeur de la perte de charge de l'ensemble RAS plus tuyauteries de raccordement est, au débit maximal, de 150 hPa environ.

1.3 Utilisation de l'énergie des gaz d'échappement

1.3.1 Détente des gaz d'échappement et puissance de la turbine

La détente des gaz dans la turbine peut être considérée comme une détente adiabatique car le débit de gaz est relativement important en regard des pertes thermiques. La puissance délivrée par la turbine est proportionnelle au débit de gaz q_g ainsi qu'à la différence de température due à la détente des gaz. La puissance théorique obtenue lors d'une détente adiabatique réversible est donnée par :

$$P_{T\text{is}} = q_g c_{pg} (T_4 - T_5)_{\text{is}} \quad (6) \quad \text{avec :}$$

$$(T_4 - T_5)_{\text{is}} = T_4 \left[1 - \left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (7)$$

En pratique, la détente n'est pas isentropique et la différence de température obtenue dans la détente est inférieure à la valeur isentropique théorique. Comme pour le compresseur, on définit un rendement isentropique qui est le rapport entre la puissance récupérée à la turbine et la puissance théorique qui serait obtenue lors d'une détente adiabatique réversible. La puissance réelle fournie par la turbine est donc donnée par les relations suivantes :

$$P_T = q_g c_{pg} (T_4 - T_5) = q_g c_{pg} \eta_T T_4 \left[1 - \left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (8)$$

1.3.2 Rendement de la turbine

Le rendement isentropique de la turbine, ainsi que défini ci-dessus, est le rapport entre la puissance délivrée par la détente des gaz dans la turbine et la puissance théorique obtenue lors de la détente réversible correspondante. En pratique, les fabricants de turbocompresseurs associent au rendement isentropique de la turbine les pertes d'énergie entre la turbine et le compresseur (pertes thermiques et frottements) et comparent la puissance délivrée par le compresseur à celle de la détente théorique isentropique de la turbine. Le rendement ainsi défini est souvent appelé rendement turbine et mécanique et est exprimé par la relation :

$$\eta_{TM} = \frac{q_a c_{pa} (T_2 - T_1)}{q_g c_{pg} T_4 \left[1 - \left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (9)$$

L'ordre de grandeur de ces rendements est de 60 à 70 %.

Remarque : la capacité thermique massique des gaz d'échappement varie avec leur température et leur composition ; la figure 28 présente un graphique précisant les valeurs de γ en fonction de ces paramètres.

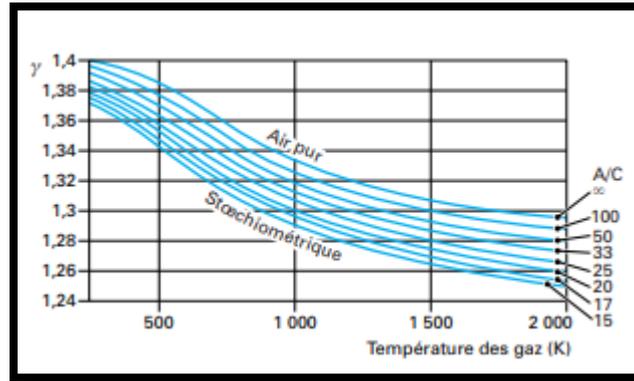


fig 47: valeur de γ en fonction de rapport air /combustible A/C et de la température des gaz d'échappement

1.3.3 Énergie récupérable dans les gaz d'échappement

L'énergie contenue dans les gaz d'échappement avant turbine comprend l'enthalpie des gaz en fin de détente du cycle moteur, après passage de la soupape d'échappement et la pression fournie par le piston aux gaz repoussés vers l'échappement. Cette énergie est relativement importante, du même ordre de grandeur que l'énergie fournie à l'arbre moteur, c'est-à-dire 40 % environ de l'énergie du combustible introduit. La turbine n'utilise qu'une faible partie de cette énergie. Il faut noter que la récupération de l'énergie par détente des gaz d'échappement suppose une augmentation de la pression d'échappement à la sortie du moteur, avant turbine, qui pénalise le fonctionnement du moteur. On peut estimer rapidement que la perte de pression moyenne effective (p_{me}) sur le cycle moteur est égale à la différence entre la pression d'échappement à la sortie du moteur et la pression à la sortie de la turbine. Cependant il faut noter que, a contrario, la p_{me} est augmentée par la surpression de l'air à l'admission. Ainsi, le travail fourni par le cycle moteur est affecté par la différence entre la pression d'admission et la pression d'échappement. Si les réglages permettent une pression d'échappement très inférieure à la pression d'admission, il est possible de récupérer de l'énergie en « bas de cycle », grâce à une boucle de balayage donnant un travail positif par opposition au travail négatif de la boucle d'un moteur où la pression d'échappement serait supérieure à celle d'admission.

1.4 Boucle de suralimentation

1.4.1 Autonomie du turbocompresseur

Lorsque le turbocompresseur est en fonctionnement stabilisé autonome, la puissance délivrée par la turbine équilibre la puissance absorbée par le compresseur et on peut écrire la relation thermodynamique suivante :

$$q_a c_{pa} T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1 \right] = \eta_C \eta_{TM} q_g c_{pg} T_4 \left[1 - \left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}} \right] \quad (10)$$

Cette relation permet de déterminer les conditions de fonctionnement d'un turbocompresseur pour que celui-ci soit en équilibre. En particulier, on peut remarquer que, pour des conditions de fonctionnement du compresseur données, la diminution du rendement de la turbine ou du compresseur, la réduction du débit de gaz dans la turbine ou une baisse de température des gaz d'échappement s'accompagneront nécessairement d'une augmentation de pression à l'entrée de la turbine.

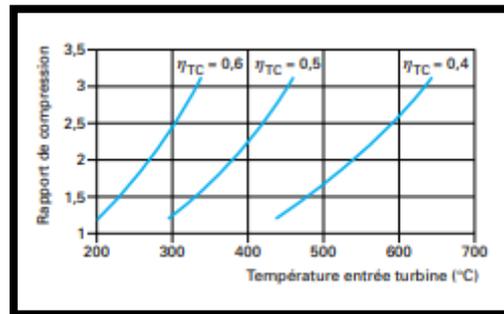


fig 48 : Exemple de variation du rapport de compression en fonction de la température à l'entrée de la turbine pour trois valeurs du rendement global.

1.4.2 Influence des conditions de fonctionnement

En reprenant l'équation d'équilibre précédente, on remarque que, lorsque la température ambiante varie, le rapport des températures à l'entrée de la turbine et à l'entrée du compresseur doit garder une valeur constante pour que le turbocompresseur conserve les mêmes performances au niveau des rapports de compression et de détente. Ce rapport de températures (T_4/T_1), invariant caractéristique de toutes les turbomachines, a une valeur de l'ordre de 3,20 pour les turbocompresseurs pour automobiles fonctionnant avec un rapport de compression de l'ordre de 2,5/1

1.5 Cahier des charges du turbocompresseur

Le premier critère de performance d'un système de suralimentation par turbocompresseur est l'obtention de la pression d'air nécessaire au besoin du moteur avec la pression d'échappement avant turbine la plus faible possible. Les performances du système de suralimentation varient avec le régime de fonctionnement, il importe de bien définir les conditions d'utilisation critiques du moteur et d'effectuer les réglages du turbocompresseur à ces régimes particuliers (figure 30).

Le temps de réponse à l'accélération lors des fonctionnements transitoires est un critère important dans le choix d'un turbocompresseur. Outre les caractéristiques aérodynamiques du compresseur et de la turbine, les bonnes performances transitoires supposent des inerties thermiques et mécaniques faibles. Dans ce but, il faut rechercher le plus petit turbocompresseur permettant de satisfaire le niveau de performances requis.

Les critères de fiabilité concernent plus particulièrement le niveau de la température des gaz d'échappement (qui conditionne le choix du matériau du corps de turbine), les conditions d'installation du turbocompresseur sur moteur et les bonnes conditions de lubrification.

Le coût de la fonction régulation est un élément déterminant dans le choix du dispositif de suralimentation. Le surcoût de la géométrie variable de turbine, des paliers à roulements à billes ou de la roue de turbine en céramique doit être justifié par le gain de performances.

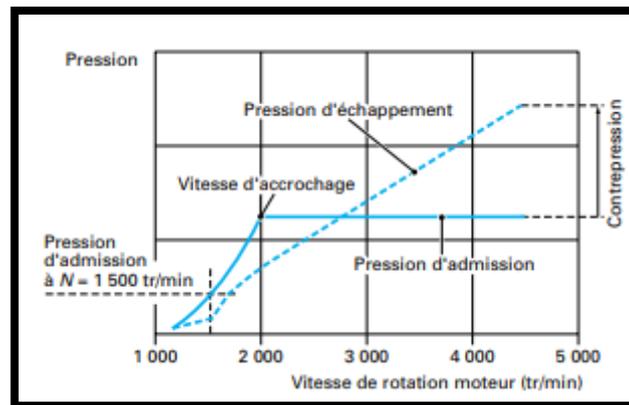


fig 49: exemple de cahier des charges de turbocompresseur de moteur diesel automobile avec limitation de pression d'admission soupape de dérivation de turbine

2. Caractéristiques fonctionnelles

Le but de ce paragraphe est de présenter les caractéristiques d'utilisation du compresseur centrifuge et de la turbine centripète utilisés dans les turbocompresseurs automobiles. La figure 31 montre les différents éléments constitutifs d'un turbocompresseur d'automobile.

2.1 Compresseur centrifuge

L'étage compresseur comprend deux parties principales : la roue et le diffuseur (figure 32), contenues dans un carter assurant une bonne distribution de l'air à l'entrée et la collecte de l'air comprimé en sortie. La roue de compresseur donne de l'énergie au fluide la traversant en lui communiquant une vitesse de sortie élevée (subsonique) dépendant du taux de compression recherché.

Remarque : les vitesses périphériques de rotation des roues de compresseurs actuels dépassent 500 m/s pour des rapports de compression de l'ordre de 3/1.

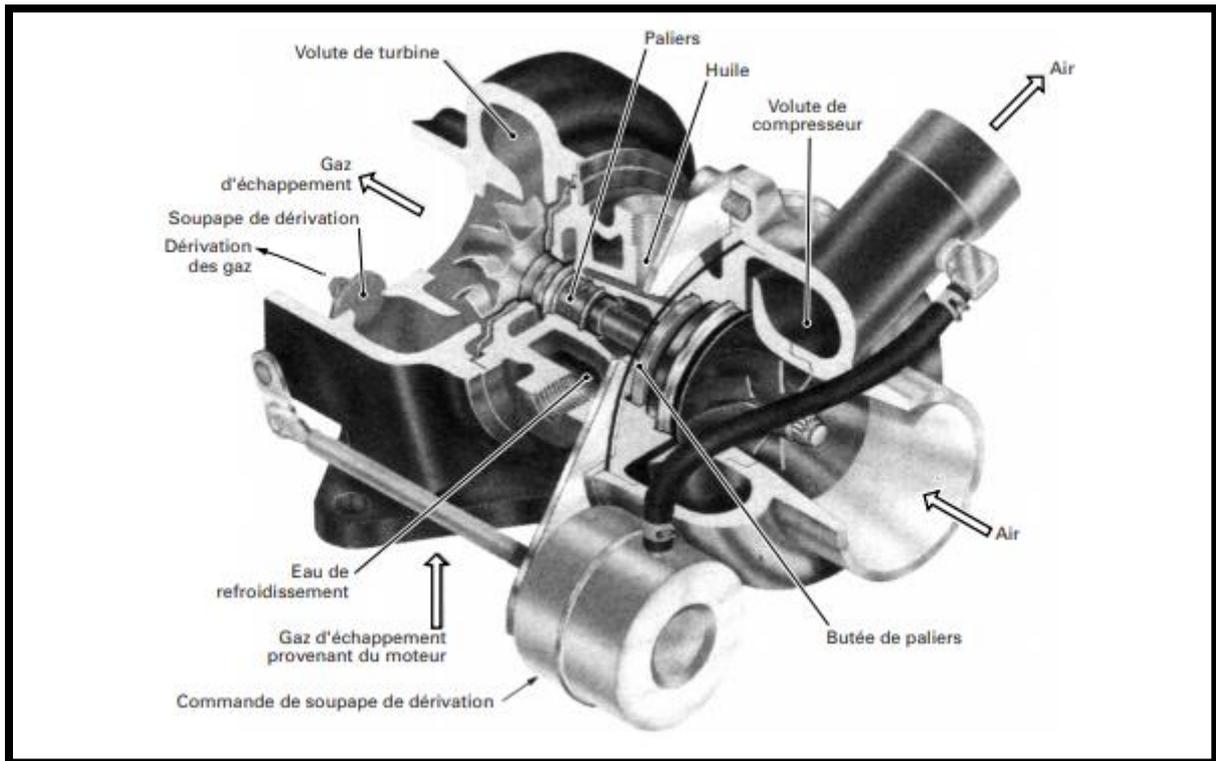


Fig50 : écorché de turbocompresseur d' automobile

Le diffuseur transforme l'énergie cinétique du fluide en pression. Les diffuseurs des turbocompresseurs automobiles ne comportent pas d'aubages redresseurs. Ces diffuseurs lisses ont des rendements inférieurs à ceux comportant des aubages redresseurs mais se justifient par une grande plage d'utilisation (débit variable) et un coût moindre.

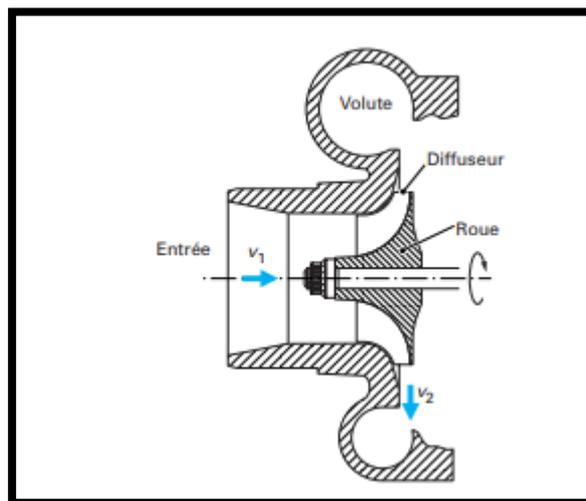


Fig51 : schéma de compresseur centrifuge

2.1.1 Courbes caractéristiques

Les performances d'un compresseur sont représentées dans un champ débit-pression sur lequel sont indiquées les courbes isovitesses du compresseur, les courbes isorendement et les limites de fonctionnement (figure 33).

Suivant les constructeurs, les débits sont exprimés sous forme de débits-volumes ou de débits-masses comme dans la figure 33. L'utilisation de valeurs réduites permet de garder les cartes compresseurs invariantes par rapport aux conditions d'entrée du fluide.

La valeur de débit réduit est souvent rapportée à des conditions standards, propres à chaque constructeur, et a la forme indiquée ci-dessous (débit-masse) :

$$q_c = q_a \frac{\sqrt{T_1/T_0}}{P_1/P_0} \quad (11)$$

Les valeurs de pression sont indiquées sous la forme de rapports de compression

$$\pi_c = p_2/p_1 \quad (12)$$

Dans lesquels les valeurs considérées sont des valeurs absolues et les pressions des pressions totales. Les vitesses de rotation sont exprimées en valeurs réduites, souvent rapportées à une valeur standard de température d'entrée propre à chaque constructeur :

$$N_c = \frac{N}{\sqrt{T_1/T_0}} \quad (13)$$

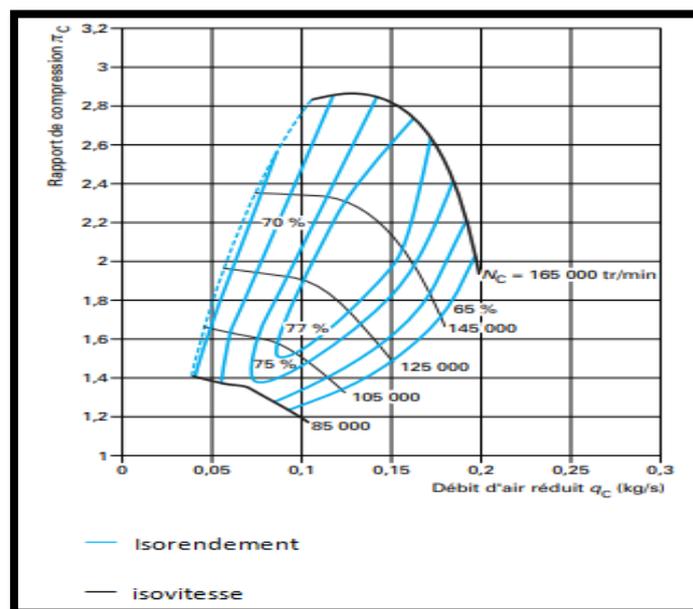


fig 52 : Caractéristique débit-pression d'un compresseur (champ compresseur) de moteur automobile (compresseur Garrett)

2.1.2 Limites d'utilisation

Une augmentation de la vitesse de rotation du compresseur entraîne une augmentation du rapport de compression. La vitesse de rotation est limitée par la tenue mécanique de la roue de compresseur, les conditions aérodynamiques en sortie de roue et la stabilité de fonctionnement du système paliers. En pratique, la vitesse périphérique maximale atteinte en sortie de roue de compresseur est de 500 m/s.

On ne peut pas décrire une isovitesse compresseur jusqu'à débit nul. En allant vers les faibles débits d'air, la pente de la courbe isovitesse, d'abord négative, passe par une valeur nulle, puis devient positive tout en donnant lieu à de faibles variations de pression pouvant être acceptables lors des fonctionnements transitoires. Lorsque ces fluctuations de pression deviennent trop importantes, elles peuvent remonter jusqu'à l'entrée du compresseur et créer des instabilités qui se traduisent par des claquements très bruyants. Ce phénomène est appelé pompage et il convient de ne pas fonctionner dans ces conditions. La courbe caractéristique d'un compresseur centrifuge présente la limite de pompage sous la forme d'une ligne de pompage (figure 34).

Vers les débits d'air élevés, les isovitesse chutent rapidement, le compresseur atteint une limite de fonctionnement provoquée par le blocage sonique de l'écoulement dans tout ou partie des canaux d'air. D'une façon pratique, on considère que le débit limite est atteint pour des valeurs de rendement isentropique inférieures à 0,65 ; au-delà, il y a étouffement du compresseur.

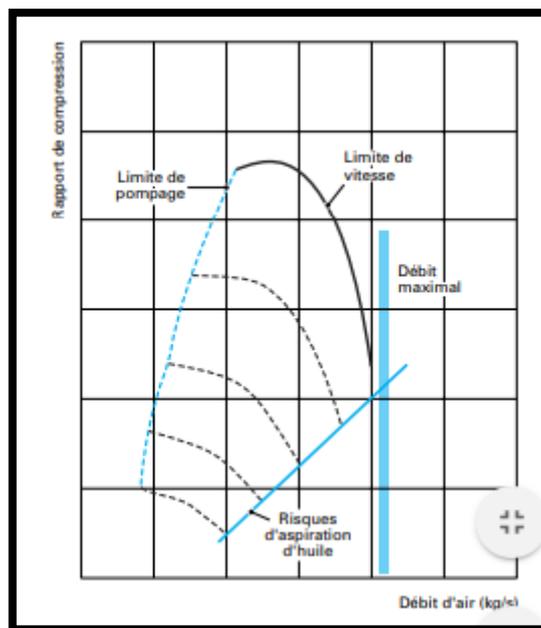


Fig53 : Limites d'utilisation d'un compresseur

2.1.3 Choix et adaptation du compresseur

Le tableau 1 précise les consommations spécifiques en air des principaux types de moteurs aux régimes de pme maximale et de puissance nominale. Le moteur se comporte comme une pompe volumétrique et impose, par ses caractéristiques de remplissage, le débit-volume le traversant et, compte tenu des conditions de température, le niveau de pression dans le collecteur d'admission. Ce niveau permet de définir le rapport de compression nécessaire à l'obtention des performances souhaitées. Le choix d'un compresseur suppose en premier lieu la détermination des besoins en air du moteur.

La figure 35 représente les points de fonctionnement d'un compresseur pour les régimes moteur indiqués et schématise les caractéristiques de fonctionnement isovitesse de ce moteur. Le compresseur choisi doit contenir tous les points de fonctionnement possibles du moteur, en particulier ceux concernant les variations de condition d'utilisation (altitude en particulier).

Une première caractéristique importante pour le choix d'un compresseur est le débit dont il est capable. Un des paramètres les plus importants permettant de faire varier cette caractéristique est la dimension extérieure de la roue dont dépend la famille du turbocompresseur utilisé et donc son encombrement et son poids.

Exemple : un moteur Diesel d'automobile de 2 L de cylindrée utilisera un compresseur de diamètre extérieur 50 mm environ et un moteur de véhicule industriel de 12 L sera équipé d'un compresseur de 90 mm.

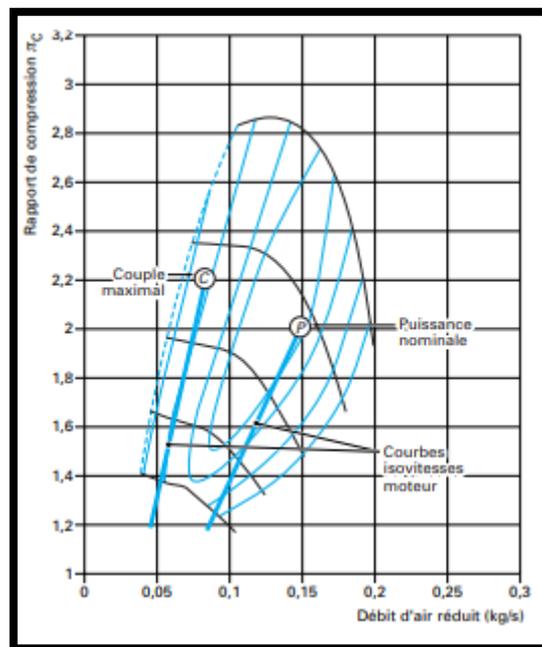


Fig54 : Points de fonctionnement d'un compresseur

Remarque : une même roue peut être taillée suivant plusieurs profils en faisant varier la section d'entrée ou le rapport de cette section à celle de sortie. Certains constructeurs utilisent la notion de « trim » pour caractériser les variantes de compresseur d'une même famille. La valeur de trim correspond au carré du rapport des diamètres d'entrée et de sortie de la roue ($\times 100$). Une valeur courante de trim est : 50, ce qui signifie que le diamètre d'entrée de la roue de compresseur est égal à 0,7 fois le diamètre extérieur.

La plage d'utilisation du compresseur est un autre paramètre important ; on peut la caractériser comme étant le rapport entre la différence des débits maximal (avant blocage) et minimal (avant pompage) et le débit maximal, ceci pour un rapport de pression donné (figure 36a). Un des paramètres permettant de faire varier cette caractéristique est l'angle d'inclinaison des ailettes en sortie de roue (figure 36b). Les ailettes retournées vers l'arrière (backcurved impeller) permettent d'augmenter la plage d'utilisation mais nécessitent une vitesse de rotation plus élevée, donc une résistance à la fatigue moindre, pour un même rapport de compression

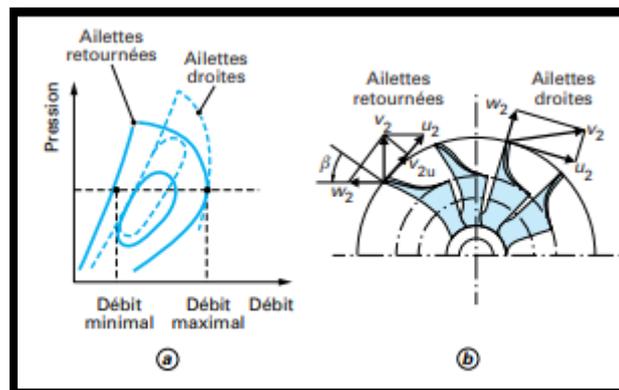


fig 55: plage d'utilisation de compresseur et angle d'inclinaison des ailettes

2.2 Turbine radiale centripète

La turbine radiale centripète est universellement utilisée sur les moteurs de traction routière car ses dimensions sont bien adaptées aux débits de gaz considérés et aussi parce que son comportement est bien adapté aux pulsations de pression des circuits d'échappement. Une turbine est essentiellement composée d'une volute assurant la mise en vitesse et la distribution des gaz et d'une roue transformant l'enthalpie et l'énergie cinétique des gaz en énergie mécanique d'entraînement du compresseur (figure 37).

La fonction de mise en vitesse et de distribution des gaz est, dans les cas les plus simples et, actuellement, les plus fréquents, assurée par un distributeur lisse en sortie de volute. Les distributeurs de section variable, à ailettes pivotantes ou autres concepts, se sont imposés récemment en automobile sur les moteurs Diesel à injection directe et également sur les moteurs de véhicules industriels les plus performants.

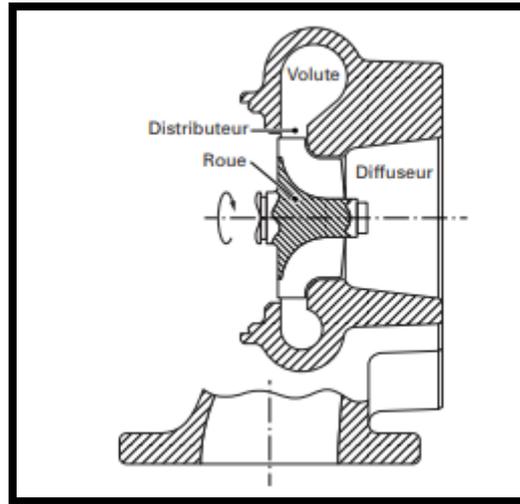


fig56:shéma de turbine radiale centrépète

2.2.1 Courbes caractéristiques

Les courbes caractéristiques de turbine précisent les valeurs de débit massique et de rendement isentropique pour différentes valeurs de vitesse de rotation en fonction du rapport de détente (figure 38a et b). Les différentes grandeurs sont exprimées en valeurs réduites, rapportées aux conditions standards des constructeurs (p_0 , T_0), ce qui permet de disposer de cartes invariantes selon les conditions d'entrée de la turbine.

Dans le cas le plus général, le débit de gaz dans la turbine peut être modélisé par la formule de Barré-Saint-Venant donnant le débit de fluide dans un orifice de section équivalente : S_{eq} , en fonction de ses conditions à l'entrée et du rapport de détente dans l'orifice :

$$q_T = \rho_4 S_{eq} \varphi_4 \sqrt{2rT} \quad (14)$$

Pour une turbine de section donnée, la caractéristique de débit peut être représentée par une ligne indépendante de sa vitesse de rotation. Le débit devient bloqué au-delà d'un rapport de détente critique, de l'ordre de 2,8/1 (figure 38a).

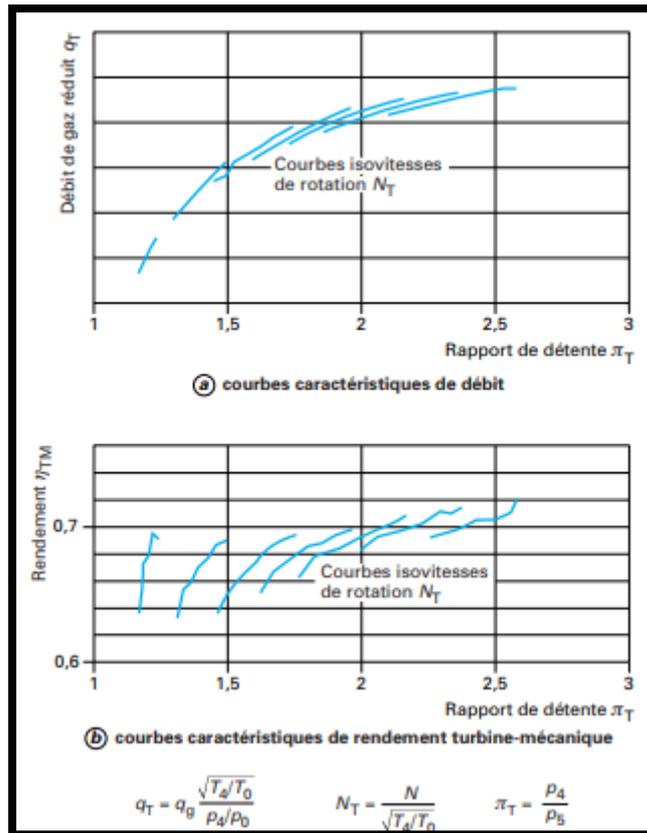


fig 57: courbes caractéristiques d'une turbine centrifète

Remarque : le rapport de détente critique paraît plus élevé que le rapport théorique qui, dans le cas des gaz d'échappement considérés, est de 1,85 environ ; cela est dû au fait que la turbine est composée en fait de plusieurs orifices équivalents en série (en particulier distributeur d'entrée et roue de turbine). Dans la plage d'utilisation, un rapport de détente est associé à une valeur de débit, ce qui signifie que, lorsque le débit de gaz varie (variation de vitesse du moteur), il n'est pas possible, sans artifice, de conserver un rapport de détente constant. Les courbes caractéristiques de la figure 38b donnent les valeurs de rendement turbine-mécanique pour différentes vitesses de rotation en fonction du rapport de détente. Les valeurs indiquées correspondent le plus souvent aux mesures effectuées en écoulement stationnaire sur banc d'essai calorifugé ; elles peuvent être très différentes des valeurs que l'on calcule à partir des mesures effectuées sur moteur. Notons que pour un rapport de détente donné le rendement turbine-mécanique varie assez rapidement en fonction de la vitesse de rotation, il est donc souhaitable de vérifier qu'au point de fonctionnement considéré, les réglages choisis permettent à la turbine de fonctionner à la vitesse de rotation assurant le rendement maximal. Un changement de compresseur peut changer la vitesse de rotation et faire évoluer le rendement turbine-mécanique.

2.2.2 Choix et adaptation de la turbine

Le choix de la turbine est fait après la définition de l'étage compresseur. Dans le cas d'un moteur de traction, on définit la turbine au régime de fonctionnement le plus critique du

point de vue du manque d'air, en général au point de pme la plus élevée, à faible vitesse de rotation moteur. Les conditions de fonctionnement du compresseur étant connues à ce point particulier, il est possible de calculer le rapport de détente nécessaire à l'obtention de l'énergie d'entraînement du compresseur. Ce calcul suppose la connaissance du rendement turbine (on peut prendre 0,7 en première hypothèse et faire une correction si nécessaire) et de la température des gaz d'échappement (pour une première approximation prendre les valeurs du tableau 1).

La connaissance du rapport de détente permet de déterminer la pression à l'entrée de la turbine et de corriger la valeur de débit de gaz pour déterminer la caractéristique de débit de turbine.

Notons que, si l'on choisit une caractéristique de turbine plus grande que nécessaire, au débit considéré, le rapport de détente sera plus faible que souhaité et l'équilibre du turbocompresseur sera obtenu pour une pression d'air plus basse et que, inversement, une turbine de perméabilité plus faible augmentera la pression d'air.

Notons également que l'on ne peut choisir la spécification turbine qu'à un régime particulier de fonctionnement, il faut donc vérifier qu'aux autres régimes les conditions de fonctionnement du système moteur-turbocompresseur seront acceptables.

2.2.3 Pulsations de pression et turbine divisée

En fonctionnement sur moteur, l'écoulement des gaz vers la turbine est instationnaire et les pulsations de pression en amont de la turbine sont importantes. La récupération de l'énergie des « bouffées » d'échappement augmente l'énergie reçue par la turbine. Les mesures de pression et de températures moyennes permettant le calcul du rendement de la turbine n'étant plus représentatives des valeurs réelles, en pratique on définit un « coefficient de pulsation » qui permet de modifier le rendement de turbine pour tenir compte de ces effets. Ce coefficient est d'autant plus important que la vitesse du moteur est faible et que le volume du collecteur d'échappement entre moteur et turbine est petit. Dans le cas des moteurs bien adaptés pour la récupération des bouffées d'échappement, il n'est pas rare de relever des rendements turbine de 1,0 indiquant que, dans ce cas, si la turbine a un rendement de 0,7 en régime stationnaire, l'installation a un coefficient de pulsation de 1,4.

On peut augmenter l'effet de pulsation en amont de la turbine en utilisant des collecteurs d'échappement de petite section. On peut aussi répartir et diviser les gaz d'échappement de façon à réduire le volume entre la sortie d'un cylindre donné et le distributeur de la turbine. Dans le cas des moteurs 6 cylindres en ligne utilisés sur les véhicules industriels, les échappements des cylindres 1, 2, 3 sont regroupés et séparés des cylindres 4, 5, 6 et la division est maintenue dans le corps de turbine, jusqu'au distributeur. L'augmentation des pulsations de pression dans le collecteur d'échappement ne doit pas perturber la vidange des différents cylindres et le regroupement des différents cylindres doit donc être fait en fonction

de l'ordre d'allumage du moteur (1-4 + 2-3 pour un moteur 4cylindre).

Exemple : dans le cas d'un moteur 4 cylindres automobile de 2 L de cylindrée avec échappements divisés de faible section, on peut espérer, en pleine charge, un gain de 100 % à 1 400 tr/min, se réduisant à 30 % vers 1 800 tr/min.

2.3 Dérivation des gaz de turbine (wastegate)

Dans le cas de moteurs à grande plage de variation de vitesse, comme c'est le cas de tous les moteurs automobiles, il est impératif de donner un degré de liberté supplémentaire à la turbine pour l'adapter aux variations correspondantes de débit d'air. La solution la plus communément utilisée consiste à dériver une partie des gaz de turbine. Le clapet de dérivation (wastegate), souvent intégré au corps de turbine pour des raisons économiques, est, le plus souvent, commandé par un vérin pneumatique. Le dimensionnement de la turbine est effectué de façon à obtenir la pression d'air souhaitée aux faibles régimes de rotation moteur, plein couple. Le clapet est alors maintenu fermé. La caractéristique de débit de la turbine choisie contient donc le point de fonctionnement correspondant à ce régime, A, comme il est indiqué sur la figure 39.

À un régime de fonctionnement correspondant à un débit de gaz plus grand, c'est-à-dire à grande vitesse, le point représentatif du fonctionnement sans dérivation de gaz est le point B, situé au-dessus de la courbe caractéristique choisie ; le fonctionnement n'est donc pas possible dans ces conditions. La dérivation d'une partie des gaz turbine permet de trouver des conditions de fonctionnement telles qu'avec un débit de gaz plus faible la puissance turbine est conservée.

Rappelons, comme l'indique la relation ci-dessous que la puissance délivrée par la turbine est proportionnelle au débit de gaz la traversant et donc qu'à puissance constante une réduction du débit de gaz nécessitera une augmentation de la chute d'enthalpie de la turbine obtenue par une augmentation du rapport de détente.

$$P_T = q_g c_{pg} (T_4 - T_5) = q_g c_{pg} T_4 \left[1 - \left(\frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \eta_T \quad (15)$$

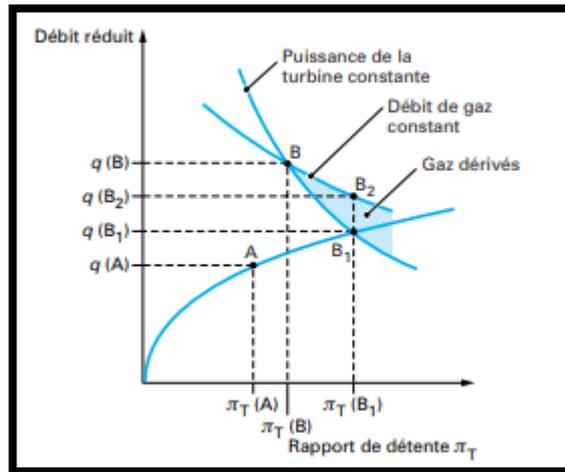


Fig58: Dérivation des gaz de turbine : caractéristique et points de fonctionnement

Sur la figure 13, la courbe B-B1 représente, en fonction du rapport de détente et à température et rendement constants, le débit de gaz nécessaire à la turbine pour assurer une puissance constante égale à celle du point B. Les coordonnées du point B1 indiquent quels sont le rapport de détente et le débit corrigé permettant de fonctionner au régime considéré avec la turbine choisie.

La courbe B-B2 représente en fonction du rapport de détente la variation du débit réduit correspondant à un débit réel constant égal à celui du point de fonctionnement B. La différence entre les débits des points B2 et B1 est égale au débit de gaz dans la dérivation de turbine (en valeur réduite).

2.4 Turbine à géométrie variable

Dans la turbine à géométrie variable, on fait varier la section d'entrée de la turbine de façon à obtenir le rapport de détente souhaité en tout point du fonctionnement, quelles que soient les valeurs de débit et de température des gaz d'échappement (figure 14). Dans la plupart des cas d'utilisation actuels, la plage de variation de débit est suffisante pour que ce dispositif soit utilisé seul, sans dérivation complémentaire.

Différents dispositifs de turbines à géométrie variable sont utilisés ou en développement. Le système à ailettes pivotantes (figure 15) est le plus connu actuellement ; dans les applications automobiles, il possède un rendement maximal de 65 % environ et permet une variation de débit de plus ou moins 50 % par rapport au débit de rendement maximal dans des conditions de rendement supérieur à 50 %.

Remarque : dans les conditions de fonctionnement d'un moteur Diesel automobile un rendement de 50 % entraîne un rapport de détente 1,4 fois supérieur à celui qu'aurait une turbine de rendement 0,7. D'autres systèmes de géométrie variable de turbine, moins coûteux, ont été proposés ; les concepts « OP » de Garrett (figure 16a) ou « VST » de 3K-Warner (figure 16b) répondent à cet objectif.

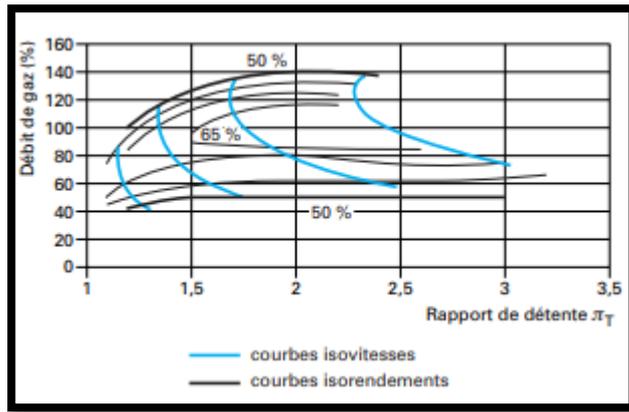


Fig60 : courbes caractéristiques de rendement d'une turbine à géométrie variable

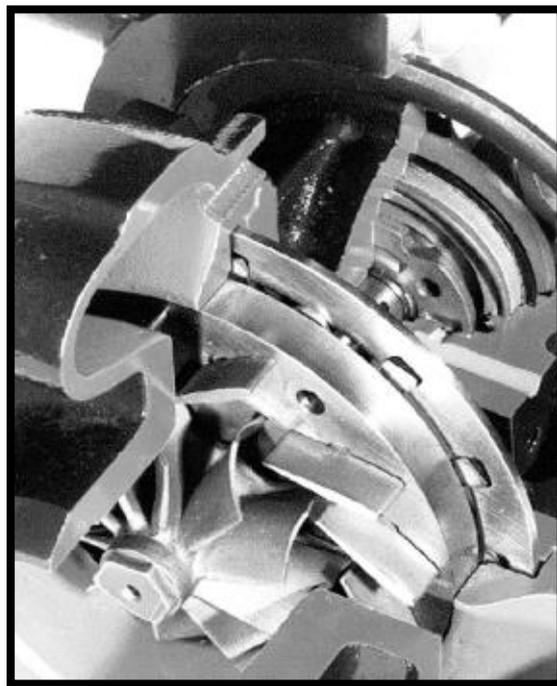


figure 61– Turbine à géométrie variable à ailettes pivotantes

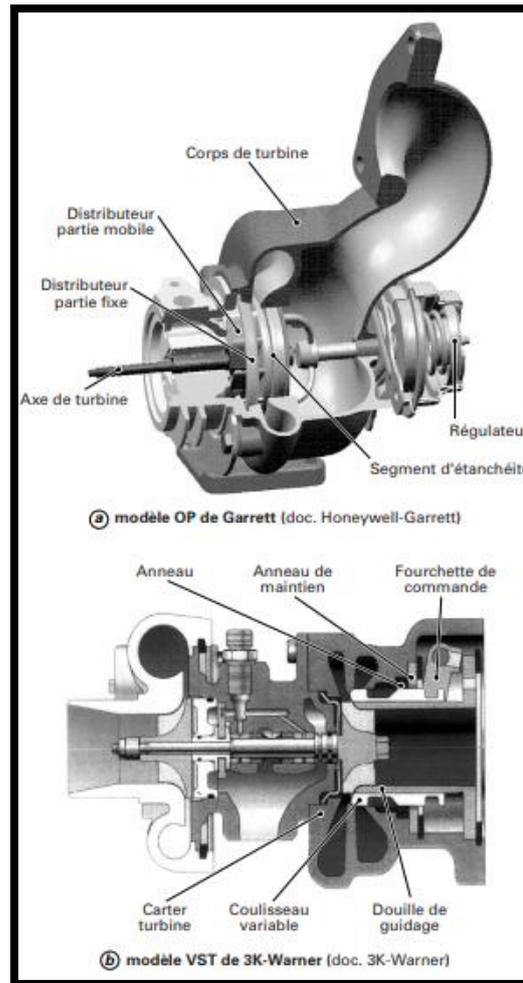


Figure62– Deux concepts de turbine à géométrie variable

3. Adaptation du turbocompresseur au moteur

Le moteur suralimenté par turbocompresseur est vulnérable à basse vitesse de rotation en pleine charge car le faible débit de gaz dans la turbine se traduit par un manque d'énergie et donc une pression d'air trop faible par rapport aux besoins du moteur. Dans tous les cas de suralimentation d'un moteur de traction routière, on favorisera l'adaptation du turbocompresseur au régime de couple maximal, éventuellement à une vitesse inférieure et à plein couple.

3.1 Sensibilité du moteur Diesel à la suralimentation

Les limites de fonctionnement d'un moteur Diesel sont liées aux conditions d'alimentation en air :

— une pression de suralimentation trop faible entraîne des fumées et des températures d'échappement excessives .

— une pression de suralimentation trop élevée peut entraîner des pressions maximales de combustion non acceptables pour la tenue mécanique du moteur.

La définition de la turbine joue un rôle important dans le réglage de la pression de suralimentation. Pour un régime donné, une petite turbine entraîne un niveau de pression d'air plus élevé qu'une turbine de perméabilité plus grande. Ainsi, dans le cas d'un système de suralimentation avec turbocompresseur libre (free floating) [3], le choix de la turbine influera sur la forme de la courbe de couple, une petite turbine permettra de s'éloigner des limites de fumée et de température à faible régime, et donc d'augmenter le couple mais conduira à limiter la puissance à vitesse élevée à cause des pressions de combustion trop élevées. Inversement, une turbine plus grande favorisera le régime de puissance nominale mais imposera une limite de couple plus basse à faible vitesse (figure 17).

3.2 Cas types d'adaptation de turbocompresseur

3.2.1 Moteur de véhicule industriel

La fiabilité est un critère important pour ce type de moteurs ; pour le turbocompresseur, l'objectif de durée de vie est supérieur à 1 million de km. Les taux de suralimentation couramment utilisés sont inférieurs à 3/1 mais la tendance actuelle pour les versions les plus performantes est légèrement supérieure. Les systèmes de suralimentation utilisaient jusqu'alors des turbocompresseurs libres et un échangeur air-air placé devant le radiateur (efficacité égale à 85 %). Les contraintes de performances et d'émissions ont imposé l'utilisation de la wastegate et depuis peu de la géométrie variable de turbine. Dans les versions à pression d'air non régulée, le choix du compresseur est un compromis difficile. Une des conditions les plus difficiles à satisfaire est le rapport air/combustible à faible vitesse de rotation du moteur. Le déficit en air dû à la caractéristique de la turbine nécessite souvent l'utilisation de systèmes limiteurs de débit d'injection n'autorisant le plein débit de combustible que lorsqu'un seuil de pression est atteint, cela pour rester dans les limites de fumées imposées. La réduction de la section effective de la turbine est limitée par la différence de pression admission-échappement qui doit rester suffisamment élevée pour garantir une bonne consommation en utilisation et plus particulièrement aux vitesses de moteur élevées. Les rendements du compresseur et de la turbine sont particulièrement importants pour la consommation du véhicule et la définition du turbocompresseur doit vérifier que les composants choisis sont bien « centrés » par rapport à la caractéristique d'utilisation du moteur. La vitesse de rotation du compresseur est un paramètre important pour la fiabilité à cause des risques de rupture par fatigue. Elle est d'autant plus importante que l'on cherche à utiliser des roues de compresseur à ailettes retournées vers l'arrière (cf. figure 10) pour augmenter les plages d'utilisation. Actuellement on peut admettre des vitesses périphériques de 500 m/s sous réserve de validation suivant les cycles d'utilisation, en particulier lorsqu'ils comportent des contraintes d'utilisation en altitude.

3.2.2 Moteur Diesel automobile

Le petit moteur Diesel automobile se caractérise par un couple élevé sur une grande plage de vitesse et un besoin d'atteindre rapidement la valeur maximale de couple lors d'une accélération. Actuellement, les moteurs Diesel suralimentés ont, à puissance nominale, une vitesse de rotation de 4 500 tr/min et doivent disposer de la pression maximale de suralimentation dès 1 800 tr/min. Les couples développés sont de l'ordre de 100 % supérieurs aux valeurs obtenues avec les mêmes moteurs non suralimentés. Les pressions absolues à l'admission sont de l'ordre de 2 à 2,4 bar. Les températures d'air à la sortie du compresseur étant de 100 à 120 °C, on utilise des échangeurs de température, généralement air/air, permettant de ramener la température d'entrée du moteur à des valeurs maximales de 70°C.

L'utilisation du moteur sur une grande plage de variation de vitesse impose l'utilisation de compresseurs ayant des sorties d'ailettes très fortement retournées vers l'arrière ; les angles courants utilisés actuellement sont de 30 à 45° (figure 10), les rendements de compresseur restent inférieurs à 80 % (figure 7).

Dans le cas des turbocompresseurs avec dérivation de gaz turbine, l'obtention d'un niveau de pression d'air élevé en dessous de 2 000 tr/min nécessite l'utilisation d'une turbine de très faible section, et le maintien de la pression de suralimentation à une valeur constante au-delà de 2 000 tr/min suppose la dérivation des gaz turbine avec corrélativement des pressions d'échappement élevées (figure 4).

Il faut remarquer que les moteurs Diesel automobiles fonctionnent quasiment toujours avec une différence de pression négative qui justifie des angles de distribution avec des croisements de soupape faibles, sinon nuls.

Les moteurs à injection directe actuels fonctionnant avec un excès d'air confortable, donc des températures d'échappement basses, ont recours aux technologies de turbine à géométrie variable pour garantir un couple élevé dès 1 500 tr/min tout en limitant les pressions d'échappement aux régimes élevés. Le temps de réponse à l'accélération est favorisé par la petite section de turbine mais est tributaire de la faible température de gaz à l'entrée de la turbine (qui ne dépasse pas 250 °C en vitesse de croisière à 90 km/h, par exemple). Il est important de réduire l'inertie thermique de l'installation pour réduire le temps de réponse à l'accélération. La réduction de longueur des conduits d'échappement est une des solutions utilisées (turbocompresseur aussi près du moteur que possible et masse des pièces à haute température la plus faible possible). L'inertie mécanique du turbocompresseur est un facteur également important dans la réduction du temps de réponse. Il faut cependant noter que, si la réduction d'inertie du turbocompresseur est obtenue par une réduction de sa taille, il y a augmentation de sa vitesse de rotation au même point de fonctionnement ; il faut donc comparer les valeurs de JN^2 . L'installation d'un turbocompresseur sur automobile est soumise à des contraintes qui se traduisent par des pertes de charge importantes en entrée

compresseur et sortie turbine qui ont des effets négatifs sur les conditions de fonctionnement.

3.3 Contrôle de la boucle de suralimentation

3.3.1 Limite et régulation de pression

Le système de régulation de pression le plus simple consiste à commander le clapet de dérivation des gaz turbine, ou le système de géométrie variable, par un vérin pneumatique comprenant un piston avec membrane d'étanchéité, rappelé par un ressort (figure 5). Lorsque la pression de commande est celle du circuit d'air comprimé entre compresseur et moteur, le système agit en limiteur de pression, le clapet s'ouvre lorsque la pression est atteinte. Ce système ne permet pas de respecter des faibles tolérances de pression. La pression de référence réglée lors de l'assemblage du turbocompresseur n'inclut pas les effets dynamiques des pressions d'admission sur le vérin et échappement sur le clapet ni les contre-pressions de la ligne d'échappement qui agissent aussi sur le clapet. Or les variations de ces grandeurs pendant le fonctionnement provoquent des variations de pression d'admission, et l'on peut espérer au mieux des tolérances de 100 hPa (0,1 bar) sur cette dernière.

Ce système peut être amélioré par un pilotage électronique ; la pression (ou la dépression) agit sur le piston du vérin après avoir été modulée par une vanne à rapport cyclique d'ouverture (RCO) commandée par la centrale de contrôle électronique (ECU). Cette technologie permet des réglages plus fins sur la pression d'admission. Elle permet aussi d'ouvrir le clapet de décharge (ou le distributeur de la turbine à géométrie variable) pour réduire les contre-pressions d'échappement aux charges partielles et améliorer la consommation. Elle permet éventuellement de bien gérer les fonctionnements transitoires (overboost par exemple).

La régulation électrique, commandée électroniquement par ECU, apporte, par rapport aux systèmes précédents, des avantages de réduction de temps de réponse (gains de 50 % des temps d'ouverture et de fermeture des vannes) et apporte une plus grande précision ainsi qu'une grande flexibilité dans les systèmes de contrôle moteur, notamment en ce qui concerne l'agrément de conduite.

3.3.2 Dispositif antipompage compresseur

Lorsque, à la suite d'un « lever de pied » par exemple, la vitesse de rotation du moteur chute rapidement, la variation de débit d'air correspondante peut entraîner le compresseur dans la zone de pompage et générer des perturbations importantes dans les systèmes de contrôle du moteur (plus particulièrement dans le cas des moteurs à allumage commandé). La mise en place d'un clapet de dérivation du compresseur permet à l'air comprimé de revenir à l'entrée du compresseur et évite ainsi le phénomène de pompage. L'ouverture de ce clapet est en général commandée par la dépression du collecteur d'admission. Le clapet peut être intégré au corps de compresseur.

3.4 Accélération du moteur suralimenté par turbocompresseur

L'accélération du moteur suralimenté par turbocompresseur est très influencée par la montée en régime du turbocompresseur, le couple moteur dépendant d'une part de la quantité de combustible pouvant être introduite, donc de la rapidité de l'augmentation de la pression d'admission, et d'autre part des effets négatifs de la contrepression d'échappement due au turbocompresseur. Le théorème de l'énergie cinétique nous permet d'écrire l'équation d'équilibre du turbocompresseur :

$$P_T = P_C + P_f + J N_{TC} (dN_{TC} / dt) \quad (16)$$

Le moment polaire d'inertie (J) est, pour un turbocompresseur automobile de l'ordre de grandeur de $2 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$. Les pertes par frottement (P_f) sont de la forme : et, pour un turbocompresseur automobile, de l'ordre de grandeur de 700 W à vitesse de rotation nominale.

Augmentation du rapport de détente : la réduction de la section de turbine permet une augmentation du rapport de détente dans la turbine et favorise la montée en régime du turbocompresseur. Il est important de noter que la montée en vitesse du turbocompresseur n'implique pas nécessairement celle du moteur à cause de l'augmentation corrélative de la pression des gaz d'échappement. En pratique, l'utilisation de petites turbines a nécessité l'adaptation d'une wastegate pour le fonctionnement à haut régime ; pour les moteurs les plus performants, la turbine à géométrie variable est une excellente solution pour un bon fonctionnement transitoire, sous réserve que le rendement de turbine reste acceptable aux positions extrêmes.

Inertie mécanique : l'inertie de l'ensemble tournant contribue pour une grande part à la réponse en termes d'accélération. La roue de turbine elle-même représente plus des 2/3 de l'ensemble. L'utilisation des céramiques permet un gain important (masse volumique trois fois moindre que celle du nickel). De même, les développements aérodynamiques ont permis de réduire de 20 % les diamètres des roues de turbine et de compresseur au cours de ces dix dernières années.

Influence des paramètres aérodynamiques : en début d'accélération le turbocompresseur n'est pas toujours autonome et le compresseur et la turbine se comportent comme des freins à la mise en mouvement de la veine d'air. Il est important que l'installation d'admission et d'échappement soit formée de conduits perméables, en particulier l'entrée du compresseur doit avoir le plus grand diamètre possible (petit compresseur mais grand « trim »).

Contrôle du turbocompresseur pendant l'accélération : au moment de l'accélération il est souhaitable de disposer d'un grand rapport de détente pour mettre rapidement le turbocompresseur en vitesse, mais la pression d'échappement joue un effet de bouchon et pénalise la montée en vitesse du moteur, même si le turbocompresseur a atteint son plein régime. Les systèmes de contrôle à commande électronique (et les

commandes électriques de contrôle turbine) permettent de réduire la restriction de turbine pendant sa mise en vitesse et donc de libérer le moteur.

3.5 Assistance du turbocompresseur en accélération

Plusieurs dispositifs d'apport d'énergie ont été proposés et sont encore en développement ; citons pour mémoire la turbine hydraulique « HAT » proposée par Garrett. Cette turbine, montée entre compresseur et turbine, était alimentée par de l'huile sous une pression de 80 bar environ pendant le temps de montée en vitesse du turbocompresseur et permettait de réduire le temps de réponse de 30 à 50 %, suivant les régimes de fonctionnement. Les systèmes d'assistance électrique en cours de développement sont plus prometteurs. Ils comportent un moteur synchrone à fréquence variable grâce à un champ tournant créé par trois stators. La dimension réduite du moteur (diamètre inférieur à 20 mm) permet de le placer sur l'arbre entre compresseur et turbine. Sous une tension d'alimentation de 12 V, les performances actuelles sont de l'ordre de 1,5 kW avec un rendement de 90 % et une vitesse de rotation pouvant atteindre 170 000 tr/min. L'assistance électrique est surtout une assistance transitoire permettant lors d'une accélération d'atteindre plus rapidement le couple maximal avec, éventuellement, un overboost d'une durée limitée dans le temps. L'utilisation d'une tension de 12 V conduit à des courants de grande intensité et à un échauffement rapide des circuits électriques en limitant l'utilisation et les performances. L'augmentation de la tension de bord des véhicules sera un facteur favorable au développement de ce système d'assistance électrique. On peut à l'avenir envisager de générer du courant électrique en renversant le mode de fonctionnement mais les valeurs de rendement obtenues à ce jour restent trop faibles pour en envisager l'application prochaine. D'autres systèmes d'assistance à l'accélération sont en cours de développement, notamment un compresseur centrifuge entraîné par moteur électrique et placé en amont du compresseur principal (e-boost) ; les essais effectués sont prometteurs et permettent d'envisager une mise en production prochaine de ces dispositifs.

4. Technologie du turbocompresseur et installation sur moteur

On se limitera à indiquer les caractéristiques constructives particulières, notamment les matériaux spécifiques, les systèmes de paliers et d'étanchéité et les exigences d'équilibrage pour la réduction des vibrations et du bruit

. 4.1 Matériaux

4.1.1 Roue de turbine

La roue de turbine est sollicitée au fluage et à la rupture sous l'effet des efforts centrifuges dus à la vitesse de rotation et doit donc présenter des caractéristiques mécaniques élevées à haute température. Les ailettes de turbine sont excitées en vibration ; on admet généralement que les risques de rupture sont faibles si la fréquence propre de vibration des ailettes est supérieure à 4 fois la vitesse de rotation de la turbine. Les alliages métalliques

utilisés pour sa réalisation sont à base de nickel et contiennent d'autres éléments pour accroître la résistance mécanique et la résistance à la corrosion à haute température. Les roues de turbine sont coulées sous vide par le procédé de cire perdue. Elles sont ensuite soudées par friction ou par faisceau d'électrons sur l'axe en acier. L'axe et le profil de roue sont ensuite rectifiés et l'ensemble équilibré dynamiquement. Les principaux alliages utilisés sont les suivants :

— l'alliage GMR 235 (mis au point par General Motor Research), avec 62 % Ni, contient principalement du chrome (5 %) et du molybdène (5 %) ; il convient aux applications Diesel (atmosphère oxydante) ;

— l'Inconel 713, avec 73 % Ni, contient principalement du chrome (12 %), de l'aluminium (6 %) et du molybdène (5 %) ; il est plus utilisé pour les applications essence (température élevée) au-dessous d'une température de gaz de 1 000 °C ;

— le Martin Marietta MAR-M247 (60 % Ni, 10 % Co, 10 % W, 8,5 % Cr) pour mémoire : matériau limité à certaines applications à très haute température, n'ayant aucune contrainte de coût (voitures de compétition à essence).

La figure 18 (courbes de Larsen-Miller) précise la limite élastique acceptable ainsi que la durée de vie espérée pour les matériaux précités en fonction de la durée de fonctionnement à une température donnée.

À ce jour, bien que de nombreuses tentatives aient été tentées pour utiliser les céramiques industrielles (et plus particulièrement le nitrure de silicium), l'utilisation de ces matériaux reste encore confidentielle, probablement à cause des coûts de réalisation. Ces matériaux n'ont pas encore permis d'augmentation sensible de température de gaz mais ils assurent un gain important d'inertie de l'ensemble tournant (masse volumique 2,7 kg/dm³) même s'ils imposent des ailettes de turbine plus épaisses qui pénalisent le rendement.

4.1.2 Corps de turbine

Le choix du matériau du corps de turbine est dicté par la température d'utilisation. Dans les conditions oxydantes des gaz Diesel, on est contraint à utiliser des fontes à haute teneur en silicium-molybdène (SiMo) au-dessus de 680 °C et des fontes au nickel (Ni-Résist D2B ou D5B) au-delà de 750 °C. Dans le cas des moteurs à allumage commandé, qui ont des températures de gaz supérieures à 900 °C, on utilise des fontes Ni-Résist D5 ou, au-delà de 980 °C, des aciers inoxydables de type HK30 ; d'autres aciers à forte teneur en chrome sont en cours de développement. Le tableau 2 donne la composition et les caractéristiques de ces matériaux. Dans la majorité des cas, le turbocompresseur est fixé par la bride d'entrée de turbine sur le collecteur d'échappement du moteur. Le poids de l'ensemble peut nécessiter l'utilisation d'un support. Le cas échéant, il faut veiller à ce que l'installation réalisée permette la dilatation des différentes pièces et que les contraintes apportées par les différentes liaisons restent acceptables. Il faut également choisir les matériaux pour que leurs coefficients de dilatation

soient compatibles afin d'éviter le fretting corrosion au niveau des assemblages. Une tendance actuelle est de réaliser le corps de la turbine et le collecteur d'échappement en une seule pièce de fonderie ; cette solution présente de nombreux avantages au niveau de l'assemblage sur moteur, des inerties thermiques en transitoire mais doit être correctement validée du point de vue de la fiabilité eu égard aux coûts des outillages.

4.1.3 Roue de compresseur

La roue de compresseur est soumise à la force centrifuge due à la vitesse de rotation et elle doit présenter de bonnes caractéristiques de résistance à la fatigue. Les applications les plus critiques pour la tenue de la roue de compresseur sont les véhicules industriels pour lesquels la vitesse périphérique en bout de pale dépasse 500 m/s et où la température de matériau peut atteindre 180 °C en bout d'aubage.

Les ailettes de compresseur sont soumises aux excitations cycliques et on doit vérifier que leur fréquence propre de vibration est supérieure à 5 fois la vitesse de rotation du compresseur. Les roues de compresseur sont réalisées en alliage d'aluminium et obtenues brutes de fonderie, avec utilisation d'un modèle en caoutchouc dans un moule en plâtre. L'alliage le plus utilisé est le 4043 qui contient 5 % de silicium + 1 % de cuivre et 1 % de manganèse. Ses propriétés peuvent être sensiblement améliorées par compression isostatique à température élevée après coulée. L'alliage 7075 forgé et usiné peut être utilisé (de façon non économique) pour des applications particulières fortement sollicitées. Les caractéristiques mécaniques des alliages d'aluminium chutent très rapidement lorsque la température du matériau dépasse 150 °C, comme indiqué sur la figure 19.

4.2 Système paliers

Le système paliers (figure 20) comprend des paliers d'arbre et une butée latérale permettant de maintenir les déséquilibres dus aux efforts de pression sur les roues de turbine et de compresseur. Les paliers d'arbre peuvent être constitués de bagues flottantes, tournant librement dans le bâti, ou d'une douille flottante immobilisée en rotation. Le système paliers assure la stabilité de fonctionnement du rotor. L'ensemble tournant est soumis à trois vitesses critiques, deux dites rigides correspondant aux modes de fonctionnement conique et cylindrique de l'arbre dans ses paliers, et une de flexion d'arbre. Cette dernière doit être placée au-delà des vitesses d'utilisation du turbocompresseur. Les vibrations de l'ensemble tournant sont transmises à la carcasse par les films d'huile. Elles doivent être limitées afin de réduire les bruits créés par les résonances des pièces environnantes. Les pièces tournantes sont équilibrées dynamiquement avant montage et, pour les turbocompresseurs devant tourner à plus de 100 000 tr/min, l'équilibrage est corrigé après assemblage. On admet couramment des valeurs de déséquilibre inférieures à $2 \cdot 10^{-4} \text{ g} \cdot \text{mm}$.

L'alimentation en huile du turbocompresseur est un paramètre important pour la fiabilité des paliers. L'huile est celle du moteur, elle doit être prélevée dans la « galerie » d'alimentation. Les conditions de filtration de l'huile ne sont pas plus sévères que pour le moteur, c'est-à-dire

de l'ordre de 20 μm . Il faut cependant dimensionner la cartouche filtrante pour permettre le passage d'un débit de 30 % supérieur à celui absorbé par le moteur (un turbocompresseur pour moteur d'automobile absorbe un débit de l'ordre de 2 à 4 L/min sous une pression d'alimentation de 4 bar à une température de 120 $^{\circ}\text{C}$). La pression d'huile doit être suffisamment élevée pour assurer le débit suffisant à la création des films d'huile (attention aux huiles modernes à très faible coefficient de viscosité) et vaincre l'effet centrifuge d'éjection d'huile dans le cas des paliers à douilles flottantes, entraînées en rotation par l'arbre. L'huile peut se cokéfier au contact de parois internes à haute température, une température continue de 250 ou de 300 $^{\circ}\text{C}$ consécutive à un arrêt chaud peut entraîner une cokéfaction interne de l'ensemble paliers et provoquer sa destruction. Pour y remédier on utilise des carter-paliers refroidis par circulation du liquide de refroidissement du moteur. Il faut dans ce cas vérifier que la circulation du liquide est bien assurée (naturellement par thermosiphon ou forcée par pompe électrique) après arrêt moteur.

4.3 Vibrations et bruit

Le turbocompresseur en fonctionnement est générateur de bruits difficiles à réduire et il est souhaitable de s'en préoccuper dès la première installation sur véhicule. Le turbocompresseur lui-même n'émet pas ou peu de bruit, mais il excite l'installation dont un ou plusieurs éléments se comportent comme émetteurs. Les mécanismes de génération de bruits sont nombreux, parmi les plus importants, on peut citer les suivants :

Vibration synchrone créée par le déséquilibre des pièces en rotation : elle se transmet par les paliers aux organes de fixation et excite le plus souvent la tuyauterie d'échappement. Le bruit est un sifflement dont la fréquence suit la variation de vitesse du turbocompresseur. Les solutions permettant une réduction de ce bruit sont la désensibilisation de l'installation (analyse de la réponse acoustique de la ligne d'échappement avec pot vibrant) et la réduction des tolérances d'équilibrage de l'ensemble tournant du turbocompresseur. En automobile, on contrôle et corrige l'équilibre du rotor après assemblage à une vitesse de rotation voisine de la vitesse en utilisation. Actuellement, les tolérances d'équilibrage utilisées correspondent à une erreur maximale de la position de l'axe d'inertie de l'ensemble tournant par rapport à l'axe des paliers de 0,5 μm .

Vibration synchrone créée par les vibrations axiales : elle prend naissance dans la butée et se transmet au corps des paliers puis à l'installation. Le bruit est le même que précédemment. Les solutions permettant de réduire cette cause de bruit sont les réductions de tolérances de positionnement des pièces constituant la butée latérale.

Vibration synchrone créée par les pulsations de pression d'air : ces pulsations sont générées principalement par les irrégularités de la roue de compresseur, défauts de fonderie, de positionnement d'usage par exemple. Ces pulsations sont à la fréquence de rotation du turbocompresseur ; elles se propagent dans le circuit d'admission et excitent les tuyauteries d'air ou l'échangeur qui résonnent et émettent

un sifflement, fonction de la vitesse du turbocompresseur comme précédemment. Les solutions pour éliminer ce bruit sont la désensibilisation de l'installation et l'amélioration de la qualité de fonderie des roues de compresseur.

Vibration subsynchrone créée par les paliers : elle est générée par le système paliers et liée aux conditions de fonctionnement hydrodynamique de ce système. Le bruit se manifeste au-delà d'une vitesse de rotation particulière ; il est émis à une fréquence fixe, de l'ordre de 800 à 1 000 Hz, et son amplitude varie avec la température de l'huile dont les fluctuations entraînent une variation de la viscosité et de la raideur des films d'huile des paliers. Cette vibration subsynchrone dépend des tolérances de réalisation des paliers et elle excite certains éléments de la ligne d'échappement. L'adoption de paliers immobilisés en rotation ou de paliers à billes, plus robustes, permet d'atténuer ce bruit, mais la solution la plus efficace est une nouvelle fois la désensibilisation de l'installation.

Bruits aérodynamiques : les bruits de pompage marginal sont les plus fréquents et conduisent à modifier la roue ou le corps du compresseur. On peut citer les bruits haute fréquence de passage d'ailettes de compresseur ou de turbine.

Chapitre 4:
étude d'un cas réel de moteur diesel

1 :Introduction

Dans cette partie on va examiner un cas réel de moteur diesel(Peugeot 508 Blue HDi 130 EAT8 pour étudier l'influence de l'évolution de la pression sur les grandeurs caractérisent le moteur. dans ce but on a dévisés le travail en deux parties :

Première partie une modélisation de la chambre de combustion avec diesel comme carburant a été réalisée pour différente pressions.

Deuxième partie; calcul théorique de l'influence des pressions d'admission sur les performances du moteur diesel.

2 : La modélisation de la combustion :

2-1 :Influence de la pression sur la combustion diesel

Pour étudier l'influence de la pression d'air dans la chambre de combustion ainsi que son effet sur la température de flamme , une modélisation de la chambre de combustion est réalisée .

2-2 Modèle physique de chambre de combustion :

Le modèle physique considéré est une chambre de combustion avec deux entrées. un pour écoulement d'air et l'autre pour l'injection de combustible dont les paramètres géométriques sont représentés dans la figure(63).cette dernière représente demi de chambre de combustion(axe de symétrie).

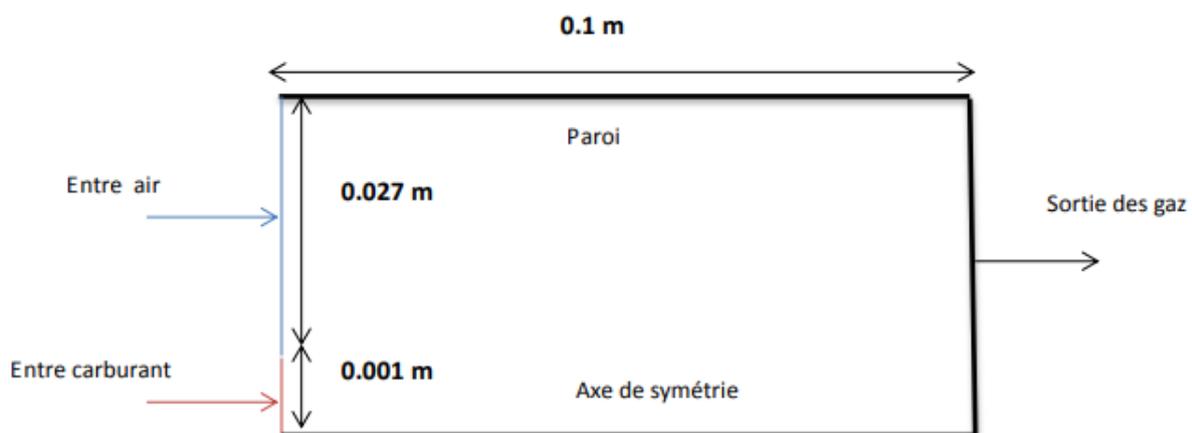


Fig63 :model physique de chambre de combustion

2-2-1) Propriétés du carburant:

Le carburant utilisé pour une meilleure combustion c'est le diesel dont les propriétés thermo-physiques sont données dans le tableau suivant :

| LES PROPRIETES | SYMBOLES | VALEUR | UNITES |
|---------------------------|--------------|---------------------|----------------------|
| La densité | P_1 | 0.730 | [kg/m ³] |
| La conductivité thermique | λ_1 | 0.0454 | [W/ m K] |
| La viscosité cinématiques | μ_1 | $1.7 \cdot 10^{-5}$ | [m ² / S] |
| Enthalpie standard | ΔH_1 | 249700 | [J/ kmol] |
| Entropie standard | ΔS_1 | 545.8 | [J/kmol k] |
| Masse molaire | M_1 | 142 | [kg / kmol] |

Tableau 2 : Propriétés du carburant

2-2-2) Propriétés du comburant (air) :

La combustion nécessite une quantité importante d'air caractérisé par les propriétés représentées dans le tableau suivant :

| LES PROPRIETES | SYMBOLES | VALEUR | UNITES |
|---------------------------|-------------|------------------------|----------------------|
| La densité | P_1 | 1.225 | [kg/m ³] |
| La conductivité thermique | λ_1 | 0.0242 | [W/ m K] |
| La viscosité cinématiques | μ_1 | $1.7894 \cdot 10^{-5}$ | [kg/m S] |
| Masse molaire | M_1 | 28.966 | [kg / kmol] |

Tableau 3 : propriétés de comburant

2-3 : Formulation mathématique

Dans le cadre des écoulements réactifs ou compressibles, la décomposition de Favre est généralement utilisée. La turbulence est représentée par le biais d'un modèle du premier

ordre (dans le cas le plus simple). Il s'agit d'un modèle à deux équations, la première pour l'énergie cinétique turbulente, la seconde pour le taux de dissipation de cette énergie. [23]

2-4 : Équations de bilan pour un écoulement réactif turbulent:

2-4-1 :Équations de conservation de la masse :

La conservation de la masse totale s'écrit :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (17)$$

Où, ρ désigne la masse volumique et u_j est le terme composante de la vectrice vitesse. Pour un mélange gazeux constitué de N espèces chimiques, la conservation de la masse s'écrit de manière équivalente pour chaque espèce k . La somme des N équations de conservation des espèces permet de retrouver l'équation de la masse totale :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho Y_k) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j Y_k) = \frac{\partial}{\partial x_j} (-j_{jk}^s) + \rho \omega_k \quad k=1, \dots, N \quad (18)$$

2-4-2 :Équations de conservation de la quantité de mouvement :

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

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_j u_j) = \frac{\partial}{\partial x_i} (\tau_{ij} - p \delta_{ij}) + \rho s_i, \quad i=1,2,3 \quad (19)$$

Où, p est la pression, τ_{ij} est la composante, du tenseur des contraintes visqueuses, s_i est la composante dans la direction, du terme source des forces volumiques qui sont négligées dans ce travail .

2-4-3 Équations de conservation de l'énergie

Le bilan de l'énergie totale du mélange est défini par :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho e_t) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j e_t) = \frac{\partial}{\partial x_j} (-j_j^{et} + \sigma_{ij} u_j) + \rho S^{et} \quad (20)$$

$$e_t = h_t - p/\rho \quad (21)$$

avec

$$h_t = \int_{T_0}^T c_p dT + \sum_{k=1}^n \Delta h_{f,k}^0 + 1/2 u_i u_i \quad (22)$$

Où J_j^{et} est le flux d'énergie totale dans la direction j , σ_{ij} est la composante i , du tenseur est définie par :

$$\sigma_{ij} = \tau_{ij} - p\delta_{ij} \quad (23)$$

Et S^{et} est le terme source d'énergie totale (travail des forces volumiques, rayonnement..), qui seront négligés.

2-4-4 : Moyenne de Reynolds et Favre

Dans des écoulements réactifs à masse volumique variable, la décomposition de moyenne pondérée par la masse volumique (Favre) est usuellement utilisée. Chaque quantité extensive φ (à l'exception de la densité et la pression), peut être décomposée par une moyenne $\bar{\varphi}$ et fluctuation φ'' : [13]

$$\varphi = \bar{\varphi} + \varphi'' \quad (24)$$

Telle que

$$\check{\varphi} = \frac{\overline{\varphi\rho}}{\bar{\rho}} \quad (25)$$

La différence des moyennes (Reynolds et Favre) s'écrit :

$$\check{\varphi} - \bar{\varphi} = \frac{\overline{\rho'\varphi'}}{\bar{\rho}} \quad (26)$$

2-4-5 : Equation de conservation de l'espèce chimique

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho}\tilde{Y}_k) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho}\tilde{u}_j\tilde{Y}_k) = \frac{\partial}{\partial x_j} [-(\overline{\rho u_j Y_k} - \bar{\rho}\tilde{u}_j\tilde{Y}_k) - \overline{J_{jk}^s}] + \bar{\rho}\tilde{\omega}_k, \quad k=1, \dots, N \quad (27)$$

2-4-6 : Equation de conservation de la quantité de mouvement

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho}\tilde{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho}\tilde{u}_i\tilde{u}_j + \bar{p}) = \frac{\partial}{\partial x_j} [-(\overline{\rho u_i u_j} - \bar{\rho}\tilde{u}_i\tilde{u}_j) + \bar{\tau}_{ij}] + \bar{\rho}\tilde{S}_i, \quad i = 1, 2, 3 \quad (28)$$

2-4-7 : Equation de conservation d'énergie totale :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho}\tilde{e}_t) + \frac{\partial}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} [-(\overline{\rho u_j e_t} - \bar{\rho}\tilde{u}_j\tilde{e}_t) + (\overline{\tau_{ij}u_i} - \bar{\tau}_{ij}\tilde{u}_i) - \overline{J_j^{et}} + \bar{\tau}_{ij}\tilde{u}_i] + \bar{\rho}\tilde{S}^{et} \quad (29)$$

2-4-8 : Le modèle (k, ε) standard :

Ce modèle est réputé pour sa robustesse, son économie de calcul et sa stabilité dans les écoulements complexes. Les équations de transport de l'énergie cinétique turbulente k , et sa dissipation ε sont données par :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho} \tilde{k}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho} \tilde{k} \tilde{u}_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \tilde{k}}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \bar{\rho} \tilde{\varepsilon}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho} \tilde{\varepsilon}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho} \tilde{\varepsilon} \tilde{u}_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \tilde{\varepsilon}}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\tilde{\varepsilon}}{\tilde{k}} (G_k + C_{2\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \bar{\rho} \tilde{\varepsilon} \quad (31)$$

Où G_b est le terme lié à l'effet de la gravité, qui est négligé dans ce travail, G_k représente la génération de l'énergie cinétique turbulente due aux gradients de la vitesse moyenne :

$$G_k = \bar{\rho} \overline{u_i' u_j'} \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial \tilde{u}_i}$$

$$G_k = \mu_t S^2$$

$$S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (32)$$

La viscosité turbulente s'écrit :

$$\mu_t = \bar{\rho} C_\mu \frac{\tilde{k}^2}{\tilde{\varepsilon}} \quad (33)$$

2-4-9 : Modèle EDM pour la combustion turbulente :

Le modèle de combustion EDM est basé sur le modèle Eddy Break Up développé dans les années 1970 pour le calcul des flammes pré mélangées. Le concept Eddy-dissipation a été développé pour étendre le principe du modèle EBU aux flammes non pré mélangées. Celui-ci postule qu'on peut représenter le phénomène de combustion turbulente par des divisions successives (break-up), sous l'action du frottement turbulent, du domaine des gaz frais en élément de plus en plus petits (appelés eddies ou bouffées turbulentes), et ce jusqu'à atteindre une taille limite à laquelle ces bouffées, contenant les réactifs supposés mélangés à l'échelle moléculaire, sont en contact suffisant avec les gaz brûlés pour que leur température

soit assez élevée pour réagir instantanément. Dans le modèle de Spalding, aussi que dans le modèle de Magnussen et Hjertager, implémenté dans Fluent, intitulé, EDM.

Le taux moyen net de la production/destruction de l'espèce i dans la réaction r peut donc s'exprimer par:

$$\bar{\omega}_i = M_{\omega,i} \sum_{r=1}^{N_r} R_{i,r} \quad (34)$$

$$\dot{\omega}_{i,r} = v'_{i,r} A \rho \frac{\epsilon}{k} \min_R \frac{Y_r}{v'_{i,r} M_{\omega,i}} \quad (35)$$

$$\dot{\omega}_{i,r} = v'_{i,r} M_{\omega,i} AB \rho \frac{\epsilon}{k} \frac{\sum_p Y_p}{\sum_j v''_{i,r} M_{\omega,i}} \quad (36)$$

Après la modélisation de la chambre de combustion (2D) sur gambit ; Nous faisons un processus de simulation par logiciel FLUENT sur la chambre pour différentes pressions d'air appliquées sur la chambre. Ensuite, nous suivons les améliorations à l'intérieur de chambre.

2.5 Les conditions Initiales et aux limites :

2-5-1 : Les conditions Initiales :

Initialement la chambre de combustion est remplie par l'air atmosphérique et carburant à la température atmosphérique les vitesses et les pressions sont supposées nulles.

2-5-2 : Les conditions aux limites:

a) A l'entrée de l'air :

la poussée de l'air dans la chambre de combustion est assurée avec :

- une vitesse constante $V_{air} = 300$ m/s.

- La température $T_{air} = 300 \text{ K}$

- La pression de poussée de l'air dans la chambre varie de P atmosphérique jusqu'à la pression de 4 bars .

b) A l'entrée de carburant :

les conditions de l'injection de carburant dans la chambre est :

- La vitesse est constante $V_{INJ} = 350 \text{ m/s}$.

- la température $T_{INJ} = 300 \text{ K}$

c) A la sortie :

on a les gaz d'échappement exode de la chambre avec les conditions suivant :

- la température est constante $T_s = 1990 \text{ K}$

- la pression est atmosphérique $P_s = P_{atm} = 101325 \text{ Pascal}$

2.6 Simulation numérique :

2-6-1 : Création de la géométrie de la chambre de combustion:

On trace la géométrie de la chambre de combustion diesel(2D) sur Gambit (2.3.16). La chambre est de forme cylindrique, de longueur 100 mm et un diamètre de 28 mm. La chambre contient une section d'entrée de l'air de 27 mm de diamètre et une section d'entrée de carburant de 1 mm de diamètre.

2-6-2 : Le maillage de la chambre de combustion :

Le maillage a été effectué pour un meilleur temps de calcul et une meilleure approximation (convergence et précision). Le nombre des cellules est 9036 .

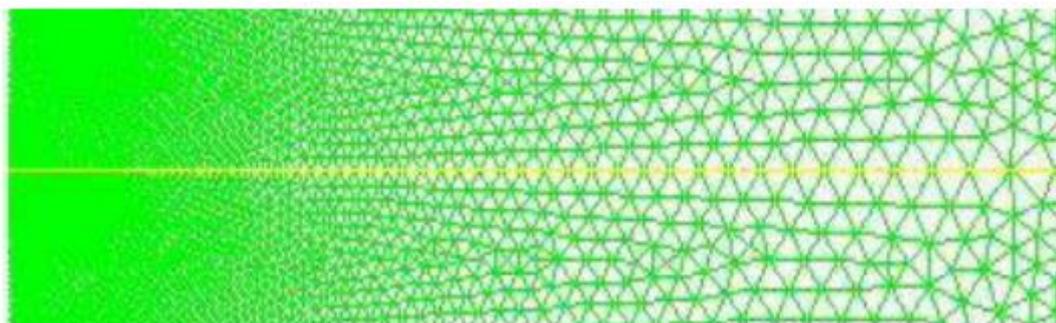
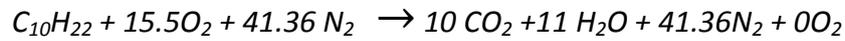


Fig64 : maillage de la géométrie

2.7 Résultats et discussion :

2-7-1 : L'équation de la combustion de mélange :

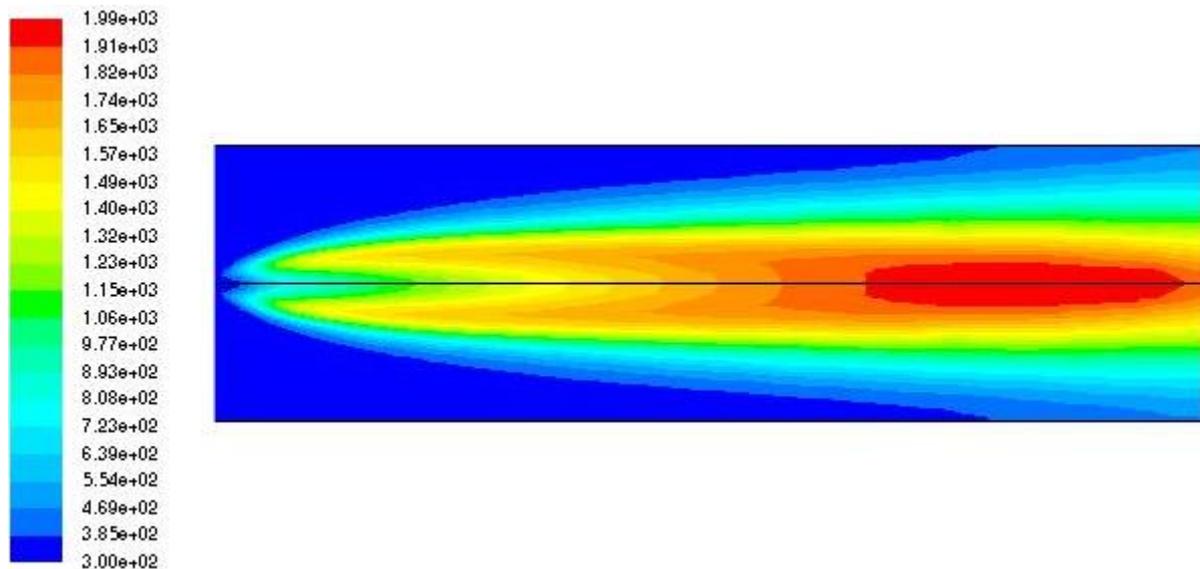
La combustion dans les conditions adiabatiques et mélange stœchiométrique : $\lambda = 1$;
Température adiabatique $T = 2406.59$ K.



- **Etude thermique pour différent pressions**

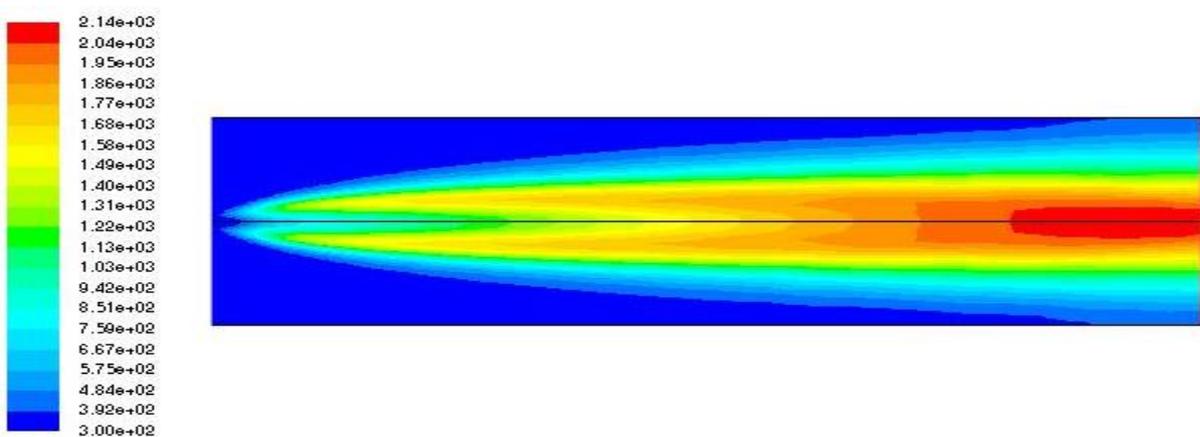
La figure suivante représente l'évolution de la température dans la chambre de combustion pour les différents pressions.

$P=1bar$



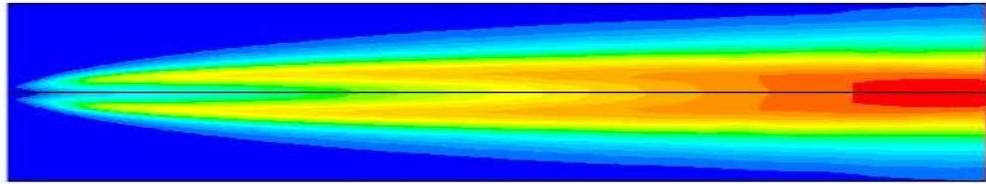
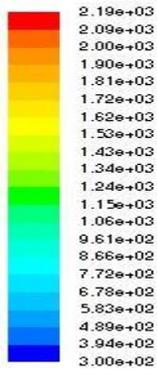
$T=1990k$

$P=2bar$



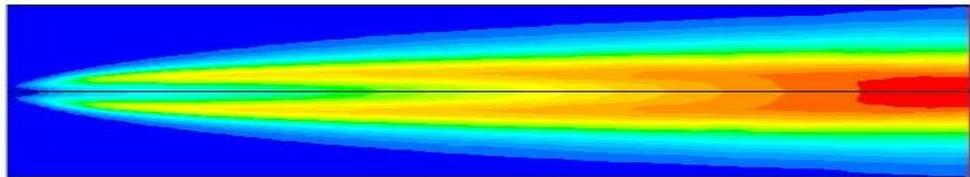
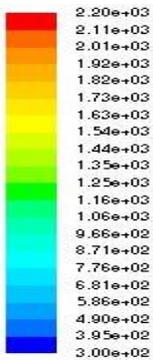
$T=2140k$

$P=3\text{bar}$



$T=2190\text{k}$

$P=4\text{bar}$



$T = 2200\text{k}$

Fig 65 : influence de pression sur la température de flamme

1^{er} cas :

Pour une pression P_1 atmosphérique la température maximale dans la chambre de combustion pour un facteur d'air $\lambda=0.9$ est $T=1990\text{K}$.



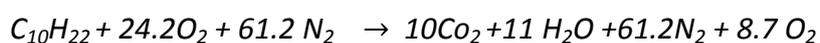
2^{ème} cas:

Pour une pression $P_1 = 2\text{bar}$ la température maximale dans la chambre combustion pour un facteur d'air $\lambda=0.7$ est $T=2140\text{K}$.



3^{ème} cas :

Pour une pression $P_1 = 3\text{bars}$ la température maximale dans la chambre de combustion pour un facteur d'air $\lambda=0.55$ est $T=2190\text{K}$.



4^{ème} cas :

Pour une pression $P_1 = 4\text{bars}$ la température maximale dans la chambre de combustion pour un facteur d'air $\lambda = 0.5$ est $T = 2200\text{k}$

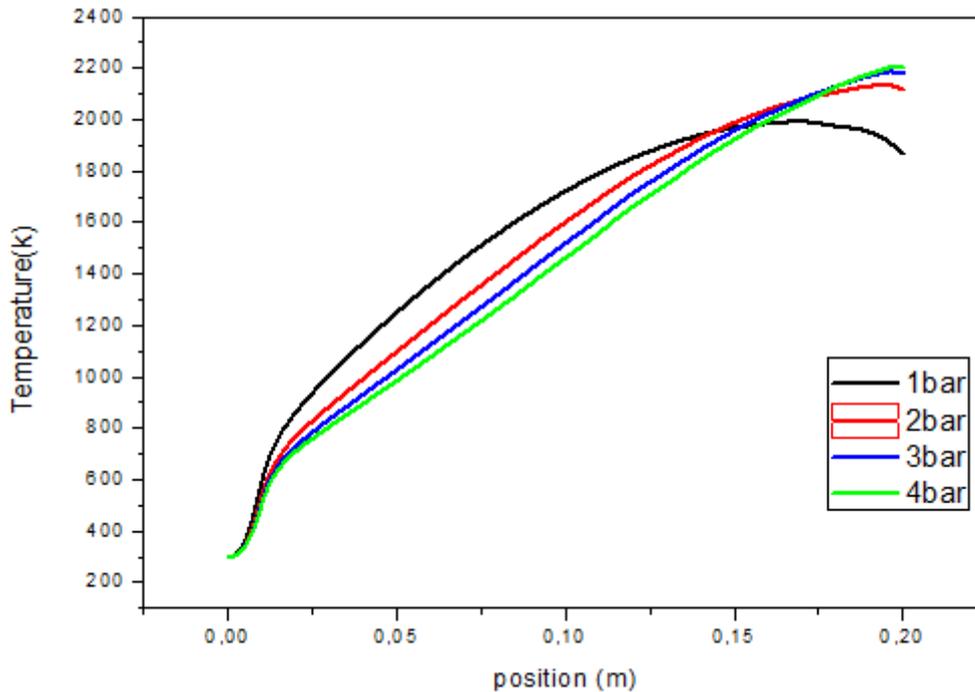


Fig66 : variation de température pour différentes pressions

La figure montre l'évolution des températures de flamme le long de la chambre de combustion pour chaque pression.

Au premier cas: La pression dans la chambre de combustion est atmosphérique ($P_1 = 1.01325 \text{ bars}$); la température de flamme produite par la combustion est 1990k qui correspond à un facteur d'air de réaction $\lambda = 0.9$. Le mélange n'est pas homogène et la combustion n'est pas complète.

Pour une pression atmosphérique on remarque que la quantité d'air entourant la zone réaction est faible donc le mélange n'est pas homogène alors la réaction chimique n'est pas complète

Au deuxième cas: La pression de deux bar ($P_2 = 2\text{bars}$) dans la chambre ; la température de flamme est de 2140K , cette dernière correspond au facteur d'air de réaction $\lambda = 0.7$, Le mélange est plus homogène que le premier cas .

La pression est plus élevée, la zone de réaction est plus développée ce qui améliore l'homogénéité du mélange

Le troisième cas: La pression d'air est de trois bars ($P_3 = 3\text{bars}$) ; la température de flamme évolue jusqu'à 2190 K qui correspond au facteur d'air $\lambda = 0.55$. Le mélange est devenu plus homogène que les deux cas précédant donc il y a une évolution vers une combustion plus complète de la réaction dans la chambre de combustion.

Pour cette pression (trois bars), il y a une quantité plus importante de l'air au tour du mélange, donc la zone de réaction est plus développée

Le quatrième cas: La pression d'air est de quatre bars ($P_4 = 4\text{bars}$) ; la température de flamme évolue jusqu'à 2190 K qui correspond au facteur d'air $\lambda = 0.5$. Le mélange est devenu plus homogène que les deux cas précédant donc il y a une évolution vers une combustion plus complète de la réaction dans la chambre de combustion.

L'augmentation de pression jusqu'à 4 bars, améliore l'homogénéité du mélange, ce que développe la zone de réaction ; la combustion est proche d'être complète.

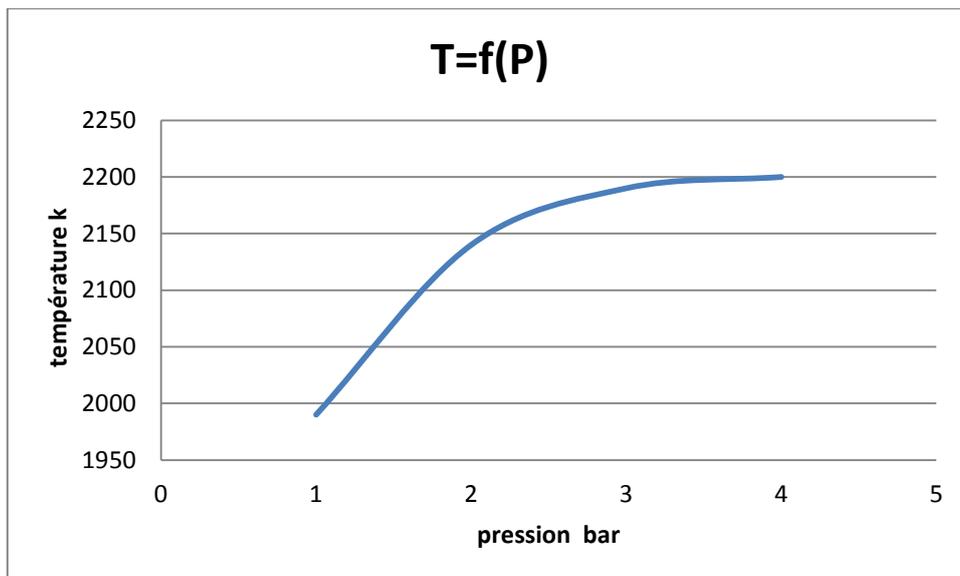


Fig67: évolution de température maximum en fonction de la pression

3 : Influence de la pression sur les performances du moteur :

Dans le but d'étudier l'influence de la pression sur les performances du moteur, on a étudié les caractéristiques techniques du moteur diesel suralimenté modèle (Peugeot 508, turbo ; turbo) et on a varié la pression d'admission sur le cycle Sabatier. On surveille l'évolution sur le cycle et leur influence sur les caractéristiques thermodynamiques {Rendement

Thermodynamique ; Consommation Spécifique (g/kWh) ; Puissance thermodynamique (kW) ; Couple Moyen Effectif (Nm) et la Pression moyenne effective (Bars)}.

4 : Description du cycle

Le cycle mixte de Sabathé C'est un cycle d'Otto (Beau de Rochas) combiné avec un cycle Diésel (fig68). L'apport de chaleur (combustion) se fait d'abord de façon isochore puis isobare.

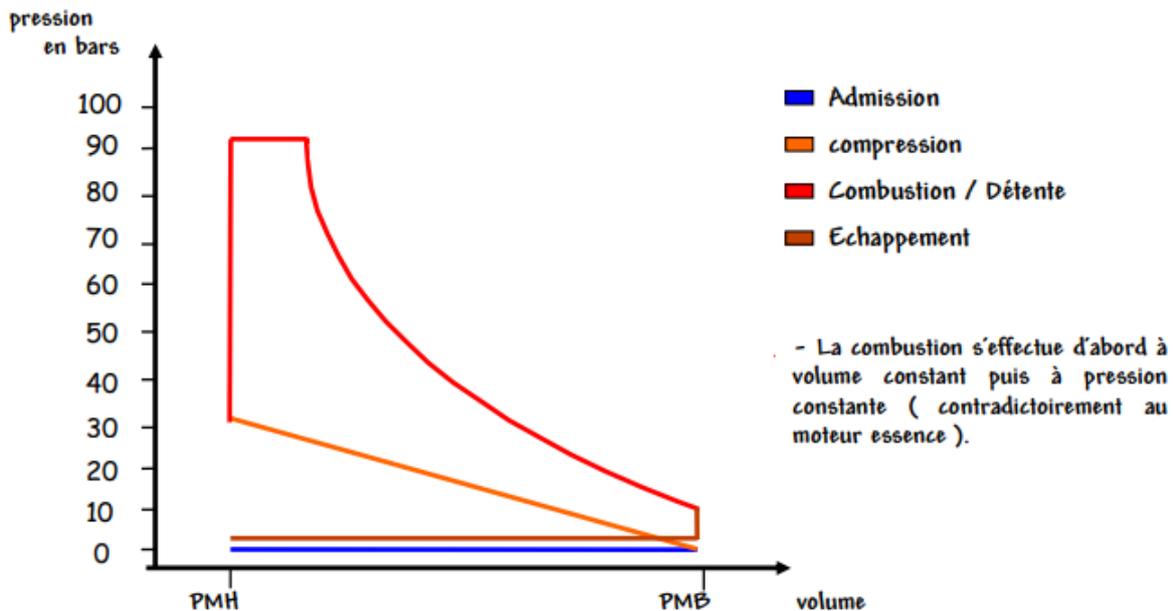


Fig 68 : cycle mixte

[14]

5 :Formules des caractéristiques de thermodynamique de cycle

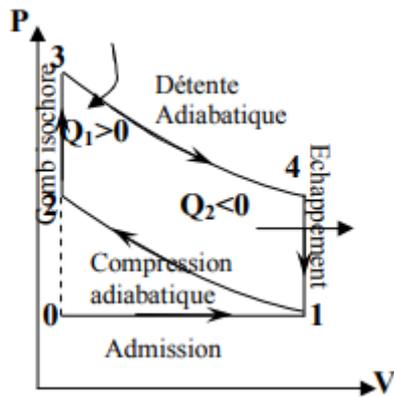
Dans les moteurs à allumage par compression, le carburant utilisé est du gazole. Il est injecté sous pression dans la chambre de combustion contenant de l'air, préalablement comprimé et chaud, au contact duquel il s'enflamme spontanément. Ces moteurs sont appelés moteur Diesel[15]

5-1 :Rendement théorique

Le rendement ou l'efficacité η d'une machine thermique est le rapport entre le transfert ou la transformation utile qu'elle effectue et le coût énergétique qu'elle engendre. Nous retiendrons la définition de principe suivante : [16]

$$\eta \equiv \text{transfert utile /dépense énergétique}$$

***Rendement théorique du cycle de Beau de Rochas (cycle otto).**

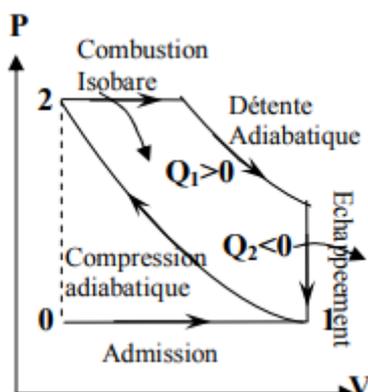


$$\left. \begin{aligned} \eta_{th} &= \frac{We}{Q_1} = -\frac{W}{Q_1} = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1} = 1 + \frac{Q_2}{Q_1} = 1 + \frac{(ma + mc)Cv(T_1 - T_4)}{(ma + mc)Cv(T_3 - T_2)} \\ \eta_{th} &= 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad \text{Or} \quad \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} \Rightarrow T_4 = \frac{T_1 \cdot T_3}{T_2} \\ \eta_{th} &= 1 - \frac{\frac{T_1 \cdot T_3}{T_2} - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1 \cdot T_3 - T_1 \cdot T_2}{T_2(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_3 - T_2)}{T_2(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \end{aligned} \right\} \rightarrow$$

$$\boxed{\eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\gamma-1}}}$$

(38)

***Cycle diesel pur (combustion à pression constante)**



0 → 1 : Admission de l'air.

1 → 2 : Compression adiabatique de l'air

$$\begin{cases} \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\gamma = \varepsilon^\gamma \\ \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} = \varepsilon^{\gamma-1} \end{cases} \quad (39)$$

2 → 3 : Combustion isobare, apport de chaleur

$$Q_1 = (m_a + m_c) C_p (T_3 - T_2) = m_c \cdot P c_i \quad (40)$$

03 → 4 Détente adiabatique des gaz

$$\begin{cases} \frac{P_3}{P_4} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^\gamma = \varepsilon'^\gamma \\ \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{\gamma-1} = \varepsilon'^{\gamma-1} \end{cases} \quad (41)$$

4 → 1 : Echappement des gaz brûlés. La chaleur dégagée est :

$$Q_2 = (m_a + m_c) C_v (T_1 - T_4) \quad (42)$$

Rendement théorique du cycle diesel :

$$\eta_{th} = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1} = 1 + \frac{Q_2}{Q_1} = 1 + \frac{(m_a + m_c) C_v (T_1 - T_4)}{(m_a + m_c) C_p (T_3 - T_2)}$$

$$\rightarrow \eta_{th} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (43)$$

L'équation d'état des gaz parfait $P \cdot V = m \cdot r \cdot T \Rightarrow T = \frac{P \cdot V}{m r}$ (44) d'où

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{P_4 \cdot V_4 - P_1 V_1}{P_3 V_3 - P_2 V_2} \quad \text{avec} \quad P_2 = P_3 \text{ (isobare)}, V_1 = V_4 \text{ (Isochore)}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{V_1 (P_4 - P_1)}{P_2 (V_3 - V_2)} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{\left(\frac{P_4}{P_2} - \frac{P_1}{P_2}\right)}{\frac{V_3}{V_1} - \frac{V_2}{V_1}}$$

Or, on sait que :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{P_4}{P_2} = \frac{P_4}{P_3} = \frac{1}{\varepsilon'^{\gamma}} \\ \frac{P_1}{P_2} = \frac{1}{\varepsilon^{\gamma}} \\ \frac{V_3}{V_1} = \frac{V_3}{V_4} = \frac{1}{\varepsilon'} \\ \frac{V_2}{V_1} = \frac{1}{\varepsilon} \end{array} \right. \Rightarrow \eta_{th} = 1 - \frac{1}{\gamma} \left[\frac{\left(\frac{1}{\varepsilon'}\right)^{\gamma} - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\gamma}}{\frac{1}{\varepsilon'} - \frac{1}{\varepsilon}} \right] = 1 - \frac{1}{\gamma} \left[\frac{\left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\gamma} \left(\frac{\left(\frac{1}{\varepsilon'}\right)^{\gamma}}{\left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\gamma}} - 1 \right)}{\left(\frac{1}{\varepsilon}\right) \left(\frac{\left(\frac{1}{\varepsilon'}\right)^{\gamma}}{\left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\gamma}} - 1 \right)} \right]$$

$$\left. \begin{array}{l} \eta_{th} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{\varepsilon}{\varepsilon^{\gamma}} \left[\frac{\left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon'}\right)^{\gamma} - 1}{\left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon'}\right)^{-1} - 1} \right] \\ \left. \begin{array}{l} \varepsilon = \frac{V_1}{V_2} \\ \varepsilon' = \frac{V_4}{V_3} = \frac{V_1}{V_3} \end{array} \right\} \Rightarrow \frac{\varepsilon}{\varepsilon'} = \frac{V_1}{V_2} \cdot \frac{V_3}{V_1} = \frac{V_3}{V_2} = \delta$$

Finalement :

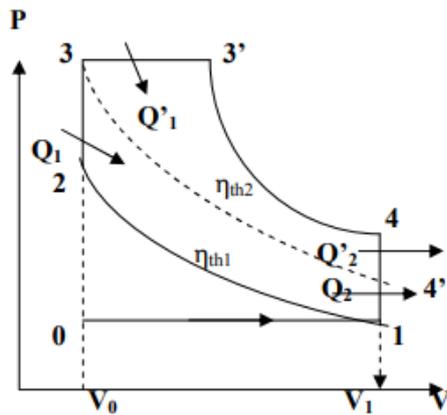
$$\boxed{\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\gamma} \cdot \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}} \cdot \frac{\delta^{\gamma} - 1}{\delta - 1}} \quad (45)$$

Le rendement de ce moteur dépend du rapport volumétrique de compression ε et du rapport δ qui caractérise la durée de l'injection ou de la combustion.

Rendement du cycle de Sabathé.

η_{th1} : rendement théorique du cycle de Beau de Rochas

η_{th2} : rendement théorique du cycle diesel pur.



$$\eta_{th} = \frac{(Q_1 + Q_2) + (Q'_1 + Q'_2)}{(Q_1 - Q'_1)} ; \quad Q_2, Q'_2 < 0$$

$$\eta_{th} = \frac{Q_1 \left(1 + \frac{Q_2}{Q_1}\right) + Q'_1 \left(1 + \frac{Q'_2}{Q'_1}\right)}{(Q_1 + Q'_1)}$$

$$\eta_{th} = \frac{Q_1 \eta_{th1} + Q'_1 \eta_{th2}}{(Q_1 + Q'_1)}$$

(46)

5-2 : Consommation spécifique

La consommation spécifique du combustible est le rapport entre la consommation horaire (g/h) et la puissance réelle en (Cv ou kw).

$$Cs = (C_h / P \text{ réelle}) \quad \text{g/kwh.}$$

$$Cs = \frac{3600}{\eta P_{ci}} \quad \text{kg/kw.h} \quad (47)$$

5-3 : Travail - couple – puissance

En physique, l'action d'une force par rapport à un axe de rotation s'appelle un moment. Le motoriste utilise le terme de « couple » pour la même grandeur. A tout moment, la valeur du couple s'appliquant au vilebrequin est :

$$C \text{ (N.m)} = r \text{ (m)} Ft \text{ (N)} \quad (48)$$

Le couple moteur s'exprime en Nm. Ft est la décomposition de l'action du piston sur la bielle (F1).

Le travail produit par le couple est :

$$W \text{ (Joule)} = C \text{ (N.m)} \times \alpha \text{ (radian)} \quad (49)$$

La force F1 dépend :

- de la valeur de force engendrée par la pression sur le piston ;
- de l'angle (α).

5.4 : Le travail fourni

Pour un couple moteur moyen C, le travail fourni par ce couple en un tour est :

$$W (\text{Joule}) = C (\text{N.m}) \times 2\pi$$

Et si le moteur tourne à N tr/mn, soit $N / 60$ tr/s, le travail produit par seconde :

$$W = C \frac{2\pi N}{60} \quad (50)$$

$2\pi \times N / 60$ est l'expression de la fréquence de rotation du moteur ω .

A. La puissance est donc :

$$P (\text{Watt}) = C (\text{N.m}) \times \omega (\text{radian/s}) \quad (51)$$

5-5 : Pressions moyennes

Pour comparer deux moteurs (deux convertisseurs d'énergie) de cylindrées différentes sans savoir lequel des deux transforme le plus efficacement l'énergie chimique du carburant en énergie mécanique, on peut utiliser pour cela la notion de rendement global, on remarque que ce rendement dépend du régime, et que son calcul impose de connaître la masse de carburant consommée par cycle, ainsi que le pouvoir calorifique du carburant.

Une autre approche est utilisée par les motoristes : les pressions moyennes. Lorsqu'on teste un moteur au frein dynamométrique, on mesure son couple effectif C_e et son régime N , ce qui permet de calculer sa puissance effective :

$$P_e = C_e \times \omega = C_e \times 2\pi (N/60)$$

La proposition est la suivante :

La pression théorique appliquée sur le piston pendant sa course pour obtenir la même puissance effective est une pression fictive appelée Pression Moyenne Effective (P.M.E.)

Calcul :

$$W = F \times C$$

$$F = \text{PME} \times S$$

$$W = \text{PME} \times S \times C$$

Or $S \times C = V$ (cylindrée unitaire)

$$\text{Donc : } W = \text{PME} \times V$$

Dans un moteur 4 temps il faut 2 tours moteur pour fermer 1 cycle

Pour 1 tour :

$$W_e = \frac{\text{Pme} V}{2} \quad (52)$$

Pour un moteur à n cylindres :

$$W_e = \frac{P_{me} V n}{2}$$

Comme $V \times n$ représente la cylindrée totale

$$W_e = \frac{P_{me} Cyl}{2}$$

Si le moteur tourne à N tr/mn, soit à $N/60$ tr/sec, le travail fourni en 1 seconde sera

$$W_e = \frac{P_{me} Cyl}{2} * \frac{N}{60} = W_e = \frac{P_{me} Cyl N}{120}$$

Et comme par définition le travail fourni par seconde est l'expression de la puissance

$$P_e = \frac{P_{me} Cyl N}{120}$$

Le motoriste dispose des valeurs mesurées au banc P_e et N (une puissance délivrée à un régime donné), il en déduit une PME :

$$P_{me} = \frac{P_e 120}{Cyl N}$$

Avec une puissance en Watt, et une cylindrée en m^3 , on trouve une PME en pascal. la valeur du couple effectif C_e pour effectuer les calculs.

$$P_e = C_e \times \omega \text{ et } \omega = \pi \times N / 30$$

$$P_{me} = \frac{4 \pi C_e}{Cyl} \quad (53)$$

6 : Application de moteur diesel

| Moteur | |
|-------------|--------------------------|
| Désignation | 508 BlueHDi 130 S&S EAT8 |
| Énergie | Diesel |

| | | | |
|----------------------------|-----------------------------|----------|-----------------|
| <i>Cylindrée</i> | <i>1 499 cc</i> | | |
| <i>Architecture</i> | <i>4-cylindres en ligne</i> | | |
| <i>Nombre de soupapes</i> | <i>16</i> | | |
| <i>Type d'injection</i> | <i>Directe</i> | | |
| <i>Position du moteur</i> | <i>transversal avant</i> | | |
| <i>Distribution</i> | <i>Courroie</i> | | |
| <i>Filtre à particules</i> | <i>Oui</i> | | |
| <i>Suralimentation</i> | <i>Turbo</i> | | |
| <i>Alésage x Course</i> | <i>75 x 84,8 mm</i> | | |
| <i>Taux de compression</i> | <i>16,5:1</i> | | |
| <i>Puissance</i> | <i>130</i> | | <i>ch</i> |
| | <i>à 3 750 tr/min</i> | | |
| <i>Couple</i> | <i>300</i> | | <i>Nm</i> |
| | <i>à 1 750 tr/min</i> | | |
| <i>Régime maxi</i> | <i>4 500 tr/min</i> | | |
| <i>Transmission</i> | <i>aux roues avant</i> | | |
| <i>Boîte</i> | <i>auto</i> | <i>à</i> | <i>8</i> |
| | <i>EAT8</i> | | <i>rapports</i> |

Tableau4 :fiche technique de moteur diesel

6 -1 :L'évolution de cycle mixte avec l'augmentation de la pression :

A) $P=1\text{bar}$

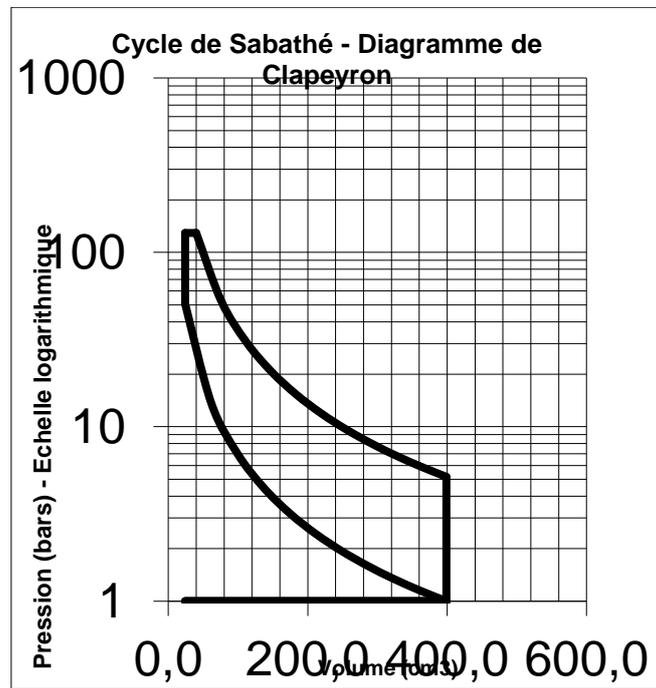


Fig 69 :Cycle de sabathé pour $P=1\text{bar}$

Pour une pression d'aspiration de 1 bar, la pression de fin de compression est de 50 bar

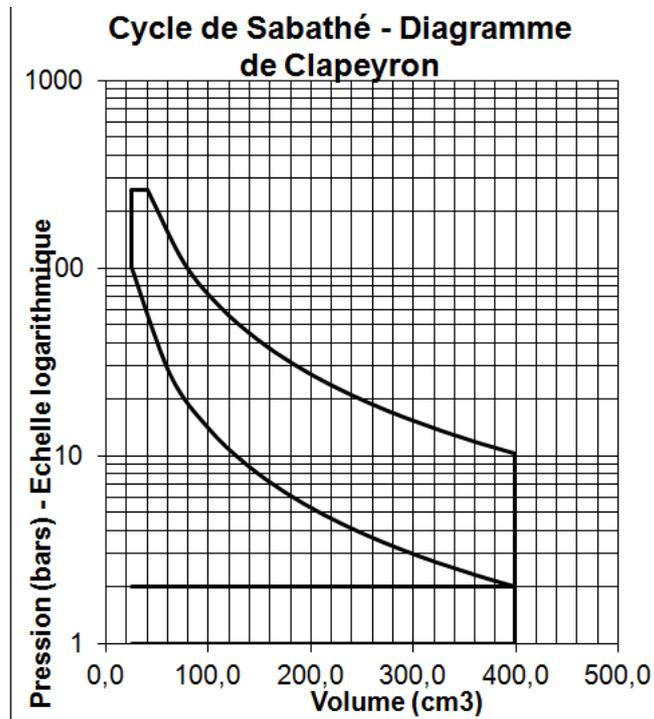


Fig70 :Cycle sabathé pour $P=2\text{bars}$

Pour une pression d'aspiration de 2 bar, la pression de fin de compression est de 98bars

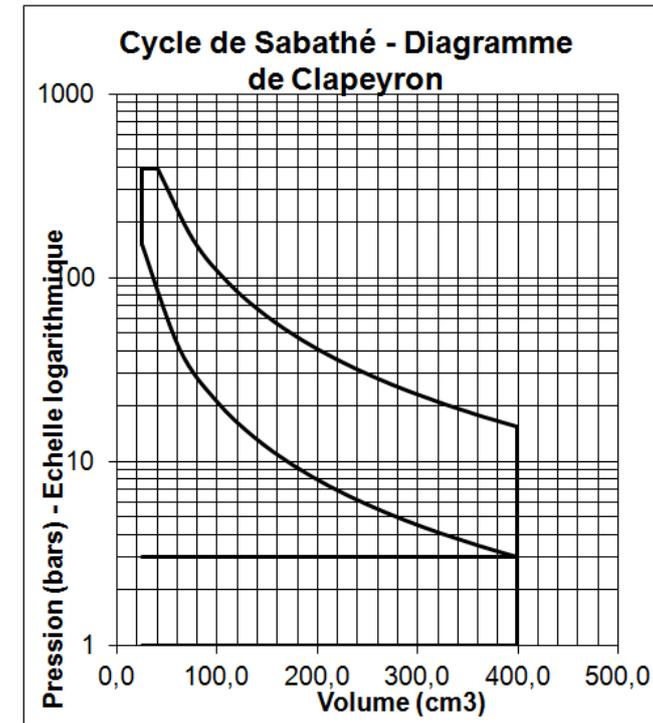


Fig71 :Cycle sabathé pour P=3bars

Pour une pression d'aspiration de 3 bar, la pression de fin de compression est de 105bar

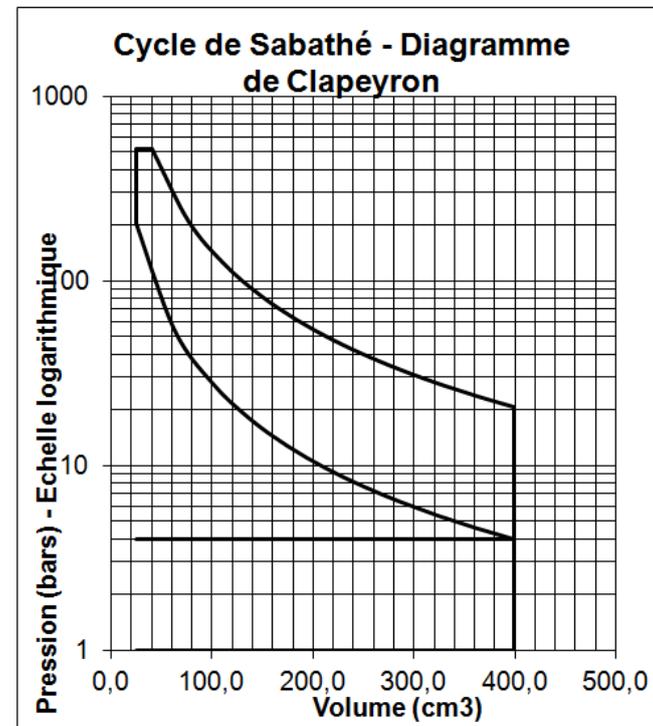


Fig 72 :Cycle sabathé pour P=4bars

Pour une pression d'aspiration de 4bar, la pression de fin de compression est de 109bar

7 : Courbe caractéristique en fonction de la pression

Consommation spécifique, rendement théorique Couple Moyen Effectif, puissance thermodynamique et Pression moyenne effective

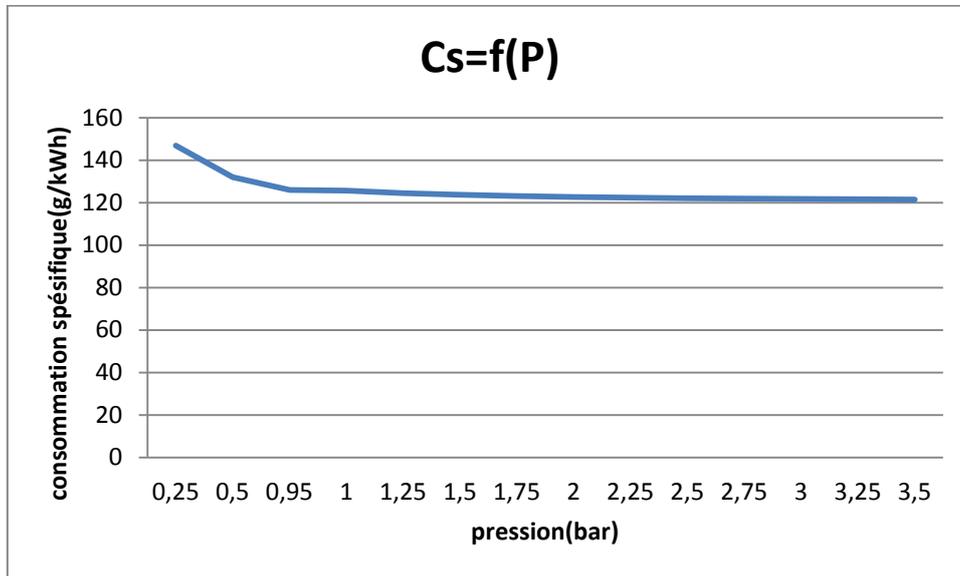


Fig73 :Evolution de la consommation spécifique en fonction de la pression

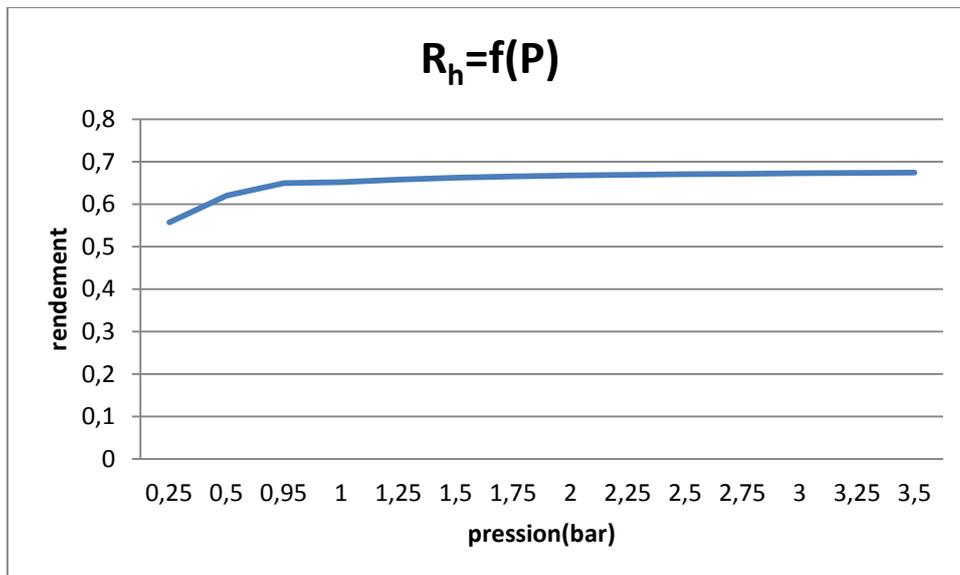


Fig74 :Evolution du rendement en fonction de la pression

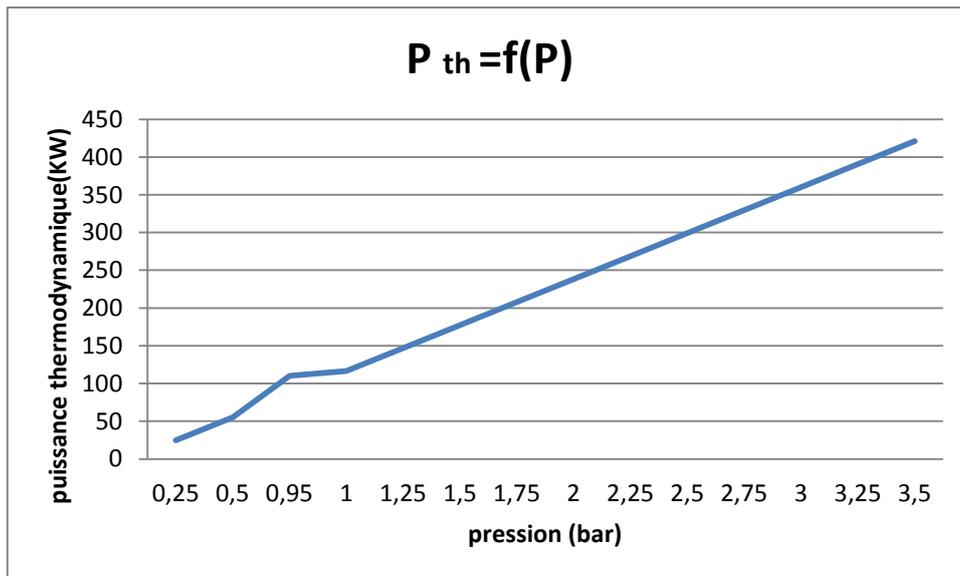


Fig 75 : Evolution de la puissance en fonction de la pression

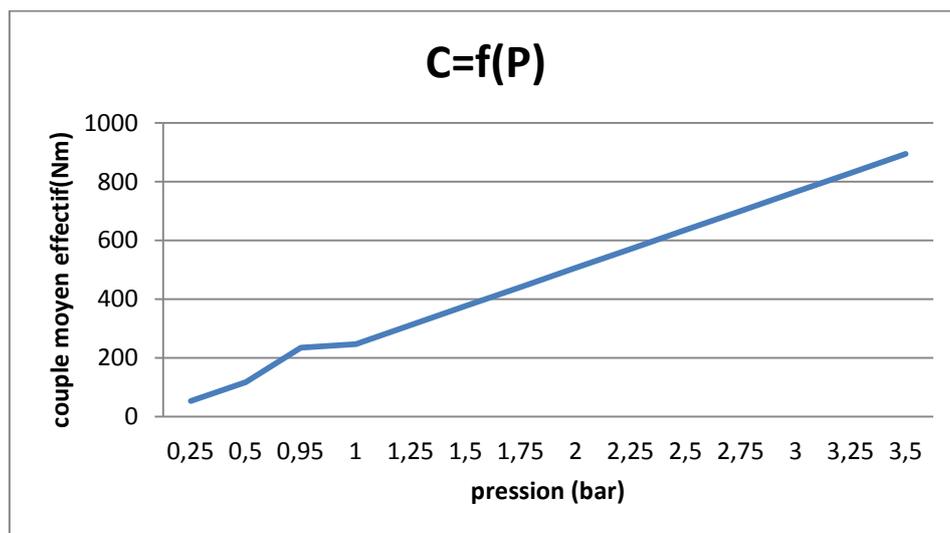


Fig 76 : Evolution de couple en fonction de pression

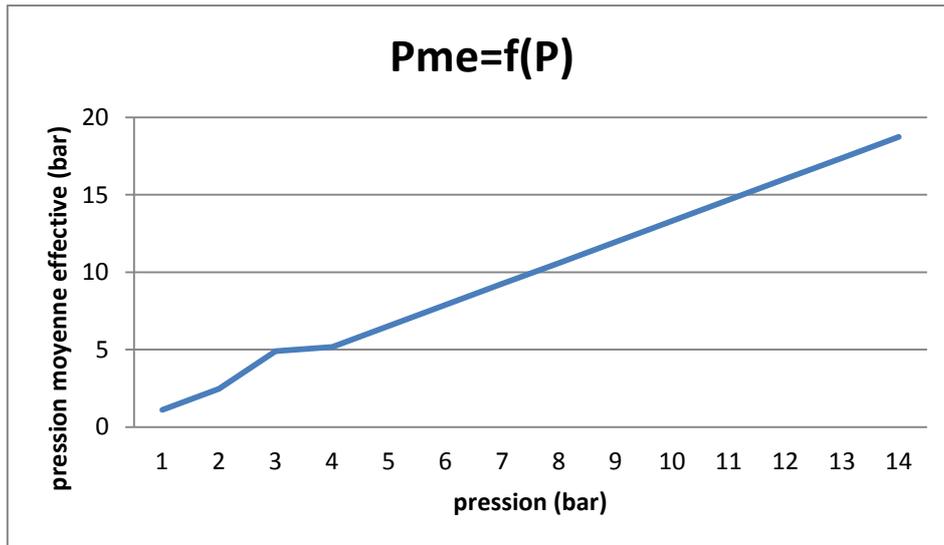


Fig78 :Evolution de pression moyenne effective en fonction de pression

7-1 :Interprétation

D'après les graphiques , on remarque que l'augmentation de la pression d'entrée est accompagnée par une évolution de rendement thermodynamique, la puissance thermodynamique, le couple moyen effectif et la pression moyenne effective . Et une diminution dans la consommation spécifique.

Le travail développé est plus important pour des pressions supérieures, pour cela le couple ,la puissance thermodynamique et Pression moyenne effective augmentent linéairement avec la pression aspirée.

On conclut que l'augmentation de pression a une influence importante sur les caractéristiques de moteur .

Vue économique, l'évolution de la pression d'aspiration réduit la consommation de carburant (et donc le coût).

Vue écologique, l'émission polluante diminue avec l'augmentation de pression d'admission.

Vue énergétique, le rendement thermique augmente considérablement avec l'augmentation de la pression d'admission.

Conclusion générale :

L'objectif de ce mémoire est d'étudier l'influence de la suralimentation sur les moteurs diesel. Pour cela, cette recherche comporte deux parties distinctes ; simulation numérique de la combustion dans les conditions de suralimentation et application aux calculs théoriques de la suralimentation sur un cas réel (moteur turbocompressé). La première partie concerne l'influence de l'augmentation de la pression sur la combustion du diesel pour cela, une simulation numérique a été réalisée en utilisant le code de calcul FLUENT. La géométrie et le maillage ont été perfectionnés sur le logiciel GAMBIT. La modélisation de l'écoulement turbulent est basée sur les équations de bilans associées au modèle de turbulence (K-ε) et le modèle de combustion EDM. Les résultats de la simulation illustrent une influence importante de la pression sur le développement de la combustion. L'augmentation de la pression dans la chambre de combustion prévoit aussi une augmentation de la température de la flamme. La deuxième partie a été consacrée au calcul théorique de l'influence des pressions d'admission sur les performances de moteur diesel réel. Dans ce cas, le moteur Peugeot 508 hdi turbo a été choisi pour l'application.

Les courbes de performance, notamment, la puissance, le couple, la consommation spécifique, le rendement théorique et la pression moyenne effective ont été étudiés selon le cycle de Sabathé avec augmentation de la pression d'admission. Les calculs ont été perfectionnés en utilisant le logiciel EXCEL. Les résultats obtenus présentent une amélioration progressive et linéaire du couple moteur, de la puissance et de la pression moyenne effective. La consommation spécifique ainsi que le rendement thermique ont été aussi améliorés pour des pressions d'admission importantes.

Recherche bibliographique

[1] chapitre 1 : le moteur thermique

[2] GUESMI LAMINE ET ZITOUNI SABRI « généralité sur les moteurs thermiques » ISET du Kef. 2005

[3] A.N.F.A « L'injection Diesel haute pression à rampe commune » Dossier technique Edition 2001

[4] Le moteur DIESEL. doc <http://joho.monsite.orange.fr/> <http://joho.monsite.orange.fr/> - 1 -
Le moteur "Diesel" ou moteur à autoallumage PDF

[5] ALAIN HAUPAIS « Combustion dans les moteurs Diesel » Ingénieur de l'École Centrale de Lyon Docteur ès Sciences Président Directeur Général du Centre de Recherches en Machines Thermiques (CRMT)

[6] OLIVIER CLEYEN « thermodynamique » chapitre 10 : cycle moteur à gaz

[7] Aimé PAROIS « Suralimentation des moteurs de véhicules par turbocompresseur » Ingénieur de l'École nationale supérieure des Arts et Métiers et de l'École nationale supérieure du Pétrole et des Moteurs (ENSPM) Directeur du Centre Moteurs ENSPM

[8] MÉRIGOUX (J.-M.). – Ventilateurs. Compresseurs. Notions fondamentales. Dimensionnement. BM 4 500 (1999).

[9] MÉRIGOUX (J.-M.). – Ventilateurs. Compresseurs. Aspects technologiques. BM 4 501 (1999).

[10] GRATADOUR (M.). – Applications de la suralimentation aux moteurs. B 2 630 (1991).

[11] WATSON (N.) et JANOTA (M.S.). – Turbo charging the internal combustion engine. MacMillan Press Ltd (1982).

[12] FOY (M.). – Techniques et applications de la suralimentation par turbocompresseur. ETAI (1987)

[13]BENMANSOUR abdlkrim« Etude numérique de la combustion à l'état critique
».thèse de doctorat 2017

[14]www.scribd.com/document/353486493/moteur-diesel-pdf.

[15]DR. HENNI. MANSOUR. Z. « Cour Thermo propulsion I. chapitre III Moteurs
thermiques. ».

[16]OLIVIER CLEYEN « thermodynamique »chapitre6 :cycle thermodynamique.

**[17MICHEL GRATADOUR ingénieur responsable du département énergétique
à la société Le moteur moderne « application de la suralimentation aux
moteurs » .**