

Moteurs Diesel : injection et chambre de combustion

par **Jean-Louis FROMENT**

Ingénieur-conseil

Consultant

Professeur associé à l'École nationale supérieure du pétrole et des moteurs (ENSPM)

1. Contrôle de la combustion	BM 2 585 - 2
1.1 Cycle thermodynamique.....	— 2
1.2 Mélange du combustible à l'air.....	— 4
1.3 Combustion.....	— 6
2. Dispositif d'injection	— 7
2.1 Généralités.....	— 7
2.2 Alimentation et commande des injecteurs.....	— 8
2.3 Types de tuyères d'injecteurs.....	— 11
2.4 Pompes d'injection.....	— 13
2.5 Canalisations à haute pression.....	— 20
3. Chambres de combustion	— 21
3.1 Moteurs à injection directe.....	— 21
3.2 Moteurs à préchambre.....	— 22
3.3 Configurations particulières.....	— 24
4. Association du dispositif d'injection à la chambre de combustion	— 24
4.1 Système à injection directe.....	— 24
4.2 Système à préchambre.....	— 25
4.3 Comparaison des systèmes de combustion.....	— 25
5. Évolution des moteurs Diesel	— 25
5.1 Tendances générales.....	— 25
5.2 Véhicules routiers.....	— 27
5.3 Applications industrielles.....	— 27
Références bibliographiques	— 27

Le **moteur Diesel** est reconnu pour présenter l'un des meilleurs rendements énergétiques avec une remarquable flexibilité d'utilisation. Ses performances, qu'il s'agisse de sa puissance, de son rendement ou de ses émissions de polluants, sont particulièrement sensibles à la qualité de la combustion. Celle-ci est essentiellement liée au choix du système de combustion, à la forme de la chambre ou préchambre de combustion ainsi qu'à la façon dont le combustible y est introduit.

Diverses solutions ont été utilisées avec plus ou moins de réussite. Les choix techniques ont, dans le passé, été principalement dictés par le souci de réaliser la combustion le plus simplement possible en utilisant des moyens d'injection peu sophistiqués pour des raisons économiques.

Depuis quelques années, le **besoin de solutions performantes et dépolluées** force l'orientation vers des solutions techniques plus évoluées. Les objectifs peuvent être atteints par la combinaison de l'injection et de la chambre de combustion qui permet de **maîtriser avec précision le mélange du combustible à l'air contenu dans la chambre de combustion.**

1. Contrôle de la combustion

1.1 Cycle thermodynamique

Comme dans tout moteur à combustion interne, l'évolution de la pression en fonction du temps, donc du volume du cylindre, dépend principalement de la cinétique de combustion et, accessoirement des pertes de chaleur par les parois du cylindre. Cette énergie de combustion, souvent appelée loi de dégagement de chaleur par les motoristes, qui résulte de l'oxydation du combustible par l'oxygène enfermé dans le cylindre, est donc particulièrement sensible aux caractéristiques du combustible, à sa diffusion dans la charge d'air ainsi qu'à la teneur en oxygène de l'air.

Quatre types de diagrammes représentent bien les cycles :

- température moyenne du contenu du cylindre en fonction de l'entropie (diagramme d'Eichelberg) qui met en évidence la chaleur mise en jeu (l'aire du diagramme représente la chaleur reçue ou cédée par unité de masse) ;

- pression en fonction du volume du cylindre (diagramme de Clapeyron) qui met en évidence les efforts et travaux reçus par le piston (l'aire du diagramme traduit le travail pneumatique appliqué au piston) ;

- logarithme de la pression en fonction du logarithme du volume du cylindre qui met en évidence les phases consécutives du cycle (les isochores, isobares, isothermes et isentropiques y sont des droites) ;

- pression, quantité de combustible brûlée, ou taux de combustion en fonction du temps qui met en évidence les gradients de pression ainsi que la phase de la combustion par rapport à l'introduction de combustible.

La combustion est généralement assimilée à une phase ou à l'enchaînement de phases de :

- **combustion à volume constant** qui, si l'on fait abstraction des contraintes thermiques ou mécaniques, offre, pour un même volume de fin de compression, le meilleur rendement. Dans ce cas, la pression et la température en fin de combustion sont particulièrement élevées ;

- **combustion à pression constante** qui, si l'on fait abstraction des contraintes thermiques, offre, pour une même pression maximale de combustion, le meilleur rendement. Pour que le rendement soit bon, il est nécessaire de choisir un rapport volumétrique de compression important ;

- **combustion à température constante** qui, si l'on fait abstraction des contraintes mécaniques, offre, pour une même température maximale de combustion, le meilleur rendement. Pour que le rendement soit bon, il est nécessaire de choisir un rapport volumétrique de compression très important qui induit une pression en début de combustion démesurée.

Les graphes présentés figures **1, 2, 3, 4, 5** sont établis avec des masses d'air rapportées à la cylindrée et des rapports air/combustibles identiques, ce qui entraîne l'égalité des énergies introduites par unité de masse d'air ainsi que par unité de cylindrée.

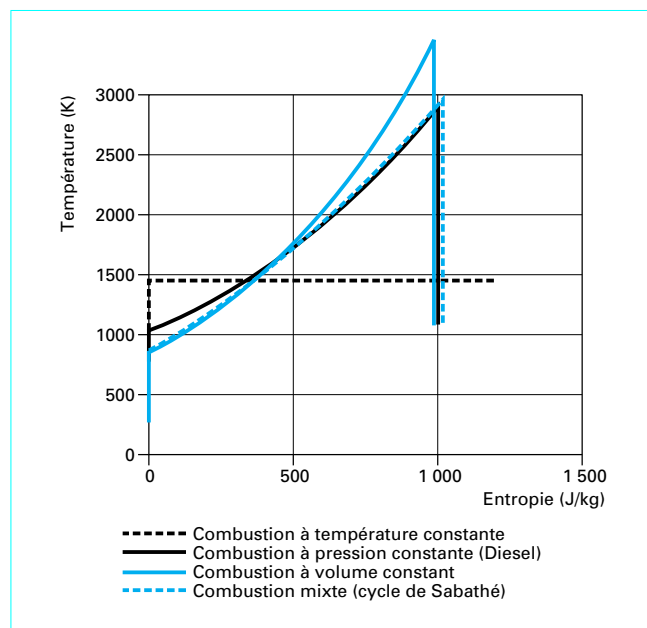


Figure 1 - Diagrammes d'Eichelberg des divers types de cycle

Le principe revendiqué par Rudolf Diesel, qui consiste à porter l'air à une température suffisante pour assurer l'inflammation du combustible qui est introduit en fin de compression, conduit aux choix suivants :

- **combustion à température constante** (idée originale de Diesel), si l'on souhaite le meilleur allumage, mais le compromis entre sollicitations mécaniques et rendement condamne cette solution. On observe sur le diagramme d'Eichelberg (figure 1) que la combustion n'est pas terminée en fin de détente. Cette idée a donc été rapidement abandonnée ;

- **combustion à pression constante** (cycle de Diesel), afin d'obtenir le meilleur compromis entre sollicitations mécaniques et rendement.

L'application pratique, mise au point par Sabathé, montre l'intérêt d'une représentation combinée de la phase de combustion dans les cycles des moteurs à pistons :

- **combustion partiellement à volume constant**, puis à **pression constante** (cycle de Sabathé), si l'on souhaite obtenir un bon rendement malgré une pression de fin de compression modérée. La pression maximale est alors obtenue par la part de combustion à volume constant (figure 2) ;

- **combustion partiellement à volume constant**, puis à **pression constante** et ensuite à **température constante** (cycle mixte, très voisin du cycle de Sabathé). Une telle représentation permet de couvrir quasiment tous les cas rencontrés en respectant assez bien la forme des cycles réels (cf. figure 3, figure 4, figure 5).

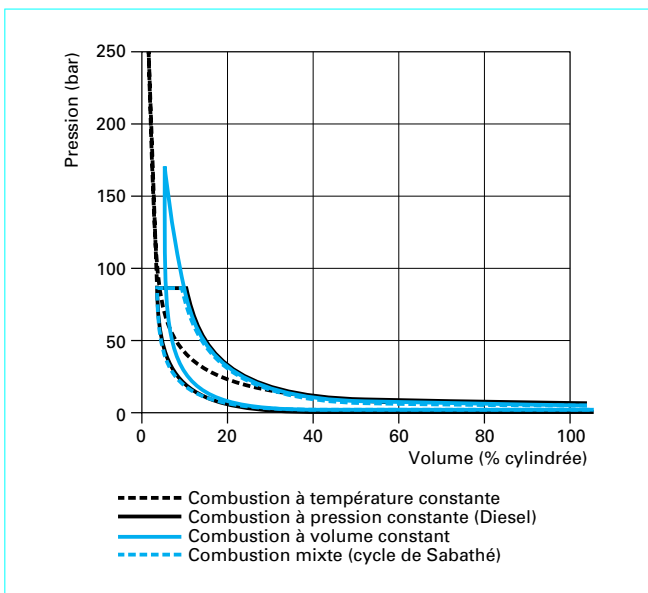


Figure 2 – Diagrammes de Clapeyron des divers types de cycle

En réalité, les cycles sont une succession de phases telles que la pression est d’abord croissante, puis décroissante.

Phase	Volume	Pression	Température
$V = Cte$	↘ →	↗ ↗ ↗	↗ ↗ ↗
$P = Cte$	↗ ↗ ↗	→ → →	↗ ↗ ↗
$T = Cte$	↗ ↗ ↗	↘ ↘ ↘	→ → →

- Les phases à pression croissante sont principalement contrôlées par l’injection du combustible.
- Les phases à pression décroissante, plus particulièrement les « queues de combustion », sont surtout contrôlées par le mélange entre le combustible et l’air.

En se basant sur un cycle pour lequel l’allumage se produit avant que le piston n’ait atteint le point mort haut, par exemple un cycle de moteur Diesel à aspiration naturelle (non dépollué), toutes les phases sont rencontrées.

La schématisation du cycle réel par un cycle mixte avec le même rapport volumétrique de compression est obtenue par :

- une part de combustion à volume constant qui correspond sensiblement à la déflagration de début de combustion et assure la mise en pression finale du cylindre ;
- une part de combustion à pression constante qui assure la partie de combustion pour laquelle le rendement est optimisé, compte tenu des limitations mécaniques du moteur ;
- une part de combustion à température constante qui est le reflet des « queues de combustion ».

L’observation des diagrammes de Clapeyron (figure 3) et d’Eichelberg (figure 4) montre qu’en fin de détente, pour des cycles mixte et réel à même compression, l’enthalpie étant identique, le travail non récupéré est identique.

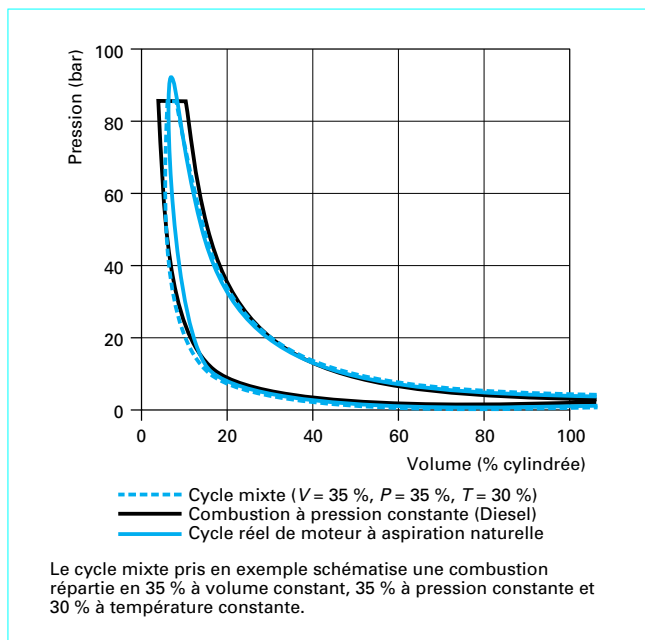


Figure 3 – Diagramme de Clapeyron comparant les cycles théoriques au cycle réel

Le cycle mixte pris en exemple schématise une combustion répartie en 35 % à volume constant, 35 % à pression constante et 30 % à température constante.

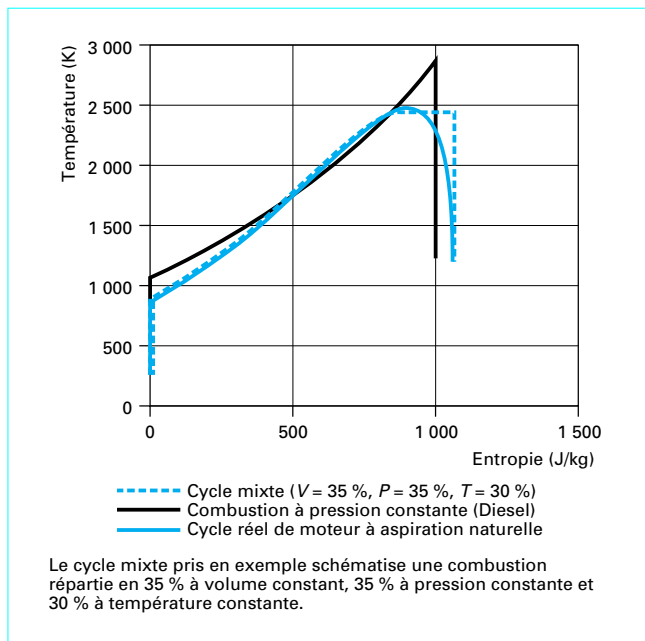


Figure 4 – Diagramme d’Eichelberg comparant les cycles théoriques au cycle réel

Le rendement du cycle réel est donc respecté par la représentation du type cycle mixte alors que la schématisation par une pression constante oblige à augmenter la compression et donne un résultat optimiste par son meilleur rendement, mais sert d’objectif dans les travaux de développement.

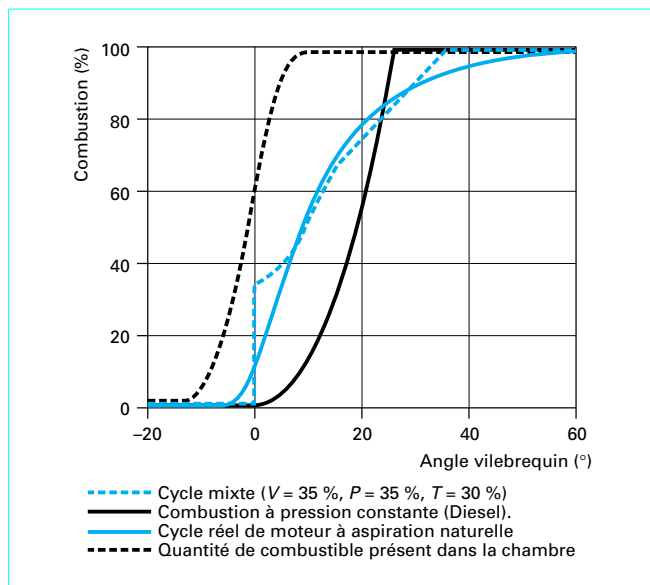


Figure 5 - Diagramme des quantités brûlées

On remarquera, à l'examen du graphe des quantités brûlées (figure 5), que le besoin de combustion associé à la combustion à pression constante (trait continu noir) ne présente pas de discontinuité et la courbe représentative du phénomène est de forme voisine de celle de l'introduction de combustible (tireté bleu). On en déduit facilement les tendances pour l'optimisation décrites plus loin dans cet article :

- efforts pour réduire le délai entre l'introduction du combustible et sa combustion, conséquence du délai de mélange du combustible à l'air ;
- efforts pour limiter les gradients de pression dus à l'inflammation, provoqués par la partie de combustion très rapide du combustible déjà mélangée, quasi détonante, et sa position dans le cycle ;
- adaptation du rapport volumétrique de compression ;
- ajustement de la loi d'injection et de l'avance à l'injection.

1.2 Mélange du combustible à l'air

1.2.1 Entraînement d'air par les jets

■ Mécanisme d'entraînement

Le combustible issu des orifices de l'injecteur pénètre dans la charge d'air comprimée. La différence de vitesse entre les fluides génère, par cisaillement entre les couches, des turbulences (figure 6) qui assurent la diffusion du gazole et de l'air, donc le mélange.

Ces turbulences, en circulant dans le jet, lui donnent une forme moins régulière que celle du dessin.

Principalement issues des forts gradients transversaux de vitesse, elles sont de petite taille mais très intenses près de l'orifice, puis ralentissent et grandissent au fur et à mesure du mélange.

Dans un jet libre (figure 7), du fait que la quantité de mouvement est principalement générée par la présence de gazole, le champ des vitesses est sensiblement semblable au champ de concentration en combustible dans le jet de mélange.

Près de l'orifice, le champ de vitesse, très intense, est presque uniforme sur la section débitante. Les gradients de vitesse et les turbulences associées sont principalement concentrées dans la couche

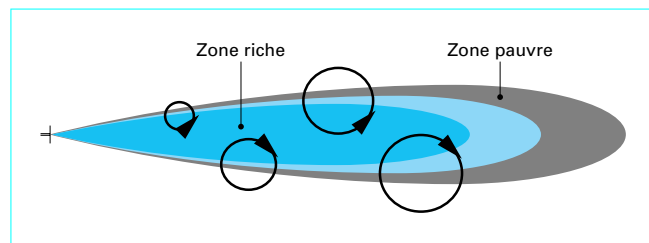


Figure 6 - Turbulences sur les flancs du jet de combustible

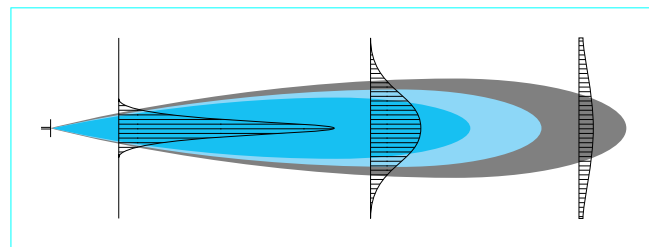


Figure 7 - Distribution des vitesses dans un jet libre

limite à l'intérieur de l'orifice d'injection et ensuite sur la surface libre extérieure du jet de combustible à la sortie de l'injecteur.

L'entraînement d'air dépend non seulement de l'importance des turbulences situées à l'interférence entre le combustible et l'air, mais aussi de la densité de l'air. Ainsi, lorsque le jet de combustible pénètre dans de l'air peu dense, le mélange à l'air est limité, ce qui accroît le trajet de mélange ainsi que le volume de la zone riche en combustible.

■ Délai de mélange

Le délai de mélange, caractérisé par le temps moyen mis par le combustible pour traverser la zone riche du jet, est le rapport entre la masse de combustible présente dans la zone riche et le débit de combustible introduit. Ce délai est particulièrement long lorsque la vitesse du combustible est faible.

La masse de combustible présente dans la zone riche du jet, entre l'orifice et la frontière où le mélange devient stoechiométrique (figure 8, zone riche hachurée), est un critère significatif de la capacité du jet à assurer le mélange.

La masse de combustible présente dans la zone pauvre correspond sensiblement à la quantité de combustible qui est utile pour la combustion. Cette masse de combustible « suit » avec un certain retard la masse de combustible injectée (figure 9) :

- dans le cas d'une injection continue (courbe en pointillé), l'asymptote de la courbe (ligne en tireté) est décalée de la quantité injectée d'une valeur équivalente au délai de mélange suivant l'axe des abscisses ou de la masse critique suivant l'axe des ordonnées ;
- après la fin d'injection, la courbe représentant la quantité mélangée en zone pauvre a pour asymptote la courbe représentant la quantité totale injectée.

La masse de combustible restant dans la zone riche, représentée par la différence entre la quantité de combustible injectée et celle contenue dans la zone pauvre, varie de la façon suivante :

- elle croît pendant quasiment toute la période d'injection ;
- la quantité maximale est atteinte vers la fin de l'injection ;
- la décroissance après la période d'injection est associée à la « queue de combustion ».

La masse maximale de combustible contenue dans la zone riche, que l'on appellera **masse critique**, est celle qui serait atteinte dans le cas d'une injection continue.

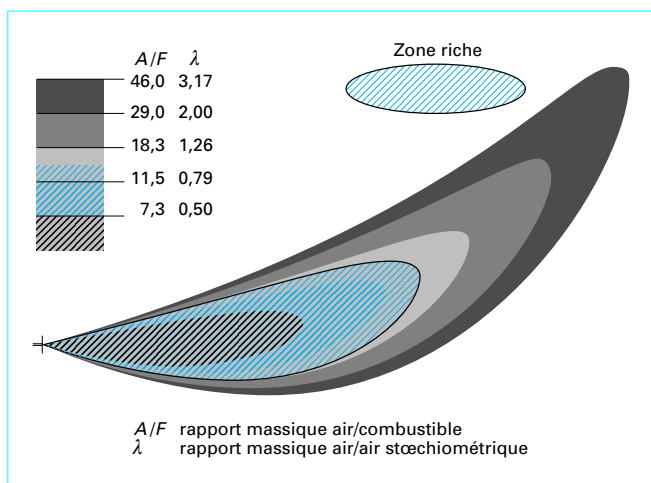


Figure 8 - Distribution des concentrations dans un jet dévié

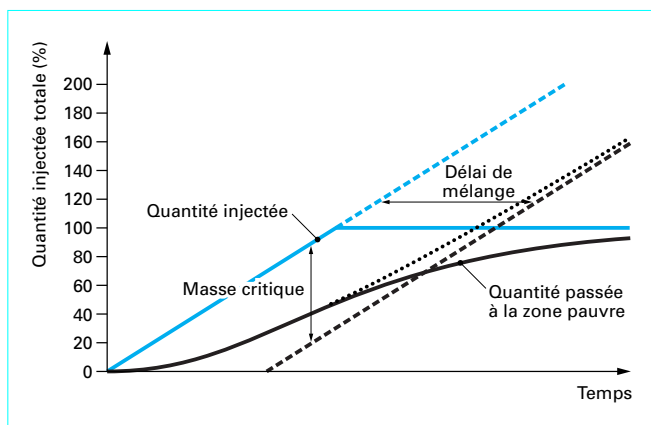


Figure 9 - Relation entre quantité injectée et utile à la combustion

Cette masse critique peut être évaluée en partant des caractéristiques de pénétration des jets de combustible (cf. référence [1] dans ce traité), ce qui amène à l'expression :

$$Q_{crit.} = A d^3 \rho_c \sqrt{\rho_c / \rho_a}$$

avec A paramètre sans dimension,
d diamètre de l'orifice,
 ρ_c masse volumique du combustible,
 ρ_a masse volumique de l'air.

Si l'on inclut l'effet du délai d'évaporation du combustible, le paramètre A dépend :

- du mouvement de l'air ;
- de la finesse de pulvérisation du combustible ;
- du confinement produit par le recyclage de gaz brûlés dans les jets ;
- du besoin en air pour la combustion, donc de la teneur en oxygène de l'air contenu dans la chambre de combustion.

Dans le cas de jets de gazole peu déviés, dans de l'air pur et interférant peu avec d'autres jets, on peut prendre $A = 250$ à 280 . Si l'air est chargé de gaz d'échappement, cette constante croît fortement

(par exemple, un taux de recirculation de 10 % de gaz d'échappement induit une augmentation de 20 % du paramètre A).

Cette expression, significative pour des trous cylindriques, mérite des adaptations pour les tuyères d'autres formes. Par exemple, pour les injecteurs à téton, où le jet est annulaire, il convient de considérer le diamètre extérieur, en prenant pour masse volumique celle du combustible multipliée par le rapport entre la section débitante et la section totale.

L'expression définissant la masse critique a pour intérêt principal de quantifier le décalage entre l'injection et la combustion, en mettant en évidence l'influence du diamètre des orifices et celui de la densité de l'air enfermé dans la chambre de combustion.

■ Confinement des jets

Le confinement associé au recyclage de gaz brûlés dans les jets pénalise le mélange en augmentant la présence de combustible en zone trop riche. Les situations les plus couramment rencontrées sont :

- l'interférence par déviation des jets si le mouvement de l'air provoque le repliement des jets avant que le mélange n'ait atteint les proportions stœchiométriques ;
- le défaut d'alimentation d'air dans le jet dû à une trop grande proximité d'une paroi ou d'un autre jet (angle minimal entre deux jets non déviés $\geq 40^\circ$) ;
- le manque global d'oxygène dans la zone environnant le jet, qui limite la possibilité du jet à évoluer dans de l'air pur. Cette situation est caractéristique des moteurs à préchambre où seul le transfert vers la chambre principale permet de compléter le mélange et de terminer la combustion.

1.2.2 Pulvérisation du combustible

La séparation du combustible en fines gouttelettes (en moyenne 10 à 12 μm , moins de 20 μm pour les plus grosses) est un moyen efficace pour que l'évaporation de ces gouttelettes soit rapide et que le mélange effectif présente au mieux l'aspect global du mélange correspondant à l'entraînement d'air. L'obtention de cette pulvérisation dépend particulièrement du niveau de turbulence et de la cavitation obtenus dans les orifices d'injection.

■ Pression d'injection

La pression d'injection est utilisée pour générer la vitesse du combustible au passage des orifices. Le besoin de turbulence est d'autant plus important que l'on cherche à raccourcir le délai entre l'introduction de combustible et la combustion. Il en résulte :

- que la pression d'injection visée pour les nouveaux développements dépasse nettement 1000 bar, voire 1200 bar, pour les moteurs à injection directe suralimentés fonctionnant au gazole ;
- que, pour pulvériser finement les fiouls lourds, dont la viscosité est plus élevée, il est nécessaire d'avoir de 300 à 500 bar de plus que pour le gazole.

■ Forme des orifices

L'alimentation des orifices d'injection nécessite un fort gradient de vitesse qui produit des turbulences dans les jets issus des orifices. Ces turbulences participent activement à la pulvérisation du combustible en sortie de l'injecteur. Cet effet est sensible au choix :

- de la forme de l'alimentation de l'orifice (le meilleur résultat est généralement obtenu en alimentant le trou de façon peu dissymétrique avec un faible arrondi pour profiter du décollement provoqué par la contraction de la veine de combustible) ;
- de la longueur de guidage du jet par l'orifice (une proportion de l'ordre de 1,5 à 2,5 entre la longueur de l'orifice et son diamètre serait suffisante mais, pour des raisons de robustesse des parois d'injecteur, une proportion voisine de 3 permet habituellement un très bon compromis).

1.2.3 Brassage par le mouvement de l'air

■ Déviation des jets

Certains moteurs sont construits de façon que le mouvement d'air dans la chambre ou la préchambre soit négligeable. Dans la plupart des cas, le mouvement d'air existe et, grâce à sa quantité de mouvement, non colinéaire à celle du combustible, dévie la trajectoire du jet de mélange.

Le mouvement de la charge d'air dans laquelle le combustible est injecté se présente souvent comme un mouvement de rotation :

- autour d'un axe parallèle à celui du cylindre, pour les moteurs à injection directe. Dans ce cas, l'effet sur le mélange est modéré, le rôle du mouvement d'air est surtout d'aider au positionnement des jets dans la chambre de combustion ;

- autour d'un axe perpendiculaire au plan de symétrie de la préchambre, pour les moteurs à préchambre avec communication tangentielle. Dans ce cas, la participation au mélange est relativement marquée, en particulier si le conduit qui alimente la préchambre est situé de façon tangentielle.

Dans les moteurs à injection directe, l'effet de pincement de l'air entre le piston et la culasse apporte un mouvement complémentaire, sous la forme d'une circulation d'air de forme torique :

- particulièrement marquée en fin de compression ;
- disparaissant très rapidement dès le début de la détente.

■ Turbulences locales

La dissipation d'énergie cinétique associée au transfert de quantité de mouvement entre le combustible et l'air génère des turbulences qui sont le siège de la diffusion du combustible dans l'air. Ces turbulences se produisent sur le contour extérieur du ou des jets (cf. § 1.2.1).

La dissipation d'énergie cinétique associée au ralentissement de l'air génère des turbulences qui peuvent être utilisées pour participer au mélange, plus particulièrement lorsque le jet est contigu aux parois où le combustible risque de se déposer. Ces dissipations :

- sont, pour une grande part, liées au gradient de vitesse de la couche limite de la charge d'air près des parois ;
- proviennent des changements de section rencontrés lors des transferts du cylindre vers la chambre ou la préchambre de combustion ;
- peuvent être accentuées par des « accidents de forme » volontairement réalisés pour générer un sillage et augmenter ces turbulences.

1.3 Combustion

Pour que la combustion progresse, il est nécessaire que la température atteinte par le mélange soit suffisante pour permettre l'allumage et que la présence d'oxygène en contact avec le combustible en permette la combustion plus ou moins complète.

Il en résulte que le dégagement de chaleur est fortement associé à :

- l'état de l'air comprimé dans le cylindre au moment de l'injection (température, masse volumique, teneur en oxygène) ;
- la performance de mélange du combustible à l'air (mouvement relatif entre les jets de combustible et l'air dans la chambre ou préchambre de combustion).

1.3.1 Délai d'inflammation

La combustion ne se produit qu'après un délai d'inflammation décomposé en temps nécessaire à l'échauffement des gouttelettes et au début de leur évaporation (délai physique) et en temps nécessaire à une première phase d'oxydation (délai chimique).

Dès le début de l'injection, le mélange étant particulièrement hétérogène, des gouttelettes sont suffisamment entourées d'air comprimé chaud pour que la performance d'injection n'ait que très peu d'influence sur le délai d'inflammation. Il en résulte que ce délai dépend essentiellement :

- de la nature du combustible, caractérisée par l'indice de cétane ;
- de la température de la charge d'air, très efficace par son action sur le délai physique comme sur le délai chimique ;
- de la pression de l'air qui, par la densité de l'air, aide à l'échange thermique et réduit le délai physique.

Sans disposition particulière, le délai d'inflammation peut varier d'une fraction à plusieurs millièmes de seconde. Des solutions permettant la réduction du délai d'inflammation sont adoptées.

- La présence d'artifices comme bougies de préchauffage ou points chauds permet, par le réchauffage de quelques gouttelettes ou par réchauffage partiel de l'air, de réduire fortement ce délai.

- La solution la plus efficace reste essentiellement l'augmentation du rapport volumétrique de compression qui ne nécessite pas, pour assurer l'allumage, l'impact de gouttelettes sur les artifices, donc aussi sur les parois.

Pendant le délai d'inflammation (période « a », figure 10), une partie du combustible injecté est suffisamment mélangée (ligne en tireté) pour pouvoir être brûlée dès que la combustion sera initiée.

1.3.2 Combustion de la quantité prémélangée

À partir de l'inflammation de quelques gouttelettes, compte tenu de la température du mélange et de la zone très chaude réalisée par ce début de combustion, la flamme se propage rapidement dans la zone où le combustible est déjà mélangé. La rapidité de la combustion de cette zone prémélangée est principalement due aux turbulences du jet qui transportent le front de flamme.

■ Détonation résultant de l'inflammation

Du fait que, dans un délai bref, la quantité brûlée rattrape la quantité prémélangée, la combustion présente un pic qui correspond au débit de combustible brûlé (courbe bleue, période « b », figure 10). Ce pic génère un gradient de pression dans le cylindre qui peut être assimilé à une détonation.

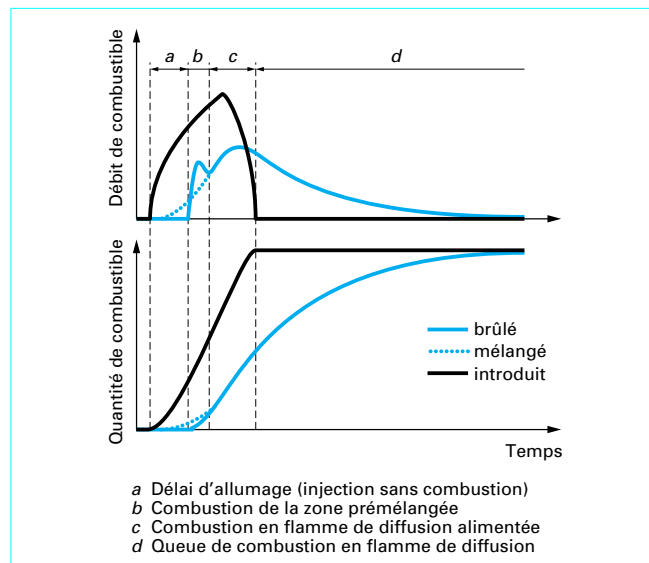


Figure 10 - Exemple type de combustion

Il est important de noter que le combustible concerné par la détonation ne représente pas la totalité du combustible présent dans la chambre ou préchambre de combustion. Le combustible situé dans la zone trop riche est insuffisamment réchauffé et le manque d'oxygène n'y permet pas une propagation de flamme efficace.

■ Limitation de la détonation

Les solutions permettant de limiter la détonation qui suit l'inflammation sont toutes basées sur la réduction de la quantité de combustible prémélangée pendant le délai d'allumage par :

- diminution du délai d'inflammation (essentiellement par la température de fin de compression) ;
- modération de l'introduction de combustible en début d'injection, ce qui limite en même temps la quantité de combustible introduit et la rapidité du mélange ;
- préinjection d'une très petite quantité de combustible précédent l'injection principale d'un délai voisin de celui d'inflammation.

1.3.3 Combustion en flamme de diffusion

■ Position du front de la flamme

Une fois le combustible prémélangé brûlé, la flamme « s'accroche » près de la zone où le mélange est stœchiométrique. Le combustible est brûlé au fur et à mesure qu'il se diffuse dans la charge d'air.

■ Stabilisation du front de flamme

Pendant la fin de la période d'injection (période « c », figure 10), le front de flamme se stabilise et la quantité brûlée coïncide sensiblement avec la quantité efficacement mélangée (courbe bleue et courbe en tireté).

Le retard de la combustion par rapport à la quantité déjà injectée croît pour se rapprocher de la masse critique (cf. § 1.2.1 Entraînement d'air par les jets).

Pendant cette période, la combustion, associée au débit de combustible brûlé, présente une croissance continue avec un maximum près de la fin d'injection situé dans la période de décroissance du débit injecté.

■ Combustion après la fin de l'injection

Après la fin de la période d'injection (période « d », figure 10), le front de flamme vient entourer la quantité en cours de mélange et la quantité non brûlée correspond sensiblement à la part de combustible contenue dans la zone riche entourée par la flamme.

Pendant cette période, la combustion, donc le débit de combustible brûlé, présente une décroissance continue d'allure exponentielle dont la *constante de temps* correspond au délai de mélange induit par les conditions d'injection du combustible encore présent dans la zone riche et imbrûlée.

On en déduira de façon évidente que, pour limiter la quantité de combustible concernée par cette « *queue de combustion* », il est important qu'en fin d'injection le combustible soit introduit dans les meilleures conditions possibles (faible délai de mélange).

1.3.4 Échelonnement de la combustion dans la flamme

Le front de flamme, que traverse le mélange de combustible et d'air pour y être brûlé, présente une épaisseur dans laquelle on distingue diverses étapes de combustion :

- évaporation, puis craquage du combustible sous l'effet de la chaleur de la flamme proche. Cette étape est plutôt située dans la zone riche ;
- combustion de l'hydrogène ($2\text{H}_2 + \text{O}_2 \rightarrow 2\text{H}_2\text{O}$). Cette étape est accolée à la précédente ;
- combustion du carbone ($2\text{C} + \text{O}_2 \rightarrow 2\text{CO}$). Cette étape de la combustion ne se produisant que dans la mesure où la température

de la flamme est importante et la quantité d'oxygène en excès se situe vers le mélange stœchiométrique ;

— combustion du monoxyde de carbone ($2\text{CO} + \text{O}_2 \rightarrow 2\text{CO}_2$). Cette étape de la combustion ne se produisant que dans la mesure où la quantité d'oxygène est suffisante, se situe au début de la zone pauvre.

Les blocages thermiques et les confinements font que chacune de ces étapes, à l'exception de la combustion de l'hydrogène, sont rarement complètes, ce qui génère des imbrûlés tels qu'hydrocarbures, suie et monoxyde de carbone.

1.3.5 Remarques sur la combustion

Dans un moteur Diesel, le diagramme représentant le flux de chaleur apporté par la combustion, que l'on peut confondre avec celui de la masse de combustible brûlé (exemple : courbe bleue de la figure 10), présente des singularités.

■ Le flux de chaleur passe par deux maximums, l'un dès le début de la combustion, l'autre près de la fin de l'injection. Il arrive, si le délai d'inflammation est long, que le premier maximum soit plus important que le second, voire même qu'il le masque.

■ Plus de la moitié de la combustion se produit après la fin de l'injection (dans le cas où la masse critique est voisine ou plus grande que la quantité injectée). Dans ce cas, la forme de la loi de dégagement d'énergie s'éloigne de l'optimum requis pour un cycle performant (cf. § 1.1).

La forme et la position dans le cycle de cette combustion fournissent des zones à des températures diverses dans lesquelles le contact entre l'oxygène et l'azote conduit à l'émission d'oxydes d'azote qui est particulièrement liée au niveau thermique du cycle.

En conclusion, le soin que l'on peut apporter à réaliser une combustion adaptée au rendement et à la dépollution est très sensible aux performances d'injection et de mélange dans la chambre ou préchambre de combustion.

2. Dispositif d'injection

2.1 Généralités

Les dispositifs d'injection, dont la construction dépend à la fois du niveau de pression requis et de la façon de l'installer sur le moteur, peuvent être caractérisés par :

- la façon d'alimenter et de commander l'ouverture de l'injecteur ;
- le type de tuyère d'injecteur utilisée pour répartir le combustible ;
- la technique utilisée pour doser le combustible à chaque injection ;
- le mode de construction de la pompe d'injection ;
- la localisation du dispositif d'injection et de ses raccords.

C'est donc en s'appuyant sur ces critères que nous allons comparer les diverses solutions envisagées dans la pratique.

2.1.1 Premiers essais

Si l'on se réfère aux brevets d'invention et aux divers récits relatifs aux expériences initiales, Rudolf Diesel a imaginé et/ou essayé diverses solutions :

— injection de poudre de charbon poussée par de l'air comprimé (idée très vite abandonnée à cause de sa difficulté de mise en œuvre ;

— injection de combustible liquide par un jet unique central dans une chambre de combustion cylindrique allongée. Le mélange réalisé était tel que la combustion se traduisait plutôt par une explosion ;

— injection de combustible liquide, propulsé et finement pulvérisé par de l'air comprimé froid, au travers de plusieurs jets. Cette solution, appelée **injection pneumatique**, était particulièrement efficace pour activer le mélange du combustible à l'air enfermé dans le cylindre (cf. encadré).

L'injection pneumatique imaginée par Rudolf Diesel, appliquée à des moteurs dont le régime de rotation restait limité à quelques centaines de tours par minute et dont la pression en fin de compression ne dépassait pas 30 à 35 bar, se caractérisait par :

— une alimentation permanente de l'injecteur par de l'air comprimé à une pression d'environ 70 bar ;

— l'apport entre deux injections de la quantité de combustible liquide dans un labyrinthe de billes ou de rondelles perforées situé dans l'injecteur ;

— la commande mécanique de l'ouverture de l'injecteur qui laisse passer un flux d'air comprimé vers le cylindre. Cet air ayant traversé le labyrinthe entraîne le combustible précédemment dosé ;

— la distribution dans la chambre de combustion assurée par un certain nombre de tuyères, en l'occurrence des trous, convenablement orientés par rapport à la forme de la chambre.

Un tel dispositif présentait les **avantages** suivants :

— la pulvérisation était extrêmement fine grâce à l'effet de détente de l'air introduit avec le combustible ;

— la forte énergie cinétique permettait au brouillard de combustible de bien se mélanger à l'air contenu dans le cylindre.

Des **inconvénients** majeurs pénalisaient ce dispositif :

— la compression de l'air de propulsion du combustible nécessitait une installation de compression et de refroidissement et consommait beaucoup d'énergie ;

— en cas de défaut de rappel de l'aiguille par le ressort, par exemple sous l'effet de frottements, l'injection était mal placée dans le cycle, d'où risque de générer des surpressions dans le cylindre.

Ce dispositif a contribué à l'expansion des moteurs Diesel, de la fin du 19^e siècle jusque vers 1914.

A partir de 1910, l'injection pneumatique a été abandonnée, avec le retour à l'injection de combustible liquide ; cela, rendu possible par l'évolution technologique du matériel d'injection, a été surtout motivé par le besoin :

— d'augmenter encore la pulvérisation du combustible tout en économisant l'énergie jusque-là utilisée pour comprimer l'air ;

— de bien maîtriser la trajectoire des jets d'injection ;

— d'obtenir une plus grande précision dans la maîtrise de l'avance à l'injection ;

— de fermer proprement l'injecteur après l'introduction de la quantité de combustible requise.

On notera que ces justifications sont encore à l'ordre du jour.

2.1.2 Caractéristiques habituelles

■ Compressibilité du combustible

Les caractéristiques du combustible évoluent considérablement en fonction de la pression, mais aussi avec la température.

Le tableau 1 rappelle les valeurs habituellement observées à 60 °C pour un gazole. La vitesse du son dans le fluide croît fortement

avec la pression. La vitesse de propagation des ondes de pression est évaluée en tenant compte de la flexibilité des parois pour une canalisation en acier dont le diamètre extérieur est trois fois le diamètre intérieur. On peut observer que la flexibilité des parois ne pénalise la propagation des ondes que de 10 à 30 m/s. A pression nulle, des poches de vapeur pouvant se produire, les caractéristiques du fluide sont très nettement inférieures.

Lorsque la température croît, la masse volumique, le module élastique et la vitesse du son dans le fluide diminuent (perte d'environ 1 % de vitesse par 4 à 5 °C de température).

■ Durée et calage d'injection

La durée de l'injection principale (hors préinjection et postinjection), à puissance nominale du moteur (pleine charge et plein régime), est souvent comprise entre 20 et 28° de rotation du vilebrequin. On observe toutefois des valeurs nettement supérieures à 30°, mais seulement en combinaison avec une avance à l'injection importante.

La répartition de l'injection, toujours à puissance nominale, est telle que la part de la période de l'injection principale réalisée avant le point mort haut est :

— > 60 % dans les moteurs à aspiration naturelle non dépollués ;

— > 40 % dans les moteurs suralimentés non dépollués ;

— < 30 % dans le cas des moteurs à faible émission d'oxydes d'azote.

La sensibilité du calage de l'injection sur les émissions d'oxydes d'azote par le moteur est importante (6 à 7 % par degré de vilebrequin). Cela conduit généralement à un besoin de précision sur le calage inférieur au degré si l'on veut assurer correctement la dépollution en optimisant le rendement.

Dans le cas des systèmes d'injection pulsés pour lesquels une canalisation relie la pompe d'injection à l'injecteur, le calage de l'injection, correspondant au début de refoulement du combustible par la pompe d'injection, doit être en avance sur le début d'injection réel pour prendre en compte le temps de propagation des ondes de pression.

Tableau 1 – Caractéristiques d'un gazole à 60 °C

Pression	Masse volumique	Module élastique	Vitesse de propagation du son	Vitesse de propagation des ondes de pression
(bar)	(kg/m ³)	(MPa)	(m/s)	(m/s)
200	820	1 419	1 315	1 305
600	841	1 835	1 477	1 462
1 000	858	2 254	1 621	1 601
1 400	872	2 661	1 747	1 721
1 800	884	3 045	1 856	1 825

2.2 Alimentation et commande des injecteurs

2.2.1 Alimentation pulsée

L'alimentation pulsée des injecteurs est effectuée par la fourniture d'une quantité de combustible prédosée et poussée vers l'injecteur par une pompe d'injection dont le refoulement, de courte durée, est positionné dans le cycle par le choix de l'avance à l'injection.

La loi de pression à l'entrée de l'injecteur est croissante pendant une grande partie de la période d'injection et décroissante vers la

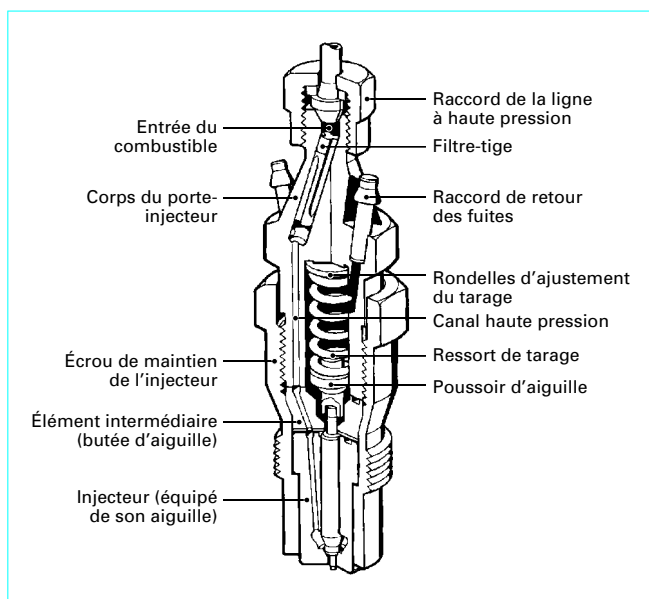


Figure 11 – Exemple d'ensemble porte-injecteur avec injecteur à téton (d'après doc. Bosch)

fin. Ce système est actuellement l'un des plus utilisés en injection pour moteurs Diesel.

L'ensemble porte-injecteur adapté à l'alimentation pulsée (figure 11 et figure 12) est principalement constitué :

- d'un corps de porte injecteur servant à l'assemblage de l'ensemble, à alimenter l'injecteur et à loger le ressort de tarage ;
- de l'injecteur proprement dit, équipé d'une aiguille qui vient fermer la communication avec le cylindre du moteur ;
- d'un ressort de tarage qui exerce sa poussée sur l'aiguille d'injecteur afin de maintenir l'injecteur fermé entre les périodes d'injection ;
- d'éléments d'indexage de l'injecteur et d'assemblage de l'ensemble.

La manœuvre de l'aiguille d'injecteur est assurée par la pression qui alimente l'injecteur.

Les graphes de pression d'injection, de mouvement d'aiguille et de débit injecté en fonction du temps (ou ici de la rotation de la came de la pompe d'injection) (figure 13) illustrent le fonctionnement d'un dispositif d'injection à débit pulsé de moteur industriel. On peut remarquer sur ces graphes :

- la croissance de la pression de refoulement de la pompe d'injection avant la fermeture complète des trous d'alimentation qui correspond au calage de la pompe d'injection ;
- le retard du signal de pression dans l'injecteur par rapport à la pression dans la pompe d'injection. Dans cet exemple, le retard est modéré car le moteur est muni de pompes d'injection unitaires peu éloignées des injecteurs ;
- le positionnement de l'ouverture et de la fermeture de l'injecteur qui coïncide à des pressions dans l'injecteur inférieures à la pression de tarage. Ce décalage est la conséquence des pressions appliquées dans le sac de l'injecteur.

■ Ouverture automatique

L'ouverture de l'injecteur est obtenue par la pression qui alimente l'injecteur. En fonctionnement, la pression d'ouverture est voisine de la **pression de tarage** de l'injecteur (rapport entre force du ressort de rappel de l'aiguille et surface projetée de la poussée du combustible sous l'aiguille d'injecteur).

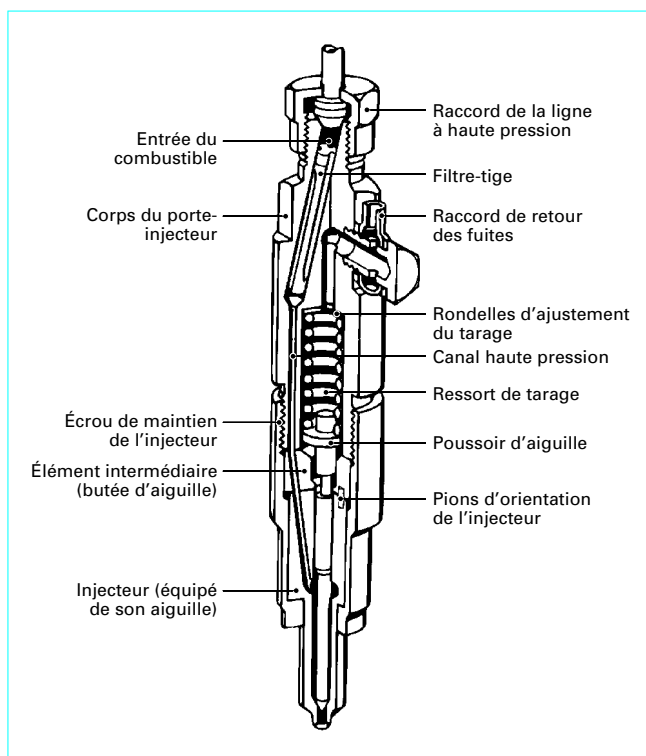


Figure 12 – Exemple d'ensemble porte-injecteur avec injecteur à trous (d'après doc. Bosch)

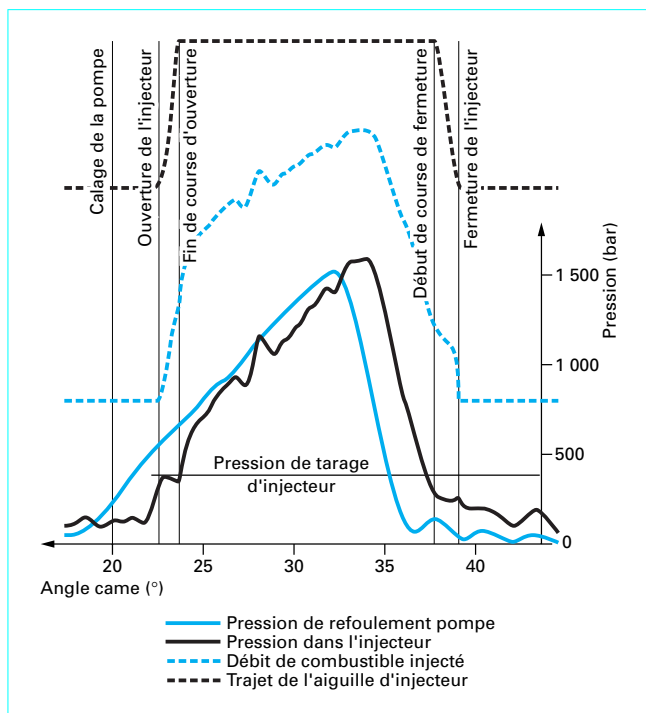


Figure 13 – Diagramme d'injection de moteur industriel

La pression provenant de la chambre de combustion venant pousser sous l'aiguille d'injecteur, la pression d'ouverture est en réalité inférieure à la pression de tarage.

La pression de tarage doit être suffisante pour que les ondes de pression qui circulent dans les canalisations haute pression entre les injections ne rouvrent pas l'injecteur (dans la pratique cette pression est au moins le double de la pression maximale de combustion).

■ Fermeture automatique

Lorsque la pression décroît, l'effort du ressort de tarage referme l'injecteur. Le trajet de fermeture de l'aiguille débute pour une pression peu inférieure à la pression de tarage, mais se termine pour une pression très inférieure à cette même pression de tarage.

Pour obtenir une fin d'injection nette, un soin particulier doit être apporté à la décroissance de la pression à l'entrée de l'injecteur.

■ Ouverture modulée

Afin de limiter la quantité de combustible introduite dans la chambre ou préchambre de combustion pendant le délai d'inflammation, il est utile de modérer le débit d'injection pendant une durée aussi proche que possible de ce délai.

La modulation de la montée de la pression n'étant pas facilement contrôlable, la solution retenue est la modulation de l'ouverture de l'injecteur. La modulation du trajet de l'aiguille lors de l'ouverture de l'injecteur est le plus souvent réalisée par un dispositif à double ressort (figure 14) fonctionnant comme suit.

● Injection modérée

Au début de l'injection, l'ouverture de l'injecteur se produit dès que la pression d'injection approche la pression de tarage, mais cette ouverture est limitée à la prélevée de l'aiguille. La section de passage entre l'aiguille et son siège, libérée par ce trajet, est nettement plus petite que celle des tuyères d'injection, ce qui limite le débit instantané d'injection.

● Injection principale

Après cette période dont la durée dépend de la pression nécessaire pour pousser le ressort principal et du gradient de pression alimentant l'injecteur, l'injecteur s'ouvre complètement et l'injection se produit avec le plein passage sous l'aiguille d'injecteur.

● Fin d'injection

Lors de la chute de pression d'injection, en fin de période d'injection, le début du trajet de fermeture de l'aiguille d'injecteur se produit pour une pression légèrement inférieure à la pression de début de l'injection principale. La fermeture complète est généralement obtenue pour une pression d'injection proche, voire supérieure, de la pression de tarage. Dans ce cas, les pics des ondes de pression dans l'alimentation de l'injecteur risquent d'être supérieurs à la pression de tarage et de rouvrir l'injecteur.

2.2.2 Alimentation par rampe commune

Un tel dispositif d'injection, souvent appelé « *Common-Rail* », est caractérisé par :

- une rampe commune et des canalisations qui alimentent les injecteurs du moteur à une pression quasi constante, cette pression pouvant être asservie à la charge et au régime du moteur, ainsi qu'à d'autres paramètres comme les conditions transitoires ;
- un dispositif de commande, logé dans l'ensemble porte-injecteur, permettant de piloter la manœuvre d'injection.

Le contrôle de l'injection est, dans ce cas, toujours effectué par la maîtrise du couple « **pression-temps** » et permet une grande flexibilité dans le choix de la pression d'injection, ce choix pouvant tenir compte des conditions d'exploitation du moteur comme :

- le régime de rotation ;
- la charge demandée ;
- les situations transitoires.

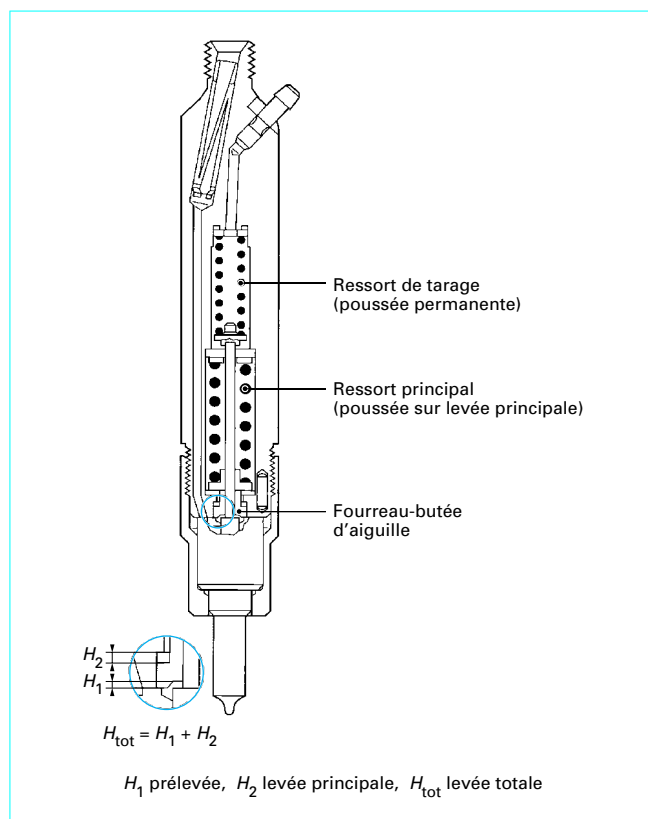


Figure 14 – Exemple d'ensemble porte-injecteur à double ressort (d'après doc. Bosch)

■ Commande de l'aiguille d'injecteur

Dans le cas d'un dispositif à alimentation commune à haute pression, l'aiguille d'injecteur est :

- maintenue fermée par l'action combinée d'un ressort et de la poussée hydraulique assurée par la même pression que l'alimentation d'injection agissant sur une section égale ou supérieure à la section de guidage de l'aiguille d'injecteur ;
- ouverte par la haute pression d'alimentation lorsque la poussée hydraulique appliquée à la face supérieure de l'aiguille d'injecteur est libérée.

On remarquera que le ressort empêche l'injecteur de s'ouvrir lorsque la pression d'alimentation est trop faible, ce qui évite que les gaz contenus dans le cylindre ne pénètrent dans l'injecteur.

La manœuvre de l'aiguille est alors effectuée par l'action d'une vanne pilote qui applique ou libère la poussée hydraulique sur l'aiguille d'injecteur.

Diverses configurations de **vanne pilote** sont utilisées (liste non exhaustive) :

- électrovanne à trois voies commandée par un solénoïde ;
- électrovanne à deux voies, donc plus simple, commandée par un solénoïde et associée à un ajustage d'alimentation (figure 15) ;
- vanne piézoélectrique à deux voies commandée directement par un courant électrique et associée à un ajustage d'alimentation.

Des variantes du **système de commande** sont pratiquées, selon que la poussée hydraulique est appliquée :

- directement sur le fond de l'aiguille en modulant la pression dans le volume de logement du ressort de rappel de l'aiguille d'injecteur ;

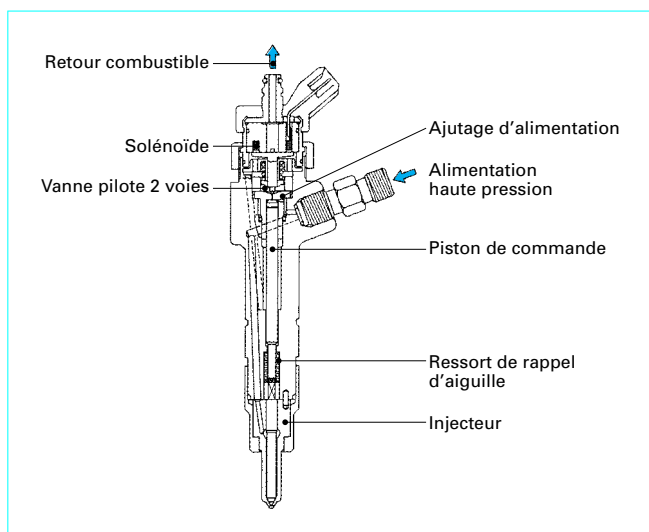


Figure 15 – Unité injecteur de « Common-Rail » pour moteur Diesel d'automobile (d'après doc. Bosch)

— par l'intermédiaire d'un piston de commande, ce qui limite le volume dans lequel la pression est modulée (figure 15). Ce volume, situé entre le piston de commande et l'orifice de l'électrovanne est dans cet exemple très petit.

Des choix de détails de construction permettent de maîtriser l'ouverture et la fermeture de l'injecteur pour que cette manœuvre ne soit pas simplement un fonctionnement par oui/non.

Un tel dispositif d'injection permet le réglage indépendant et flexible de :

- la pression d'injection ;
- la quantité injectée ;
- l'avance à l'injection.

La possibilité de commander la vanne pilote, donc de manœuvrer l'aiguille d'injecteur, plusieurs fois par cycle permet :

- d'ajouter une préinjection avant l'injection principale ;
- de fractionner éventuellement l'injection principale ;
- d'effectuer une postinjection pour l'alimentation de catalyseurs.

Pour mémoire, des systèmes d'injection à pression constante à commande mécanique de l'aiguille d'injecteur ont été réalisés, sans grand succès. L'exemple le plus connu est l'injecteur Coatalen.

■ Dispositif à amplification hydraulique

Les dispositifs d'injection à amplification hydraulique, alimentés à pression quasi constante, se caractérisent par :

- une pression d'alimentation moyenne (en général 25 à 35 % de la pression d'injection) ;
- un injecteur qui fonctionne en ouverture et fermeture automatique, comme dans le cas de l'alimentation pulsée ;
- un dispositif d'amplification de pression, constitué d'un piston différentiel dont le rapport de sections est de l'ordre de 3 à 4, convertissant la moyenne pression en haute pression pulsée.

Le fonctionnement du dispositif d'amplification, commandé par une ou plusieurs vannes, est généralement le suivant :

- remplissage partiel de la chambre de refoulement (petite section du piston différentiel) par la quantité de combustible à injecter. Le dosage est assuré par le contrôle du trajet du piston différentiel en utilisant la méthode « pression-temps » ;
- application de la moyenne pression sur la grande section du piston différentiel au moment choisi pour refouler le combustible à injecter vers l'injecteur.

Des variantes, plus ou moins compliquées, diffèrent par le fait que les électrovannes de commande coupent les débits principaux ou manœuvrent des petites vannes à commande hydraulique. Certains dispositifs sont organisés pour effectuer une préinjection ou un début d'injection à la moyenne pression.

2.2.3 Alimentation mixte

Des systèmes d'injection conjuguant l'alimentation pulsée et l'alimentation continue existent. Nous citerons pour l'exemple le système d'injection utilisé sur des moteurs industriels « Diesel gaz », pour lesquels une injection pilote de gazole assure l'inflammation. Dans ce cas sont juxtaposés dans le même porte-injecteur, voire dans le même injecteur :

- un injecteur, introduisant le gazole, fonctionnant en mode pulsé ;
- un injecteur, introduisant le gaz, alimenté en gaz sous pression (200 à 300 bar) et commandé par un dispositif hydraulique.

2.3 Types de tuyères d'injecteurs

La dénomination tuyère d'injecteur, appelée aussi orifice d'injection ou trou d'injecteur, qualifie l'orifice par lequel le combustible arrive dans la chambre ou préchambre de combustion et dont la forme et l'orientation initient le jet de combustible en vue de son mélange à l'air comprimé contenu dans le cylindre du moteur.

2.3.1 Injecteur à trous

Chaque trou d'injecteur constitue une tuyère dont la forme générale est circulaire. Tous les trous sont alimentés de façon commune (figure 16). Ce type d'injecteur est plutôt utilisé dans les moteurs à injection directe.

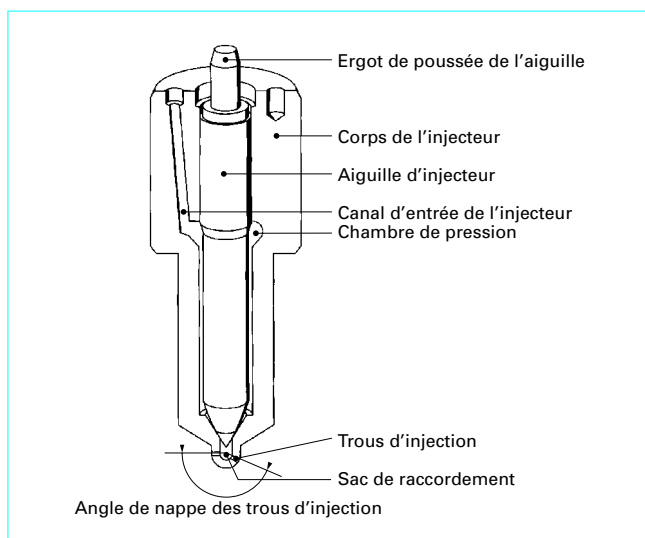


Figure 16 – Exemple d'injecteur à trous (d'après doc. Bosch)

■ **Disposition des trous**

Les trous, dont le nombre peut aller jusqu'à une douzaine, sont disposés pour répartir convenablement le combustible dans la chambre de combustion, soit :

- 1 ou 2 trous pour des cas particuliers (chambre « M ») ;
- 4 à 10 trous formant une seule nappe conique (situation classique) ;
- 8 à 12 trous placés sur 2 nappes coniques d'angles différents.

■ **Raccordement des trous**

Les trous d'injection sont alimentés en combustible, toujours en aval de la ligne d'étanchéité du contact de l'aiguille sur le siège (figure 17) :

- soit par un volume de raccordement, appelé « sac », de forme cylindrique ou conique, selon des opportunités de construction visant à en réduire le volume ;
- soit à partir de la zone de contact de l'aiguille sur le siège, solution appelée « sans sac ». La partie de l'injecteur en communication avec le cylindre lorsque l'injecteur est fermé est alors limitée au volume des trous d'injection.

La position des trous dans l'injecteur doit être choisie de façon à éviter les déséquilibres dans la répartition du combustible. Le raccordement d'entrée des trous est éventuellement arrondi par érosion, ce qui en garantit l'ébavurage et améliore la perméabilité en limitant la striction de la veine de combustible.

2.3.2 Injecteur à téton

La tuyère d'injection, de forme le plus généralement annulaire, est constituée d'un trou axial dans l'extrémité du corps de l'injecteur, partiellement obturé par le téton situé à l'extrémité de l'aiguille d'injecteur (figure 18). Ce type d'injecteur est plutôt utilisé dans les moteurs à préchambre.

■ **Modulation du débit**

Dans le cas des injecteurs à téton, il est possible d'associer à l'entrebâillement de l'injecteur, obtenu par un trajet partiel de l'aiguille, la striction que représente le passage entre le téton et le trou. La modulation de débit ainsi obtenue dépend aussi de la forme du téton.

■ **Forme du téton**

La forme du téton peut être variable suivant les fonctions désirées, on trouvera par exemple :

- un échelonnement de diamètre pour moduler la section de passage du combustible en fonction du trajet d'ouverture de l'aiguille d'injecteur ;
- une extrémité conique pour agir sur l'éclatement du jet d'injection afin d'ajuster sa pénétration et l'entraînement d'air associé ;
- un méplat pour limiter les risques d'encrassement de la tuyère d'injection par des dépôts provenant de la combustion ou de l'évaporation du combustible.

Certaines de ces formes (figure 19), dans la mesure de leur compatibilité, peuvent être combinées afin d'optimiser le fonctionnement du moteur.

2.3.3 Injecteurs à tuyères particulières

Selon les applications, dans le cas d'une tuyère unique certaines réalisations sont possibles.

■ **Tuyère cylindrique**

Ce cas particulier ramène à l'injecteur à trous, qui n'est plus utilisé avec un seul trou d'injection.

■ **Tuyère annulaire**

C'est la configuration de base de l'injecteur à téton pour laquelle des évolutions de la section sont envisageables. L'ordre de grandeur

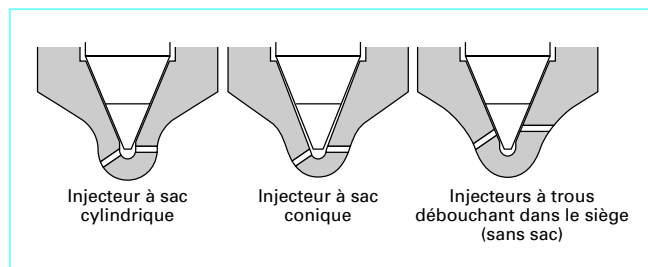


Figure 17 – Variantes d'injecteurs à trous

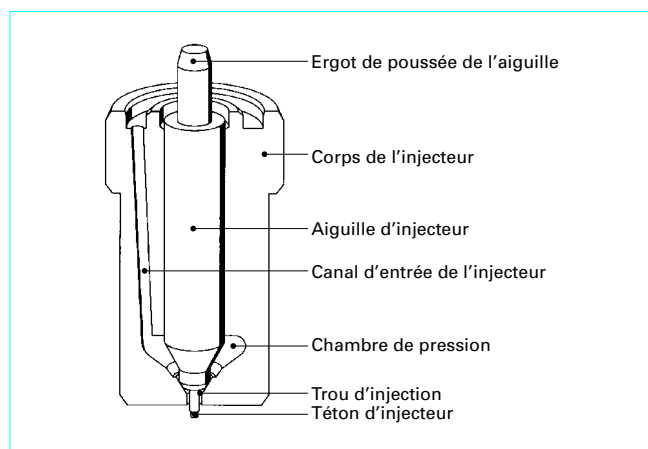


Figure 18 – Exemple d'injecteur à téton (d'après doc. Bosch)

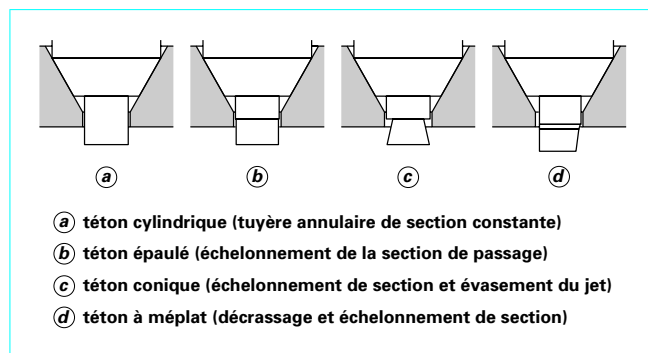


Figure 19 – Exemples de formes de tétons

du jeu entre l'obturateur et le trou, pour lequel la pulvérisation est optimale, est d'environ 1/30 du diamètre du trou. La pénétration du jet reste modérée, un tel jet pouvant être assimilé à celui issu du trou non obturé, alimenté au même débit et à la même vitesse, avec une masse volumique réduite dans les proportions des sections de passage.

■ **Tuyère conique**

La tuyère conique (figure 20), ou cylindro-conique, présente une arrivée conique entre l'aiguille et le siège qui donne un écoulement convergent, dont la mise en vitesse est progressive. Il en résulte une bonne alimentation de l'orifice final, une pulvérisation efficace et une bonne pénétration.

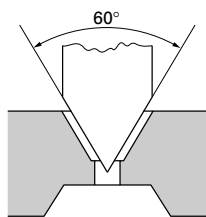


Figure 20 – Tuyère conique

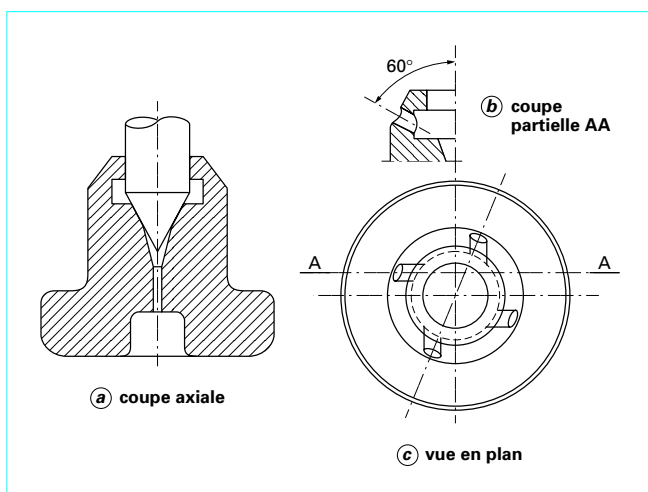


Figure 21 – Tuyère centrifugée

Le passage de l'orifice, même si la partie cylindrique est extrêmement courte, ramène le jet à celui obtenu par une tuyère cylindrique avec un entraînement d'air dans le jet équivalent.

■ Tuyère centrifugée

Il s'agit là d'une variante de la tuyère cylindro-conique pour laquelle le combustible est amené par des canaux qui lui communiquent un certain moment cinétique (figure 21).

Le vortex ainsi généré s'accélère au passage de la tuyère proprement dite. Il en résulte un évasement du jet dès la sortie de la tuyère, ce qui renforce l'entraînement d'air par le jet.

2.4 Pompes d'injection

2.4.1 Caractéristiques générales

Le rôle de la pompe d'injection étant de fournir la quantité requise de combustible sous forte pression au moment adéquat du cycle, quasiment toutes les pompes d'injection présentent des caractéristiques communes :

- synchronisme précis pour garantir le bon fonctionnement du moteur, en particulier pour le respect de l'environnement (bruit et émissions de polluants) ;
- refoulement sur une durée brève (souvent inférieure à 25° de rotation du vilebrequin moteur pour le débit maximal) ;

- quantité de combustible supplémentaire pour tenir compte de la compressibilité du combustible qui peut représenter plus de 50 % de la quantité injectée ;
- taux de refoulement important pour assurer le ratio entre la quantité refoulée et la durée de refoulement ;
- décharge des canalisations haute pression efficace pour obtenir une fin d'injection nette.

Seules les pompes d'injection alimentant à pression constante des injecteurs commandés font exception.

2.4.2 Dosage du combustible

Le dosage de la quantité refoulée par la pompe d'injection est obtenu par le choix de la course de refoulement qui, multiplié par la section du piston, assure un volume refoulé.

La course de refoulement est obtenue par fermeture des orifices d'alimentation et de décharge, éventuellement confondus, pour une fraction connue du trajet du piston de pompe d'injection.

■ Contrôle par orifices

Dans le cas où le piston de pompe d'injection est utilisé pour obturer les orifices (figure 22), il est muni de rampes qui permettent de régler la course utile de refoulement. Le réglage du débit injecté est alors effectué par orientation du piston, relativement aux orifices d'alimentation et de décharge.

Si l'obturation des orifices est effectuée par un distributeur indépendant du (ou des) piston(s) de la pompe d'injection (cas des pompes distributrices), le principe de base est le même, excepté que l'on contrôle cette obturation en fonction de la rotation de la came qui déplace le piston de pompe.

■ Contrôle par le remplissage

Dans certains systèmes d'injection, le contrôle de la quantité injectée est effectué en limitant le remplissage de l'élément de pompage, grâce à un orifice alimenté par une pression modulée ; on retrouve dans ce cas le contrôle par la méthode « pression-temps ».

Ce système de contrôle est utilisé dans certaines pompes distributrices ainsi que dans certains injecteurs-pompes.

■ Contrôle par électrovannes

Le contrôle de la course de refoulement utile est, dans ce cas, réalisé par une électrovanne qui ferme les orifices pendant la rotation de came nécessaire au trajet du piston (figure 23). Le réglage du débit injecté est alors assuré par la durée de la commande de l'électrovanne, relativement à la rotation de la came.

Ce procédé de contrôle est applicable à tous les types de pompes d'injection fonctionnant en débit pulsé.

Un tel dispositif présente certains avantages :

- grande flexibilité de commande (réglage de l'avance et du débit par cartographie) ;
- ouverture des orifices particulièrement nette en fin de refoulement, ce qui améliore la décharge de fin d'injection.

2.4.3 Réglage de l'avance à l'injection

L'avance à l'injection, adaptée à la combustion (exprimée comme l'ouverture de l'injecteur), implique, compte tenu de la compressibilité du fluide et de la longueur de canalisation, une avance plus importante au niveau du refoulement de la pompe d'injection.

La **précourse** ou **prélevée** du piston de pompe d'injection, qui correspond au début de refoulement, peut coïncider avec des angles de rotation du vilebrequin du moteur éventuellement réglables si l'on fait varier :

- le calage relatif des cames d'injection par rapport au vilebrequin ;
- la précourse de la pompe d'injection.

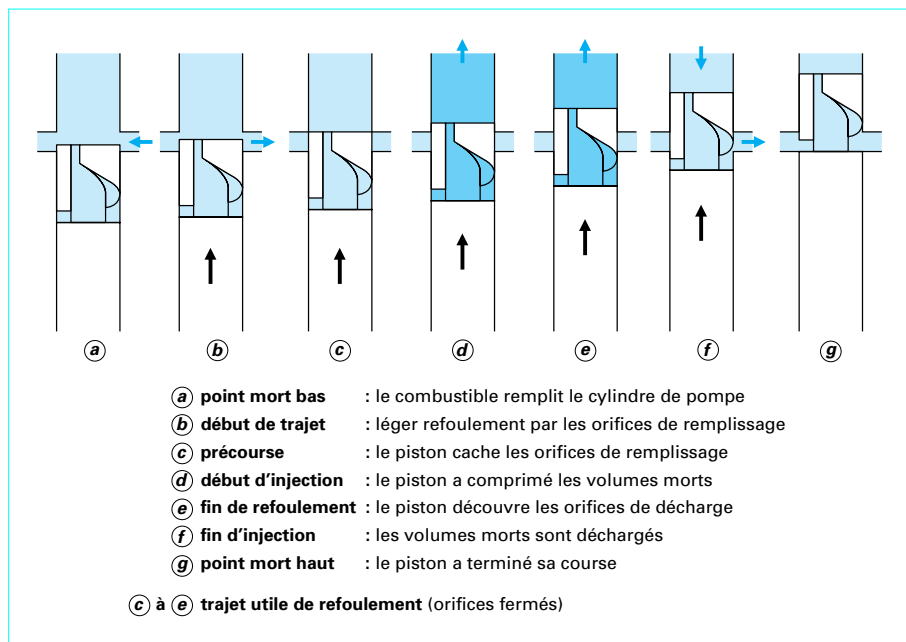


Figure 22 – Contrôle du refoulement de la pompe d'injection

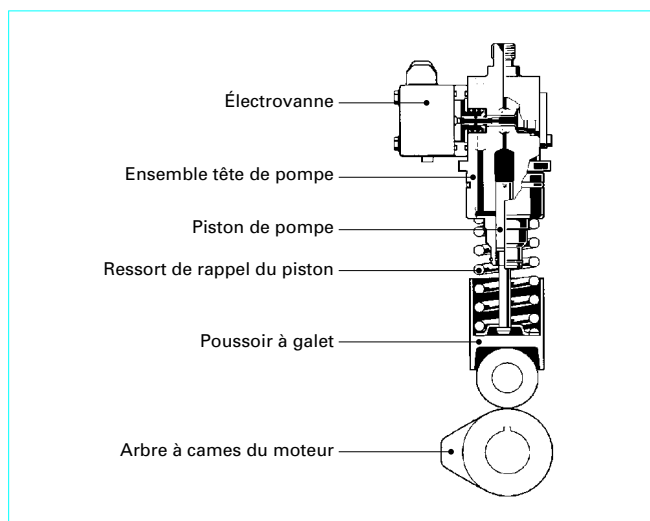


Figure 23 – Pompe unitaire à contrôle électronique (d'après doc. Bosch)

■ Décalage angulaire de came

Selon le type de pompe d'injection, on rencontre nombre de situations, par exemple :

- dispositif de déphasage placé sur l'arbre ou le pignon d'entraînement des pompes d'injection (cas des pompes d'injection en ligne) ;
- dispositif de déphasage par déplacement latéral du galet, installé sur un poussoir oscillant, incorporé à la pompe d'injection (ou au moteur, dans le cas de pompes d'injection unitaires) ;
- dispositif de déphasage angulaire incorporé à la pompe d'injection (cas de pompes d'injection distributrices).

Ces dispositifs nécessitent généralement des efforts de commande importants et une bonne rigidité pour supporter les pics de couple induits par les injections.

■ Changement de prélevée

Ce procédé de réglage présente, lorsqu'il est praticable, l'avantage de ne pas demander d'énergie de manœuvre significative.

Quelques configurations, parmi les plus classiques, peuvent être citées :

- variation de l'angle de came, donc de précourse, pour lequel le distributeur ferme l'orifice de remplissage (pompe distributrice) ;
- rampe supérieure de piston masquant les orifices de remplissage pour des trajets du piston tenant compte de la quantité refoullée (figure 24) ;
- déplacement axial d'un fourreau, concentrique au piston de pompe, afin de changer la précourse sans modifier le trajet de refoulement (figure 25) ;
- variation de l'angle de came, donc de précourse, pour lequel l'électrovanne ferme l'orifice de remplissage et de décharge (tous types de pompes d'injection commandées par électrovanne).

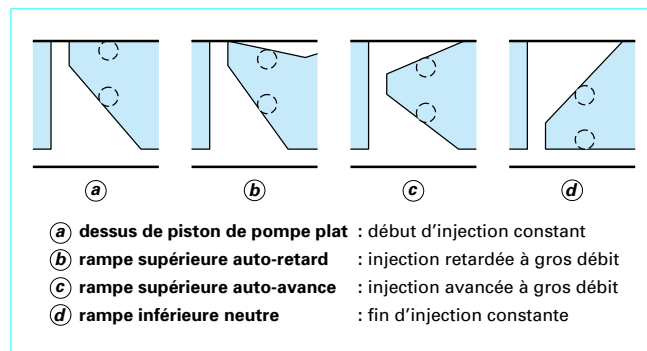


Figure 24 – Forme développée des rampes de tête de piston

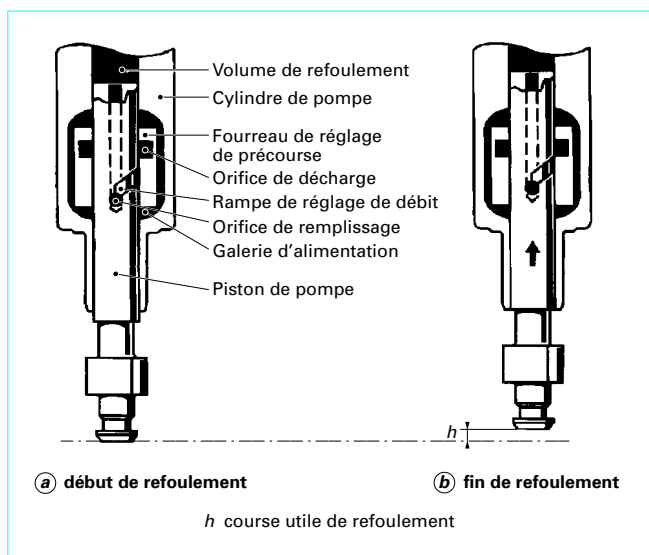


Figure 25 – Exemple de dispositif de contrôle d’avance par fourreau (d’après doc. Bosch)

2.4.4 Contrôle de la décharge de fin d’injection

La décompression de la canalisation haute pression doit pouvoir se faire sans risque de poches de vide (ou de vapeur de combustible) ni excès de pression. Il est donc nécessaire de contrôler la décharge.

Pour assurer cette fonction, le clapet de refoulement (ou de non-retour), qui délivre au circuit haute pression la quantité de combustible refoulée par la pompe d’injection, reçoit quelques aménagements.

■ Clapet à volume de réaspiration

Ce type de clapet est très souvent appelé « à volume constant » (figure 26).

Une collerette, placée sous la portée du clapet de refoulement, détermine par la course de rétraction, le volume de retour des canalisations haute pression vers la décharge de la pompe d’injection.

Le volume de réaspiration défini par la section et la hauteur de collerette assure la décompression de la canalisation en fin d’injection.

La collerette est souvent munie d’un méplat qui limite la course du clapet lors du fonctionnement au ralenti, ce qui neutralise partiellement l’effet de la réaspiration.

■ Clapet à pression contrôlée

Ce type de clapet est très souvent appelé « à pression constante » (figure 27).

Il est en fait composé de deux clapets :

- un clapet simple, non-retour, de refoulement, dans lequel est souvent aménagé le passage qui alimente le second clapet ;
- un clapet autorisant le retour, taré pour calibrer la pression résiduelle dans les canalisations haute pression.

■ Amortissement de la décharge

Le gradient de pression généré par la décharge peut être calibré par le passage du retour de combustible au travers d’un orifice servant de limiteur de retour.

La réalisation de ce limiteur de retour peut nécessiter un clapet spécifique (figure 26) ou un aménagement dans le clapet de refoulement principal (figure 27).

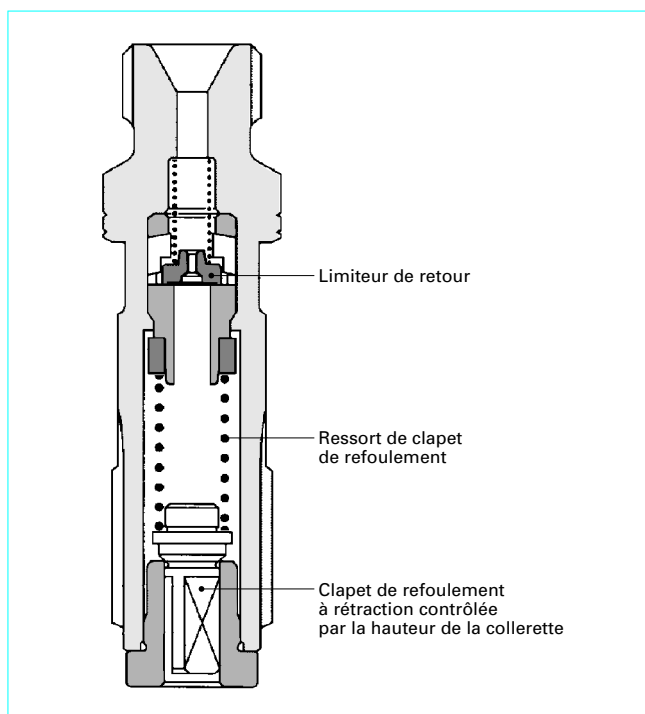


Figure 26 – Exemple de clapet à volume constant (d’après doc. Bosch)

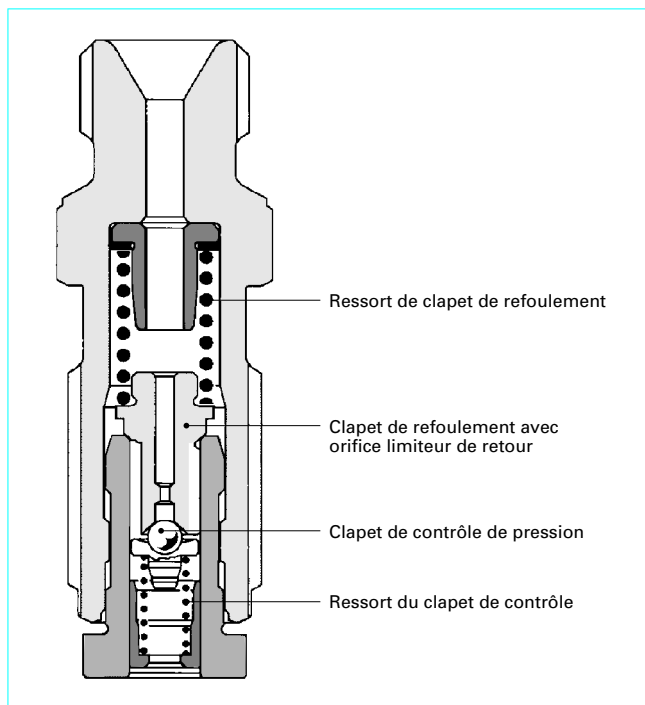


Figure 27 – Exemple de clapet à pression constante (d’après doc. Bosch)

2.4.5 Architecture des pompes d'injection

Selon l'implantation choisie dans le moteur, les pompes d'injection peuvent assurer plus ou moins de fonctions.

Les **pistons** de pompe d'injection, rappelés par des ressorts, sont toujours poussés par des cames :

- qui sont solidaires de l'arbre à cames du moteur, dans le cas des pompes d'injection unitaires ou des injecteurs-pompes ;
- qui sont incluses dans la pompe d'injection, dans le cas des pompes d'injection distributrices ou monoblocs (en ligne ou en V).

Les **pompes d'injection** effectuent généralement le dosage du combustible, dont la commande peut être assurée, selon la configuration :

- par un régulateur mécanique incorporé à la pompe d'injection et une liaison mécanique (levier, tige de réglage, etc.) ;
- par un régulateur mécanique ou hydraulique hors de la pompe d'injection et une liaison mécanique ;
- par un régulateur électronique et un (ou des) actuateur(s) électrique(s) ou électrohydraulique(s) agissant par une liaison mécanique ;
- par un régulateur électronique et une (ou des) électrovanne(s) de commande du dosage et de l'avance à l'injection.

L'**alimentation basse pression**, toujours munie de filtres pour protéger de l'érosion les composants de la pompe d'injection ainsi que l'injecteur, est généralement réalisée par une pompe à membrane, à piston ou à palettes qui peut être :

- incorporée à la pompe d'injection (exemple : pompe distributrice) ;
- solidaire de la pompe d'injection et commandée par son arbre à cames (exemple : pompes en ligne ou en V) ;
- entraînée directement par le moteur, ce qui est systématique dans le cas des pompes unitaires et des injecteurs-pompes, mais quelquefois pratiqué pour les autres types de pompes d'injection.

■ Pompes unitaires

Ces pompes, commandées par l'arbre à cames du moteur, peuvent être placées relativement près du cylindre concerné, ce qui présente :

- l'avantage de pouvoir être raccordées par une canalisation haute pression relativement courte, présentant une faible compressibilité ;
- l'inconvénient de nécessiter, dans le cas des moteurs multicylindres équipés de pompes à dosage par orifices (figure 28), une commande par des tiges de réglage à ajuster sur le moteur, ce qui rend plus difficile l'équilibrage d'alimentation des cylindres.

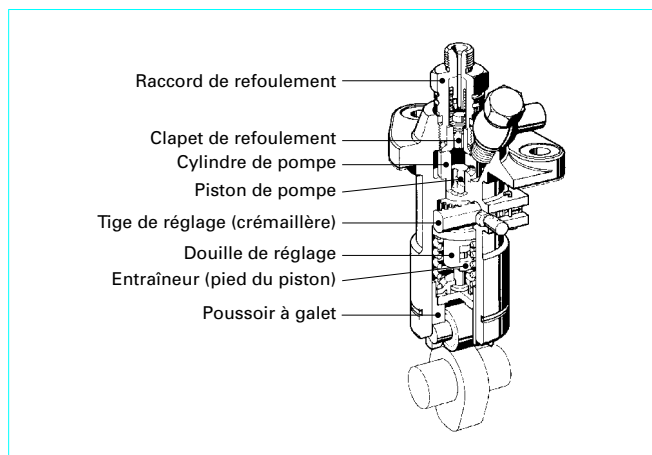


Figure 28 – Exemple de pompe d'injection unitaire (d'après doc. Bosch)

Dans le cas de moteurs monocylindres et/ou du dosage de combustible par électrovanne (cf. figure 23), l'inconvénient précédemment cité est sans objet et ce type de pompe d'injection est particulièrement bien adapté.

Hormis les moteurs monocylindres, l'utilisation des pompes unitaires est, jusqu'à présent, plutôt rencontrée sur les moteurs industriels :

- quasi systématiquement sur les gros moteurs, dont la cylindrée unitaire dépasse trois litres, du fait qu'il est difficile de trouver des pompes d'injection monoblocs (en ligne ou en V) adaptées ;
- assez souvent sur les petits moteurs industriels, dont la cylindrée unitaire est nettement inférieure à un litre, qui sont produits à faible cadence.

■ Injecteurs-pompes

En ce qui concerne le mode de commande du dosage, les injecteurs-pompes présentent beaucoup d'analogies avec les pompes unitaires. Pour ce type de pompe, on préfère de plus en plus la commande de dosage par électrovanne.

La construction des injecteurs-pompes (figure 29) présente quelques singularités complémentaires :

- le canal haute pression est extrêmement court et se résume à un simple forage dans le corps de l'injecteur-pompe. De ce fait, il n'est pas nécessaire d'utiliser un clapet de refoulement sophistiqué. Le faible volume à comprimer favorise l'obtention de pressions élevées (1 600 à 1 800 bar) et permet une décharge assez nette en fin d'injection ;
- son encombrement, supérieur à celui d'un simple injecteur, nécessite quelques sacrifices dans le choix d'implantation des soupapes du moteur ;
- si la commande directe par un arbre à cames n'est pas applicable, soit pour une question de hauteur du moteur, soit par la non-opportunité d'un arbre à cames en tête, on doit recourir à une commande par culbuteur qui complique le dispositif et induit une flexibilité mécanique quelquefois aussi pénalisante que celle, hydraulique, de la canalisation haute pression que l'on a évitée.

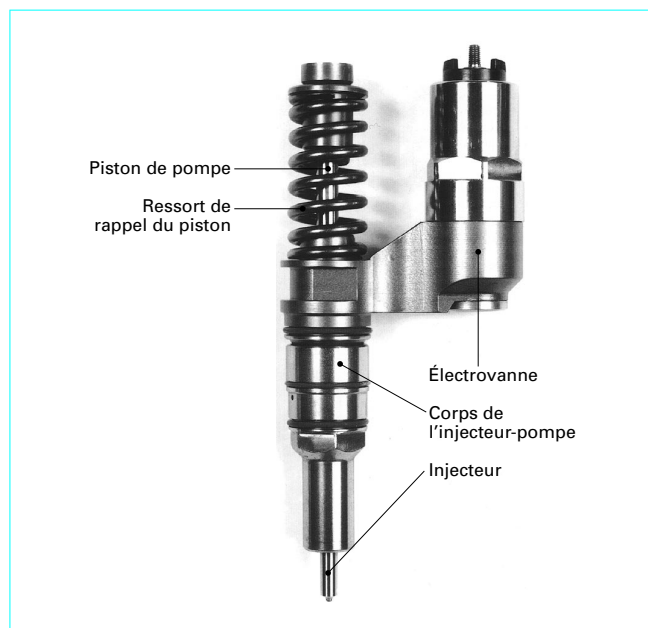


Figure 29 – Exemple d'injecteur-pompe à commande électronique (d'après doc. Bosch)

Certains types d'injecteurs-pompes utilisent, pour le dosage du combustible, la limitation de remplissage (méthode « pression-temps ») en contrôlant la pression d'alimentation.

■ **Exemple** : injecteur-pompe Cummins.

Les injecteurs-pompes sont plus particulièrement utilisés sur des moteurs rapides de grande production dont la cylindrée unitaire est située entre un demi-litre et deux à trois litres.

■ Pompes en ligne (ou en V)

Ce type de pompe est aussi appelé « **pompe monobloc** » du fait que sont groupés dans un même carter monobloc (figure 30) :

- les éléments de pompe (cylindre et piston de pompe avec clapet de refoulement) au nombre des cylindres à alimenter ;
- une (ou des) galerie(s) d'alimentation en combustible et/ou de décharge ;
- une tige de commande ou crémaillère commandant le réglage de la quantité de combustible injectée de manière commune à tous les cylindres, afin de garantir « l'équilibrage des postes » ;
- l'arbre à cames d'injection, monté sur paliers (souvent mixtes : roulement à billes et/ou galets, complétés de paliers lisses) ;
- les poussoirs et ressorts de rappel des pistons de pompe ;
- éventuellement, le régulateur (régulation de vitesse et/ou de charge ainsi que les dispositifs de limitation de service).

Ce type de pompe est très souvent utilisé sur tous les moteurs dont la cylindrée unitaire ne dépasse guère trois litres et pour lesquels les pompes distributrices disponibles ne permettent pas de fournir le débit et/ou la pression de refoulement souhaités. Dans le cas des moteurs de forte cylindrée, les pompes monoblocs sont souvent remplacées, lors des évolutions, par des pompes unitaires capables de pressions d'injection très importantes (généralement 1 200, voire 1 600 bar).

■ Pompes distributrices

Dans le cas des moteurs multicylindres, le souci de réduire le coût de construction et l'encombrement des pompes d'injection a conduit au choix d'utiliser le même élément pour alimenter tous les cylindres en assurant la distribution vers les raccords individuels alimentant les injecteurs. Un tel choix conduit à des singularités :

— l'égalité des quantités de combustible refoulées vers les divers injecteurs est naturellement obtenue par construction. Il en résulte une grande facilité de préparation et de réglage ;

— la fréquence de refoulement du (ou des) piston(s) de pompe est égale à celle nécessaire pour un cylindre multipliée par le nombre de cylindres à alimenter. De ce fait, ce type de pompe d'injection reste adapté pour les moteurs à 3 ou 4 cylindres, est plus délicat pour les moteurs à 6 cylindres et est inadapté pour les moteurs à plus grand nombre de cylindres.

La construction des pompes distributrices est tellement variée que seules deux de ces configurations sont illustrées. Elles peuvent être différenciées par leurs caractéristiques principales.

● Pompes à piston unique colinéaire à l'arbre d'entraînement (figure 31)

Le piston tourne avec l'arbre d'entraînement et sert de distributeur. La course de refoulement du piston est générée par une came en forme de disque, solidaire du piston, qui roule sur des galets, dont le calage réglable permet de faire varier l'avance à l'injection. Le nombre de bosses de la came-disque est égal au nombre d'injecteurs à alimenter.

● Pompes à piston unique orthogonal à l'arbre d'entraînement

Le piston tourne, relié par pignons coniques à l'arbre d'entraînement, éventuellement à demi-vitesse, et sert de distributeur. La course de refoulement du piston est générée par une came, très semblable à celle d'une pompe en ligne, mais générant plusieurs trajets par tour. L'avance à l'injection est le plus généralement ajustée par un dispositif disposé dans l'arbre d'entraînement. Le nombre de bosses de la came est égal au nombre d'injecteurs à alimenter, ou à la moitié si le piston-distributeur tourne à demi-vitesse, ce qui condamne ce type de pompe pour les moteurs à 3 ou 5 cylindres.

● Pompes à pistons radiaux (figure 32)

Les pistons, le plus souvent au nombre de deux, sont logés dans un cylindre qui tourne avec l'arbre d'entraînement et communique avec un distributeur. La course de refoulement des pistons, munis de poussoirs à galets, est générée par une came intérieure à un anneau, dont le calage réglable permet de faire varier l'avance à l'injection. Le nombre de bosses de l'anneau-came est égal au nombre d'injecteurs à alimenter. L'équilibrage des poussées des pistons impose le nombre de pistons de pompe selon les moteurs (tableau 2).

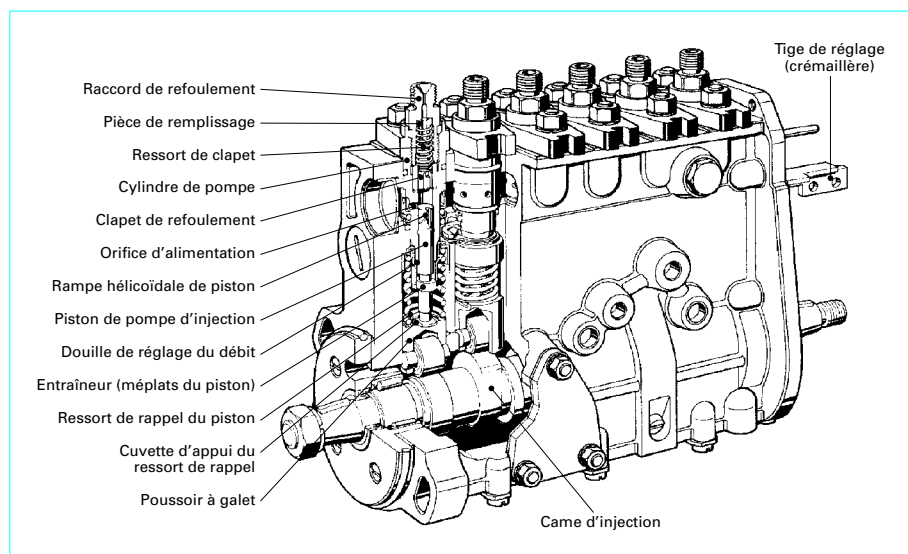


Figure 30 – Exemple de pompe d'injection en ligne
(d'après doc. Bosch)

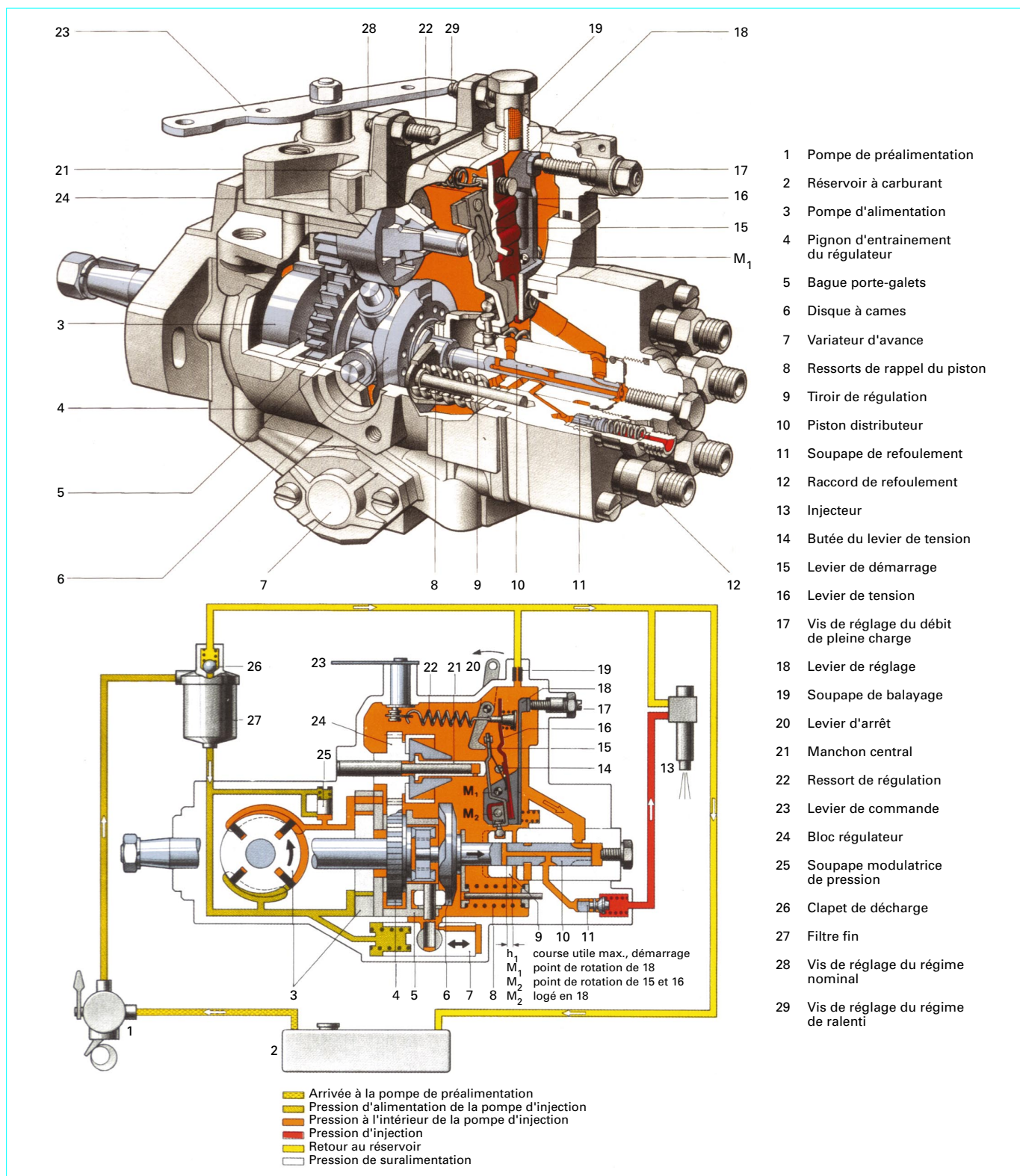


Figure 31 - Exemple de pompe distributrice monopiston (d'après doc. Bosch)

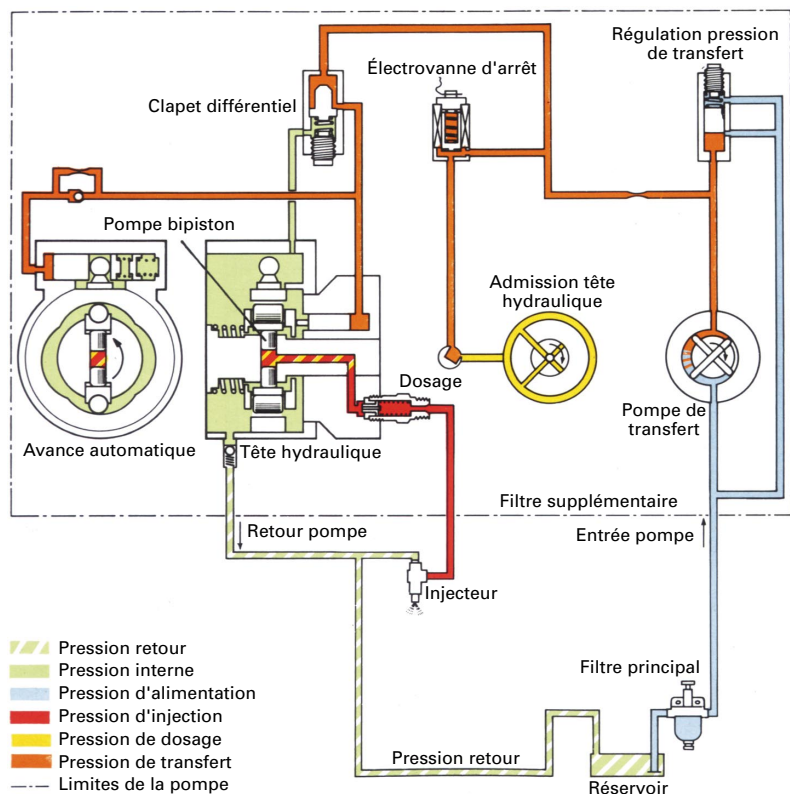
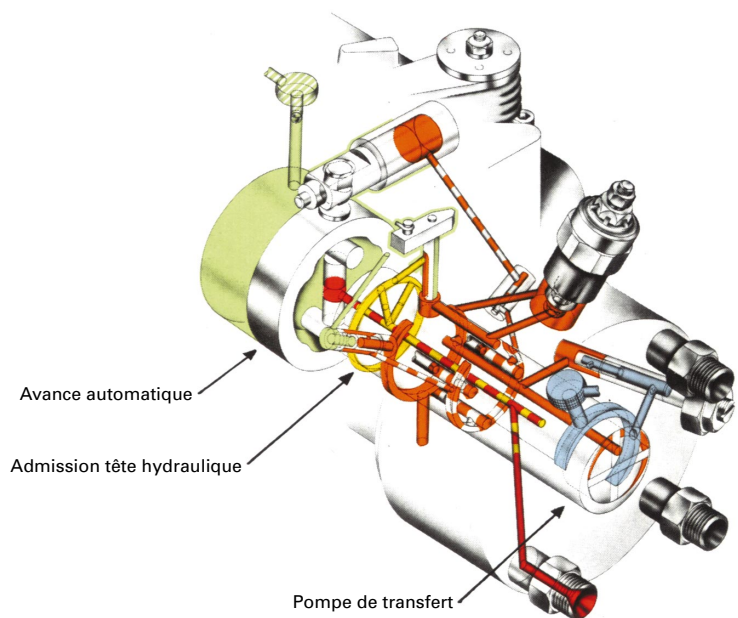


Figure 32 – Exemple de pompe distributrice à double piston
(d'après doc. Lucas-Varity)

Tableau 2 – Nombre de pistons de pompe selon les moteurs dans les pompes à pistons radiaux

Nombre de cylindres du moteur	Nombre de pistons de pompe d'injection
2	2
3	3
4	2 ou 4
5	3 inégaux
6	2 ou 3

Les pompes d'injection distributrices sont fortement concurrencées par les dispositifs d'injection alimentés à pression constante.

■ Pompes à pression constante

Dans le passé, des pompes volumétriques à débit pulsé ont été conçues pour donner une pression de refoulement constante, en l'occurrence une pression maximale d'injection indépendante du régime et de la charge du moteur. Deux cas sont connus.

● Pompe Ganz

Dans cette pompe, la came était utilisée pour comprimer un ressort qui, libéré de la poussée de cette came, poussait le piston de pompe avec une force toujours identique.

● Pompe Scintilla

Un contre-piston, chargé par un ressort, placé dans le même cylindre, à l'opposé du piston d'injection, tient le rôle d'accumulateur et de limiteur de pression.

Les seules justifications de ces dispositifs étant d'éviter les pics de pression importants à fort régime et forte charge, ils n'ont pas eu de succès.

Aujourd'hui les pompes désignées comme « à pression constante » sont en fait des pompes utilisées pour pressuriser le combustible afin d'alimenter à pression quasi constante les injecteurs commandés. Ces pompes sont construites sensiblement comme des pompes distributrices ou en ligne, équipées de clapets antiretour simples, et leur dosage est piloté par le système de commande d'injection pour maintenir la pression requise dans la rampe d'alimentation des injecteurs.

2.5 Canalisations à haute pression

Ces canalisations, dont le rôle est de relier la pompe d'injection à l'injecteur, existent dans tous les systèmes d'injection à l'exception des injecteurs-pompes.

2.5.1 Modulation de la pression

Dans le cas des pompes à débit pulsé, la pression dans les canalisations est extrêmement pulsée. La pression minimale est, à chaque cycle, négligeable par rapport à la pression maximale.

■ Pression en début de refoulement

Cette pression, appelée aussi pression résiduelle, est le résultat de la décharge en fin de l'injection précédente. Elle est donc essentiellement maîtrisée par le clapet de refoulement de la pompe.

■ Coups de bélier et réflexion d'ondes

Lors du début de refoulement, la pompe d'injection impose un débit instantané en début de canalisation. L'échelon de débit ainsi

généralisé se traduit par un échelon de pression, lequel se propage à la vitesse du son (environ 1400 m/s dans du gazole à pression modérée). Cette impulsion est toutefois atténuée par la compressibilité du combustible présent dans les volumes morts de pompe d'injection et s'exprime par :

$$\Delta P = \rho a u s_p / s_t$$

avec	ΔP	impulsion de pression (Pa),
	ρ	masse volumique du combustible (kg/m ³),
	a	vitesse du son dans le combustible (m/s),
	u	vitesse du piston en début d'injection (m/s),
	s_p	section du piston de pompe d'injection,
	s_t	section intérieure du tube d'injection.

Lorsque l'impulsion de débit, accompagnée de celle de pression, arrive à l'injecteur, encore fermé, l'onde de pression est réfléchiée et vient s'ajouter à la pression déjà installée dans le tube. De même, en arrivant du côté pompe d'injection, les ondes se réfléchissent, amorties par le volume de pompe ou intégralement si le clapet de refoulement est fermé.

Il en résulte que les diagrammes de pression côté pompe et côté injecteurs sont déphasés et de forme sensiblement différente (cf. figure 13).

On observe, pendant la durée d'injection, des pics de pression qui, selon la phase, peuvent apporter un effet d'amplification de pression à l'injecteur.

■ Risques de cavitation

Lors de la décharge, les ondes de pression pouvant descendre au-dessous de la pression de vapeur du combustible, des poches de vapeur peuvent se former dans les canalisations. Lorsque ces poches sont remplies, la différence de vitesse entre les deux fronts de combustible se rencontrant génère un pic de pression très local, mais très violent qui, s'il est répété, risque de détériorer la paroi interne de la canalisation.

Le choix d'un amortissement de décharge et/ou d'une pression résiduelle suffisante est généralement le remède efficace contre le risque de cavitation des canalisations.

2.5.2 Dispositions constructives

■ Tubes d'injecteurs à alimentation pulsée

Le diamètre intérieur du tube est choisi pour optimiser le comportement hydraulique de l'ensemble du dispositif d'injection. Le diamètre extérieur (2,5 à 3,5 fois le diamètre intérieur) permet d'obtenir l'épaisseur nécessaire à la résistance en fatigue du tube. Une telle épaisseur des parois minimise aussi l'élasticité de la canalisation en comparaison de celle du combustible.

Ces tubes, très sollicités en fatigue, sont réalisés par des filières dans des matériaux à haute limite élastique. Afin de les renforcer, des traitements peuvent être pratiqués.

S'appuyant sur le fait que la contrainte la plus élevée correspond à une extension de la paroi interne de la canalisation, des systèmes de précontrainte ont été développés pour que, au repos, la paroi interne du tube soit mise en compression. La contrainte alternée restant identique, la fatigue est moindre.

■ Tubes pour systèmes à pression constante

Le diamètre intérieur de ces tubes est, pour des injections équivalentes, choisi plus grand que ceux des systèmes à débit pulsé afin de limiter les variations de pression lors des injections. Ils participent à l'effet accumulateur de la rampe d'alimentation commune.

Ces tubes, de technologie semblable à ceux des systèmes à débit pulsé, sont moins sollicités en fatigue. Il en résulte que l'épaisseur requise est moindre, mais elle est souvent choisie de façon surabondante par souci de sécurité.

■ Dispositif de sécurité

Pour certains moteurs, installés dans des milieux protégés, les tubes d'injecteur sont gainés. La double paroi permet, en cas de rupture par fatigue ou cavitation, de contenir le combustible afin de ne pas arroser l'environnement du moteur.

Le retour vers un réservoir est généralement muni d'un détecteur pour signaler la défaillance.

3. Chambres de combustion

3.1 Moteurs à injection directe

3.1.1 Principe de fonctionnement

La combustion dans les moteurs à injection directe est essentiellement organisée sur la base de l'entraînement d'air par les jets de combustible issus de l'injecteur.

La chambre de combustion, ménagée le plus souvent dans la tête du piston, a une forme adaptée à la trajectoire des jets. Les règles principales conduisant à ces choix sont :

- la présence d'air frais autour des jets ;
- la maîtrise de la trajectoire des jets ;
- la simplicité de réalisation du piston.

Afin de disposer du maximum de l'air dans la chambre de combustion, les volumes morts parasites doivent être limités, en particulier :

- les volumes de retrait de soupapes ;
- les alvéoles éventuels du dessus de piston, en vis-à-vis des soupapes ;
- la distance entre le piston et la culasse au point mort haut.

3.1.2 Forme générale de la chambre

■ Chambres très ouvertes

Dans ces configurations (figure 33), le diamètre de la chambre de combustion dépasse 70 à 80 % du diamètre du cylindre, ce qui implique :

- que la chambre soit de faible profondeur, ce qui laisse peu d'espace entre les jets et les parois de la culasse et du fond de la chambre ;
- que les jets ne soient pas déviés pour pouvoir pénétrer jusqu'à la périphérie de la chambre de combustion ;
- que le nombre de jets soit grand (8 à 10), sur une seule nappe conique, afin de bien tirer profit de l'air comprimé contenu dans la chambre de combustion.

Le grand diamètre de chambre permet ici de minimiser facilement les volumes morts parasites.

■ Chambres compactes

Dans ces configurations (figure 34), le diamètre de la chambre de combustion est généralement compris entre 50 et 70 % du diamètre du cylindre, ce qui implique :

- que la profondeur de la chambre soit de 25 à 50 % de son diamètre, ce qui laisse de l'espace entre les jets et les parois ;
- que les jets soient éventuellement déviés pour ne pas pénétrer jusqu'à la périphérie de la chambre avant un avancement suffisant de la combustion ;
- que le nombre de jets soit limité (4 à 8), afin que la déviation des jets ne provoque pas de recyclage trop marqué d'un jet à son voisin.

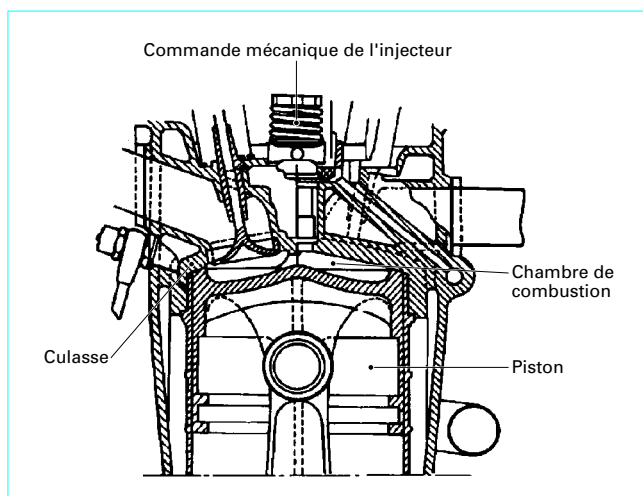


Figure 33 – Chambre Coatalen à injection directe sans turbulence de forme

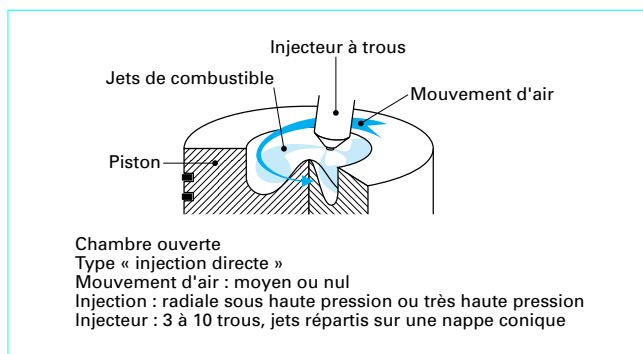


Figure 34 – Chambre ouverte compacte toroïdale

Ce type de chambre de combustion accepte relativement bien une excentration de l'injecteur imposée par la géométrie de la culasse du moteur, dans le cas des solutions à deux soupapes par cylindre, car :

- le diamètre de la chambre de combustion autorise une légère excentration de la chambre dans le piston ;
- l'utilisation de la rotation de l'air dans la chambre de combustion a tendance à rééquilibrer la répartition des jets.

Le fond de la chambre peut être plat ou présenter une bosse dont la fonction est principalement de combler le volume inoccupé par les jets.

■ Chambres profondes

Dans ces configurations, la chambre de combustion est aménagée pour que les jets soient plutôt orientés selon la profondeur de cette chambre, ce qui implique :

- que la chambre soit relativement étroite pour assurer le rapport de compression ;
- que le nombre de jets soit très réduit (1 à 2), compte tenu du champ libre relativement réduit face à l'injecteur.

Deux configurations principales ont été rencontrées :

- chambre de combustion dans le piston : procédé « M » avec injecteur à un ou deux trous (figure 35), imaginée par le Dr Meurer et développée par la société MAN, ou procédé Elsbett avec injecteur à téton ;

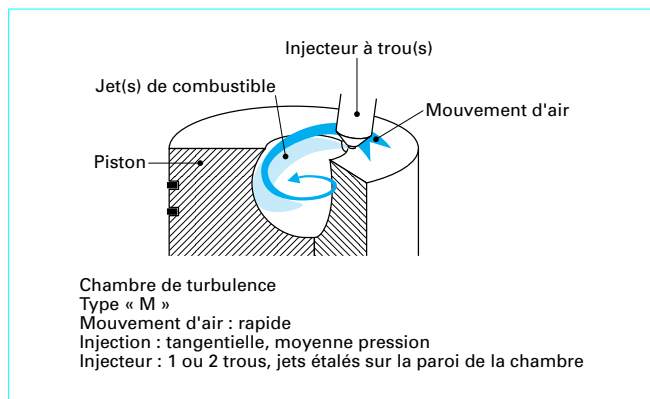


Figure 35 – Chambre profonde sphérique « M »

— chambre de combustion dans la culasse : chambre Ruston avec injecteur à téton. Cette configuration, bien trop compliquée et peu performante, a été abandonnée.

3.1.3 Utilisation de la turbulence de l'air

■ Mouvement de l'air

Lorsque la rotation de l'air dans la chambre de combustion est requise pour gérer les trajectoires des jets, elle est générée pendant la phase d'admission afin que la compression assure le transfert de cette rotation depuis le cylindre vers la chambre de combustion (quasi-conservation du moment de quantité de mouvement). Diverses solutions sont utilisées pour générer ce tourbillon, souvent appelé « *swirl* » et caractérisé par le rapport de la vitesse de rotation de l'air dans le cylindre à celle du vilebrequin du moteur :

- dissymétrie des conduits d'admission (exemple : conduit tangentiel) ;
- forme hélicoïdale du conduit d'admission (fort tourbillon) ;
- combinaison éventuelle de conduits tangentiels et hélicoïdales dans le cas de moteurs à plusieurs soupapes d'admission par cylindre ;
- déflecteur installé sur la soupape d'admission (figure 36). Cette solution est souvent évitée, compte tenu des implications de construction et de la pénalisation de fonctionnement des soupapes.

La mesure du tourbillon est assurée par un essai en soufflerie (cf. référence [2] dans ce traité).

■ Générateurs de turbulence

Lorsque le mouvement d'air principal existe, il est possible de dissiper une partie de l'énergie cinétique correspondante pour générer des turbulences plus fines.

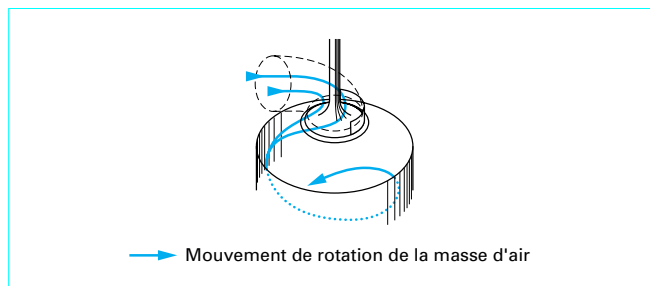


Figure 36 – Soupape à déflecteur

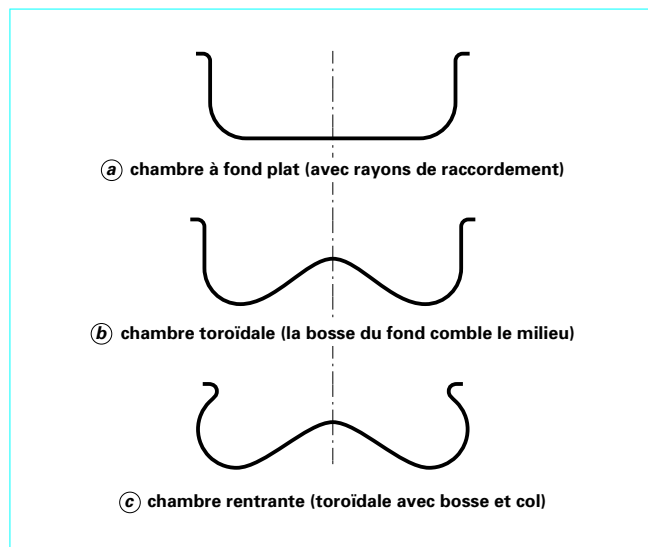


Figure 37 – Exemples de chambres compactes

Des modèles de chambres de combustion, équipées de lobes ou poches formant un contour non circulaire de la chambre, répondent à cette fonction.

■ Chambres à col

Le col, qui représente une striction du sommet de la chambre de combustion, en étranglant le passage de l'air entre le cylindre et la chambre, a pour effet :

- d'accélérer la rotation de la charge d'air, si elle existe, et de convertir une partie de ce mouvement en turbulences plus fines ;
- de générer un effet de chasse important du fait que l'air doit violemment se rapprocher du centre du cylindre pour pouvoir pénétrer dans la chambre de combustion.

Ces deux effets sont particulièrement marqués en fin de compression, quand le piston se rapproche de la culasse.

Seules les chambres compactes (figure 37), ou profondes (cf. figure 35), peuvent être aménagées avec un col.

Des variantes, comme celles connues sous le nom de chambre à lèvres ou chambre rentrante, présentent des caractéristiques semblables.

3.2 Moteurs à préchambre

3.2.1 Principe de fonctionnement

La combustion dans les moteurs à injection indirecte, ou à pré-chambre, est organisée en deux étapes distinctes :

- combustion très incomplète en mélange riche dans la pré-chambre. Dans cette étape, la combustion est pilotée par l'interaction du jet de combustible avec l'air présent dans la préchambre ;
- complément de combustion dans la chambre principale. Dans cette étape, la combustion est pilotée par l'interaction du jet de gaz chaud, contenant beaucoup d'imbrûlés et provenant de la préchambre, avec l'air frais comprimé contenu dans le cylindre.

Le point fort du procédé de combustion réside dans le haut niveau d'énergie cinétique du jet de gaz issu de la préchambre qui rend très efficace son mélange à l'air frais et active la fin de combustion.

La préchambre de combustion, ménagée dans la culasse, a une forme qui dépend de la méthode de mélange utilisée. La présence de la préchambre apporte au moteur :

- l'avantage de ne nécessiter qu'une injection à pression modérée (le mélange assuré dans la préchambre peut rester imparfait) ;
- l'inconvénient de pénaliser le rendement du moteur à cause des pertes thermiques supplémentaires, occasionnées par le contact des gaz très chauds avec les parois de la préchambre, et des pertes pneumatiques provoquées par le transfert en aller et retour par le canal de communication.

La chambre principale se présente sous la forme d'un disque (espace situé entre le piston et la culasse), auquel s'ajoutent les détails de forme du dessus du piston, qui présente souvent des singularités en vis-à-vis du canal qui relie la chambre principale à la préchambre.

La présence systématique d'une bougie de préchauffage dans la préchambre, maintenue très chaude par la combustion réalisée en zone riche, permet d'assister l'inflammation et limite le bruit de combustion.

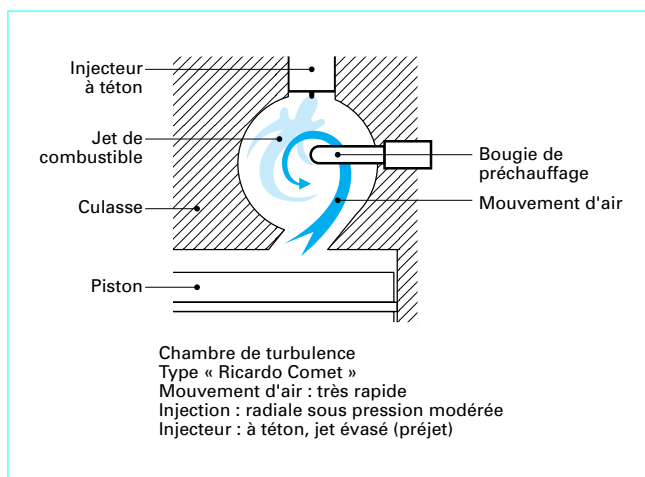


Figure 38 – Chambre Ricardo type « Comet »

3.2.2 Forme générale de la préchambre

■ Préchambres sphériques

Les chambres de précombustion de forme sphérique présentent le meilleur rapport entre la surface de paroi et le volume. Elles communiquent avec le cylindre par un canal unique.

● La solution la plus connue, à haute turbulence, principalement par l'effet tangentiel du canal de communication de la préchambre, a été développée par la société Ricardo sous l'appellation « Comet » (figure 38).

● Des configurations plus anciennes, mais approchantes, utilisaient un niveau de turbulence plus modéré (figure 39).

■ Chambres diverses

D'autres formes de chambres de combustion, presque aussi compactes que les chambres sphériques, sont réalisées avec une communication par un simple canal axial ou, de préférence, plusieurs canaux qui distribuent plusieurs jets de gaz chaud vers la chambre de combustion principale (figure 40).

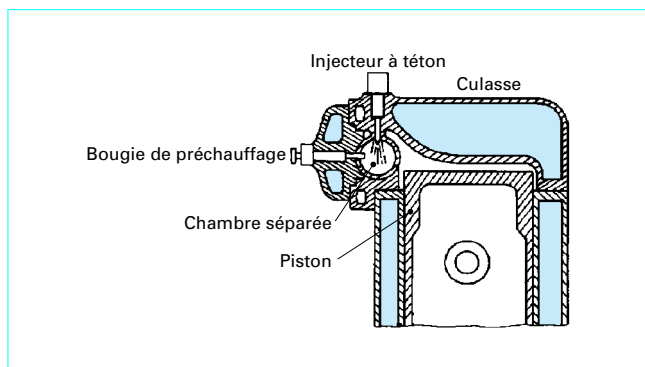


Figure 39 – Chambre Peugeot-Oberhänsli à moyenne turbulence

3.2.3 Utilisation de la turbulence de l'air

■ Mouvement de l'air dans la préchambre

L'air, en franchissant le canal d'entrée dans la préchambre, acquiert une vitesse qui est convertie en :

- une rotation intense si le canal de communication, ou « conduit de transfert », est tangentiel (figure 38) ;
- des turbulences dans d'autres dispositions, orifice de communication simple ou multiple (figure 39 et figure 40).

Dans tous les cas, la génération de ces mouvements et/ou turbulences coûte du travail lors du transvasement.

■ Mouvement de l'air dans la chambre principale

Pendant les phases d'admission et de compression, aucun mouvement particulier n'est requis dans le cylindre. Les conduits d'admission sont donc construits seulement de façon à être perméables.

Pendant la période de combustion, afin que les gaz issus de la préchambre se mélangent bien à l'air frais, le mouvement est organisé par :

- l'orientation du ou des canaux de communication qui émettent les jets de gaz brûlés ;
- une empreinte sur le dessus du piston dont la forme canalise et distribue, en l'éclatant éventuellement, le jet de gaz issu du canal de communication.

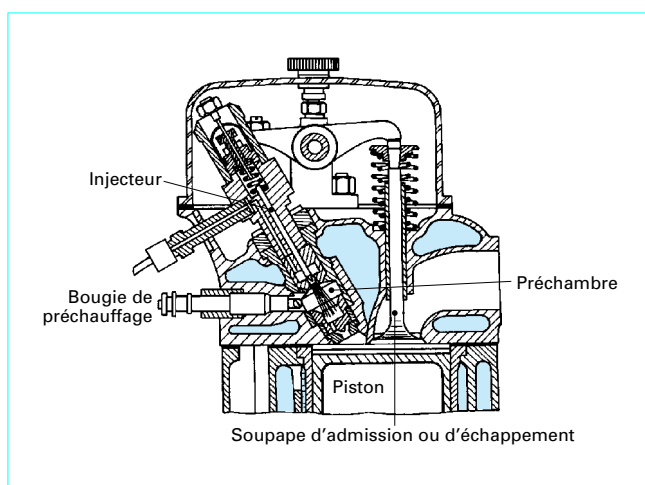


Figure 40 – Moteur à préchambre (d'après doc. Mercedes-Benz)

3.3 Configurations particulières

Des variantes, appelées chambres régulatrices ou à réserve d'air, fonctionnent sur le principe suivant :

- une chambre de combustion (chambre principale), largement communicante avec le cylindre, reçoit le ou les jets de combustible issus de l'injecteur ;
- une chambre séparée, reliée à la chambre principale par un canal, est remplie d'air frais pendant la compression ;
- le canal de communication entre la chambre séparée et la chambre principale est orienté pour générer, pendant la détente, un jet d'air dont le rôle est d'activer la combustion.

Du fait de la médiocre performance de ces dispositifs (moins bonne que celle des chambres de précombustion), associée à une construction compliquée, plus aucun moteur n'utilise ce procédé.

4. Association du dispositif d'injection à la chambre de combustion

4.1 Système à injection directe

4.1.1 Type d'injecteur

Le type d'injecteur le mieux adapté au moteur à injection directe est habituellement l'injecteur à trous qui permet de répartir efficacement le combustible dans l'ensemble de la chambre de combustion.

Le nombre de trous dépend de la forme de la chambre de combustion, ainsi que de la rotation de l'air (tourbillon désigné aussi par « *swirl* » ou « *nd/n* »), lequel est caractérisé par le ratio entre la vitesse de rotation de l'air dans le cylindre en début de compression et le régime de rotation du vilebrequin du moteur (*nd/n*). Ce couplage peut se résumer par les alternatives suivantes (figure 41) :

- faible tourbillon appliqué aux chambres très ouvertes avec injecteurs à une nappe de 8 à 10 trous ;
- tourbillon moyen appliqué aux chambres compactes avec injecteurs à une nappe de 4 à 6 trous ;
- faible tourbillon appliqué aux chambres compactes avec injecteurs à une nappe de 6 à 8 trous ou deux nappes de 4 à 6 trous chacune ;
- fort tourbillon quasi obligatoire pour les chambres très profondes avec injecteurs à un ou deux trous.

4.1.2 Pression d'injection

La performance de mélange étant obtenue principalement par l'énergie cinétique portée par le combustible injecté, il est évident que le besoin de pression est d'autant plus grand que l'on souhaite une combustion rapide. Les développements en cours visent de plus en plus des pressions maximales d'injection supérieures à 1 000 bar, soit :

- 1 200 à 1 800 bar pour le fonctionnement au gazole ou équivalent ;
- 1 500 à 2 000 bar pour le fonctionnement au fioul lourd.

En fait, on doit souvent se contenter de 800 à 1 100 bar, compte tenu de la situation actuelle des matériels disponibles, mais cette situation est en évolution continue.

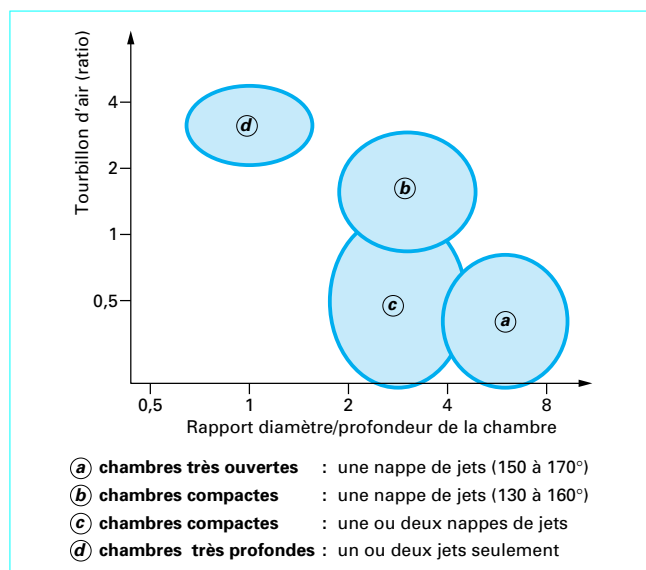


Figure 41 – Couplage entre forme de chambre et tourbillon d'air

4.1.3 Durée et allure d'injection

■ Durée d'injection

En pratique il est plus important d'avoir un mélange rapide du combustible à l'air que de chercher à injecter dans un délai très bref. On peut cerner l'optimum en observant les cas extrêmes (durées exprimées relativement à la rotation du vilebrequin du moteur) :

- des durées supérieures à 30°, pratiquées souvent sur des moteurs industriels, conduisent à une fin de combustion trop tardive si l'on évite les excès d'avance à l'injection qui introduisent des gradients de pression de combustion ;
- des durées inférieures à 20° à pleine charge du moteur sont souvent le résultat du choix de diamètres de trous d'injecteurs trop gros qui pénalisent le délai de mélange, donc risquent d'accroître les queues de combustion.

Il semble donc que, hormis la durée éventuelle de préinjection ou la période pour laquelle l'injecteur est seulement entrebâillé, l'optimum de durée soit, **pour l'injection principale, d'environ 23 à 27°** à pleine charge du moteur.

■ Loi d'injection optimale

La combustion idéale (à pression constante) correspond à un taux de dégagement d'énergie constamment croissant à partir du passage au point mort haut du piston et qui se terminerait de façon nette sans queue de combustion. Cette forme de loi, sensiblement en triangle, rectangle sur la fin, ne peut être réalisée compte tenu des délais de mélange et d'inflammation. A défaut de réaliser l'idéal, il convient donc de s'en approcher :

- en introduisant le combustible à **débit croissant** pendant toute la durée de l'injection principale ;
- en fermant l'injecteur le plus nettement possible après l'obtention de la pression maximale d'injection, donc du débit instantané maximal ;
- en ajoutant éventuellement une très petite quantité de combustible pour obtenir l'inflammation juste au début de l'injection principale. Cette quantité de combustible correspond à une préinjection séparée ou accolée à l'injection principale, selon le délai d'inflammation.

Pour que le profil de loi d'injection apporte les résultats souhaités, le choix du nombre, de l'orientation et du diamètre des trous d'injection doit être effectué de manière à **minimiser le délai de mélange**, faute de quoi les efforts risquent d'être vains.

4.2 Système à préchambre

4.2.1 Type d'injecteur

Le type d'injecteur le mieux adapté au moteur à injection indirecte est habituellement l'injecteur à téton qui permet une pulvérisation satisfaisante du combustible avec une pénétration de jet limitée, adaptée à la dimension de la chambre de précombustion.

La forme du téton est principalement choisie pour :

- ajuster la pénétration du jet de combustible dans l'air comprimé en mouvement dans la préchambre ;
- moduler le début de l'injection pour limiter la quantité de combustible introduite pendant le délai d'inflammation (présence d'une partie épaulée) ;
- garantir la stabilité de marche avec un nettoyage automatisé par le passage du téton dans le trou.

La solution la plus courante correspond à un téton épaulé, dont le jeu par rapport au trou, à pleine ouverture, est adapté à la pénétration du jet, le passage à faible ouverture étant réalisé de préférence par un méplat sur le plus gros diamètre du téton (cf. figure 19).

4.2.2 Pression d'injection

L'énergie cinétique de l'air en mouvement dans la préchambre est telle que le mélange du combustible à l'air ne requiert pas de pression d'injection très élevée. Cette pression doit être toutefois suffisante pour obtenir une pulvérisation en fines gouttelettes (le critère de retenir semble être le rapport de pression entre l'amont et l'aval de la tuyère d'injection).

Pour obtenir des résultats satisfaisants on se satisfait généralement, à la pleine charge du moteur, d'une pression maximale de :

- 300 à 500 bar pour les moteurs à aspiration naturelle ;
- 400 à 600 bar pour les moteurs suralimentés.

4.2.3 Durée et allure d'injection

Comme pour les moteurs à injection directe, une loi croissante de débit injecté instantané est souhaitable, mais le système de combustion à préchambre y semble moins sensible.

Pour éviter de laisser une trop grande quantité d'imbrûlés dans la préchambre, il est important que l'injection soit terminée avant que la détente ne soit trop marquée, soit une fin d'injection au plus tard une quinzaine de degrés de rotation du vilebrequin après le passage au point mort haut.

4.3 Comparaison des systèmes de combustion

4.3.1 Rendement global des moteurs

Le meilleur rendement du moteur est systématiquement obtenu avec la version à injection directe. Ce résultat est acquis grâce :

- à de moindres pertes thermiques, du fait que la surface des parois du cylindre en contact avec les gaz chauds est minimisée (à l'exception des chambres très profondes) ;
- à la quasi-inexistence de pertes de transvasement entre le cylindre et la chambre de combustion, la communication étant très perméable.

Dans le cas des chambres avec un col, il existe cependant de légères pertes de charges et pertes thermiques.

4.3.2 Adaptabilité à la dépollution

■ Oxydes d'azote

Le confinement dans la zone très chaude fait que les moteurs à préchambre émettent, sans précaution particulière, moins d'oxydes d'azote que les moteurs à injection directe.

En contrepartie, les moteurs à injection directe présentent une assez bonne sensibilité au réglage de l'avance à l'injection et, moyennant un décalage suffisant, rejoignent les moteurs à préchambre en gardant un avantage en rendement.

■ Imbrûlés

Pour simplifier l'analyse, on entendra par imbrûlés tous les composés incomplètement brûlés (les particules issues des cendres et de la transformation de produits soufrés ne sont pas concernées) tels que :

- les hydrocarbures (combustible non craqué ou résidu de craquage) ;
- la suie (carbone, non brûlé, retrouvé dans les particules) ;
- le monoxyde de carbone (combustion incomplète du carbone).

Si l'on ne cherche pas de dépollution en oxydes d'azote, avec un calage de l'injection adéquat, les émissions d'imbrûlés et/ou de particules sont assez raisonnables. En retardant la combustion, par décalage de l'injection, les deux familles de moteur se différencient de la façon suivante.

● **Dans le cas des moteurs à préchambre**, la fin de l'injection devient tellement tardive que la fin de la bouffée de gaz chaud sortant de la préchambre à vitesse modérée est trop riche. Ce défaut, qui génère une queue de combustion importante, pénalise le rendement et génère beaucoup d'imbrûlés, plus particulièrement de la suie. La correction de ce défaut implique le renforcement simultané de l'injection et surtout de l'énergie cinétique portée par l'air, puis les gaz, lors du transfert par le canal de la préchambre.

● **Dans le cas des moteurs à injection directe**, la combustion est globalement décalée et se produit à des températures inférieures. La queue de combustion, plus tardive et moins efficace, pénalise le rendement et laisse plus de suies imbrûlées. La correction de ce défaut passe quasi exclusivement par le **renforcement de la performance de mélange du combustible à l'air**, ce qui nécessite généralement une adaptation dans le choix des trous d'injecteur et une augmentation des pressions d'injection.

4.3.3 Limites de réalisation

Les systèmes à injection directe sont essentiellement limités par le diamètre minimal des trous d'injecteur au-dessous duquel le risque de colmatage devient critique (0,16 à 0,18 mm).

Les systèmes à préchambre sont peu limités par la réalisation, mais leur handicap sur le rendement a une forte tendance à les éliminer.

5. Évolution des moteurs Diesel

5.1 Tendances générales

5.1.1 Axes directeurs

L'évolution générale des moteurs Diesel est surtout orientée vers :

- le **respect de l'environnement** par la réduction drastique des émissions de polluants (NO_x , CO, HC, particules) et de bruit ;
- la **sauvegarde de l'énergie** par la réduction des consommations au titre de l'économie et pour l'environnement (effet de serre du CO_2) ;
- la **facilité d'exploitation** par la simplicité d'utilisation et d'entretien (procédure de démarrage allégée, agrément d'utilisation dans le cas des régimes et charges très variables, etc.) ;
- la **réduction des coûts** de production par des simplifications qui doivent compenser les ajouts technologiques générés par les orientations précitées ;

— l’augmentation de la **longévité** et de la **fiabilité** afin d’assurer une bonne qualité du service et de réduire les coûts d’exploitation.

5.1.2 Solutions techniques

Sans citer les progrès techniques hors du domaine de l’injection ou de la combustion et sans être exhaustif, on peut illustrer l’évolution des moteurs par les orientations techniques les plus marquées :

- forte tendance vers la combustion en **injection directe**, qui était jusque-là réservée aux moteurs dont le régime maximal dépassait rarement 3 000 tr/min. Cette limite est largement franchie avec les moteurs d’automobiles à près de 5 000 tr/min ;
- évolution de la configuration des chambres de combustion et des injecteurs pour supporter le **report de combustion** plus tard dans la détente en vue de la réduction des émissions d’oxydes d’azote ;
- changements technologiques des équipements d’injection pour fournir des **lois d’introduction du combustible** permettant un meilleur contrôle de la combustion (préinjection ou début d’injection modéré, débit instantané croissant, fin d’injection nette, etc.) ;
- augmentation des **pressions d’injection**, accompagnée le plus souvent d’une diminution du **diamètre des orifices** d’injecteur pour diminuer le délai de mélange du combustible à l’air et réduire les queues de combustion ;
- **contrôle par l’électronique** de plus en plus systématique du dispositif d’injection afin de mieux maîtriser la combustion (débit de

combustible, avance à l’injection, pression d’injection) en prenant plus de variables en considération (conditions ambiantes, état du moteur, de la suralimentation, etc.).

Afin de mieux expliquer comment ces changements influent sur la combustion, l’examen de l’effet du changement de calage d’injection, de la forme de loi d’introduction de combustible et du délai de mélange sont illustrés figure 42.

- Sans contrainte de pollution, avec une compression modérée et une injection mécanique simple (figure 42a), la combustion est bien centrée sur les fortes pressions et présente un rendement correct. Une telle combustion présente les inconvénients suivants :
 - fort gradient de pression, produit par la combustion détonante, qui génère bruit et vibrations ;
 - part importante de la combustion à pression croissante très pénalisante pour les émissions d’oxydes d’azote ;
 - queue de combustion laissant des suies et/ou particules.
- Avec le même équipement d’injection dont le calage (avance) est diminué pour limiter les émissions d’oxydes d’azote et une compression augmentée (figure 42b), la combustion est reportée plus tard dans la détente. Une telle combustion présente les singularités suivantes :
 - queue de combustion se terminant sur de trop faibles pressions laissant des suies et/ou particules et pénalisant le rendement ;
 - peu de bruit de combustion par la réduction du délai d’inflammation et du pic de combustion détonante.

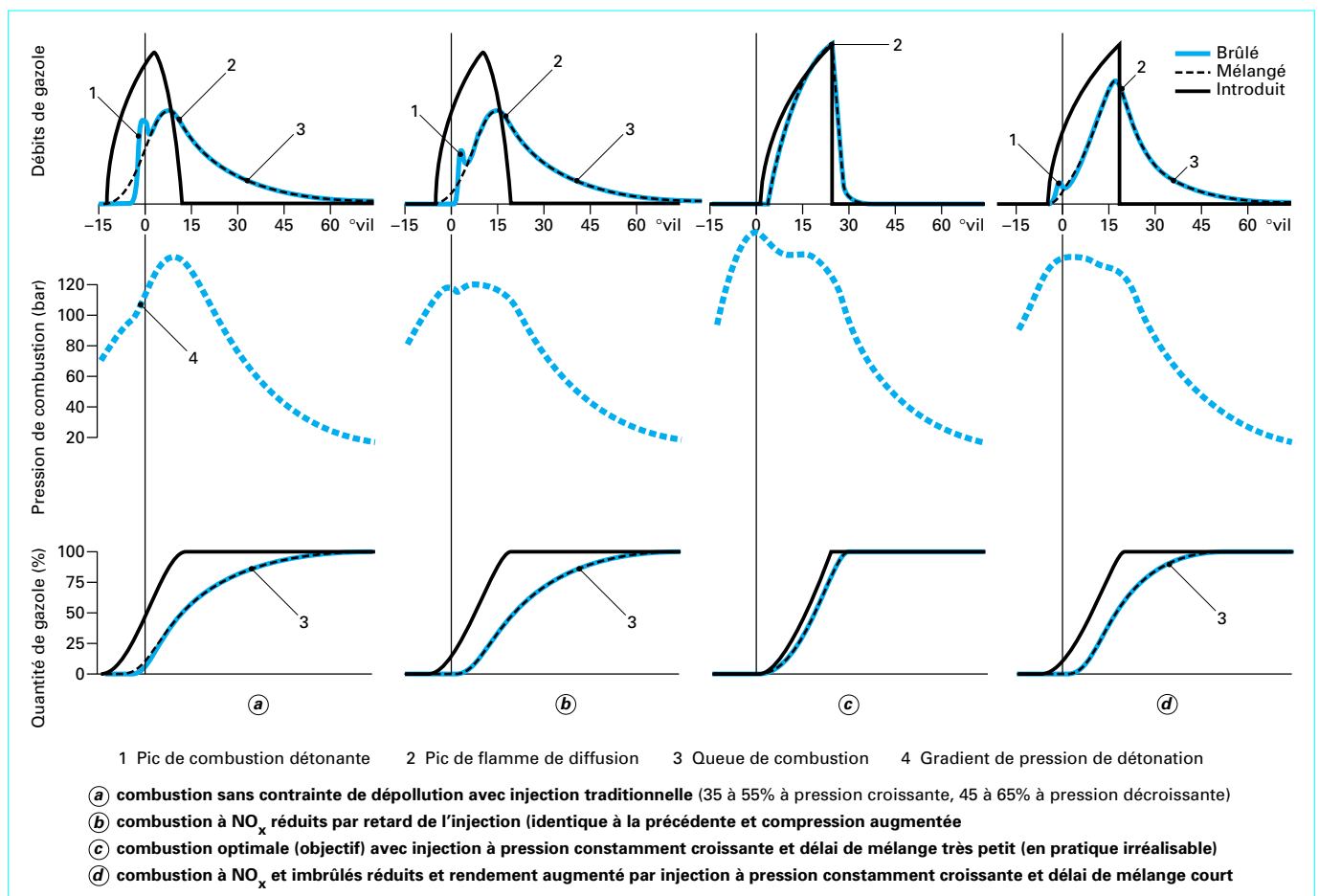


Figure 42 – Tendances d’évolution de la combustion en moteurs Diesel à injection directe (version suralimentée)

■ L'adoption d'une loi d'introduction de combustible constamment croissante (figure 42c), associée à une compression produisant la pression maximale et d'un dispositif permettant des délais d'inflammation et de mélange très brefs (solution très hypothétique et irréaliste), permettraient d'obtenir :

- une combustion à pression quasi constante, très proche de la pression maximale, qui optimise le rendement du moteur ;
- le placement de la combustion bien situé sur le début de détente, sans queue de combustion, qui permet un très bon compromis dans l'élimination des émissions de polluants, aussi bien oxydes d'azote qu'imbrûlés (oxydes de carbone, suies et/ou particules).

■ A défaut d'une combustion totalement optimisée, un très bon compromis peut être obtenu (figure 42d) en se limitant à des solutions destinées à réduire au mieux les délais d'inflammation et de mélange, par exemple :

- neutralisation du pic de combustion détonante par augmentation de la compression et aménagement du début d'injection (début très modéré ou préinjection) ;
- réduction du délai de mélange par des choix judicieux de la chambre de combustion, de la disposition et du diamètre des trous de l'injecteur, et de la pression d'injection (allure et niveau). Le résultat de cette optimisation peut être observé par l'amélioration de la proportion de combustible déjà brûlé en fin d'injection.

5.2 Véhicules routiers

La grande variabilité de la charge du moteur et de son régime d'utilisation, associée à la recherche de solutions très peu polluantes, incitent à l'utilisation de plus en plus systématique du contrôle électronique du moteur, souvent associé à celui de l'ensemble du véhicule. Ces dispositifs incluent généralement des systèmes de diagnostic facilitant la gestion du véhicule et équipent aussi bien les véhicules utilitaires que les véhicules de tourisme.

5.2.1 Moteurs pour poids lourds

Les moteurs utilisés sur les poids lourds (camions, tracteurs, autocars, autobus, etc.), quasiment toujours Diesel à injection directe, souvent à chambre ouverte, compacte ou éventuellement très ouverte, reçoivent des équipements d'injection de plus en plus performants tels que :

- pompes d'injection en ligne (déjà très utilisées) à pression augmentée et souvent équipées de dispositifs de pilotage de l'avance. Ces pompes sont utilisées avec ou sans électronique ;
- injecteurs-pompes, de plus en plus fréquemment pilotés par des électrovannes.

Les pompes d'injection unitaires, ainsi que les dispositifs d'injection « *Common-Rail* » à pression constante, viennent concurrencer les pompes en ligne et les injecteurs-pompes.

On n'observe que très peu de moteurs équipés de pompes distributrices. Seuls des petits moteurs de poids lourds, proches des moteurs d'automobile, utilisent de telles pompes, dans la mesure de leur capacité à fournir des pressions élevées.

5.2.2 Moteurs d'automobiles

Les moteurs Diesel équipant les voitures automobiles et les petits utilitaires qui en sont généralement dérivés, pour lesquels les plus petites cylindrées étaient plutôt équipées de moteurs à préchambre, subissent les plus grandes mutations :

- passage progressif à un système de combustion à injection directe ;
- remplacement des pompes distributrices traditionnelles par :
 - des pompes distributrices à haute pression (ou en ligne),
 - des injecteurs-pompes, si l'architecture est compatible,
 - un système « *Common-Rail* », à pression constante ;
- application quasi systématique du contrôle électronique, certains équipements étant obligatoirement commandés par de tels dispositifs.

5.3 Applications industrielles

Les cadences de production des moteurs industriels, nettement plus petites que celles des moteurs de véhicules routiers, exigent une durée d'amortissement des travaux de mise au point, qui échelonne, ou décale de quelques années, les évolutions de ces moteurs.

5.3.1 Moteurs lents ou semi-rapides

Ces moteurs sont généralement à injection directe et équipés de pompes d'injection unitaires, ce qui fait que les changements attendus concernent surtout la performance d'injection (pression d'injection, trous d'injecteurs et loi d'introduction du combustible), ainsi que le contrôle électronique (commande de l'injection et surveillance).

5.3.2 Gros moteurs rapides

Ces moteurs, généralement plus gros que ceux des véhicules poids lourds, sont du type à injection directe. Leurs évolutions sont semblables à celles des moteurs lents ou semi-rapides avec, en plus, une forte tendance au remplacement, lors de modifications fondamentales, des pompes d'injection en ligne par des pompes d'injection unitaires.

5.3.3 Petits moteurs rapides

Les petits moteurs, dont la cylindrée unitaire est souvent proche de celle des moteurs de voitures automobiles, suivent, souvent avec un léger retard, les mêmes évolutions, à l'exception du contrôle électronique qui a plus de mal à s'implanter.

Les moteurs monocylindres sont un cas particulier. Hormis la tendance de remplacement progressif de l'injection indirecte par l'injection directe, ils se singularisent par l'utilisation de pompes d'injection unitaires qui évolueront vers des fortes pressions.

Références bibliographiques

Dans les Techniques de l'Ingénieur

[1] HAUPAIS (A.). – *Combustion dans les moteurs Diesel*. B 2 700 Traité Génie mécanique, volume B3 (1992).

[2] POUILLE (J.-P.). – *Moteurs Diesel d'automobiles, Conception et mise au point*. B 2 575 Traité Génie mécanique, volume B3 (1997).