

Injection d'essence dans les moteurs d'automobile

par **Luis LE MOYNE**

Ingénieur de l'École nationale supérieure d'arts et métiers (ENSAM)

Docteur en mécanique

Maître de conférences, université Pierre-et-Marie-Curie, Paris-6

1. Systèmes d'injection	BM 2 550 - 2
1.1 Formation du mélange dans les moteurs alternatifs.....	— 2
1.2 Description des systèmes	— 3
1.3 Grandeurs caractéristiques.....	— 8
2. Dosage du combustible	— 8
2.1 Masse d'air	— 8
2.2 Masse de combustible	— 9
2.3 Phasage.....	— 9
3. Fonction pulvérisation	— 10
3.1 Mécanismes de pulvérisation et de vaporisation	— 10
3.2 Paramètres principaux	— 10
3.3 Caractérisation de la finesse de pulvérisation et diamètres moyens.....	— 11
3.4 Types d'injecteurs.....	— 11
3.5 Dépôts et films pariétaux	— 14
4. Modélisation de la formation du mélange	— 14
4.1 Pulvérisation	— 14
4.2 Corrélations expérimentales.....	— 16
4.3 Transport et évaporation des gouttes	— 17
4.4 Pulvérisation secondaire.....	— 17
4.5 Écoulement des films pariétaux	— 18
5. Injection de combustibles gazeux ou gaz liquéfiés	— 20
6. Méthodes d'observation et mesure	— 20
6.1 Richesse.....	— 20
6.2 Débit instantané des injecteurs	— 21
6.3 Phase gazeuse.....	— 21
6.4 Phase liquide.....	— 23
7. Conclusion et perspectives	— 23
Notations et symboles	— 24
Pour en savoir plus	Doc. BM 2 550

Dans les moteurs à combustion interne, le premier facteur de performance, une fois le cycle de fonctionnement donné, est constitué par la **qualité de la réaction de combustion**. Cette réaction n'a lieu qu'en phase gazeuse et dans certaines limites de concentration des réactifs. Le respect de ces conditions, phase vapeur et concentration, a pour premier effet d'optimiser le dégagement de chaleur dans la chambre de combustion et de **limiter la formation de produits polluants**.

Compte tenu de la brièveté de la réaction de combustion dans les moteurs alternatifs (quelques millisecondes), ainsi que des niveaux de température atteints (2 000 K) dans la zone de réaction, il n'est pas envisagé de contrôler

directement son déroulement mais de réaliser des conditions initiales telles que les caractéristiques de la réaction (vitesse, température, produits) soient maîtrisées. La formation du mélange, qui assure les conditions initiales de la réaction, conditionne ainsi la qualité de la combustion et l'évacuation des gaz, en particulier des gaz brûlés. Le mélange est constitué de combustible et d'air qui sont idéalement à l'état gazeux, dans des proportions qui peuvent être stœchiométriques ou pas selon le type de moteur. Ils sont animés de mouvements favorisant le contact moléculaire oxygène/combustible. Différents organes du moteur participent à la formation du mélange : les conduits d'admission, les soupapes ou lumières, le piston et la culasse qui par leur forme définissent la géométrie de la chambre de combustion, et enfin le dispositif d'injection.

L'injection de combustible dans les moteurs a donc pour objectif premier cette double fonction de mise en état du combustible et de dosage. Mais pour que le dosage prévu par le concepteur soit celui effectivement réalisé au moment et à l'endroit de la réaction, l'alimentation en réactifs et l'évacuation des produits de la réaction doivent être assurés et le système d'injection peut y contribuer en générant des mouvements de brassage dont l'échelle caractéristique peut être très diverse.

Selon le type de moteur, de combustible et les conditions de fonctionnement, l'importance relative et l'aspect critique de ces fonctions peuvent varier. Ainsi, par exemple, pour le moteur à essence classique, où le mélange réactif se présente sous forme stœchiométrique et homogène, la fonction dosage n'est devenue critique qu'à partir de l'intégration des pots catalytiques à l'échappement. Sans ce dispositif de dépollution, les concentrations en air et en combustible peuvent varier dans une gamme plus étendue sans que le fonctionnement du moteur en pâtisse.

Dans le moteur à essence en particulier, le mélange précède la combustion dans le cycle de fonctionnement. Il peut être réalisé pendant la phase d'admission ou pendant la phase de compression, l'essentiel étant que le mélange soit formé au moment où l'allumage est déclenché par l'étincelle de la bougie. Aussi, le combustible peut être introduit à l'extérieur de la chambre de combustion (injection indirecte) ou directement dans la chambre de combustion (injection directe).

L'aspect temporel de la formation du mélange est évidemment moins critique lorsque le combustible est gazeux. Dans ce cas, la seule fonction du système d'injection est de doser le combustible. En revanche, dans le cas de combustibles liquides, la première fonction du système d'injection est d'amener le combustible à l'état gazeux. La façon d'évaporer le combustible la plus efficace est de le **pulvériser** (ou atomiser). On crée ainsi une phase intermédiaire appelée liquide dispersé, constituée d'un grand nombre de gouttes de faible diamètre, pour laquelle la surface d'échange globale est très importante.

1. Systèmes d'injection

1.1 Formation du mélange dans les moteurs alternatifs

Afin de réaliser ses fonctions, le système d'injection est constitué schématiquement d'un réservoir de combustible, d'un élément filtrant, d'une pompe permettant de délivrer un certain débit de combustible à une pression suffisante, d'un élément doseur et d'un orifice d'injection permettant, sous l'effet de l'écoulement sous pression, de pulvériser le combustible (figure 1).

Trois facteurs pilotent le développement des systèmes d'injection : puissance, consommation et pollution.

La quantité de combustible, et donc la puissance fournie par le moteur, est déterminée par le débit de l'injecteur, le temps de l'injection et l'efficacité de la vaporisation, elle-même liée à la taille et à la vitesse des gouttes créées par l'injecteur.

La taille des gouttes et son effet sur la vaporisation conditionnent en grande partie les niveaux des émissions polluantes. En effet, la vapeur entourant la goutte isole, lors de la combustion, le combustible liquide, créant un déficit d'oxygène local. Cela favorise l'apparition des hydrocarbures (HC) imbrûlés, des particules solides (suies) et du monoxyde de carbone.

La vaporisation du combustible se traduit par une diminution de la température du milieu gazeux environnant les gouttes. Lorsque la vaporisation a lieu pendant la phase d'admission, cette diminution de température permet, par l'augmentation de la masse volumique, d'admettre une masse plus importante de gaz frais améliorant ainsi le remplissage puis la puissance.

Historique

La réalisation de la fonction de formation du mélange dans les moteurs à allumage commandé, depuis leur invention dans les années 1860 par Otto et Lenoir, a été dominée pendant un siècle par la solution carburée. Un **carburateur** créait le mélange air-combustible à partir de la dépression créée au col d'un venturi sur la veine d'air où débouchait l'alimentation en combustible. Les inconvénients évidents de cette solution (difficulté de contrôle, éloignement de la chambre, nécessité d'un papillon des gaz) ont fait rêver les concepteurs à la possibilité d'introduire le combustible directement dans la chambre de combustion.

Le **premier dispositif d'injection** fut appliqué par Bosch en 1937 sur des moteurs d'avions puis d'autres systèmes furent développés par Gutbrod pour des moteurs d'automobiles deux temps en 1952, puis quatre temps notamment sur la Mercedes 300SL en 1956.

Entretemps, de nombreuses tentatives sans industrialisation furent menées aussi bien en injection directe qu'indirecte (figure 2), par les marques Jalbert, Citroën, Junkers, Deckel, Simms et Bendix, Bosch et Scintilla. Mais le surcoût induit par la solution injection n'était compensé par aucun argument valable selon les critères de l'époque. En effet, sans normes antipollution et sans crise pétrolière, les contraintes de prix et de fiabilité l'emportent. Car toute réalisation technologique efficace d'injection d'essence doit tenir compte des facteurs dosage et pulvérisation. En particulier, pour la pulvérisation, les dimensions de l'orifice d'injection doivent être aussi réduites que possible et la pression d'injection élevée. Obtenir cette pression élevée est délicat avec l'essence car ce combustible a une faible viscosité et constitue un très mauvais lubrifiant. Or le principe des pompes usuelles est de refouler avec un piston un certain volume de combustible à travers un clapet maintenu par un ressort exerçant un effort opposé au sens de refoulement et taré à la valeur de pression souhaitée pour l'injection. Ce système n'est efficace que si les fuites entre le piston et la chemise sont faibles, ce qui est obtenu avec des jeux de fonctionnement très faibles. S'il n'y a pas de lubrification, il y a risque de grippage et de déperdition d'énergie que l'on minimise avec des états de surface impeccables et des matériaux de haute dureté.

Ainsi, sauf dans le domaine particulier du moteur de compétition où les reprises rapides et le surplus de puissance donnèrent à l'injection une voie d'épanouissement, le prix et la fiabilité étaient prohibitifs.

L'injection d'essence entra donc dans le domaine public par le haut de gamme, les voitures à hautes performances telles que Mercedes avec les systèmes Bosch en Europe et Corvette avec Rochester aux États-Unis. En parallèle, des systèmes « exotiques » furent brevetés qui parfois donnèrent lieu à de petites productions, comme Puch en Allemagne dans les années 1950, avec le premier **système d'injection de prémélange**.

Pendant les années 1960, les **systèmes d'injection indirecte mécanique** commencèrent à s'implanter sur les voitures de série : Kugelfischer équipa les Peugeot 404IE puis 504 ainsi que la Lancia Flavia, les BMW 5201 et les Ford Capri 2600 Sport, tandis que Lucas développait l'injection des Triumph 2000 et Maserati 3500GT.

Dans la perspective de la **réduction des émissions de dioxyde de carbone**, l'amélioration du rendement des moteurs actuels est une condition de survie. Dans cette perspective, le papillon des gaz doit être supprimé car son fonctionnement à faible charge a pour effet de dégrader fortement le rendement. Cela nécessite de pouvoir allumer un prémélange air-essence globalement pauvre. Une solution simple est de créer au voisinage de la bougie un mélange stœchiométrique ou légèrement riche entouré d'air ou de gaz brûlés ; on aboutit à un mélange stratifié. L'inconvénient des mélanges pauvres en termes de polluants est que la formation d'oxydes d'azote est favorisée. La réduction de leur production

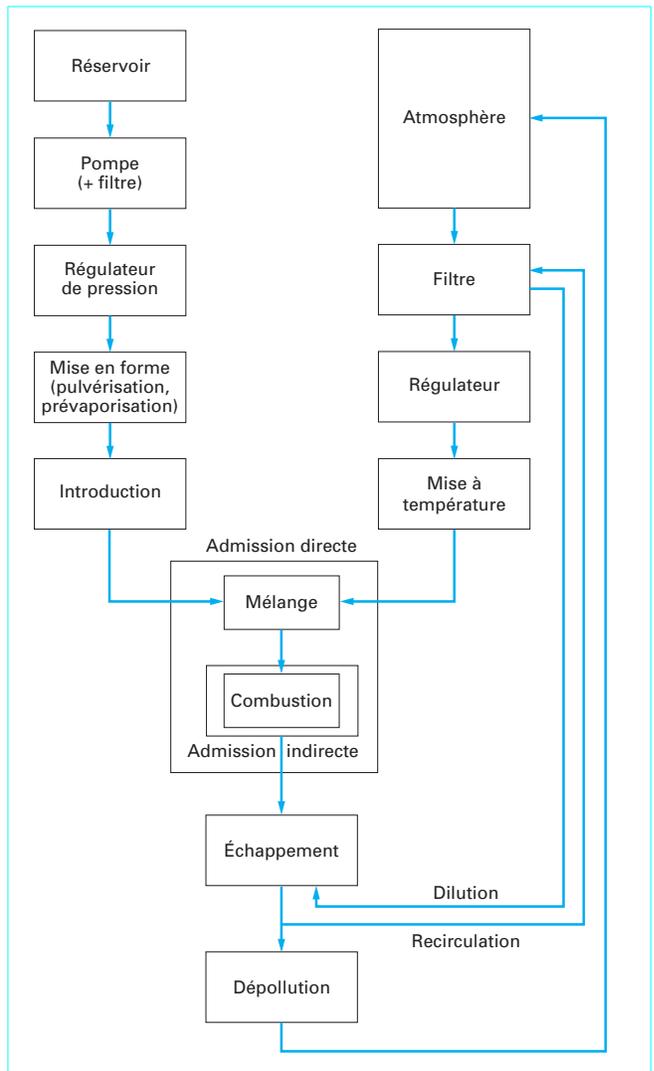


Figure 1 – Processus de formation du mélange dans les moteurs à combustion interne

passent alors par une température maximale et une concentration en oxygène plus faibles, donc par une dilution par des gaz inertes (vapeur d'eau, gaz brûlés).

1.2 Description des systèmes

1.2.1 Pompes en ligne et pompes distributrices

Dans ces systèmes, l'élévation de pression et le dosage étaient confiés à la pompe doseuse. Ces pompes comportaient un système d'alimentation basse pression (réservoir, pompe de gavage, filtre) puis le système d'injection, constitué de la pompe, des conduits haute pression et des injecteurs. La régulation de la quantité de combustible était complexe car à la différence du moteur Diesel, le papillon et la pompe à combustible devaient être pilotés simultanément ou rendus dépendants l'un de l'autre de façon à maintenir la correspondance des débits d'air et de combustible nécessaires à la stœchiométrie du mélange. Aussi, la fonction de

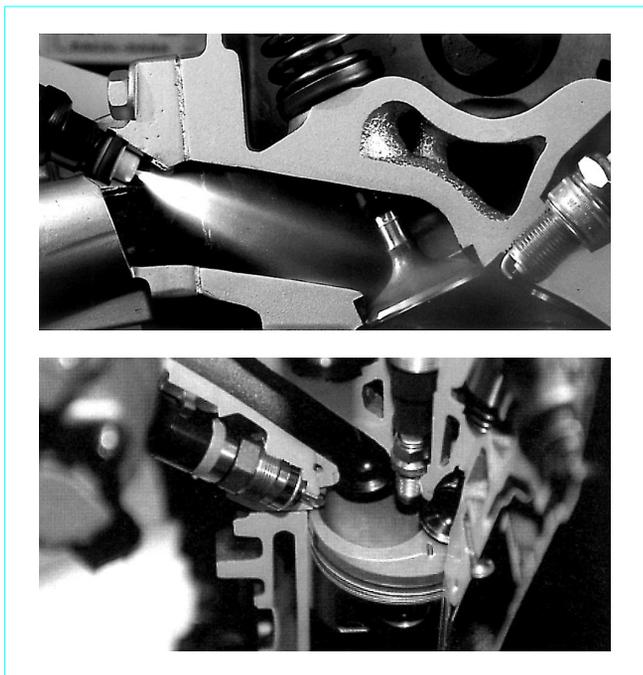


Figure 2 – Injection indirecte et injection directe (doc. Bosch et d'après [1])

dosage et la fonction d'élévation de pression étaient concentrées sur un seul mécanisme, le piston plongeur, ce qui compliquait les solutions adoptées et le décalage du phasage d'injection était pratiquement impossible, ce qui empêchait de les envisager en injection directe. Enfin, l'ouverture de l'injecteur étant pilotée par l'élévation de pression dans le circuit en aval de la pompe, la pression pendant l'injection n'était pas constante et dépendait en plus du régime de rotation du moteur ; le dosage était difficile à prévoir *a priori* car il fallait tenir compte du mouvement de toutes les pièces et il y avait risque de rebond de l'aiguille de l'injecteur sur son siège à l'ouverture ou à la fermeture.

1.2.2 Systèmes à accumulation

Les premières réglementations antipollution sont intervenues en 1967 en Californie, en 1971 en Allemagne et en 1972 dans le reste de l'Europe. Parmi tous les systèmes d'alimentation d'essence existants, un en particulier offrait la flexibilité nécessaire pour satisfaire facilement aux nouvelles normes, le Jetronic de Bosch, déjà à régulation électronique. De nombreux constructeurs l'adoptèrent alors, Volkswagen dès 1967, puis Mercedes, Citroën, Volvo, Saab, Opel et Renault, confirmant la domination du fabricant Bosch dans le domaine de l'injection au détriment des autres marques comme Lucas.

Les vingt années suivantes n'ont été qu'une course continue entre la réglementation et les moyens d'y répondre. Les systèmes à injection monopoint (figure 3) puis multipoint (figure 4) avec mesure du débit d'air et contrôle de la richesse par sonde λ allaient progressivement équiper toutes les voitures sortant d'usine. L'évolution est dominée par les systèmes Bosch : K Jetronic, L Jetronic, puis Motronic. Les réglementations ayant limité les émissions admises en dessous de ce que peut raisonnablement produire la combustion stœchiométrique, l'adjonction du catalyseur trifonctionnel a été généralisée vers le milieu des années 1980, avec comme conséquence le changement de combustible, de l'essence ordinaire au carburant sans plomb. La régulation de la richesse a été dès lors obligatoire pour garantir l'efficacité du catalyseur.

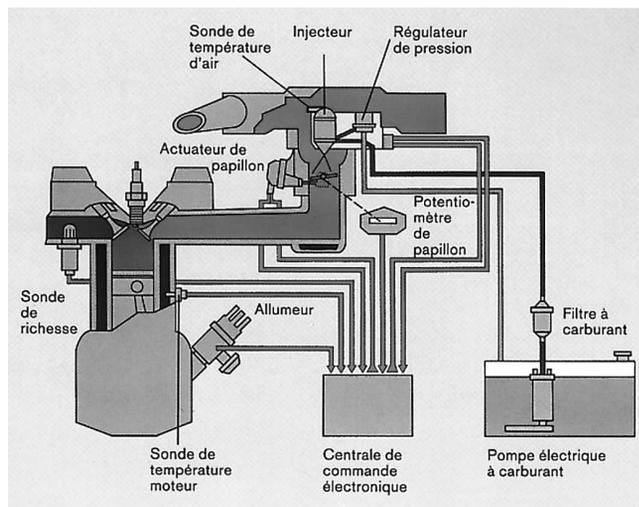


Figure 3 – Système à injection monopoint : Mono-Jetronic (d'après Bosch)

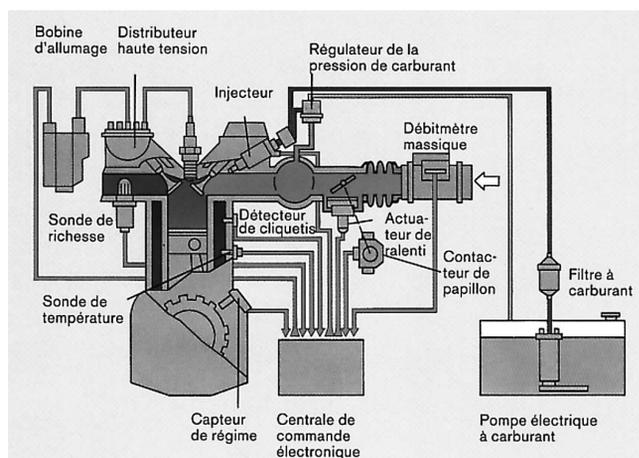


Figure 4 – Système à injection multipoint : Motronic (d'après Bosch)

Dans les systèmes à accumulation, les fonctions d'élévation de pression et de dosage sont séparées. Un circuit hydraulique relativement simple permet d'élever la pression et de la maintenir constante dans une enceinte de volume important par rapport aux besoins du moteur (rail ou rampe d'injection). Les injecteurs, actionnés par une électrovanne, réalisent la fonction de dosage par le contrôle du temps d'ouverture de l'injecteur.

La valeur de la pression dans le rail est régulée par l'intermédiaire d'une vanne de décharge actionnée électriquement ou asservie mécaniquement à la pression du collecteur dans le cas de l'injection indirecte. Afin de maintenir, quels que soient le régime et la charge, une pression suffisante, les capacités (débit et pression) de la pompe doivent être largement supérieures aux besoins du moteur, ce qui se traduit par une puissance d'entraînement accrue et grève d'autant plus le rendement du moteur que la pression d'injection est élevée, en particulier donc pour l'injection directe. Les pulsations de pression dans le rail créées par le fonctionnement de la pompe peuvent être réduites par un dissipateur incorporé au système hydraulique.

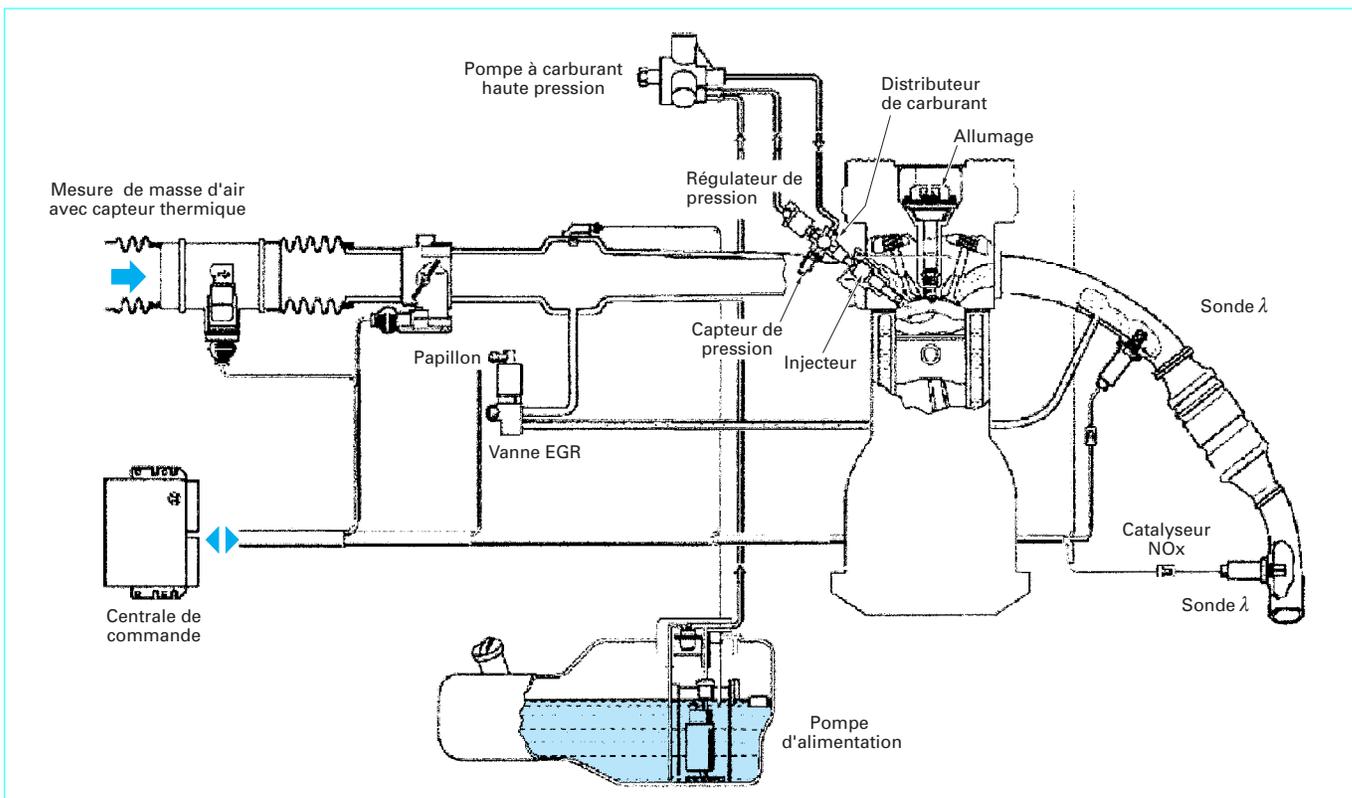


Figure 5 - Système common-rail pour l'injection directe d'essence (d'après [2])

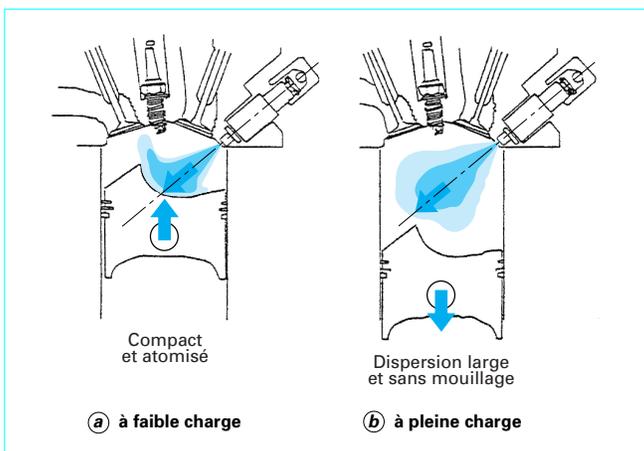


Figure 6 - Formes du jet en injection directe

Les possibilités offertes par cette architecture en font le système de choix des injections multipoints et des moteurs à injection directe (figure 5). Pour ces derniers en particulier, il est essentiel de pouvoir commuter des mélanges stratifiés aux mélanges homogènes selon la charge (figure 6). Celle-ci peut être pilotée par les consignes du conducteur en termes de puissance mais aussi par les contraintes de dépollution. En effet, le passage au mélange pauvre rend nécessaire, pour la réduction des NOx au niveau exigé par la réglementation, l'emploi de catalyseurs de type à accumula-

tion (de-NOx) pour le traitement spécifique de ces gaz, mal absorbés sur de longues périodes, et pour des concentrations élevées, par des catalyseurs trifonctionnels classiques. Ces catalyseurs spécifiques ont comme particularité gênante de nécessiter des périodes de fonctionnement stœchiométrique pour régénérer le catalyseur saturé ; les nitrates déposés sur le substrat sont alors réduits par le monoxyde de carbone en diazote. Le passage du mélange pauvre au mélange légèrement riche doit alors s'effectuer sans incidence sur le couple et le régime moteur, ce qui n'est possible qu'en dissociant la consigne d'accélération du conducteur de l'actionneur du papillon des gaz, celui-ci n'étant plus alors directement actionné par le conducteur. Cette nécessité de fonctionnement stœchiométrique pour l'élimination des NOx peut être réduite par l'utilisation de taux de recirculation de gaz brûlés (EGR system : *exhaust gas recirculation system*) importants. L'émission de NOx peut ainsi être réduite de 70 %. En dehors des phases de régénération du catalyseur de-NOx, le passage du mélange pauvre au mélange stœchiométrique (faible à pleine charge) doit pouvoir se faire aussi sans à-coup de couple.

En août 1996, Mitsubishi a lancé un moteur à quatre cylindres en ligne de 1 800 cm³ avec une pompe multipiston à plateau incliné qui réalise l'injection directe d'essence. Ce moteur avec un système légèrement amélioré sera en août 1998 le premier à injection directe commercialisé en série en Europe. Les performances en consommation annoncées étaient spectaculaires, ainsi que celles en limitation d'émissions polluantes, excepté le problème des NOx. Toyota puis les constructeurs européens Audi, Peugeot, Renault et d'autres introduisirent à leur tour leurs moteurs à injection directe avec comme voie de secours la forte recirculation de gaz d'échappement.

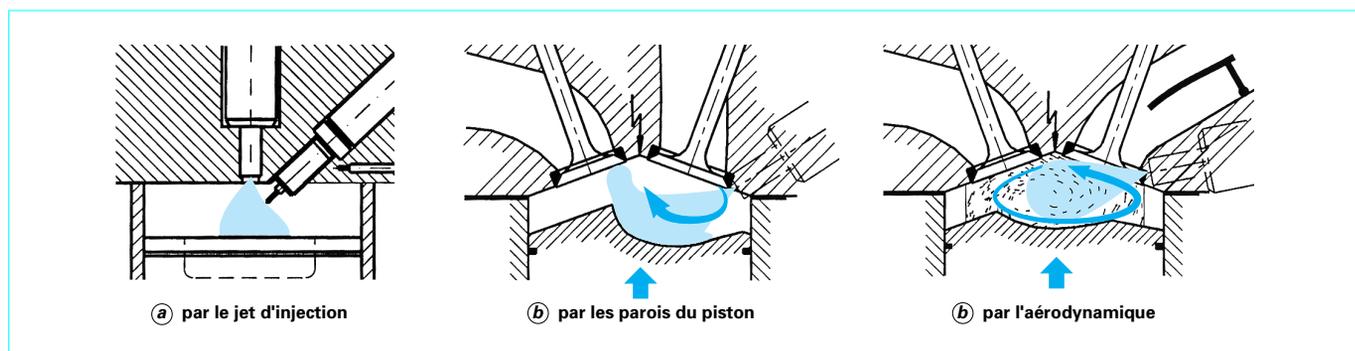


Figure 7 – Modes de contrôle de la charge en injection directe (d'après [3])

Mais quel avenir y a-t-il pour un moteur qui en termes d'émissions et de consommation est moins performant que le moteur Diesel et dont le développement pourrait entraîner un surcoût qui l'éliminerait de la course en Europe (encadré 1 et figure 7) ?

Encadré 1 – Modes de contrôle de la charge

- Dans le **mode contrôlé par le jet d'injection** (figure 7a), la bougie est directement située dans la zone de pulvérisation. L'alimentation en air du jet est délicate et la production d'imbrûlés accrue (VW).
- Dans le **mode contrôlé par les parois du piston** (figure 7b), on compte sur la déflexion du brouillard pour acheminer le combustible vers la bougie, ce qui met en mouvement l'air et améliore le mélange. La vaporisation sur la paroi chaude du piston permet de pallier la production de quelques gouttes de taille importante (Mitsubishi).
- Dans le **mode contrôlé par l'aérodynamique** (figure 7c), un mouvement tourbillonnaire intense de l'air d'admission couplé à une bonne pulvérisation permet d'acheminer un mélange air-combustible jusqu'à la bougie (Toyota).

1.2.3 Systèmes à impulsion et injection de prémélange

La réponse aux besoins d'amélioration de la formation du mélange pourrait venir des résultats de différents systèmes développés en marge du courant principal de l'industrie comme l'injection par impulsion de pression et l'injection de prémélange. Déjà au début des années 1980, les motocycles MZ et les voitures Trabant et Watburg fonctionnaient avec un système d'injection à coup de bélier dont les performances étaient intéressantes, mais la chute du mur de Berlin les a condamnés.

Plus récemment, l'apparition des injections de prémélange, comme le système IAPAC (injection assistée par air comprimé) qui équipe certains motocycles Piaggio ou le système Orbital qui en 1996 équipe Mercury Marine puis le moteur Ford Zetec, a ouvert une voie d'avenir à travers une révolution de l'allumage et par conséquent du système de formation du mélange. La convergence des moteurs Diesel et essence vers le moteur à autoallumage contrôlé (CAI : *controlled auto-ignition*), dérivé des concepts issus du brevet Toyota, ATAC (*active thermo atmosphere combustion*), Toyota Soken, HCCI (*homogeneous charge compression ignition*) ou PCCI (*premixed charge compression ignition*), permet au moteur à essence de trouver une voie de développement.

Rappelons que l'allumage commandé est idéalement adapté aux combustibles gazeux, dont on connaît les avantages en termes de limitation des émissions polluantes.

1.2.3.1 Systèmes à impulsion de pression

Dans les systèmes à impulsion de pression, la pression d'injection n'est créée que pendant le temps que dure effectivement l'injection. Ils se composent d'une pompe basse pression, d'un système d'accélération et d'un dispositif de blocage. Le phénomène à la base du fonctionnement est celui du coup de bélier (figure 8), consistant en l'apparition d'ondes de pression dans un circuit hydraulique lors des phases transitoires d'écoulement où l'énergie cinétique est dissipée sous forme d'ondes de pression. Ainsi, lors de la fermeture d'une vanne dans un circuit hydraulique, des ondes de pression dont l'amplitude peut être de 15 fois la valeur de la pression dans le circuit sont créées et se propagent à la vitesse du son dans les canalisations. Ces surpressions sont à l'origine des bruits de choc violents constatés dans les installations d'eau ou de chauffage domestique lors de la fermeture de robinets. Elles peuvent être utilisées pour provoquer l'ouverture d'une aiguille d'injecteur.

Ainsi, dans ces systèmes d'injection, une pompe basse pression fait circuler le combustible dans un circuit en boucle fermée. Au moment où l'injection est souhaitée, un électroaimant ouvre ou ferme la communication avec l'injecteur, constituée d'une aiguille appuyée sur son siège par un ressort taré. La fermeture ou l'ouverture brutale de l'électrovanne provoque la propagation d'une onde de pression d'amplitude élevée jusqu'à la base de l'aiguille. La surpression générée est alors suffisante pour provoquer l'ouverture de l'injecteur durant le passage de l'onde de pression. La durée de la surpression générée par le passage de l'onde dépend de la longueur des canalisations où le fluide a été mis en mouvement. Il est possible de moduler la durée de levée de l'aiguille de l'injecteur en jouant soit sur la durée de fermeture de l'électrovanne, soit sur la différence de pression entre l'état « ouvert » et l'état « fermé » du circuit.

Dans la variante du système Ficht (figure 9), c'est le déplacement du noyau de l'électroaimant qui crée la surpression.

La détermination de la durée de fermeture de l'électrovanne ou de la différence de pression peut être réalisée par un modèle hydraulique numérique relativement simple mais doit passer sur le moteur par une mise au point exhaustive de la cartographie d'injection.

Ce système prélève une quantité très faible de la puissance moteur et permet des régimes de fonctionnement élevés. Un autre avantage majeur au regard des fonctionnements à charge partielle et bas régime est que la pression d'injection et donc la qualité de la pulvérisation sont indépendantes du régime.

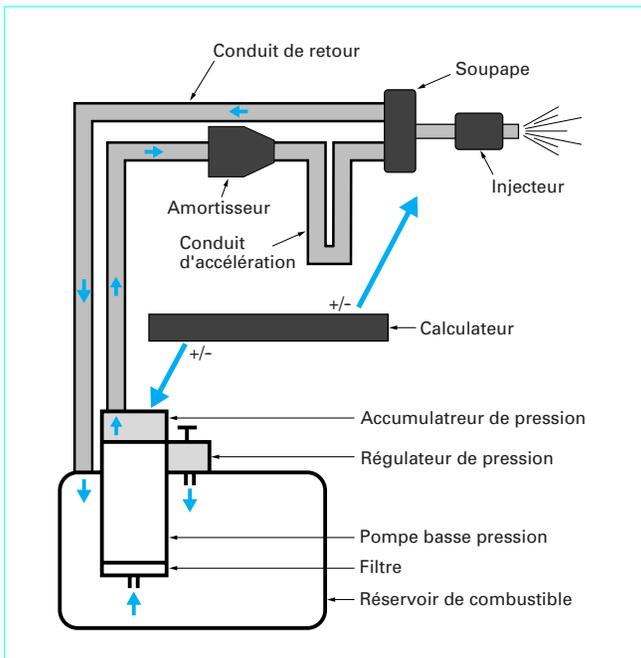


Figure 8 – Système d'injection à coup de bélier (d'après [2])

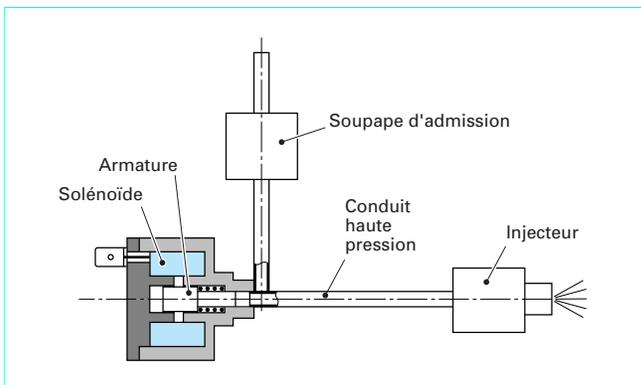


Figure 9 – Injecteur à coup de bélier (d'après [2])

1.2.3.2 Injection directe de prémélange

Dans les systèmes d'injection de prémélange, on cherche à créer un mélange air-essence proche de la stœchiométrie qui passera au voisinage de la bougie de façon à brûler dans de bonnes conditions et dont les gaz brûlés seront ensuite mélangés à l'air ou aux gaz résiduels contenus dans la chambre de combustion. On notera que le prémélange est différencié de l'admission, ce qui signifie que l'air de prémélange ne peut pas, en principe, être aspiré par la course du piston ; il faut donc prévoir un système de suralimentation pour l'air de prémélange. Dans le cas des moteurs deux temps, cela peut être réalisé par la surpression dans le carter pendant la descente du piston. Cette séparation de la zone de mélange et de la zone de combustion permet par contre de créer des conditions favorables au mélange, en particulier le temps disponible pour sa préparation est pratiquement celui du cycle moteur, ce qui rend les performances de ces moteurs moins dépendantes du régime.

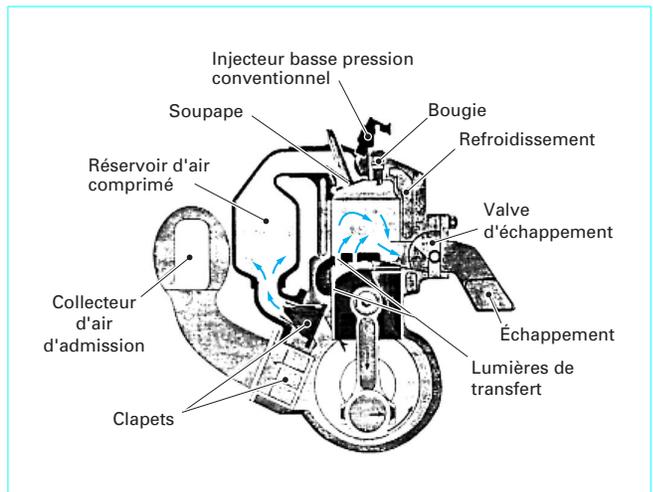


Figure 10 – Moteur automobile deux temps trois cylindres 1 230 cm³ avec système IAPAC (d'après [20])

Il s'agit là d'une façon relativement simple de réaliser des mélanges globalement pauvres et fortement stratifiés. Cela est obtenu au prix de dispositifs de prémélange spécifiques qui augmentent la complexité du moteur et de sa mise au point, donc son prix, mais qui peuvent améliorer la consommation et limiter les niveaux d'émissions polluantes aux charges partielles.

■ Systèmes à dosage mécanique

Dans ces systèmes, une enceinte de prémélange communiquant avec la chambre de combustion par une soupape reçoit de l'air par l'intermédiaire de conduits reliés au collecteur d'admission. Pendant la phase d'isolement de la chambre de prémélange avec la chambre de combustion, le combustible est injecté de façon à créer un mélange stœchiométrique ou riche. À l'ouverture de la soupape, le prémélange est incorporé au reste de la charge constituée de l'air frais admis à travers les lumières ou soupapes d'admission et des gaz brûlés résiduels. La quantité d'air est contrôlée de façon plus ou moins incertaine par les conditions de pression, les dimensions du système et la commande de la soupape de prémélange. Le phasage de l'introduction du prémélange ne peut pas être contrôlé sans l'introduction d'un déphaseur ou d'un autre actionneur spécifique.

Le moteur de la figure 10 présente un exemple d'un tel système.

■ Systèmes à dosage électronique

Dans ces systèmes, deux soupapes électromagnétiques sont mises en série, l'une pour le combustible, l'autre pour le mélange. Ainsi, un injecteur électromagnétique basse pression classique (figure 11) contrôle la quantité de combustible qui est introduite dans une chambre à l'entrée de l'injecteur électromagnétique alimenté en air. Le temps d'ouverture de ce deuxième injecteur contrôle donc la quantité de mélange air-combustible introduite. Les nombreuses possibilités offertes par ce double contrôle en termes de dosage et de phasage ont permis de rendre viables des charges pauvres sur des moteurs équipés de ces systèmes. Il faut noter cependant qu'il est nécessaire de disposer d'air sous pression, ce qui est en général réalisé avec un compresseur à piston spécifique supplémentaire.

Une des principales caractéristiques de cette solution est que, comme les injecteurs assistés en air, la qualité de la pulvérisation est excellente à un prix relativement faible (figure 12).

La figure 13 présente un exemple d'un tel système.

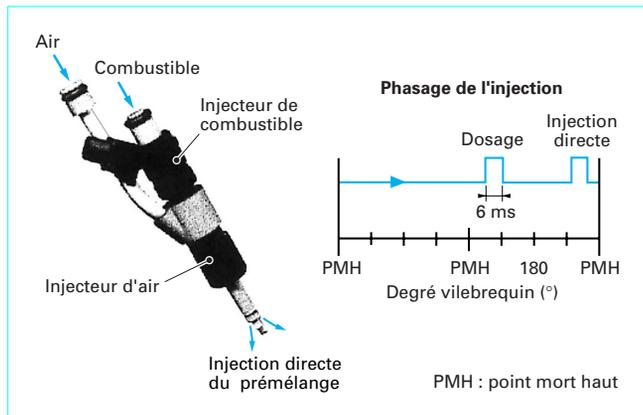


Figure 11 – Injecteur Orbital (d'après [2])

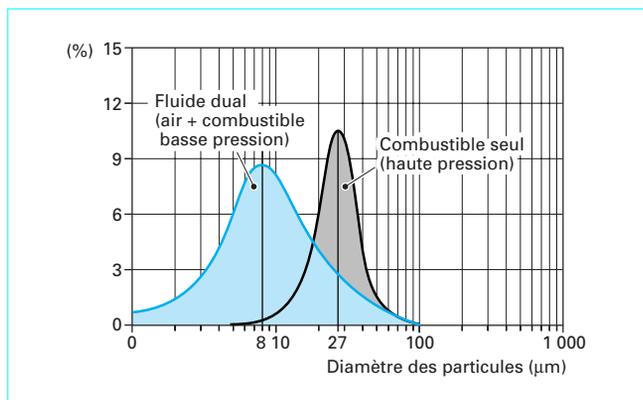


Figure 12 – Granulométries Orbital et haute pression standard (d'après [2])

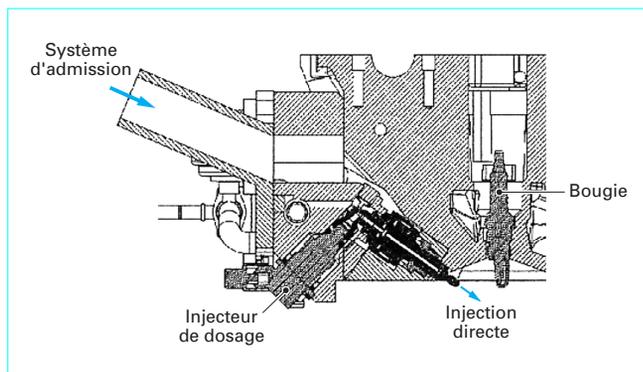


Figure 13 – Système Orbital sur Ford Zetec (d'après [2])

1.3 Grandeurs caractéristiques

■ Pulvérisation, atomisation et dépôt

● **Finesse de pulvérisation** : c'est le diamètre moyen des gouttes créées par l'injection. Elle doit être aussi faible que possible pour garantir l'évaporation totale du combustible dans le temps imparti

au mélange. Dans les applications actuelles, le diamètre moyen est de l'ordre de 100 µm en injection indirecte et 20 µm en injection directe.

● **Pénétration** : c'est la distance parcourue par ces mêmes gouttes dans la chambre de combustion. Elle doit être telle que tout dépôt de combustible non souhaité soit évité. La pénétration maximale est de quelques centimètres.

■ Dosage

● **Résolution** : c'est la quantité minimale de combustible que le système est capable de doser. La précision du dosage du mélange et donc de la concentration en combustible de la charge dépend de ce facteur. Dans un moteur d'automobile, la masse à injecter est de l'ordre de 10 mg par cylindre et par cycle et les écarts de dosage admis sont autour de 0,5 %.

● **Débit maximal** : à pleine puissance, le moteur doit pouvoir disposer du maximum de combustible, ce qui impose des contraintes au temps d'ouverture et au débit, donc à la pression, du combustible dans le système d'injection. Il y a opposition entre la finesse de la pulvérisation et l'importance du débit de combustible car l'une dépend inversement du diamètre des orifices d'injection et l'autre directement de ce diamètre. L'augmentation de la pression d'injection permet, avec un orifice donné, d'améliorer ces deux facteurs simultanément dans certaines plages.

● **Linéarité** : la mise au point d'un moteur est fortement facilitée s'il y a proportionnalité entre le temps d'injection et la quantité réellement injectée. Cela dépend de la stabilité du débit de combustible pendant la phase d'injection.

■ **Temps de réponse et phases transitoires** : c'est le délai entre la commande électrique et l'introduction effective de combustible dans la chambre de combustion. Pendant les passages de l'état inactif à l'état actif stabilisé de l'injection et réciproquement, la quantité de combustible injecté n'est pas contrôlée, ce qui a pour effet de rendre le dosage effectif différent du dosage prévu.

2. Dosage du combustible

Nota : un tableau des notations et symboles peut être consulté à la fin de l'article.

La quantité de combustible qui doit être introduite par le système d'injection est fixée par la richesse de consigne au point de fonctionnement considéré du moteur et par la masse d'air admise.

La **richesse du mélange** est définie comme :

$$\phi = \frac{m_c}{m_a} \psi_s$$

avec m_c et m_a respectivement les masses de combustible et d'air,

ψ_s le pouvoir comburivore, soit le rapport $\frac{m_a}{m_c}$ dans les conditions stœchiométriques.

2.1 Masse d'air

Le respect de la richesse de consigne lors du fonctionnement du moteur passe avant tout par une estimation correcte de la masse d'air admise. Aussi, le problème de la mesure du débit d'air est devenu central dans l'efficacité globale du dosage.

Sans traiter de la mesure des débits gazeux, qui dépasse le cadre de cet article, rappelons que la mesure du débit massique n'est possible qu'avec des systèmes complexes et très onéreux tels que les débitmètres à effet Coriolis. En général, on mesure le débit volumique et le couple température-pression dans la section de mesure afin d'en déduire le débit massique. Le débit volumique lui-même n'est mesurable qu'avec des organes volumétriques tels que roues à aubes ou palettes, engrenages, pistons plongeurs,

volets, qui représentent des pertes de charge importantes et parfois incompatibles avec un remplissage correct dans le cas des moteurs. Aussi, la mesure du débit peut être remplacée par une mesure de vitesse.

Cette anémométrie ne peut pas en général être réalisée avec des organes déprimogènes (venturi, diaphragme) car ils provoquent des pertes de charge mais aussi parce que les plages de fonctionnement du moteur sont en général bien supérieures aux plages de validité de mesure avec ces dispositifs où un régime d'écoulement particulier est nécessaire à la calibration du coefficient de décharge.

Une solution relativement onéreuse mais plus précise en principe est l'anémométrie par fil ou film chaud. Mais elle représente l'inconvénient de ne fournir qu'une mesure locale de la vitesse. Pour en déduire la vitesse débitante puis le débit, il faut appliquer des coefficients correcteurs qui dépendent du profil de vitesse dans la section de mesure, qui lui-même dépend du régime. Une calibration préalable et une tabulation de ces coefficients sont nécessaires dans l'absolu. Cette solution d'abord apparue dans les véhicules haut de gamme a tendance à se généraliser.

La mesure du débit étant difficile et les solutions apportées parfois fournissant une réponse incertaine même à des prix considérables, on lui préfère très souvent une mesure indirecte de la masse d'air admise à travers la mesure puis la tabulation du **rendement de remplissage** η_r :

$$\eta_r = \frac{m_a}{\frac{P_0 V_c}{r T_0}}$$

avec m_a la masse d'air admise,
 P_0 la pression de référence,
 T_0 la température de référence,
 V_c la cylindrée,
 r la constante massique du mélange gazeux admis.

Ainsi, la mesure de la pression et de la température à l'admission, la connaissance de la cylindrée et de la nature du mélange, puis la lecture dans les tables contenant les valeurs du rendement de remplissage permettent d'estimer la masse réellement admise dans le moteur avec une relative précision mais avec un coût nettement inférieur à précision égale par rapport à d'autres techniques débitométriques. Néanmoins, il faut incorporer au bilan de cette méthode la mesure du rendement de remplissage, propre à chaque moteur, et l'estimation des dispersions de ce rendement sur une fabrication en série. La plupart des systèmes d'injection sont néanmoins équipés de cette solution.

2.2 Masse de combustible

La **masse de combustible injectée** m_c dépend de la course effective du piston plongeur dans le cas des pompes doseuses mécaniques et du temps d'ouverture de l'injecteur dans le cas des injections électroniques :

$$m_c = \int \dot{m}_c dt$$

avec \dot{m}_c le débit instantané dans l'injecteur.

Lorsque ce débit peut être considéré constant, l'expression devient :

$$m_c = \dot{m}_c \cdot t_i$$

avec t_i le temps d'injection.

Dans ce cas, la tabulation du temps d'injection en fonction de la charge, du régime, de la température ou de tout autre paramètre

du moteur permet de façon simple d'adapter l'injection aux consignes de fonctionnement (enrichissement à pleine charge, appauvrissement au ralenti, richesse égale à 1 pour optimiser le fonctionnement du catalyseur) et interpoler simplement le temps d'injection entre les points de fonctionnement calibrés à la mise au point pour obtenir la richesse souhaitée. En revanche, si le débit instantané n'est pas constant, la mise au point du moteur nécessite en principe l'étalonnage de chaque point de fonctionnement ou de disposer d'un modèle permettant de prévoir la masse injectée.

Le **débit de combustible** traversant l'orifice d'injection est, en supposant le théorème de Bernoulli applicable :

$$\dot{m}_c = K \frac{\pi d_i^2}{4} N \sqrt{2\rho(P_i - P_{ch})}$$

avec K le coefficient de décharge (obtenu expérimentalement proche de 0,8),

d_i le diamètre des orifices d'injection,

N le nombre d'orifices d'injection,

ρ la masse volumique du combustible,

P_i la pression d'injection,

P_{ch} la pression de l'enceinte (le collecteur d'admission pour l'admission indirecte, le cylindre pour l'injection directe).

Cette expression traduit bien le fait que pour obtenir un débit constant pendant l'injection, la différence de pression $P_i - P_{ch}$ doit rester constante pendant la phase d'injection. Une façon de réaliser cette stabilité de la pression pour les moteurs à injection indirecte est d'installer un régulateur de pression différentielle entre le circuit de combustible et le collecteur d'admission. Pour les moteurs à injection directe, on peut avantageusement mettre en avant le fait que pour augmenter la finesse de la pulvérisation, on augmente fortement la pression d'injection. Dès lors qu'elle devient largement supérieure à la pression dans le cylindre même lorsque l'on réalise des injections en fin de compression, on peut assurer la quasi-constance du débit en contrôlant uniquement la stabilité de la pression d'injection par rapport à l'atmosphère.

Dans tous les cas, la stabilité du débit nécessite la stabilité de la pression d'injection pendant la phase d'injection. Cela est délicat à obtenir car par définition, l'ouverture de l'injecteur constitue une décharge du circuit hydraulique d'injection. Aussi, il est nécessaire de maintenir à la pression d'injection une quantité de combustible telle que l'ouverture de l'injecteur représente une ponction négligeable dans le volume de combustible porté à la pression d'injection. Ce volume dans les systèmes multipoints est constitué par la rampe d'injection. La facilité du contrôle du temps d'injection se traduit là par une déperdition énergétique puisque la pompe fournissant la pression d'injection doit faire circuler un débit largement supérieur aux besoins de la combustion.

2.3 Phasage

Un aspect important des performances d'un système d'injection consiste à pouvoir moduler le phasage d'injection, c'est-à-dire changer le moment du cycle où l'injection a lieu effectivement. En injection directe, cette possibilité est impérative compte tenu des différences dans la formation du mélange à pleine charge et à charge partielle (mélange homogène et charge stratifiée). Par ailleurs, les mécanismes de la combustion ont une base temporelle liée aux conditions aéro-thermo-physico-chimiques tandis que les actionneurs mécaniques ont une base temporelle liée au degré vilebrequin, donc au régime du moteur. La possibilité de découpler l'injection du régime du moteur offre un gain non négligeable pour la formation du mélange, mais cela suppose de piloter l'injection par des moyens électroniques (voir les articles sur le contrôle des moteurs [BM 2 790] et [BM 2 791]).

3. Fonction pulvérisation

3.1 Mécanismes de pulvérisation et de vaporisation

La pulvérisation d'un liquide est obtenue par le passage de ce dernier dans un orifice de dimensions réduites avant l'introduction dans une grande enceinte. La vitesse de passage du liquide à travers l'orifice est en général très élevée par rapport à celle de la phase gazeuse dans l'enceinte. Selon la différence de vitesse liquide/gaz croissante, différents régimes de pulvérisation peuvent apparaître (figure 14).

■ **Rayleigh** : la rupture du filet liquide résulte de la croissance rapide de perturbations de surface, où la tension de surface joue un rôle important. Certaines longueurs d'onde ont des facteurs d'amplification plus importants que d'autres et lorsque l'amplitude de la perturbation est de l'ordre du diamètre de l'orifice, il y a cassure du liquide. Les gouttes obtenues par ce régime ont un diamètre supérieur à celui de l'orifice d'injection.

■ **Aérodynamique primaire** (*first wind induced*) : la rupture du liquide résulte, comme dans le cas précédent, de la croissance d'ondes de surface où intervient la tension superficielle, mais pour lesquelles les contraintes induites à l'interface liquide/gaz pilotent l'amplification. Le diamètre des gouttes obtenues est de l'ordre de celui de l'orifice d'injection. Un des cas typiques du régime de rupture par ondes superficielles pour lequel il y a une solution analytique dans l'approximation linéaire est l'instabilité de Kelvin-Helmoltz (§ 4.1.2.1) : modèle d'un cylindre liquide avançant dans un gaz non visqueux au repos. Dans ce cas, le diamètre des gouttes d_g est proche de 2 fois le diamètre de l'orifice d'injection d .

■ **Aérodynamique secondaire** (*second wind induced*) : la rupture du liquide s'effectue à une certaine distance de l'orifice d'injection. Entre l'orifice et le point de rupture, le liquide conserve une géométrie cylindrique apparemment sans perturbation, puis diverge ensuite lorsque la pulvérisation est enclenchée. Les mécanismes à l'origine de la rupture sont les mêmes que précédemment mais ce sont les faibles longueurs d'onde qui sont amplifiées. Les contraintes turbulentes peuvent jouer là un rôle dans la désintégration du jet liquide. Les gouttes obtenues ont pour ce régime des diamètres très inférieurs en moyenne à celui du jet liquide. Il faut néanmoins remarquer que la distribution des tailles des gouttes est, à partir de ce régime, beaucoup plus large que pour les deux cas précédents.

■ **Atomisation** : la rupture du liquide résulte des interactions aérodynamiques à l'interface liquide/gaz mais aussi de phénomènes préalables au passage du liquide par la section de sortie de l'orifice d'injection. Le cisaillement turbulent dans les conduites du circuit à haute pression et dans l'injecteur, ainsi que la cavitation dans les restrictions importantes du siège de l'aiguille de l'injecteur et des orifices d'injection, provoquent une rupture du liquide avant même la section de sortie de l'orifice d'injection.

Indépendamment des effets aérodynamiques, des phénomènes thermiques peuvent être mis en jeu pour la pulvérisation, qui dépend faiblement de la vitesse liquide/gaz. Ainsi en est-il de l'ébullition instantanée (*flash boiling*). Il s'agit de l'introduction du combustible dans une enceinte où la pression est inférieure à la pression de vapeur saturante à la température du liquide. Il y a alors passage brutal du liquide à la vapeur par croissance de bulles de vapeur au sein du jet liquide.

Une fois que le liquide est en phase liquide dispersée constituée par les gouttes d'injection, il est nécessaire d'en assurer la vaporisation. Au premier ordre, les facteurs favorisant le changement de phase sont la différence de vitesse goutte/gaz et les températures du gaz et des gouttes.

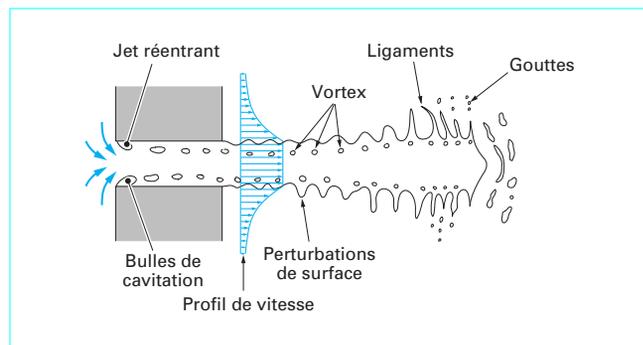


Figure 14 – Mécanismes de pulvérisation avec profil de vitesse (d'après [4])

3.2 Paramètres principaux

En termes de pulvérisation, les facteurs qui intéressent le motoriste sont la durée de parcours et la distance parcourue par la goutte avant évaporation (pénétration). Cette pénétration est contrôlée au premier ordre par la vitesse et le diamètre initiaux des gouttes et par les conditions aérodynamiques de la phase gazeuse (température, pression, vitesse et concentration) qui déterminent le débit d'évaporation.

Les caractéristiques physico-chimiques du combustible injecté (tension superficielle, viscosité, pression de vapeur) jouent un rôle important dans la valeur de ces paramètres initiaux et du débit d'évaporation.

La **vitesse initiale des gouttes** est déterminée par la différence de pression entre le circuit d'injection et l'enceinte, ainsi que par la géométrie de l'orifice d'injection via le coefficient de décharge :

$$u_g = K \sqrt{2 \frac{(P_i - P_{ch})}{\rho}}$$

avec K le coefficient de décharge,

ρ la masse volumique du combustible,

P_i la pression d'injection,

P_{ch} la pression de l'enceinte (le collecteur d'admission pour l'admission indirecte, le cylindre pour l'injection directe).

La direction initiale des gouttes est comprise dans un cône d'injection de symétrie axiale. Ce cône comprend la majorité des gouttes injectées de façon à délimiter la zone de l'espace dans laquelle la probabilité de trouver du combustible liquide est élevée. L'angle au sommet de ce cône est appelé angle d'injection et dépend principalement de la géométrie de l'orifice d'injection. Il est en général croissant avec la pression d'injection, sauf près des conditions où il y a *flash boiling*, et augmente avec un rapport de masses volumiques gaz/liquide croissant.

La plage des diamètres initiaux des gouttes est déterminée directement par la géométrie de l'orifice d'injection et le régime de pulvérisation. Il n'existe malheureusement pas d'expression empirique ou théorique donnant de façon satisfaisante la gamme de diamètres ou la distribution des diamètres, voire même le diamètre moyen. Cela est compréhensible lorsque l'on considère la grande complexité des phénomènes aboutissant à la pulvérisation et explique la grande quantité de travaux en cours dans ce sens. Le nombre caractérisant l'importance des effets inertiels par rapport aux forces de surface est le **nombre de Weber** :

$$We = \frac{\rho d u^2}{\sigma}$$

avec ρ la masse volumique,
 d le diamètre,
 u la vitesse,
 σ la tension superficielle.

On peut admettre qu'une pulvérisation suffisante correspond à $We < 1$.

Le **débit évaporé d'une goutte sphérique en régime de diffusion** peut être exprimé à partir de différentes hypothèses plus ou moins contraignantes pour un corps pur. Le modèle le plus simple considère une température homogène de la goutte égale à celle de la vapeur en surface et aboutit à l'expression suivante :

$$\dot{m}_D = 4\pi\rho_v D R \ln(1+B)$$

avec ρ_v la masse volumique de la phase gazeuse,
 D le coefficient de diffusion moléculaire du combustible dans le gaz,
 R le rayon de la goutte,
 B le nombre de Spalding.

$$B = \frac{h_\infty - h_s}{L}$$

lorsqu'il n'y a pas de réaction chimique

avec h_∞ et h_s l'enthalpie vapeur respectivement loin de la goutte et à la surface de la goutte,
 L la chaleur latente de vaporisation.

Ce modèle considère que le nombre de Lewis est égal à l'unité et prévoit une décroissance linéaire avec le temps du carré du diamètre de la goutte.

Ce débit est corrigé dans le **régime convectif** par l'expression :

$$\dot{m}_C = \dot{m}_D (1 + 0,3Pr^{1/3} (2Re)^{1/2})$$

où Pr est le nombre de Prandtl et Re le nombre de Reynolds de la goutte.

3.3 Caractérisation de la finesse de pulvérisation et diamètres moyens

Les *sprays* créés par les injecteurs de moteurs d'automobiles ont une distribution de diamètre de goutte très large. Les statistiques des populations de gouttes permettent de caractériser ces sprays pour les critères utiles à la formation du mélange.

Soit $f(d)$ le nombre de gouttes de diamètre d à δd près. On définit les moments statistiques d'ordre 1, 2 et 3 :

— **diamètre moyen** : $d_{10} = \int df(d)\delta d$. Il caractérise la moyenne des diamètres des gouttes, qui est une donnée utile pour le diamètre hydraulique (maître couple) lié à la traînée aérodynamique ;

— **diamètre moyen de surface** : $d_{20} = \sqrt{\int d^2 f(d)\delta d}$. Il caractérise les gouttes selon leur surface représentative, utile pour les phénomènes d'échange thermique et d'évaporation ;

— **diamètre moyen de volume** : $d_{30} = \sqrt[3]{\int d^3 f(d)\delta d}$. Il caractérise les gouttes selon leur volume représentatif, utile pour quantifier l'inertie moyenne de la masse liquide.

Le rapport du diamètre représentatif du volume moyen des gouttes sur le diamètre représentatif de la surface des gouttes est appelé **diamètre moyen de Sauter** (DMS) :

$$d_{32} = \frac{d_{30}^3}{d_{20}^2}$$

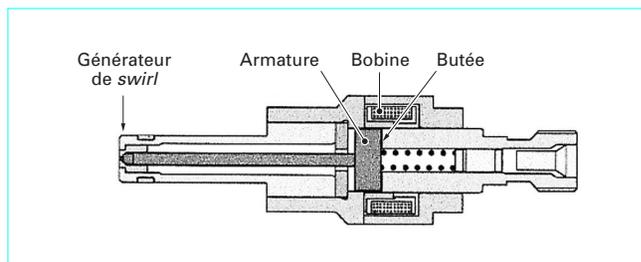


Figure 15 – Injecteur à système **common-rail** (d'après [2])

Ce diamètre moyen rassemble l'importance relative de la masse à la surface des gouttes et peut être utilisé pour caractériser de façon globale une pulvérisation. Ainsi, un DMS faible garantit une évaporation rapide et une pénétration faible, donc un mélange efficace et une combustion complète. Un DMS important est synonyme de pénétrations importantes, de mauvaise évaporation (trop longue), donc de combustion incomplète, voire de dépôts sur les parois.

Exemple : un injecteur basse pression (6 bar) pour l'injection multipoint a un DMS supérieur à 150 μm tandis qu'un injecteur pour l'injection directe Diesel peut atteindre un DMS de 15 μm . Pour l'injection directe d'essence, des valeurs de DMS de 30 μm sont possibles.

3.4 Types d'injecteurs

Les injecteurs [5] contiennent la vanne de fermeture du circuit (aiguille), parfois appelée clapet dans le cas des débits pulsés. Ils ont comme fonction finale de pulvériser le combustible par l'intermédiaire d'un orifice calibré placé à l'extrémité (figure 15). Celui-ci peut avoir différentes configurations. Les caractéristiques de pulvérisation dépendent beaucoup de la géométrie de l'orifice et de la pression d'injection (figure 16).

3.4.1 Injecteurs à trous

L'orifice est un perçage cylindrique de faible diamètre mais, en fonction des besoins, il peut y en avoir plusieurs (figure 17) de façon à créer plusieurs jets (cas des moteurs multisoupapes ou injection directe homogène). On obtient des granulométries grossières pour un coût modéré avec des jets assez directs. (DMS \approx 150 μm pour une pression d'injection de 3 bar, DMS \approx 60 μm à 150 bar). Les orifices très petits sont délicats à usiner et sensibles aux dépôts. La géométrie du jet est de type conique plein, l'axe du jet contenant beaucoup de combustible.

3.4.2 Injecteurs à téton

L'orifice est partiellement obstrué par un obstacle central (téton) sur lequel s'écrase le jet (figure 18). La pulvérisation est obtenue principalement par désintégration du jet sur le téton puis par action des forces aérodynamiques. La pulvérisation peut être assez fine et les jets en général assez ouverts pour un coût faible car les diamètres à percer sont plus importants que ceux des injecteurs à trous pour une section de passage équivalente. En revanche, la géométrie de l'orifice d'injection peut changer au cours de l'ouverture. La forme du jet est conique annulaire, l'axe du jet ne contenant pratiquement pas de combustible.

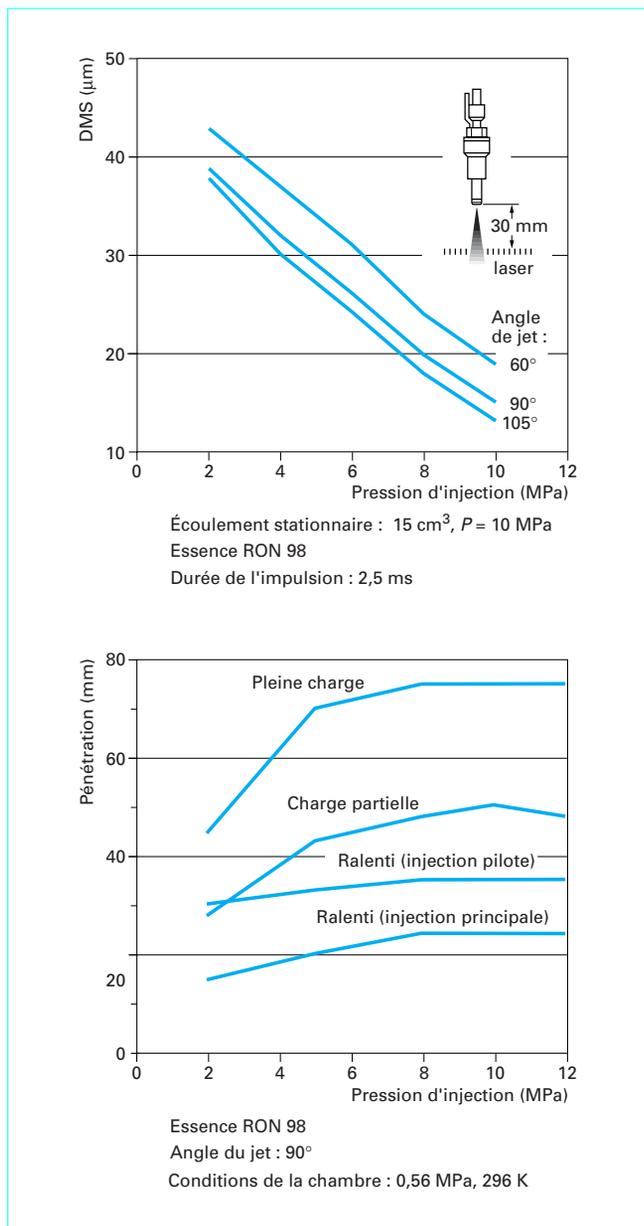


Figure 16 - Effet de la pression d'injection sur le diamètre des gouttes et la pénétration (d'après [2])

3.4.3 Injecteurs à swirl

Dans ce type d'injecteur, on cherche à donner au jet un mouvement rotatif qui augmente sa turbulence et facilite la pulvérisation. Le liquide traverse une plaque par plusieurs orifices de section souvent carrée, désaxés par rapport au sens d'écoulement du liquide (figure 19). On obtient un seul jet apparent bien qu'il y ait plusieurs orifices de sortie. L'interaction des jets issus de chaque orifice améliore la pulvérisation. Une autre façon de procéder est de faire circuler le combustible dans une chambre cylindrique tangentielle aux parois. On obtient des granulométries fines (DMS ≈ 60 µm pour 30 bar) avec des jets de configurations

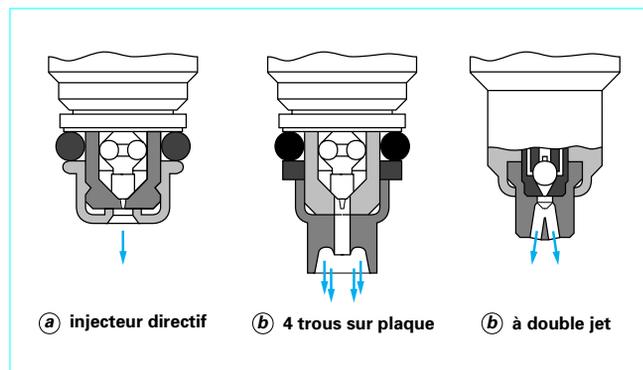


Figure 17 - Injecteurs à trous (d'après [5])

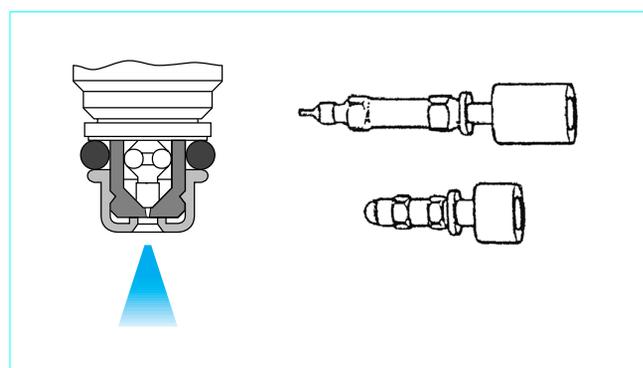


Figure 18 - Injecteur à téton et forme des aiguilles (d'après [5])

diverses (directifs ou non), mais le coût de fabrication est assez élevé et la mise au point délicate. Pour caractériser l'efficacité de ces injecteurs, on peut définir un **nombre de swirl** par analogie avec le nombre de Reynolds :

$$SRN = \frac{ur}{\nu}$$

avec u la vitesse,
 r le rayon du tourbillon (*swirl*),
 ν la viscosité cinématique du combustible.

Ce nombre adimensionnel peut raisonnablement atteindre des valeurs de l'ordre de 1 à 5. Avec la création du *swirl* dans l'injecteur, on peut diminuer fortement la taille des gouttes créées à pression d'injection donnée dans certaines plages, mais l'accroissement du nombre de *swirl* s'accompagne en général d'une augmentation de l'angle du jet, rendant l'injecteur moins directif. En pilotant le couple pression d'injection-nombre de *swirl*, il est donc possible de générer avec un seul injecteur des jets dispersés pour les mélanges homogènes et des jets directifs pour les mélanges stratifiés, possibilité très intéressante en injection directe.

3.4.4 Injecteurs assistés en air

Ce type d'injecteur nécessite une alimentation en air sous pression. Celui-ci est amené jusqu'à l'extrémité de l'injecteur perpendiculairement au sens d'écoulement du jet liquide (figure 20). Il en résulte un cisaillement puissant du liquide et une pulvérisation efficace. La granulométrie peut être très fine (DMS ≈ 30 µm pour 2 bar) mais au prix du système d'air.

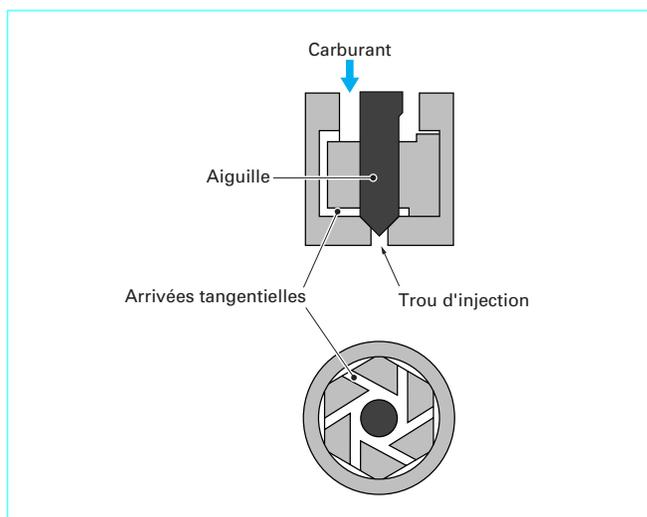


Figure 19 – Injecteur à swirl (d'après [2])

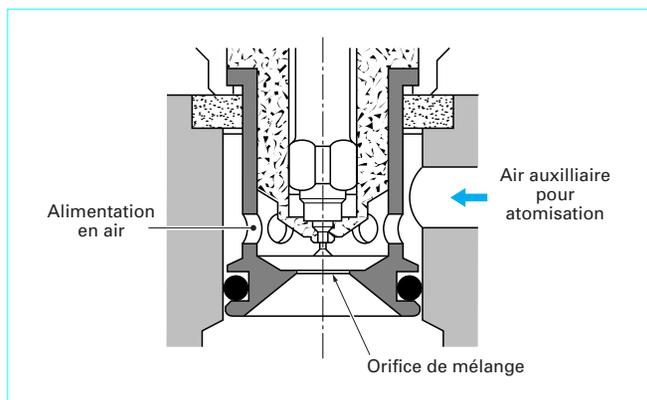


Figure 20 – Injecteur assisté en air (d'après [5])

3.4.5 Injecteurs à impact de jets

Dans ce type d'injecteur (figure 21), la pulvérisation est obtenue par l'interaction de deux jets croisés. Les gouttes obtenues sont assez fines à condition d'avoir un angle d'incidence élevé. Cela se traduit par un angle d'ouverture important. Les caractéristiques de la pulvérisation sont spécifiques à chaque géométrie car très dépendantes de l'angle d'incidence des jets ($DMS \approx 70$ à $120 \mu m$ pour 3 bar), de la pression d'injection et de la distance parcourue avant impact des jets, mais le coût reste modéré.

Une variante de ce système est d'orienter un seul jet vers une paroi de l'injecteur. La pulvérisation est assez bonne mais il se forme des dépôts sur la paroi qui diminuent la précision du dosage et sont nuisibles à la formation du mélange.

3.4.6 Injecteurs à vibration

Dans ce type d'injecteur, une cavité contenant le liquide vibre à haute fréquence (figure 22). Une cellule piézo-électrique ou à ultrasons génère la vibration qui est transmise au liquide. Le mouvement oscillatoire de la surface libre du jet permet aux forces d'inertie de désagréger le jet liquide. On peut obtenir des granulométries très fines ($DMS \approx 30 \mu m$ pour 2 bar) et une faible disper-

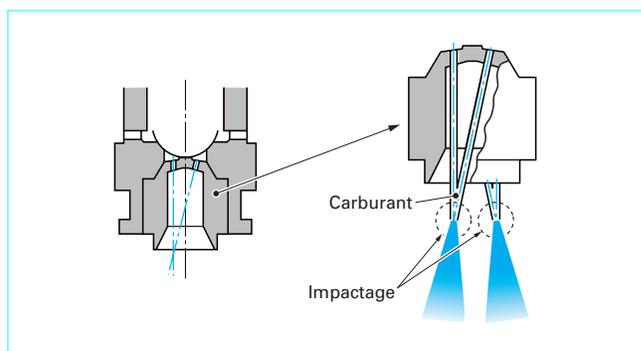


Figure 21 – Injecteur à impact (d'après [5])

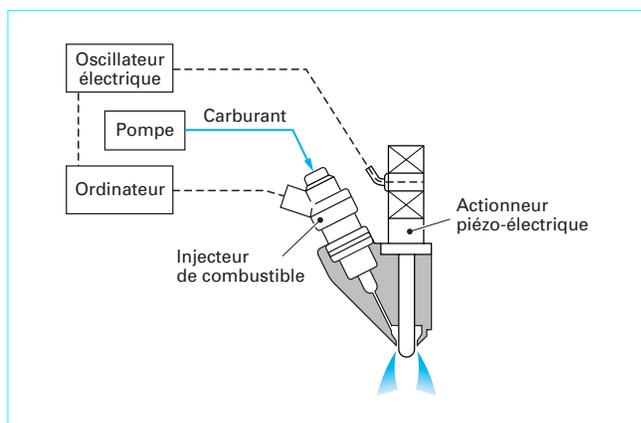


Figure 22 – Injecteur vibratoire (d'après [5])

sion des diamètres de gouttes mais au prix du système vibratoire et de la finesse des orifices d'injection. De plus, les débits d'injection sont limités à certaines plages par les fréquences d'excitation (40 à 80 kHz) et la vitesse initiale des gouttes est plus faible qu'avec d'autres systèmes (de l'ordre de 10 m/s).

3.4.7 Injecteurs à prévapourisation

Dans ce type d'injecteur, une cavité fortement chauffée élève la température du combustible (figure 23), ce qui a pour effet d'améliorer la pulvérisation et d'amorcer l'évaporation par création de bulles de vapeur dès le nez de l'injecteur. Les performances de pulvérisation sont excellentes dans certaines plages de température mais énergétiquement trop coûteuses pour des débits importants.

3.4.8 Injecteurs piézo-électriques

Dans ces injecteurs, une céramique ou un cristal piézo-électrique est soumis à une différence de potentiel pendant la durée de l'injection. L'allongement de l'élément piézo-électrique permet d'imaginer un refoulement direct du combustible à travers les orifices d'injection étant donné les fortes contraintes applicables avec ces matériaux. Dans ce cas, le dosage et la mise sous pression sont réalisés par l'élément piézo-électrique uniquement, éliminant le besoin d'une pompe haute pression et d'un organe supplémentaire de dosage. Les premiers prototypes satisfaisants de cette technologie d'injection sont testés à l'heure actuelle, mais des défauts de fiabilité et d'endurance persistent.

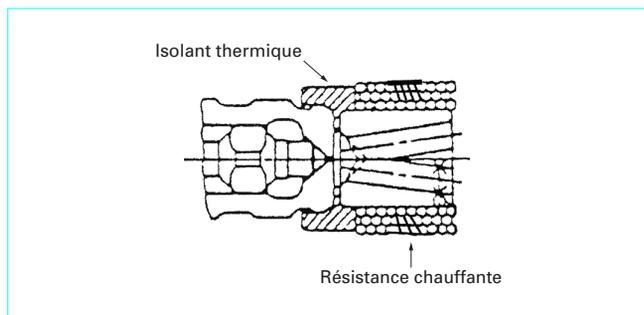


Figure 23 – Injecteurs à prévaporisation (d'après [5])

3.5 Dépôts et films pariétaux

Ce n'est que relativement tard dans le développement du moteur à essence, vers la fin des années 1970, que les effets du dépôt de combustible ont été mis en évidence.

Le principal méfait de ces dépôts est de créer un volume tampon de combustible dont la dynamique (temps d'écoulement et de vaporisation) est en général plus lente que celle des gouttes ou de la vapeur. Ainsi, on crée un film de combustible qui échappe au fonctionnement prévu par le concepteur et peut aboutir à des adaptations importantes de la richesse et même à la perte de combustible. On a ainsi pu évaluer que dans un système carburé ou à injection monopoint, le film déposé dans le collecteur d'admission pouvait représenter à froid 300 fois la masse de combustible nécessaire par cylindre et par cycle. Dans un système multipoint, ce chiffre chute à 30 fois la masse nécessaire par cylindre et par cycle. Le principal facteur intervenant dans la formation du film pariétal est la finesse de la pulvérisation tandis que la température de paroi est le principal facteur déterminant sa dynamique.

Les effets immédiats d'un dépôt de combustible sont la diminution de la richesse à l'accélération et l'enrichissement à la décélération. En effet, le remplissage du film lors d'une augmentation de la quantité de combustible injecté est plus lent que l'augmentation du débit d'air lorsque le papillon des gaz s'ouvre. Pendant un certain temps (10 s), l'air entrant dans le cylindre correspond à la quantité souhaitée tandis que la masse de combustible entrant dans le cylindre doit suivre l'évaporation et le ruissellement du film, beaucoup plus lent. Pendant ce temps de désadaptation, il y a un déficit de combustible. À la décélération, au contraire, l'air diminue immédiatement après la fermeture du papillon tandis que le film, en se vidant, continue à alimenter en combustible avec une masse supérieure à celle prévue : il y a alors surplus de combustible.

En injection directe, le dépôt de combustible est en général évité car lorsque les gouttes se déposent sur les chemises, le combustible peut passer dans l'huile. Cependant, certains constructeurs comme Mitsubishi ont mis à profit la température et une forme particulière de la tête de piston pour dévier et vaporiser vers la bougie le jet de combustible issu de l'injecteur.

4. Modélisation de la formation du mélange

On se propose ici de donner un aperçu des moyens de calcul et de modélisation des organes de formation du mélange dans les cas d'application les plus répandus (combustible liquide pulvérisé).

S'agissant d'un domaine où des développements importants sont encore attendus, les modèles exposés ici, et que nous ne détaillerons pas, ne fournissent que des tendances générales, et des essais exhaustifs doivent être systématiquement entrepris pour mettre au point les chambres de combustion des moteurs.

4.1 Pulvérisation

Le filet liquide se désintègre sous l'effet de différentes forces agissant sur lui. L'atomisation induite par effet aérodynamique, par effet de turbulence et par cavitation sont les trois mécanismes intervenant dans le processus.

Une fois les premières gouttes formées par ces trois mécanismes, elles peuvent être sujettes à une pulvérisation secondaire sous l'effet du frottement aérodynamique et des déformations éventuelles menant à la scission.

4.1.1 Atomisation du noyau liquide

■ Atomisation induite par effet aérodynamique

Dans ce mode de pulvérisation, on considère des perturbations en surface du jet liquide et l'on étudie leur amplification par interaction avec le milieu gazeux extérieur (instabilité de Kelvin-Helmoltz). Ce mode de pulvérisation est contrôlé par le nombre de Weber qui détermine le taux d'amplification des ondes de surface et le nombre d'Ohnesorge qui tient compte des effets visqueux.

■ Atomisation induite par turbulence

Dans ce mode, les fluctuations turbulentes au sein du jet liquide émergeant du trou de l'injecteur produisent dans un premier temps des perturbations de surface qui sont supposées avoir lieu de façon prédominante à certaines longueurs d'onde proportionnelles à l'échelle intégrale de turbulence. On établit une relation entre la taille des gouttes formées et le niveau de turbulence dans le trou d'injection. L'énergie cinétique de turbulence (k) et le taux de dissipation turbulente (ε), calculés par un modèle $k-\varepsilon$ 1D à l'intérieur des trous, sont nécessaires pour le calcul des échelles de temps de pulvérisation, la taille des gouttes initiales et l'angle du jet.

■ Atomisation induite par cavitation

Dans ce mode, l'éclatement ou l'implosion des bulles de cavitation à la sortie de l'injecteur désintègre le jet liquide émergeant du trou de l'injecteur. Si la pression autour du jet émergeant est beaucoup plus importante que celle à l'intérieur des bulles de cavitation, celles-ci s'effondrent graduellement pendant qu'elles sont convectées par la turbulence interne du jet. Ce processus crée des perturbations à la surface du jet liquide qui, au moment de l'effondrement global ou au moment où les bulles atteignent la surface, se traduisent par la désintégration du jet et la formation de petites gouttes. Les échelles caractéristiques de temps et de longueur de la pulvérisation sont considérées comme fonction de la section efficace du trou estimée par le modèle d'écoulement dans le conduit de l'injecteur. La taille des gouttes est alors calculée en combinant ces échelles de temps avec le nombre de cavitation dynamique en utilisant des relations phénoménologiques.

■ Scission des gouttes

Six différents modes de scission ont été observés expérimentalement en fonction du nombre de Weber :

$$We = \frac{\rho d u^2}{\sigma}$$

● **Vibratoire** : la goutte initiale est fragmentée en 2 à 4 gouttes quasi identiques. Ce mode est prédominant pour des nombres de Weber proches du nombre de Weber critique ($We < 12$).

● **En parachute** : la fragmentation de la goutte est précédée d'un gonflement de la goutte en forme de tore. Le film liquide se désintègre en une multitude de petites gouttes suivies d'une fracture du noyau liquide conduisant à des gouttes beaucoup plus grosses. Ce mode est observé pour des nombres de Weber légèrement supérieurs au nombre de Weber critique si la viscosité du liquide est faible ($12 < We < 18$).

● **En poche** : ce mode est précédé de la formation d'une poche en forme de ballon avec un petit filet à l'arrière. Contrairement au mode précédent, il a lieu pour des viscosités très variables et pour des nombres de Weber plus élevés ($18 < We < 45$). Le filet se désintègre en général plus tard que le ballon et les gouttes résultantes sont de la même taille que celles provenant de la cassure du ballon.

● **Chaotique** : la goutte se déforme de façon dissymétrique à partir d'un certain moment et des filaments s'en détachent dans le sens d'écoulement. Au cours de la fragmentation, la goutte est suffisamment déformée pour éclater dans un grand nombre de fragments pour $45 < We < 100$.

● **Déchirement** : un film ou des filaments se détachent de la surface de la goutte. Comme dans le mode précédent, à un stade de déformation critique, la goutte se fragmente en plusieurs unités avec une distribution bimodale caractéristique de ce mode de scission qui a lieu pour $100 < We < 1\ 000$.

● **Catastrophique** : aucune déformation ni déchirement n'est observé et la goutte éclate de façon abrupte en une grande quantité de petites gouttes sous l'effet, par exemple, d'une onde de choc. Ce mode est observé pour des grands nombres de Weber : $We > 1\ 000$.

■ Distribution des diamètres

La distribution statistique des diamètres des gouttes n'est fournie par aucun modèle théorique. Différentes distributions mathématiques ont été ajustées à des résultats expérimentaux mais aucune d'entre elles ne peut traduire les effets de tous les mécanismes cités. Une démarche possible pour obtenir cette distribution est de choisir parmi l'infinité de distributions possibles qui satisfait à la conservation de la masse et aux contraintes de normalisation, celle qui satisfait au critère d'entropie (au sens de Shannon) maximale. En se donnant le diamètre maximum de la distribution et le diamètre moyen, il est possible de générer une fonction de probabilité qui donne la distribution des diamètres des gouttes et rend l'entropie maximale.

4.1.2 Méthode de Rayleigh et modèle de Taylor

4.1.2.1 Diamètres théoriques initiaux

La taille des gouttes obtenues par pulvérisation n'est jamais unique. Le plus souvent, on obtient une gamme de diamètres assez étendue et irrégulière. Il n'existe à l'heure actuelle aucune théorie permettant de déterminer les distributions de diamètres. Dans certains cas, on peut déterminer une taille moyenne généralement bien encadrée par les distributions réelles. Deux méthodes ont été développées et s'appliquent à la croissance des petites perturbations (cas des méthodes linéaires) à l'origine de la pulvérisation ou aux grandes déformations du jet (méthodes non linéaires) pour le mécanisme d'atomisation par effet aérodynamique.

Les **méthodes non linéaires** sont basées sur la conservation de la circulation de vitesse (théorème de Kelvin) lors du déplacement du fluide à l'interface. On a recours aux méthodes numériques pour résoudre les équations du mouvement.

Le principe de la théorie pour les **méthodes linéaires** est de considérer des perturbations de la surface libre du jet d'injection de la forme :

$$\eta = \eta_0 \exp [i (kx - \omega t)]$$

avec η la perturbation,
 η_0 son amplitude,
 k le nombre d'onde,

x l'abscisse,
 ω la pulsation,
 t le temps.

On applique ensuite les équations de mouvement dans chacun des milieux (liquide et gaz), puis des conditions de continuité à l'interface. On aboutit alors, en utilisant une fonction courant (dérivée de la vitesse) au lieu de la vitesse, à l'équation d'un résonateur (équation différentielle du second ordre).

La forme de la perturbation permet d'obtenir une équation entre k (nombre d'onde) et ω (pulsation) appelée équation de dispersion. En cherchant le mode le plus instable :

$$\frac{\partial k}{\partial \omega} = 0$$

on détermine les caractéristiques du mode le plus probable. Des relations de conservation permettent alors de remonter au diamètre des gouttes créées par la croissance de la perturbation. Si on prend en compte la viscosité ou l'écoulement à l'intérieur de chacun des milieux, on complique l'expression de l'équation de dispersion mais le principe de calcul reste le même.

Les résultats des méthodes linéaires sont rappelés ci-après. Pour le détail de la théorie, il faut se référer à la bibliographie (voir à la fin de l'article). Les résultats correspondent au cas du jet liquide pulvérisé dans un gaz de densité négligeable, avec des viscosités faibles pour les deux fluides.

■ Le mode de pulvérisation qui fournit la distribution de diamètres la plus uniforme est la **vibration**. Dans la pratique, on excite mécaniquement l'orifice de décharge d'un jet à une fréquence qui dépend des caractéristiques du fluide injecté. Si les vitesses du jet et du gaz environnant ne sont pas trop importantes ainsi que la masse volumique du gaz, la théorie de l'instabilité de Rayleigh (cylindre immobile dans le vide) s'applique. Elle prédit que le diamètre des gouttes est :

$$d_g = 1,89d$$

avec d le diamètre du jet (orifice de l'injecteur).

La distance ℓ à laquelle se créent les gouttes est :

$$\ell = C \frac{d}{2} \sqrt{We}$$

avec C une constante déterminée par l'expérience,
 We le nombre de Weber.

La fréquence d'excitation u/λ doit être telle que $3,5d < \lambda < 7d$.

■ Le mode de pulvérisation le plus répandu est celui de l'**interaction aérodynamique**. Les cas théoriques applicables ne fournissent qu'une taille de goutte « moyenne », bien encadrée par les distributions mesurées expérimentalement.

Si les effets n'ont lieu qu'en surface, c'est-à-dire que les gouttes sont arrachées au jet liquide et ne résultent pas de la désagrégation globale de celui-ci, on parle d'une **instabilité de Kelvin-Helmoltz**. On obtient par la théorie le mode de propagation le plus instable, qui correspond, lorsque la masse volumique du gaz est très inférieure à celle du liquide, à la valeur :

$$We_g = 3\pi$$

avec :

$$We_g = \frac{\rho_a \Delta u^2 \lambda_m}{\sigma}$$

avec ρ_a la masse volumique du gaz,
 Δu la différence de vitesse jet/gaz,
 λ_m la longueur d'onde du mode le plus instable :

$$\lambda_m = \frac{2\pi}{k_m} \quad \text{et} \quad k_m = \frac{2(\Delta u)^2}{3\sigma} \left(\frac{1}{\rho} + \frac{1}{\rho_g} \right)^{-1}$$

Le diamètre des gouttes est donné par la relation :

$$d_g = B \lambda_m$$

avec B une constante proche de 1 (0,6 d'après Reitz).

■ Lorsque la pulvérisation résulte de la **désagrégation globale du jet cylindrique**, la longueur d'onde de rupture est :

$$\lambda = 4,51d$$

et le diamètre des gouttes est :

$$d_g = 1,89d$$

■ Lorsque le **jet est annulaire** (injecteur à téton) :

$$d_g = 3,9 \sqrt{\frac{h}{k_m}}$$

avec h l'épaisseur de la nappe annulaire.

■ Dans le cas où les masses volumiques du fluide et du gaz sont du même ordre, on doit prendre en compte la **viscosité du liquide**, à travers le nombre de Reynolds Re . Dans ce cas, la **théorie de Taylor** prévoit que le diamètre des gouttes est :

$$d_g = C \frac{2\pi\sigma}{\rho_a u^2} \lambda^*$$

avec C une constante d'ordre 1,
 λ^* une longueur d'onde adimensionnée.

λ^* tend vers 3/2 lorsque :

$$\frac{\rho_\ell}{\rho_a} \left(\frac{Re}{We} \right)^2 > 1$$

avec :

$$Re = \frac{\rho_\ell u d}{\mu_\ell} \quad \text{et} \quad We = \frac{\rho_\ell u^2 d}{\sigma}$$

avec μ_ℓ la viscosité dynamique du liquide.

Ces résultats s'appliquent lorsque la vitesse du jet u est suffisamment importante $\left(\frac{\rho_\ell}{\rho_a} \left(\frac{Re}{We} \right)^2 > 1 \right)$: atomisation) et que le rapport $\frac{\rho_\ell}{\rho_a}$ est tel que :

$$\left(\frac{\rho_\ell}{\rho_a} \right)^2 < k$$

avec k constante empirique comprise entre 6 et 12.

$$k = \frac{18,3}{\sqrt{A}}$$

où $A = 25,1$ pour les injecteurs à téton et $A = 23,9$ pour les injecteurs à trous.

Les diamètres prévus par la théorie sont souvent deux à trois fois plus petits que ceux mesurés à proximité du nez de l'injecteur, mais les tendances prévues sont bien vérifiées.

4.1.2.2 Diamètres théoriques secondaires

Une fois que les gouttes ont été créées à la sortie du jet, elles peuvent encore se diviser pour donner lieu à de nouvelles gouttes dont les caractéristiques peuvent être estimées par l'**analogie de Taylor**. Celle-ci considère que la goutte se comporte sous l'effet de différentes forces comme un système masse-ressort. Les forces du ressort, d'entretien et d'amortissement sont analogues à la force aérodynamique exercée sur la goutte, la tension superficielle et la contrainte visqueuse respectivement.

L'équation de bilan de ces forces conduit à l'équation :

$$\frac{d^2y}{dt^2} + \frac{5\mu}{\rho r^2} \frac{dy}{dt} + \frac{8\sigma}{\rho r^3} y - \frac{2\rho_m \Delta u^2}{3\rho r^2} = 0$$

avec y le paramètre de distorsion du diamètre (si $y > 1$, la goutte « casse »),
 r le rayon de la goutte,
 μ, σ et ρ la viscosité dynamique, la tension superficielle et la masse volumique du liquide,
 ρ_m la masse volumique du gaz,
 Δu la différence de vitesse gaz/goutte.

Si la goutte se divise, elle crée des gouttes de rayon identique r_2 , donné par le bilan énergétique :

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{7}{3} + \frac{\rho r_1^3}{\sigma} \left(\frac{dy_1}{dt} \right)^2$$

Les indices 1 et 2 sont relatifs à la goutte avant et après scission.

L'expérience montre que la valeur de $2r_2$ approche assez bien le diamètre moyen de Sauter des distributions de jets (en supposant celles-ci du type Rosin-Rammler pour les injecteurs à *swirl* ou khi-2 pour les autres injecteurs).

4.2 Corrélations expérimentales

Hiroyasu et Kadota [6] proposent pour les jets haute pression de moteurs Diesel la corrélation suivante donnant le diamètre moyen de Sauter (μm) en fonction de la différence de pression au nez de l'injecteur Δp (MPa), la masse volumique de l'air ρ_a ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$) et V_f le volume unitaire de combustible par cycle (mm^3) :

$$DMS = d_{32} = A (\Delta p)^{-0,135} \rho_a^{0,121} V_f^{0,131}$$

Le volume cumulé V de la distribution de gouttes de diamètre d est :

$$\frac{\delta V}{V} = 13,5 \left(\frac{d}{d_{32}} \right)^3 e^{-3 \left(\frac{d}{d_{32}} \right)} \delta \left(\frac{d}{d_{32}} \right)$$

Cette distribution est en fait une distribution en khi-2 ajustée aux mesures expérimentales avec un degré de liberté de 8, sur des injecteurs à téton et à trous.

Pour les injecteurs basse pression utilisés en injection indirecte, la distribution de Nukuyama-Tanasawa s'applique bien :

$$N(d) = d_n e^{-\left(\frac{d}{\bar{d}} \right)^n}$$

avec N le nombre de gouttes de diamètre d ,
 \bar{d} le diamètre caractéristique de l'ordre de 100 μm (injecteur non assisté) ou 50 μm (injecteur assisté en air),
 n de l'ordre de 1,9 pour les injecteurs classiques et 3,5 pour les injecteurs à *swirl*.

Les moments statistiques de cette distribution sont :

$$d_{pq} = \bar{d}_{(p-q)} \frac{\Gamma\left(\frac{p+3}{n}\right)}{\Gamma\left(\frac{q+3}{n}\right)}$$

Une forme particulière de cette distribution, utilisée pour les injecteurs en automobile (pulvérisations fines), est celle de Rosin-Rammler :

$$V = 1 - e^{-\left(\frac{d}{\bar{d}} \right)^n} \quad \text{pour laquelle} \quad d_{32} = \frac{\bar{d}}{\Gamma(1-n^{-1})}$$

4.2.1 Angle d'ouverture

Comme pour la taille des gouttes émises par un injecteur, l'angle d'ouverture est difficilement prévisible par la théorie. L'observation des jets haute pression des moteurs Diesel permet de dégager la relation suivante [7] :

$$\tan \frac{\theta}{2} = \frac{1}{A} 4\pi \left(\frac{\rho_a}{\rho_\ell} \right)^{1/2} \frac{\sqrt{3}}{6}$$

avec θ l'angle d'ouverture,
 A une constante.

L'indice a est relatif au gaz et ℓ au liquide, ρ est la masse volumique.

Empiriquement, $A = 3 + 0,28 (\ell/d)$ où ℓ/d est le rapport longueur sur diamètre du nez de l'injecteur et $A \approx 4,9$.

4.2.2 Pénétration

Des corrélations développées pour les moteurs Diesel basées sur des mesures et la pénétration des jets gazeux turbulents donnent la pénétration S d'un jet d'injecteur dans un gaz sans écoulement en fonction du temps [8] :

$$S = 3,07 \left(\frac{\Delta p}{\rho_a} \right)^{1/4} \sqrt{td} \left(\frac{294}{T_a} \right)^{1/4}$$

avec Δp la différence de pression au nez de l'injecteur,
 t le temps depuis le début de l'injection,
 d le diamètre au nez de l'injecteur,
 T_a la température du gaz,
 ρ_a sa masse volumique.

4.3 Transport et évaporation des gouttes

Deux classes de modèles existent, appelées modèle de gouttes continu (CDM : *continuous droplet model*) et modèle de gouttes discret (DDM : *discrete droplet model*). Les deux approches effectuent des moyennes pour l'écoulement à des échelles de l'ordre de la taille des gouttes et ont donc recours à des corrélations supplémentaires telles que le coefficient de traînée ou le coefficient d'échange thermique ou de masse.

Dans le **cas continu**, on représente le mouvement de toutes les gouttes ensemble à l'aide d'une approche eulerienne donnant les équations aux dérivées partielles de la fonction de probabilité du jet. On a alors huit variables aléatoires représentant les coordonnées spatiales, les composantes de la vitesse, le temps et le diamètre de la goutte. Les équations de la mécanique des fluides sont appliquées à ces variables. Le temps de calcul est important mais les échanges entre différentes gouttes sont faciles à représenter (coalescence, scission, etc.).

Dans le **cas discret**, on considère un nombre limité de classes de gouttes représentatives. À chaque classe est associée une pondération particulière et lui sont appliquées les équations de la mécanique en approche lagrangienne. On résout les trajectoires relatives à chaque classe et l'on ajoute les résultats à la fin en les pondérant. Le temps de calcul est faible mais il est très difficile de considérer des gouttes non isolées.

Ce dernier modèle est facile à mettre en équation et s'applique aux jets dilués, en particulier loin du nez de l'injecteur. Les équations de ce modèle sont exposées ci-après [9].

L'indice g est relatif à la goutte liquide, m au gaz entourant la goutte, v à la vapeur.

■ Transport

La goutte émise par l'injecteur est soumise à la gravité et à la traînée aérodynamique. Son équation de bilan de quantité de mouvement est :

$$\frac{dm_g \vec{u}_g}{dt} = m_g \vec{g} + \vec{F}_g$$

La traînée \vec{F}_g s'exprime pour une goutte de rayon de projection r :

$$\vec{F}_g = \frac{1}{2} \rho_m C_d \pi r^2 \left| \vec{u}_m - \vec{u}_g \right| \left(\vec{u}_m - \vec{u}_g \right)$$

Le coefficient de traînée C_d est :

$$C_d = \frac{24}{Re} \left(\zeta^{-2,65} + \frac{1}{6} \zeta^{-1,78} Re^{2/3} \right)$$

avec $Re = \frac{\rho_m 2r \left| \vec{u}_m - \vec{u}_g \right|}{\mu_m}$ le nombre de Reynolds de la goutte,
 ζ le taux de vide du jet.

Cette corrélation a été obtenue dans les conditions atmosphériques et doit être modifiée lorsque la compressibilité du gaz ou sa densité atteignent des valeurs extrêmes.

■ Évaporation

Le bilan de masse de la goutte peut s'écrire :

$$\frac{dm_g}{dt} = -\Gamma_{gm}$$

avec Γ_{gm} le débit massique d'évaporation.

Une expression possible pour le débit d'évaporation dans les conditions proches des conditions atmosphériques est :

$$\Gamma_{gm} = \pi d_g \frac{D}{r_v T_g} P_m Sh \ln \left(\frac{P_m - P_v}{P_m - P_s} \right)$$

avec D le coefficient de diffusion du liquide de la goutte dans le gaz,
 P la pression,
 d le diamètre,
 r la constante massique du gaz,
 Sh le nombre de Sherwood de la goutte.

Les indices sont : g pour la goutte, m pour le mélange gazeux, v pour la vapeur et s pour la surface.

Le bilan d'énergie de la goutte conduit à l'équation de température :

$$\frac{dm_g T_g}{dt} = \frac{1}{C_{pg}} (\Phi_{gm} - \Gamma_{gm} L_g)$$

avec Φ_{gm} le flux de chaleur échangé par convection entre la goutte et le gaz,
 L_g la chaleur latente de vaporisation du liquide dans la goutte.

4.4 Pulvérisation secondaire

La pulvérisation secondaire a lieu aux parois lors de deux phénomènes, le rebond et la division de gouttes incidentes ou l'arrachement de gouttes à un film liquide.

Pour ce dernier cas, les phénomènes ayant lieu sont traités par la théorie d'une façon similaire à la pulvérisation des jets liquides. Les tendances mises en évidence par les résultats exposés sont donc valables pour l'arrachement de gouttes à un film liquide. La

théorie de Taylor s'applique, en particulier dès que la taille des gouttes arrachées est du même ordre que l'épaisseur du film. On complète la donnée du diamètre le plus probable par des relations donnant la vitesse des gouttes arrachées et leur débit (nombre de gouttes par unité de temps et de surface) :

$$u_2 = C \lambda_m \omega_m \quad \dot{n} = C' \frac{\omega_m}{\lambda_m^2}$$

avec C et C' des constantes, λ_m et ω_m la longueur d'onde et la pulsation les plus instables.

Dans le cas de l'impact de gouttes sur une paroi sèche avec émission éventuelle de gouttes secondaires, Naber [10], Nagaoka [11] et Reitz [12] ont développé un modèle dont les grandes lignes sont les suivantes.

Lorsqu'une goutte s'écrase sur une paroi, il se crée d'abord un disque liquide qui donne lieu à une goutte éjectée si l'énergie cinétique de la goutte incidente est suffisamment grande. Sinon, la goutte adhère simplement à la paroi sans qu'il y ait pulvérisation secondaire. Expérimentalement, la goutte adhère à la paroi pour des nombres de Weber We_n inférieurs à 80, mais dans certaines conditions de température ou de viscosité, cette valeur peut être réduite à 30.

Lorsqu'il y a création d'une goutte éjectée, le rapport des rayons des gouttes incidente et secondaire est de la forme :

$$\frac{r_2}{r_1} = a We_{n1}^{-b}$$

où l'indice 1 est relatif à la goutte incidente, 2 à la goutte émise, n à la composante de la vitesse normale à la paroi.

Le nombre de Weber est tel que :

$$We_n = \frac{\rho u_n^2 2r}{\sigma}$$

ρ et σ sont la masse volumique et la tension superficielle du liquide dans la goutte. Nagaoka et Kawazoe proposent pour a et b , d'après les résultats expérimentaux :

$$b = 0,36 \text{ et } a = 2,2e^{3,6 \left(\frac{\theta_1}{\pi}\right)^2}$$

où θ_1 est l'angle d'incidence de la goutte par rapport à la paroi.

La vitesse de la goutte éjectée est déduite du nombre de Weber par la relation :

$$We_2 = \max(c We_1, We_L)$$

avec
$$c = -0,378 \left(\frac{\theta_1}{\pi}\right)^2 - 0,123 \left(\frac{\theta_1}{\pi}\right) + 0,156$$

et
$$We_L = 51 - 7,1e^{3,4 \frac{\theta_1}{\pi}}$$

L'indice L signifie limite.

Quant à l'angle d'éjection de la goutte, il est donné par :

$$\frac{\theta_2}{\pi} = 0,225 \frac{\theta_1}{\pi} e^{9,385 \left(\frac{\theta_1}{\pi} - 0,306\right)^2}$$

Une théorie équivalente pour les gouttes impactant un film pariétal est encore attendue [13].

4.5 Écoulement des films pariétaux

L'accumulation de gouttes adhérant aux parois peut donner lieu à un film pariétal qui ruissellera éventuellement ou s'évaporer

selon les conditions de la paroi : c'est le **mouillage**. Les équations tridimensionnelles d'un tel film sont les suivantes :

— continuité :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0$$

— bilan de quantité de mouvement :

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + a_x + v \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} + \frac{S_u}{\rho}$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + a_y + v \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} + \frac{S_v}{\rho}$$

— bilan d'énergie :

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\kappa}{\rho C_p} \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}$$

— équilibre local :

$$\frac{\partial \delta}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} \int_0^\delta u dz + \frac{\partial}{\partial y} \int_0^\delta v dz = \frac{\dot{m}_v + \dot{m}_n}{\rho}$$

avec u, v, w les composantes du vecteur vitesse, δ l'épaisseur locale du film, p la pression résultant de la somme des pressions d'impact des gouttes p_g ou du gaz p_m sur le film, et de la pression capillaire p_σ .

Les expressions proposées par la bibliographie [14] [15] pour ces termes sont :

$$p_\sigma \approx - \sigma \nabla^2 \delta$$

avec σ la tension superficielle ;

$$p_g = (1 - \zeta) \alpha \rho u_{gn}^2$$

avec ζ le taux de vide de la phase gazeuse, u_{gn} la composante normale de la vitesse de la goutte incidente, α un coefficient compris entre 0 et 1 ;

$$p_m = \frac{1}{2} \rho u_{mn}^2 \theta$$

avec u_{mn} la composante normale de la vitesse du gaz, T la température, a le vecteur résultant des forces volumiques, ρ la masse volumique, v la viscosité cinématique, κ la conductivité thermique, S les sources de quantité de mouvement apportées par exemple par les gouttes impactant le film, \dot{m}_v le débit massique surfacique de vaporisation, \dot{m}_n le débit massique surfacique de dépôt de gouttes.

On suppose souvent dans cette formulation que l'écoulement du film est plan, puisque son épaisseur est faible.

Les conditions aux limites peuvent s'écrire :

— à la paroi :

- adhérence : $u = v = w = 0$
- continuité de température : $T = T_{\text{paroi}}$

— en surface :

- échange thermique : $\dot{m}_v L + \kappa \nabla T \cdot n = \kappa_m \nabla T_m \cdot n$

- échange massique : $\dot{m}_v Y_s - \rho_m D \frac{\partial Y}{\partial n} \Big|_s = \dot{m}_v$
- continuité des contraintes : $\mu \frac{\partial u}{\partial z} = \mu_m \frac{\partial u_m}{\partial z}$
 $\mu \frac{\partial v}{\partial z} = \mu_m \frac{\partial v_m}{\partial z}$

avec m l'indice relatif au gaz en surface, s à la surface,
 Y la fraction massique de vapeur,
 D le coefficient de diffusion,
 n le vecteur normal unitaire à la surface,
 L la chaleur latente de vaporisation,
 μ la viscosité dynamique.

Une expression possible pour le **débit évaporé** est :

$$\dot{m}_v = \frac{D}{\ell r T} Sh (P_s - P_v)$$

avec ℓ une longueur caractéristique du film,
 r la constante massique du gaz,
 T la température,
 Sh le nombre de Sherwood du film,
 P_s la pression de saturation,
 P_v la pression partielle de vapeur.

Il est possible de simplifier les équations tridimensionnelles instationnaires précédentes en négligeant les phénomènes de dépôt, de capillarité et de pression. L'ordre de grandeur et les tendances de la vitesse d'écoulement du film peuvent être approchées avec une formulation bidimensionnelle stationnaire. On peut alors discrétiser le film en le découpant en sections et appliquer un schéma d'Euler aux dérivées temporelles. Le pas de temps sera alors la durée d'un cycle moteur complet.

Alors, le film est divisé en n parties à réponse plus ou moins rapide, simulant la soupape et les parois. Chacune de ces parties peut contribuer à l'essence admise selon deux mécanismes : ruissellement et évaporation. En supposant que l'épaisseur de chaque partie est uniforme, on peut exprimer la **vitesse moyenne en régime stabilisé** de chacune comme :

$$\bar{u}_i = \frac{g \cos \gamma_i}{3v\ell_i} e_i^3$$

avec i l'indice relatif à chaque partie considérée,
 g l'accélération due au champ de la pesanteur,
 γ l'angle d'inclinaison de la paroi par rapport à la verticale,
 v la viscosité cinématique de l'essence,
 ℓ la longueur de la partie considérée,
 e son épaisseur.

Chaque partie se déverse dans celle qui la suit et est alimentée par celle qui la précède tout en s'évaporant et en recevant de l'essence par dépôt des gouttes. La conservation de la masse conduit à l'équation de l'**épaisseur** pour chaque partie :

$$(e_i)_n = \left[\frac{g \cos \gamma_{i-1}}{3v\ell_{i-1}} \frac{\theta_{i-1} r_{i-1}}{\theta_i r_i} (e_{i-1})_{n-1} - \frac{g \cos \gamma_i}{3v\ell_i} (e_i)_{n-1} \right] \Delta t + \frac{(a_i)_n (q_e)_n}{\rho \ell_i r_i \theta_i} - \frac{(\Gamma_i)_n}{\rho} \Delta t$$

avec r le rayon de la tubulure,
 θ l'angle occupé par la partie du film considérée,
 ρ la masse volumique de l'essence,
 a la fraction de la masse injectée déposée sur cette partie,
 Γ le débit surfacique évaporé,
 Δt la durée d'un cycle moteur.

L'indice n est relatif au cycle moteur considéré.

À l'extrémité du film, l'**épaisseur** s'écrit :

$$(e_0)_n = \left[-\frac{g \cos \gamma_0}{3v\ell_0} (e_0)_{n-1} \right] \Delta t + \frac{(a_0)_n (q_e)_n}{\rho \ell_0 r_0 \theta_0} - \frac{(\Gamma_0)_n}{\rho} \Delta t$$

Alors, la **masse entrant dans le cylindre** est :

$$(q_s)_n = \left(1 - \sum_i (a_i)_n \right) (q_e)_n + \frac{g \cos \gamma_M}{3v\ell_M} \rho \ell_M r_M \theta_M (e_M^3)_n \Delta t + \sum_i \ell_i r_i \theta_i (\Gamma_i)_n \Delta t$$

avec q_e la masse introduite,
 q_s la masse admise dans le cylindre.

L'indice M signale l'extrémité du film : $1 < i < M$.

Pour appliquer cette formulation simplifiée du modèle physique du film, il faut disposer des quantités d'essence déposée à chaque cycle et en chaque section (a), de la géométrie de la surface mouillée (r , θ , et ℓ), des caractéristiques de l'essence et du débit évaporé.

Afin d'exploiter ce modèle, on limite le nombre de parties à deux, une pour le film loin des soupapes et une autre pour le film près et sur les soupapes. Aussi, on considère que la masse déposée se répartit toujours de la même façon entre ces deux parties. Alors on a :

$$(e_1)_n = \left[-\frac{g \cos \gamma_1}{3v\ell_1} (e_1)_{n-1} \right] \Delta t + \frac{(a_1)_n (q_e)_n}{\rho \ell_1 r_1 \theta_1} - \frac{(\Gamma_1)_n}{\rho} \Delta t$$

$$(e_2)_n = \left[\frac{g \cos \gamma_1}{3v\ell_1} \frac{\theta_1 r_1}{\theta_2 r_2} (e_1)_{n-1} - \frac{g \cos \gamma_2}{3v\ell_2} (e_2)_{n-1} \right] \Delta t + \frac{(a_2)_n (q_e)_n}{\rho \ell_2 r_2 \theta_2} - \frac{(\Gamma_2)_n}{\rho} \Delta t$$

$$(q_s)_n = \left(1 - \sum_i (a_i)_n \right) (q_e)_n + \frac{g \cos \gamma_2}{3v\ell_2} \rho \ell_2 r_2 \theta_2 (e_2)_n \Delta t + \sum_i \ell_i r_i \theta_i (\Gamma_i)_n \Delta t$$

a_1 et a_2 sont des donnés et

$$\Gamma_i = \frac{D}{2r_i T_i r_v} 0,0023 R e_f^{0,83} S c^{0,44} (P_s - P_v)$$

Pour la température T , on prendra la température de paroi, et pour les nombres sans dimension, les caractéristiques moyennes de l'écoulement gazeux au cours du cycle.

Les paramètres retenus sont les suivants.

Avec le modèle physique simplifié, on peut trouver une loi de correction des **désadaptations de richesse**, c'est-à-dire l'évolution de la quantité de combustible qui garantit la stœchiométrie dans la chambre pendant le régime transitoire, basée sur l'itération qui peut se faire à l'intérieur de chaque cycle de façon très rapide.

La difficulté de la correction réside dans le fait que son application modifie les caractéristiques du problème, en particulier l'épaisseur du film. D'où la nécessité d'itérer chaque cycle jusqu'à obtenir une stabilisation. La démarche est la suivante :

- 1) calcul de l'épaisseur de chaque partie du film ;
- 2) calcul de la masse d'essence entrant dans le cylindre ;
- 3) calcul de la masse d'essence manquante (ou en trop) pour obtenir une richesse de 1 ;
- 4) test si la masse calculée est nulle (désadaptation corrigée). Si c'est le cas, passer au cycle suivant. Sinon, injection de la masse d'essence initiale plus la masse calculée au pas 3 précédent.

Ces étapes seront répétées pour chaque cycle tant que la condition 4 n'est pas satisfaite. Dans la pratique, quelques itérations suffisent. Une forme encore plus simple de ce modèle est largement répandue mais inefficace pour calculer les corrections car ne possédant pas assez de degrés de liberté, formulation pourtant retenue par nombre de constructeurs :

$$\begin{aligned}(q_s)_n &= \alpha_n q_{e_n} + \beta_n V_n \\ V_{n+1} &= (1 - \alpha_n)(q_e)_n + (1 - \beta_n)V_n\end{aligned}$$

avec $(q_s)_n$ la masse admise dans le cylindre au cycle n ,
 $(q_e)_n$ la masse injectée au cycle n ,
 V_n la masse du film au cycle n ,
 α_n la fraction de la masse injectée admise dans le cylindre au cycle n ,
 β_n la fraction de la masse du film admise dans le cylindre au cycle n .

D'autres adoptent la formulation équivalente suivante :

$$\begin{aligned}(q_s)_n &= \chi_n(q_e)_n + \frac{1}{\tau_n} V_n \\ V_{n+1} &= (1 - \chi_n)(q_e)_n + \left(1 - \frac{1}{\tau_n}\right) V_n\end{aligned}$$

où $\alpha = \chi$ et τ est la constante de temps du film.

Cette formulation s'incorpore bien au programme de calcul de l'injection dans la mesure où elle ajoute un calcul simple afin de traiter les fonctionnements transitoires. Le calcul de q_e est bien maîtrisé, il se base sur la mesure de la pression dans le collecteur qui donne à un facteur près (dépendant des conditions de fonctionnement) la masse d'air entrant dans le cylindre.

Outre le fait qu'elle est simple, cette formulation du mouillage est bien représentative : tous les cas de fonctionnement faisant intervenir le film peuvent être représentés ainsi, à condition de considérer les coefficients α et β comme des variables. Historiquement, ces coefficients furent d'abord considérés constants, puis dépendant uniquement des conditions de fonctionnement. Actuellement, on cherche à leur donner des expressions basées sur la physique, ce qui les rend potentiellement dépendants d'un grand nombre de paramètres.

Pour les besoins de la correction, cette expression montre qu'il est possible d'injecter une quantité q'_e d'essence de façon à réguler la richesse à 1, c'est-à-dire à maintenir q_s égal à la masse d'air admise multipliée par le facteur de stœchiométrie, quel que soit l'apport du film. Dans ce cas, et en appelant q_e la masse d'essence satisfaisant les proportions stœchiométriques et q'_e la masse injectée, l'expression devient :

$$\begin{aligned}(q_s)_n &= \alpha_n(q'_e)_n + \beta_n V_n = (q_e)_n \\ V_{n+1} &= (1 - \alpha_n)(q'_e)_n + (1 - \beta_n)V_n\end{aligned}$$

d'où la masse à injecter pour compenser le mouillage :

$$(q'_e)_{n+1} = \frac{\beta_{n+1}}{\alpha_{n+1}} \left[\frac{(q_e)_{n+1}}{\beta_{n+1}} + \frac{\alpha_n - \beta_n}{\beta_n} (q'_e)_n - \frac{1 - \beta_n}{\beta_n} (q_e)_n \right]$$

On voit bien alors que tout réside dans le calcul de q'_e , sachant que l'apport du film V ne peut être mesuré. L'utilité de cette formulation dépend donc de la bonne connaissance de l'évolution des coefficients α et β au cours de tous les transitoires à corriger et de l'état du film pour des conditions de référence. Aussi, si les coefficients ne sont pas connus exactement, la correction appliquée ne compensera pas le phénomène.

5. Injection de combustibles gazeux ou gaz liquéfiés

En principe, l'injection de gaz ou de gaz liquéfiés est similaire à celle des liquides et les systèmes précédents pourraient s'appliquer. En pratique, les problèmes d'étanchéité lors de la mise en circulation de gaz et les problèmes de sécurité qui en découlent rendent inexploitable les systèmes autres que le *common-rail*.

Dans une application aux gaz ou aux gaz liquéfiés, il faut tenir compte du fait qu'au cours de l'utilisation, la pression dans le réservoir diminue et se traduit par une modification de la constitution liquide/vapeur du combustible prélevé. Aussi, la vaporisation commence dans les conduits de l'injecteur lui-même. Pour des raisons de sécurité liées à l'étanchéité, la pression haute n'est maintenue dans l'injecteur que pendant la phase d'injection, le reste du temps, l'injecteur est relié au circuit basse pression et doit être isolé du rail, ce qui a pour conséquence de transformer l'injecteur en une vanne à trois voies. En cas d'urgence, il est nécessaire, compte tenu de la volatilité du combustible, de purger rapidement le circuit haute pression et une vanne de court-circuit d'urgence doit être implantée ainsi qu'une vanne de coupure pour le réservoir.

6. Méthodes d'observation et mesure

Historiquement, pour la fonction injection, différentes formes classiques de **débitmétrie** ont été mises en œuvre pour estimer la quantité de combustible injecté. Cependant, la détermination plus fine de la taille des gouttes, de la distribution du combustible dans la chambre ou du débit instantané de l'injecteur ont été développées et commencent à trouver dans l'actualité une application industrielle. Aussi, une description très schématique de ces techniques donne un aperçu des possibilités ouvertes au concepteur et au metteur au point. Les moyens de mesure applicables dans le cadre des moteurs thermiques sont limités par les valeurs importantes de certaines grandeurs (température et pression des chambres de combustion), mais aussi par le temps réduit dans lequel ont lieu certains phénomènes (cas des écoulements pulsés). Il faut remarquer par ailleurs que certaines de ces mesures (débit, température, pression, déplacement, concentration) doivent être embarquées sur les moteurs de série pour fournir au calculateur les données nécessaires à la gestion des actionneurs et effectuer le contrôle moteur.

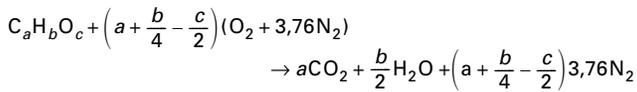
6.1 Richesse

L'accès direct à la richesse dans la chambre de combustion reste pour le moment impossible compte tenu de la difficulté d'accès et du temps de réponse des analyseurs chimiques existants. Différentes sondes de prélèvement permettent d'acheminer un échantillon de mélange jusqu'à un analyseur souvent type FID (détection à ionisation de flamme) avec des temps de réponse de quelques millisecondes.

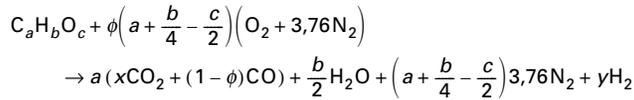
La mesure plus largement répandue est l'analyse des gaz d'échappement, soit complète avec la mesure des HC résiduels, CO, CO₂, O₂ et NO_x, soit à partir de la mesure de concentration en oxygène.

Réactions

Dans les **conditions stœchiométriques**, la réaction de combustion peut s'écrire :

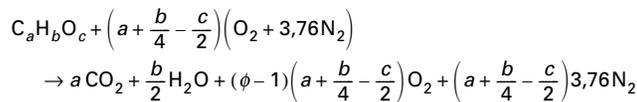


En **mélange riche** :



où ϕ désigne la richesse.

En **mélange pauvre** :



À l'aide de l'équation dite du gaz à l'eau :

$$y = \frac{1}{3a(1-\phi)}$$

la richesse peut être déduite des teneurs en oxygène O_2 et en monoxyde de carbone CO.

Sonde de richesse

Pour mesurer la teneur en oxygène des gaz d'échappement, on utilise le phénomène de transport d'ions oxygène dans un électrolyte solide en zirconite.

Une paroi en zirconite sépare deux chambres isolées où diffusent à travers des orifices des gaz d'échappement d'un côté et l'air ambiant de l'autre. De chaque côté de la paroi est disposée une paire d'électrodes en platine. L'électrode côté gaz d'échappement est soumise à un potentiel constant tandis que l'autre électrode (air ambiant) est reliée à une source de courant bidirectionnelle qui est contrôlée pour générer une force électromotrice entre les deux électrodes (figure 24).

L'électrode en contact avec l'air ambiant ionise les atomes d'oxygène environnants et crée un courant électrique à travers la paroi en zirconite. La force électromotrice créée entre les électrodes dépend des pressions partielles d'oxygène entourant les électrodes :

$$e = \frac{RT}{4F} \ln \left(\frac{P_{O_1}}{P_{O_2}} \right)$$

avec R la constante des gaz parfaits,

T la température,

F la constante de Faraday,

P_{O_1} la pression partielle d'oxygène dans l'atmosphère,

P_{O_2} la pression partielle d'oxygène à l'échappement.

La valeur de e est importante uniquement lorsque la valeur de P_{O_2} est proche de zéro.

Le circuit électrique fonctionne de façon à maintenir la force électromotrice à plusieurs centaines de millivolts et donc emporte tous les ions oxygène, maintenant la pression P_{O_2} proche de zéro.

Dans le cas d'une combustion en mélange pauvre, lorsqu'il existe de l'oxygène gazeux dans les gaz d'échappement, l'oxygène entourant l'électrode côté échappement sera pompé à l'atmosphère sous forme d'ions oxygène. La quantité de ce courant est proportionnelle à la concentration en oxygène des gaz brûlés car elle dépend de la quantité de gaz diffusant dans les orifices, donc de la taille de ceux-ci, de la valeur du coefficient de diffusion et de

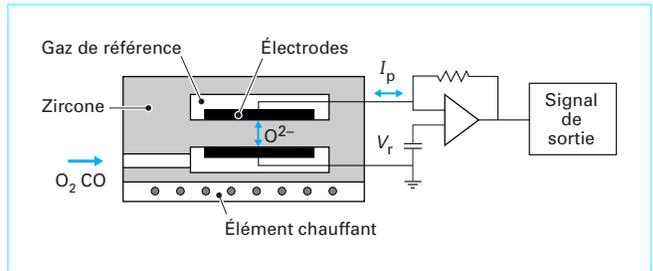


Figure 24 – Sonde à oxygène à réponse proportionnelle (d'après [9])

la différence entre les pressions partielles interne et externe. Ainsi, le courant de pompage des ions oxygène peut s'exprimer par :

$$I_p = \frac{4FDS}{RTL} (P_{ex} - P_d)$$

avec D le coefficient de diffusion moléculaire de l'oxygène,

S la section de diffusion des gaz,

L la longueur de l'orifice de diffusion des gaz,

P_{ex} la pression partielle d'oxygène des gaz d'échappement,

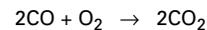
P_d la pression partielle d'oxygène dans le gaz de diffusion.

La pression P_d est négligeable car tout l'oxygène sera pompé par un courant ionique. On a alors :

$$I_p = \frac{4FDS}{RTL} P_{ex}$$

À la stœchiométrie, l'oxygène gazeux n'est pas présent à l'échappement et il n'y a de flux d'oxygène dans aucune direction.

En mélange riche, les gaz présents à l'échappement (CO, imbrûlés, H_2) vont diffuser à travers la paroi de diffusion si ces gaz sont dissipés complètement à l'électrode de platine côté échappement. L'oxydation de ces gaz a lieu selon la réaction :



L'oxygène nécessaire à cette réaction est amené sous forme d'ions depuis la partie de la cellule où diffuse l'air ambiant. Ainsi, l'intensité du courant d'oxygène ionique sera proportionnelle à la quantité de monoxyde de carbone présent à l'échappement.

Il est important de réguler la température des électrodes et de la paroi en zirconite car les réactions en présence y sont sensibles. Pour cela, on mesure l'impédance électrique entre électrodes et on maintient la cellule à température constante avec un élément chauffant électrique. Il est alors impératif de disposer d'une source de courant continu très stable.

6.2 Débit instantané des injecteurs

La société EFS a développé un système de mesure du débit instantané des injecteurs basé sur le déplacement d'un piston situé dans le circuit hydraulique d'injection.

6.3 Phase gazeuse

6.3.1 Température

Les sondes à résistance ou les thermocouples sont très utilisés dans le domaine des moteurs [16]. En général, on peut trouver des éléments adaptés à toutes les gammes de température. La mesure est donc locale, le plus souvent située au centre de l'écoulement.

Une des difficultés de la mesure de température réside, dans le cas des écoulements pulsés, dans le fait qu'il faut tenir compte de l'influence de la vitesse sur la réponse du capteur. En effet, la température de l'élément sensible noyé dans l'écoulement répond à l'équation :

$$\rho c \frac{\pi d^2}{4} \frac{\partial T}{\partial t} = h \pi d (T_g - T) + \sigma \varepsilon \pi d (T_p^4 - T^4)$$

- avec ρ la masse volumique du fil,
- c la capacité thermique massique du fil,
- d le diamètre du fil,
- T la température du fil,
- h le coefficient d'échange fil-gaz,
- T_g la température du gaz,
- T_p la température des parois,
- ε l'émissivité du fil,
- σ la constante de Stefan.

On déduit de cette relation que les dimensions de l'élément sensible doivent être d'autant plus petites que la vitesse du gaz et ses fluctuations sont importantes. La tenue mécanique de l'élément diminue en conséquence et il est difficile de faire des mesures dans la durée sans changer fréquemment de capteur.

6.3.2 Pression

La pression statique de la phase gazeuse dans les conduits d'admission peut être mesurée par des manomètres à aiguille (tube de Bourdon) ou à colonne. Pour mesurer ses fluctuations au cours des cycles du moteur, il faut disposer de capteurs à jauge de contrainte ou piézo-électriques. Pour les mesures de la pression dans la chambre, on ne peut pratiquement utiliser que des capteurs piézo-électriques.

La difficulté principale de la mesure dans la chambre est l'implantation du capteur. Celui-ci doit être situé le plus près possible des parois de la chambre. Dans le cas contraire, le canal de communication entre le capteur et la chambre se comporte comme un résonateur et donne lieu à des distorsions du signal de pression.

6.3.3 Vitesse

La mesure de vitesse de la phase gazeuse a longtemps été effectuée de façon efficace avec la technique du fil chaud. On obtient une composante locale de la vitesse. Comme pour la température, la taille du fil détermine la sensibilité de la mesure aux fluctuations de vitesse. La durée de vie de ce type de capteur peut être courte si l'écoulement contient des impuretés.

Les techniques optiques se sont particulièrement développées dans le domaine des moteurs. On trouve principalement l'**anémométrie laser Doppler (LDA)** et la **vélocimétrie par image de particules (PIV)** [17]. Ces deux techniques nécessitent l'installation d'accès optiques vers la zone de mesure. Une modification souvent importante du moteur est donc nécessaire. Dans le cas de pressions et de gradients de température importants, les hublots rendant possible l'accès optique doivent être particulièrement étudiés. Aussi, ces deux techniques sont basées sur la diffusion de lumière par des particules de l'écoulement. Très souvent donc, il faut ensemencher l'écoulement avec des particules de petite taille (quelques micromètres au plus) qui suivent bien l'écoulement sans s'agglomérer ni brûler dans le cas où il y a combustion.

Dans le cas de la **LDA** (figure 25), deux faisceaux lasers monochromatiques cohérents convergent vers un volume où ils interfèrent. Cela donne lieu à des franges d'interférence régulièrement espacées. La distance entre deux franges est fixée par la longueur d'onde des faisceaux. Une particule traverse donc successivement des zones lumineuses et sombres, et diffuse la lumière vers un

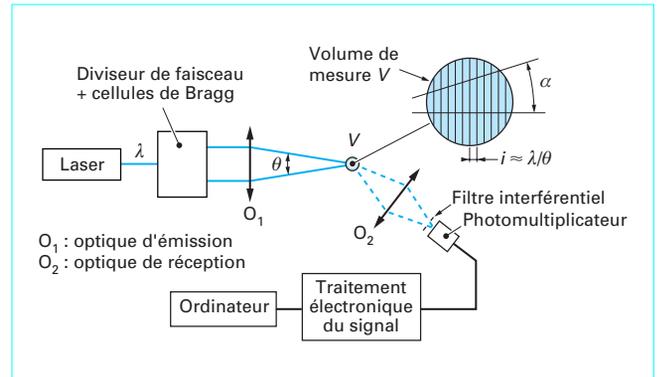


Figure 25 – Système LDA (d'après [17])

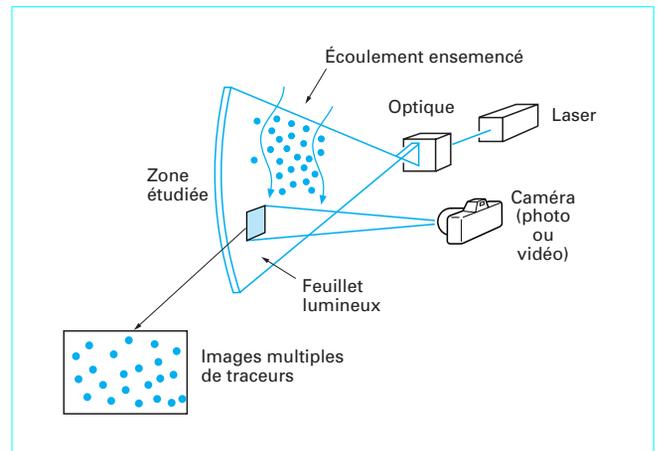


Figure 26 – Mesure PIV (d'après [17])

détecteur. Le temps entre deux impulsions lumineuses dépend de la vitesse de la particule. C'est donc une mesure locale d'une composante de la vitesse. La mise en jeu de plusieurs couples de faisceaux de couleurs différentes permet d'accéder aux autres composantes.

Dans la **PIV** (figure 26), on réalise des clichés photographiques successifs d'une même zone éclairée par un plan lumineux. L'intervalle de temps entre deux clichés est réduit le plus possible et connu avec précision. Par des méthodes statistiques, on mesure la distance entre les deux images d'une même particule et on déduit le vecteur vitesse. Il s'agit donc d'une mesure plane de vitesse (deux composantes) dans une zone plus étendue que pour les mesures locales (quelques centimètres au lieu de quelques dixièmes de millimètre). Des applications particulières permettent d'accéder au champ tridimensionnel de vitesse.

Le lecteur est invité à consulter l'article *Visualisation et mesures optiques en aérodynamique* [R 2 160] pour plus de détails sur ces techniques.

6.3.4 Concentration

La méthode de mesure de concentration la plus simple consiste à prélever un échantillon du gaz et à l'analyser par des moyens spécifiques au composant dont la concentration est recherchée

(par exemple, la détection par ionisation de flamme (FID) pour les hydrocarbures). Il s'agit dans ce cas d'une **mesure locale par prélèvement**.

Une méthode adaptée à la mesure de la **richesse** est la mesure de la concentration en oxygène des gaz d'échappement. C'est cette technique qu'utilise la **sonde λ** des moteurs à essence pour donner une indication de la richesse au calculateur car le temps de réponse de la sonde est de l'ordre de la durée du cycle moteur. Le principe est de disposer une électrode en platine sur un substrat de zircon. Les atomes d'oxygène sont transformés par le platine en ions et transportés par la zircon. Il suffit alors de mesurer le courant ionique pour avoir une indication de la richesse.

Des **méthodes optiques** ont été aussi développées pour mesurer la concentration.

La **tomographie laser** consiste à éclairer une zone plane où circule un mélange dont un des composants possède des particules qui diffusent la lumière. En mesurant l'intensité lumineuse diffusée, on peut accéder à la concentration des particules. Cela suppose qu'un des constituants du mélange soit ensemencé avec des particules qui diffusent correctement la lumière. Le problème de la taille et des caractéristiques de diffusion des particules se pose comme pour les mesures de vitesse.

Une autre technique de mesure de concentration est la **fluorescence induite par laser (LIF)**. Dans cette technique, on éclaire à l'aide d'un laser un mélange dont un des composants fluoresce sous l'effet de l'excitation lumineuse. En sélectionnant bien la longueur d'onde du laser et en choisissant en accord le composé qui fluoresce, on peut détecter la présence de ce dernier à l'aide d'un détecteur lumineux centré sur la longueur d'onde de fluorescence. Il faut pour cela mélanger parfaitement au combustible un composé dont les caractéristiques de fluorescence sont bien connues et dont le comportement physico-chimique est proche de celui du combustible. En revanche, le phénomène ayant lieu à l'échelle moléculaire, le problème de la taille des particules ne se pose pas. L'influence de la température et de la pression sur le signal de fluorescence ne permet pas d'obtenir des informations quantitatives pour un moteur où ces grandeurs ne seraient pas constantes et homogènes.

6.4 Phase liquide

6.4.1 Film pariétal

La mesure du film déposé sur les parois pose de grands problèmes. Il s'agit en général de dépôts de très faible épaisseur dans des zones inaccessibles des moteurs. Sans modifier massivement la géométrie des conduits ou de la chambre, il est très difficile d'implanter les capteurs nécessaires.

Pour la mesure de température, il est possible d'installer en surface de paroi des thermocouples de dimensions très réduites (10 μm). Mais pour des mesures de vitesse ou d'épaisseur, principales variables du film, les mesures locales intrusives modifient trop l'écoulement. Ainsi, pour la mesure de l'épaisseur, on peut installer des sondes conductimétriques ou capacitatives consistant en un couple de fils conducteurs fins implantés perpendiculairement à la surface. En mesurant la variation de conductivité ou de capacité entre les deux fils, due à la présence du combustible se comportant là comme un diélectrique, on accède à l'épaisseur. Mais la précision et la sensibilité de la mesure aux faibles épaisseurs sont médiocres. L'écoulement du film est également très perturbé localement par les sondes.

Une solution possible est donc l'utilisation de **méthodes optiques** [18]. Il faut néanmoins dans ce cas remplacer une partie des parois par un hublot transparent. Ainsi, pour la mesure de température, on peut utiliser une caméra infrarouge. Pour les mesures de vitesse, on peut utiliser, si le dépôt peut être ensemencé ou s'il

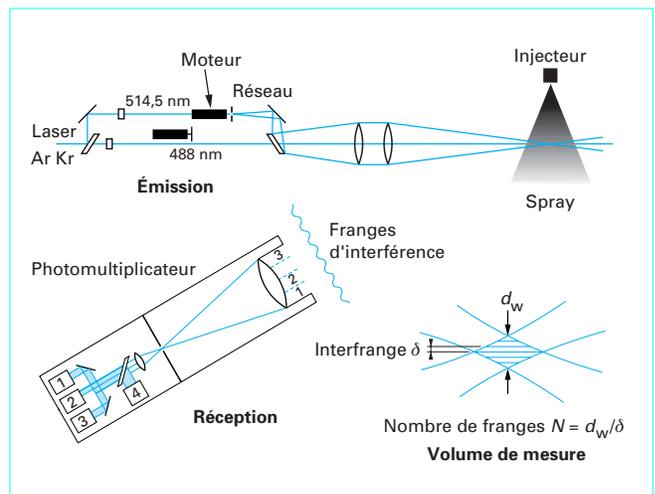


Figure 27 – Système PDPA (d'après [17])

comporte des impuretés appropriées, la LDA ou la PIV (§ 6.3.3). Pour des mesures d'épaisseur, on peut utiliser la mesure de l'angle de réflexion d'un rayon incident ou la LIF (§ 6.3.4).

6.4.2 Jet d'injecteur

Il est possible d'étudier les caractéristiques globales des jets d'injecteur par photographie et traitement de l'image [19]. Des mesures locales et précises sont plus difficiles à obtenir.

La vitesse des gouttes peut être mesurée avec précision par anémométrie laser Doppler (LDA). Pour accéder à la taille des gouttes, on a le plus souvent recours à deux techniques optiques, Malvern et l'analyse de particules par phase Doppler (PDPA).

Les granulomètres Malvern [17] sont basés sur une mesure de l'intensité lumineuse diffusée par les particules.

La méthode PDPA (figure 27) consiste, comme en LDA, à créer une zone de franges d'interférence. Couplée à la mesure de vitesse, il y a une mesure du déphasage des rayons diffractés par la goutte traversant le volume de mesure. Ce déphasage dépend du diamètre de la goutte. Cette méthode ne s'applique qu'à des gouttes sphériques, ce qui est difficile à contrôler lorsque l'on effectue des essais sur des injecteurs réels. En particulier, les mesures dans l'axe de l'injecteur près du nez sont peu fiables.

Sur ces techniques, le lecteur est invité à consulter l'article *Granulométrie des particules en mouvement et des aérosols* [R 2 360].

7. Conclusion et perspectives

L'injection d'essence a désormais pratiquement remplacé la carburation dans tous les moteurs d'automobile. Depuis quelques années, le moteur à injection directe commence à s'imposer comme une façon de réaliser des gains importants en consommation et de réduire les émissions polluantes. Au cœur de cette révolution se situent les organes du système d'injection, pompes, injecteurs et calculateur, mais leur intégration efficace est couplée à des études approfondies de la chambre et des conduits

d'admission et d'échappement pour créer les stratégies de formation de mélange qui rendront opérationnelles les possibilités ouvertes par les nouvelles technologies.

La convergence attendue des systèmes d'allumage Diesel et essence nécessite de parfaire la compréhension des mécanismes intervenant dans la formation du mélange et le développement des organes offrant de nouvelles possibilités.

Ainsi, les actionneurs actuels permettant l'élévation de pression consomment trop d'énergie par rapport aux besoins réels du moteur ; les technologies piézo-électriques pourraient jouer là un rôle déterminant. En effet, l'actionneur piézo-électrique permet des temps de réponse nettement inférieurs aux actionneurs électro-

magnétiques actuels. La force qu'il développe est aussi nettement supérieure, ce qui permet d'imaginer une élévation de pression dans l'injecteur lui-même. Dosage et mise sous pression seraient réalisés par une seule commande. Mais l'impossibilité de déplacements suffisamment grands limite l'introduction de cette technologie à l'heure actuelle.

Dans l'optique d'une réduction de la taille des moteurs (*downsizing*), des contraintes dimensionnelles et de temps de réponse importantes vont se présenter aux constructeurs d'injecteurs. Enfin, la réduction des émissions de CO₂ passant par une amélioration du rendement du moteur imposera des conditions de température et de pression encore plus contraignantes.

Notations et symboles		
Symbole	Unité	Définition
B		nombre de Spalding
c	J/(kg · K)	capacité thermique massique
C_d		coefficient de traînée
C_p	J/(kg · K)	capacité thermique massique à pression constante
d	m	diamètre
D	m ² /s	coefficient de diffusion
e	m	épaisseur
F	C	constante de Faraday
h	J/kg	enthalpie
h	W/m ²	coefficient d'échange
k	rad/m	nombre d'onde
K		coefficient de décharge
ℓ, L	m	distance, longueur
L	J/kg	chaleur latente de vaporisation
m, q	kg	masse
\dot{m}	kg/s	débit massique
N		nombre d'orifices d'injection
P, p	Pa	pression
Pr		nombre de Prandtl
r	J/(kg · K)	constante massique du mélange gazeux
R	J/(mol · K)	constante des gaz parfaits
R	m	rayon
Re		nombre de Reynolds
S	m ²	section
Sc		nombre de Schmidt

Notations et symboles		
Symbole	Unité	Définition
Sh		nombre de Sherwood
t	s	temps
T	K	température
u	m/s	vitesse
u, v, w		composantes de vitesse
$V; V_c$	m ³	volume ; cylindrée
We		nombre de Weber
x, y, z		coordonnées spatiales
γ, θ	rad	angle
Γ	kg/s	débit massique d'évaporation
δ	m	épaisseur de film
ε		émissivité
ϕ		richesse
Φ	W	flux thermique
κ	W/(m · K)	conductivité thermique
λ	m	longueur d'onde
μ	Pa · s	viscosité dynamique
ν	m ² /s	viscosité cinématique
ρ	kg/m ³	masse volumique
σ	W/(m ² · K ⁴)	constante de Stefan
σ	N/m	tension superficielle
ζ		taux de vide
η		rendement
Ψ		pouvoir comburivore
ω	rad/s	pulsation