

CFA '18 LE HAVRE ■ 23-27 avril 2018
14^{ème} Congrès Français d'Acoustique



Débitmètre ultrasonore pour la mesure amont injecteur des écoulements transitoires dans les systèmes d'injection directe essence

R. Julian^a, S. Ollivier^b, P. Gucher^c et P. Blanc-Benon^d

^aCentrale Lyon, LMFA, EFS Sa, 192 allées des chênes, 6700 Montagny, France

^bUniversité de Lyon 1, LMFA UMR CNRS 5509, 36 avenue Guy de Collongue, 69134 Écully, France

^cEFS Sa, 192 allée des chênes, 69700 Montagny, France

^dUniv Lyon, EC de Lyon, INSA de Lyon, CNRS, LMFA UMR 5509, École Centrale de Lyon, 36, avenue Guy de Collongue, 69134 Écully Cedex, France
robin.julian@doctorant.ec-lyon.fr

Dans le contexte actuel d'une demande pour des moteurs essence plus propres et de meilleurs rendements, la maîtrise des systèmes d'injection est primordiale. En particulier, le débit instantané d'injection conditionne le développement du spray, et donc la réaction de combustion. Cependant, l'utilisation d'un dispositif traditionnel pour la mesure du débit d'injection en condition de fonctionnement est limitée par la dynamique des écoulements qui présentent des pressions et vitesses fortement transitoires. Un Débitmètre Ultra-Sonore à Temps de Transit (DUSTT) à faisceaux axiaux peut satisfaire ce besoin en termes de précision, de dynamique, de bande passante et d'encombrement. Un prototype de DUSTT dédié à la mesure du débit d'injection en amont de l'injecteur a été développé et caractérisé sur un banc d'essai pour l'Injection Directe Essence (IDE), équipé d'un débitmètre de référence aval injecteur. La pression et la vitesse de l'écoulement dans le système IDE sont déduites d'une description physique de la dynamique des écoulements pulsés. Pour ce faire, les équations d'Euler unidimensionnelles linéarisées, avec pertes visqueuses instationnaires, sont résolues dans le domaine temporel par la méthode des caractéristiques. Après étalonnage, les résultats expérimentaux révèlent une incertitude sur la détermination de la masse injectée à partir des mesures du DUSTT inférieure à 5 % de la valeur mesurée par le débitmètre aval de référence. De plus, la vitesse et la pression de l'écoulement d'injection mesurées par le prototype sont similaires aux calculs théoriques. Ces résultats satisfaisants permettent de confirmer la faisabilité de la méthode de mesure, et rendent la mesure possible en conditions de fonctionnement.

1 Introduction

L'Injection Directe Essence (IDE) est un système d'injection qui offre une grande adaptabilité de l'alimentation d'un moteur à explosion. Il consiste à introduire le spray de carburant directement dans la chambre de combustion avec un contrôle électronique précis de l'instant et de la durée d'injection. Au cours de ces vingt dernières années, cette méthode s'est répandue parmi la plupart des moteurs de voiture à allumage commandé pour deux raisons principales. D'une part, la stratégie d'injection est facilement adaptée en fonction de la puissance requise, ce qui améliore le rendement du moteur. D'autre part, ces systèmes contribuent au respect des exigences réglementaires concernant les rejets polluants, ce qui rend les moteurs essence plus propres et durables.

L'injection directe joue trois rôles essentiels dans les moteurs IDE : le dosage de la quantité d'essence, l'atomisation du fluide en spray et l'homogénéisation du mélange air/essence [1]. Il en résulte une phénoménologie couplée régissant les écoulements dans les conduites d'injection, le développement du spray et la réaction de combustion.

En raison des phases transitoires rapides de la vitesse et de la pression, les écoulements pulsés se trouvent en dehors du domaine d'application des méthodes traditionnelles de mesure de débit. La méthode de mesure par Anémométrie Laser-Doppler (ALD) est applicable, mais elle nécessite l'addition de particules au fluide et son application est limitée à un environnement de laboratoire [2, 3]. Récemment, Ferrari et Paolicelli ont développé une méthode efficace pour la détermination de la masse injectée à partir de la pression dynamique mesurée en deux points. Cette dernière est particulièrement adaptée pour les injections diesel de petites quantités [4]. Au delà de ces deux méthodes expérimentales, des mesures de débit d'injection IDE sont effectuées pour l'étalonnage des injecteurs après leur fabrication par des dispositifs situés en aval de l'injecteur. Cette procédure systématique vise à compenser individuellement les dispersions de fabrication mais ne s'applique pas dans les conditions réelles de fonctionnement (*i.e.* couplé avec la chambre de combustion). Pour pallier l'absence d'une méthode adéquate pour la mesure du débit en amont de l'injecteur, l'objectif de cette étude est de développer, à

ces fins, un Débitmètre UltraSonore à Temps de Transit (DUSTT).

Les objectifs métrologiques de la mesure et les ordres de grandeurs de la dynamique des écoulements pulsés sont définis dans le paragraphe 2. Ensuite, le paragraphe 3 propose une modélisation des écoulements d'injection et l'application d'un prototype de DUSTT sur les moyens d'essai. Enfin, les résultats expérimentaux sont exposés et interprétés dans le paragraphe 4.

2 Objectifs

Dans un moteur essence à quatre temps à allumage commandé, l'injection se déroule pendant les phases d'admission ou de compression, une fois tous les deux tours d'arbre à came. Il en résulte un comportement périodique, hautement répétable pour un point de fonctionnement donné. La fréquence d'injection f_{inj} varie selon la vitesse du moteur entre 5 et 50 Hz. La durée d'injection d_{inj} varie quant à elle selon la puissance requise, entre 0.4 et 5 ms. Le débit d'injection maximum est d'environ 15 mg/ms et la tendance actuelle pour la pression statique dans le circuit d'injection se situe aux alentours de 200 bar [5].

Afin d'obtenir une représentation correcte de l'évolution du débit d'injection pour l'ensemble de ces points de fonctionnement, les objectifs métrologiques sont définis dans le tableau 1.

TABLEAU 1 – Objectifs métrologiques pour la mesure instantanée de débit en amont de l'injecteur

Positionnement	Amont injecteur
Longueur max.	5 cm
Pertes de charges max.	< 5 bar
Pression de service	jusqu'à 250 bar
Dynamique	-50 à 50 mg/ms
Précision	5 % de la valeur lue
Fréquence d'échantillonnage	20 kHz
Temps de réponse min.	20 ms

3 Méthode

Les objectifs de performance de la mesure et les ordres de grandeur étant définis, la partie suivante propose une modélisation de la dynamique des écoulements dans le système d'injection. Les moyens d'essai et l'application de la méthode de mesure seront détaillés par la suite.

3.1 Dynamique des écoulements

La description de la dynamique des écoulements proposée est unidimensionnelle, selon l'axe x correspondant aux axes des conduites cylindriques d'injection. Cette hypothèse repose sur leur faible rapport diamètre/longueur. L'écoulement instationnaire dans les systèmes IDE peut être décrit par le système aux équations partielles d'Euler linéarisées (1). Ces équations décrivent les effets d'inertie et de compressibilité du fluide à partir des principes de conservation de la masse et de la quantité de mouvement [6] :

$$\begin{cases} \frac{\partial p}{\partial t} + E \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \\ \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + F = 0 \end{cases} \quad (1)$$

où $p(x, t)$, $u(x, t)$, E et ρ sont la pression, la vitesse, le module de compressibilité isostatique et la densité du fluide, respectivement. Les pertes par frottement visqueux sont représentées par le terme F , dont l'expression (2) est donnée par Zielke pour le cas d'un écoulement laminaire et instationnaire [7].

$$F(x, t) = \frac{32\nu}{d^2} \left\{ u(x, t) + \frac{1}{2} \int_0^t \frac{\partial u(x, \xi)}{\partial \xi} W(t - \xi) d\xi \right\} \quad (2)$$

L'équation (2) fait intervenir la viscosité cinématique ν , le diamètre de la conduite d et l'accélération antérieure du fluide, convoluée par une fonction de pondération $W(\tau)$. Cette dernière dépend du temps adimensionné $\tau = t4\nu/d^2$. Nous pouvons remarquer que le premier terme du membre de droite de l'équation (2) correspond au cas d'un écoulement de Poiseuille laminaire permanent.

Les équations du système (1) sont découplées par la méthode des caractéristiques, aboutissant au système d'équations différentielles ordinaires (3).

$$\begin{cases} -\sqrt{\frac{1}{\rho E}} \frac{dp}{dt} + \frac{du}{dt} + F = 0, & \text{sur } C^- \\ \sqrt{\frac{1}{\rho E}} \frac{dp}{dt} + \frac{du}{dt} + F = 0, & \text{sur } C^+ \end{cases} \quad (3)$$

Puisque les équations d'Euler sont linéarisées, les courbes caractéristiques définies par l'équation (4), sont des droites indépendantes du temps [6] :

$$C^\pm : \frac{dx}{dt} = \pm \sqrt{\frac{E}{\rho}} = \pm c_0 \quad (4)$$

où c_0 est la vitesse du son sous l'hypothèse isentropique. En utilisant un schéma d'ordre 1 décentré, l'intégration du système (3) le long des courbes caractéristiques revient à

résoudre le système algébrique suivant :

$$\begin{cases} -\sqrt{\frac{1}{\rho E}} \frac{p_{i,j} - p_{i+1,j-1}}{dt} + \frac{u_{i,j} - u_{i+1,j-1}}{dt} + F_{i,j} = 0 \\ +\sqrt{\frac{1}{\rho E}} \frac{p_{i,j} - p_{i-1,j-1}}{dt} + \frac{u_{i,j} - u_{i-1,j-1}}{dt} + F_{i,j} = 0 \end{cases} \quad (5)$$

où l'indice spatial i et l'indice temporel j sont respectivement définis sur $(i, j) \in \llbracket 1, N_x \rrbracket \times \llbracket 1, N_t - 1 \rrbracket$. Les valeurs de $F_{i,j}$ sont approchées par la méthode itérative de Schohl, particulièrement économe en ressources de calculs [8]. La résolution numérique de (5) se fait alors sur le domaine discrétisé représenté sur la figure 1.

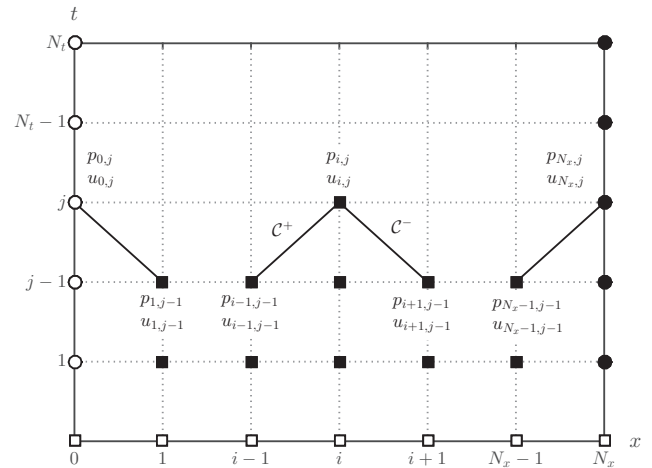


FIGURE 1 – Grille caractéristique comportant $N_x \times N_t$ mailles. (□) Valeurs déterminées par les conditions initiales. (■) Valeurs calculées à partir du pas de temps précédent. (○ et ●) Valeurs déterminées par les conditions aux limites.

En $i = 0$, on choisit une condition de non-réflexion, en imposant $\forall j \in [0, N_t]$ $p_{0,j} = P_0$. En $i = N_x$, la condition aux limites est de type pression-vitesse, en utilisant la relation 6 suivante pour simuler le comportement des orifices de l'injecteur [1],

$$q_{inj} = (t) = n_t C_d A_t \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} c_{inj}(t) \quad (6)$$

où $n_t = 3$, $C_d = 0.58$, $A_t = 3.14 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$ et ΔP désigne le nombre d'orifices, leur coefficient de décharge, leur section et la différence de pression amont-aval, respectivement. Le signal sans dimension $c_{inj}(t) \in [0, 1]$ est de la forme trapézoïdale. Il est introduit pour simuler la commande et les temps d'ouverture et de fermeture de l'injecteur. Les conditions initiales sont définies comme suit.

$$\forall i \in [0, N_x] \quad u_{i,0} = 0 \text{ et } p_{i,0} = P_0 \quad (7)$$

Les changements de section sont décrits par la conservation du débit uniquement, sans tenir compte des pertes par frottement visqueux. Les autres discontinuités du circuit hydraulique (coudes, passage annulaire, filtre) sont négligées. Pour une approche exhaustive, ces singularités peuvent être intégrées dans le modèle, en tant qu'éléments résistifs, avec un coefficient de décharge intrinsèque qui est fonction du nombre de Reynolds [6].

3.2 Détermination du débit à partir des différences de temps de transit

Étant donné le faible diamètre des conduites d'injection, la méthode de mesure par ultrason, à temps de transit avec faisceaux axiaux convient à la mesure du débit d'injection en amont de l'injecteur [9]. La configuration du canal de mesure correspondante est donnée en figure 2. Les transducteurs piézoélectriques *A* et *B* sont face-à-face et émettent les ultrasons par trains d'onde. Le canal de mesure joue le rôle de guide d'onde cylindrique, avec une longueur *L*, un diamètre *d* et une section *S*. La vitesse de l'écoulement, moyennée sur la section u_{mes} est considérée constante sur la durée de propagation entre *A* et *B*.

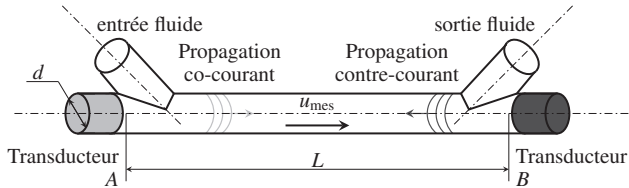


FIGURE 2 – Canal de mesure à faisceaux axiaux

Si l'on considère uniquement le mode fondamental de propagation, les temps de transit co-courant ($A \rightarrow B$), noté t_u , et contre-courant ($B \rightarrow A$), noté t_d , des ondes convectées par l'écoulement sont donnés par :

$$t_u = \frac{L}{c_0 + u_{mes}} \quad \text{et} \quad t_d = \frac{L}{c_0 - u_{mes}} \quad (8)$$

En raison du caractère fortement transitoire des écoulements, l'excitation des transducteurs est réalisée simultanément. Ainsi, les équations (8) sont couplées, puisque c_0 est identique dans les deux sens de propagation. Les différences de temps de transit, qui sont les mesurandes du DUSTT, sont alors définies par l'équation (9).

$$\Delta t = t_d - t_u \quad (9)$$

Si l'on suppose de plus que $u_{mes}/c_0 \ll 1$, que $L = cste$ et que les effets du profil d'écoulement sont négligeables, l'approximation du débit volumique $q_{mes} = S u_{mes}$ est couramment utilisée [10] :

$$q_{mes} = K \frac{S c_0^2}{2 L} \Delta t \quad (10)$$

où $K = 1.72$ est un facteur d'étalonnage sans dimension. Dans le cadre des hypothèses formulées, K dépend du régime d'écoulement, de la durée de propagation des ondes dans les milieux au repos, et du critère choisi pour l'estimation du temps d'arrivée de l'onde. Ce dernier correspond à l'instant du premier passage à zéro du signal reçu par le transducteur.

La synchronisation des mesures avec la commande d'injection, ainsi que la méthode de détection de l'instant d'arrivée de l'onde sont implémentées dans la carte électronique de mesure, développée par EFS pour cette application. Elle renvoie les temps t_d et t_u avec une fréquence d'échantillonnage $F_s = 20$ kHz. Les dimensions du canal de mesure sont $L = 3.7$ cm et $d = 3$ mm.

3.3 Banc d'essai IDE

Le banc d'essai utilisé pour cette étude (voir figure 3) est équipé des composants d'un système IDE permettant le

contrôle de la température du fluide de 15 à 60 °C et de P_0 de 150 à 250 bar. Le prototype de DUSTT est monté sur les conduites d'injection entre la rampe commune et l'injecteur IDE Continental XL3. Le débitmètre EFS IFR 600 se compose d'une chambre de compression et d'une chambre volumétrique [11]. Le débit aval injecteur et la quantité injectée sont déduits par l'augmentation de pression dans la chambre de compression due à l'injection et la variation de volume de la chambre volumétrique, respectivement. L'incertitude sur la détermination de la masse injectée est de 0.2 mg par injection sur l'ensemble de la gamme ciblée.

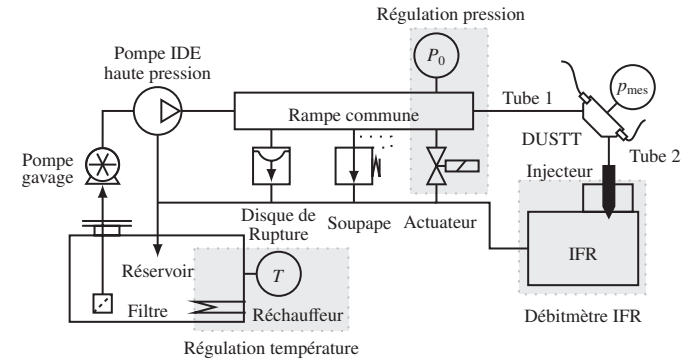


FIGURE 3 – Synoptique hydraulique du banc d'essai.

Afin d'observer l'influence des longueurs des conduites et des volumes des rampes communes, deux configurations ont été utilisées, comme le précise le tableau 2. Une photo du dispositif d'essai, dans la configuration #2 et présentée en figure 4.

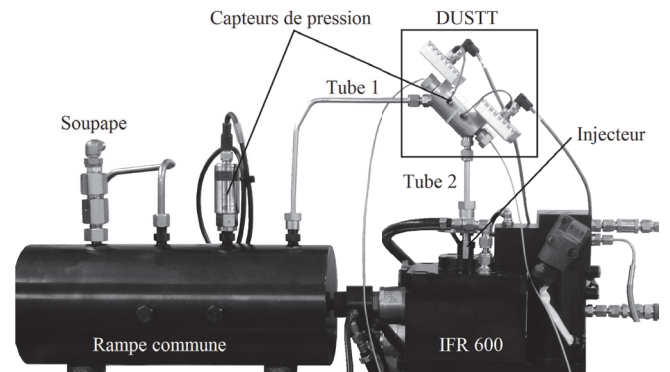


FIGURE 4 – Photo du dispositif d'essai en configuration #2

TABEAU 2 – Configurations du circuit hydraulique

Conf.	Rampe (cm ³)	Tube 1 (mm)	Tube 2 (mm)
#1	500	700 × Ø 2	35 × Ø 2
#2	500	276 × Ø 2	73 × Ø 2

3.4 Fluide d'essai

Le fluide d'essai utilisé est l'ISO4113. Il est initialement dédié aux essais diesel mais ses propriétés sont proches de l'essence. Un grand avantage pour son utilisation est l'existence de lois empiriques pour la détermination de ρ et E en fonction de la température et de la pression. Ainsi, les valeurs théoriques pour ces propriétés sont connues grâce aux travaux de Rodriguez-Anton et *al.* [12]. La vitesse du

son est ensuite calculée sous l'hypothèse isentropique (voir équation (4)). Pour donner un ordre d'idée, les valeurs à $T = 20\text{ °C}$ et $P_0 = 225\text{ bar}$ sont données ci-dessous.

$$\begin{aligned}\rho &= 806 && \text{kg/m}^3 \\ E &= 1.33 && \text{GPa} \\ \nu &= 3.79 \cdot 10^{-6} && \text{m}^2/\text{s}\end{aligned}$$

4 Résultats

Quelques résultats obtenus de l'application du prototype de DUSTT sur le banc d'essai IDE sont présentés dans cette partie. Étant donné le caractère répétable des systèmes d'injection, nous vérifions dans un premier temps si la méthode de mesure possède cette propriété. Ensuite, une comparaison expérimentale entre la réponse des débitmètres DUSTT et IFR est réalisée en se basant sur la quantité totale injectée. Enfin, une comparaison entre le débit mesuré par le prototype de DUSTT et les résultats du modèle décrit en section 3.1 dans les deux configurations hydrauliques est présentée.

4.1 Répétabilité

Dans cette partie, le banc d'essai est dans la configuration #1 (voir tableau 2). Les considérations sur la répétabilité de la méthode de mesure sont faites à partir des mesurandes Δt et du débit aval injecteur mesuré par le débitmètre IFR. La figure 5 montre les statistiques de ces deux mesures pour un échantillon de 50 injections avec $f_{inj} = 10\text{ Hz}$, $d_{inj} = 5\text{ ms}$, $P_0 = 225\text{ bar}$ et $T = 20\text{ °C}$. La valeur moyenne et l'écart-type de cette série sont tracés en fonction du temps.

En l'absence d'écoulement, l'écart-type de la série de mesures de Δt est de 800 ps, comme observé en figure 5(a) avant l'ouverture de l'injecteur ($t \in [0, 1]$). Sur cette courbe, nous pouvons remarquer la présence de deux pics d'amplitude de 4 ns environ lorsque l'injecteur s'ouvre ou se ferme. Le lecteur pourra également identifier ces pics avec la mesure aval injecteur (voir figure 5(b)), dans une amplitude moindre toutefois, comparativement aux valeurs moyennes. Ces pics peuvent s'expliquer par les faibles variations de l'instant de ces phases transitoires au cours du cycle, et associées à l'imperfection de la synchronisation de la mesure. En définitive, l'évolution de l'écart-type des mesures des deux appareils au cours de la série d'injection est similaire.

La valeur moyenne de la série de mesure de Δt présente des oscillations amorties. Les différences de temps de transit étant proportionnelles au débit d'injection q_{mes} (voir équation (10)), nous observons des oscillations de débit. Ces dernières sont dues à la réponse du système hydraulique aux phases transitoires, lorsque l'injecteur s'ouvre ou se ferme. Deux périodes d'oscillation d'environ 1.0 et 5.5 ms peuvent être déterminées sur la courbe de la figure 5(a) pour la configuration #1. Davantage de discussions sur l'évolution temporelle de q_{mes} observée ici sont proposées dans la partie 4.3.

4.2 Mesures de la masse injectée

La masse totale injectée m_{mes} est calculée à partir des mesures du prototype de DUSTT. Pour ce faire,

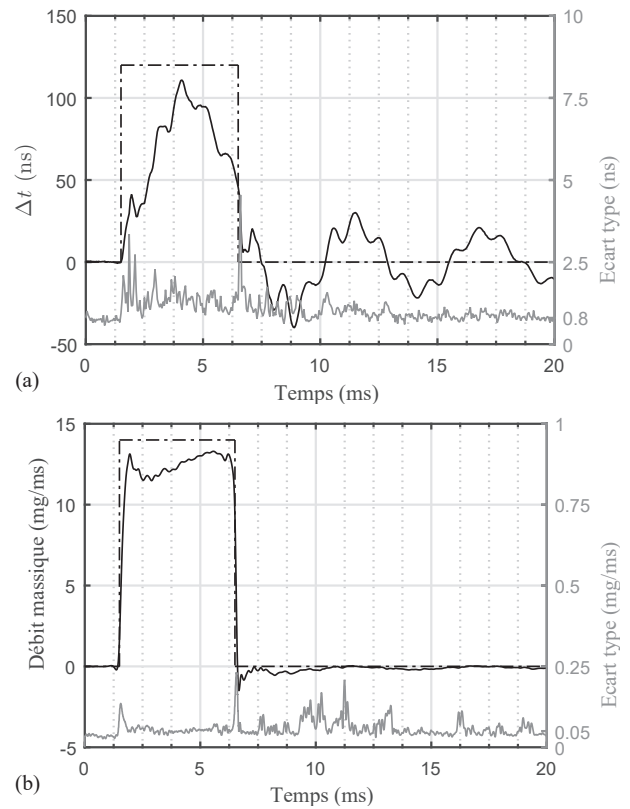


FIGURE 5 – Série de 50 injections avec $f_{inj} = 10\text{ Hz}$, $d_{inj} = 5\text{ ms}$, $P_0 = 225\text{ bar}$ et $T = 20\text{ °C}$. (—) Moyenne. (---) Écart type. (- - -) Indication de la commande de l'injecteur. (a) Prototype de DUSTT amont injecteur. (b) Débitmètre IFR aval injecteur.

l'équation (11) donne une approximation de l'intégrale temporelle du débit au cours d'une période d'injection.

$$m_{mes} = \int_0^{f_{inj}^{-1}} \rho q_{mes}(t) dt \approx \frac{\rho}{F_s} \sum_{n=1}^N q_{mes,n} \quad (11)$$

Où n est l'indice de la série discrète des mesures. Afin d'intégrer le débit sur une période complète avec $F_s = 20\text{ kHz}$ et $N = 10^3$ points, f_{inj} est choisie à 20 Hz. Les masses calculées sont tracées en fonction de la mesure de référence sur la figure 6(a), pour deux pressions statiques $P_0 = 150$ and 200 bar, et avec $T = 20\text{ °C}$. L'augmentation de la masse injectée est observée lorsque la durée d'injection d_{inj} varie linéairement de 0.8 à 5 ms. L'abscisse correspond à la masse injectée m_{ref} mesurée par le débitmètre IFR.

Les calculs de m_{mes} sont distribués autour d'une droite de régression de 0 à 50 mg (voir figure 6(a)). La pression statique ne semble avoir aucun effet, dès lors que la valeur correcte de c_0 est utilisée dans l'équation (10). En effet, les deux séries à 150 et 200 bar sont regroupées autour d'une même droite. L'erreur relative entre m_{mes} et m_{ref} (voir equation (12)) de la même série de mesures est tracée sur la figure 6(b).

$$\varepsilon = 100 \frac{m_{mes} - m_{ref}}{m_{ref}} \quad (12)$$

L'incertitude sur la détermination de la masse injectée se trouve être inférieure à 5%, pour des injections de plus de 15 mg. Pour les injections plus petites, la masse injectée est sous évaluée par le prototype de DUSTT.

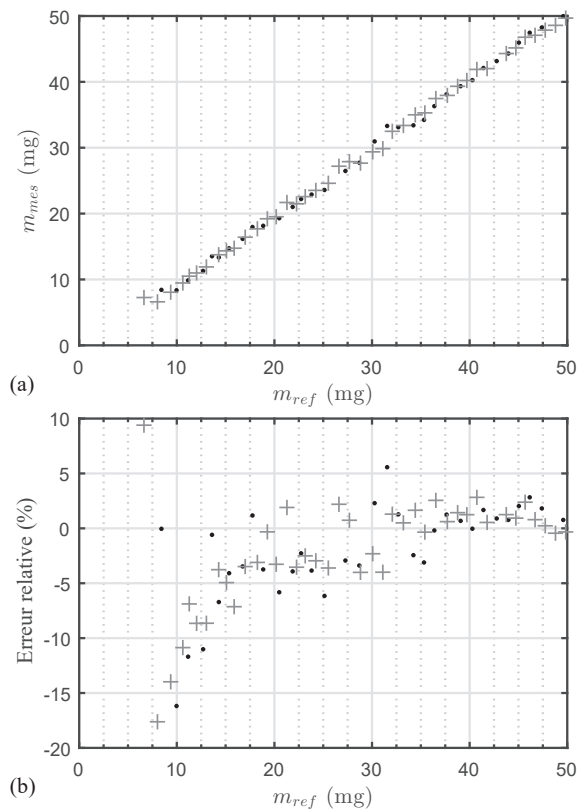


FIGURE 6 – (a) Calculs de la masse injectée en fonction de la mesure de référence. (b) Erreur relative. Résultats pour un seul évènement d’injection avec $f_{inj} = 20$ Hz, $T = 20$ °C, et d_{inj} variant de 0.8 à 5 ms. (+) $P_0 = 150$ bar. (•) $P_0 = 200$ bar.

Le changement de régime d’écoulement peut être responsable de l’erreur relative plus importante dans le cas des petites quantités injectées. Un autre biais pour le calcul de m_{mes} est la présence d’oscillations résiduelles de l’injection précédente qui sont également intégrées par l’équation (11). Notons que le choix des bornes d’intégration de l’intégrale 11 peut aussi être optimisé *a posteriori*, en connaissant la phase et la période des oscillations.

4.3 Application à la mesure instantanée de débit en amont de l’injecteur

Puisqu’il n’existe pas d’autre méthode pouvant être appliquée simultanément sur le dispositif d’essai, nous comparons dans cette section les mesures du prototype de DUSTT avec les résultats du modèle décrit dans la partie 3.1. Pour cela, les variables considérées sont la vitesse d’écoulement et la pression dynamique. La figure 7 montre l’évolution de ces grandeurs dans les deux configurations hydrauliques, au cours d’une unique injection ayant pour paramètres $f_{inj} = 10$ Hz, $P_0 = 225$ bar, $T = 20$ °C et $d_{inj} = 5$ ms. Par souci de lisibilité, seulement 200 sur 1000 points de mesures sont représentés. Malgré le défaut de stabilité du schéma numérique, observable pour $t > 20$ ms sur la figure 7(a), une bonne correspondance entre les courbes théoriques et expérimentales peut être trouvée. En effet, l’erreur “RMSE” est faible entre l’expérience et le modèle (voir tableau 3).

L’influence de la dynamique du système IDE est bien plus visible sur le débit d’injection en amont de l’injecteur qu’en aval (voir figure 5(b)). En effet, bien que

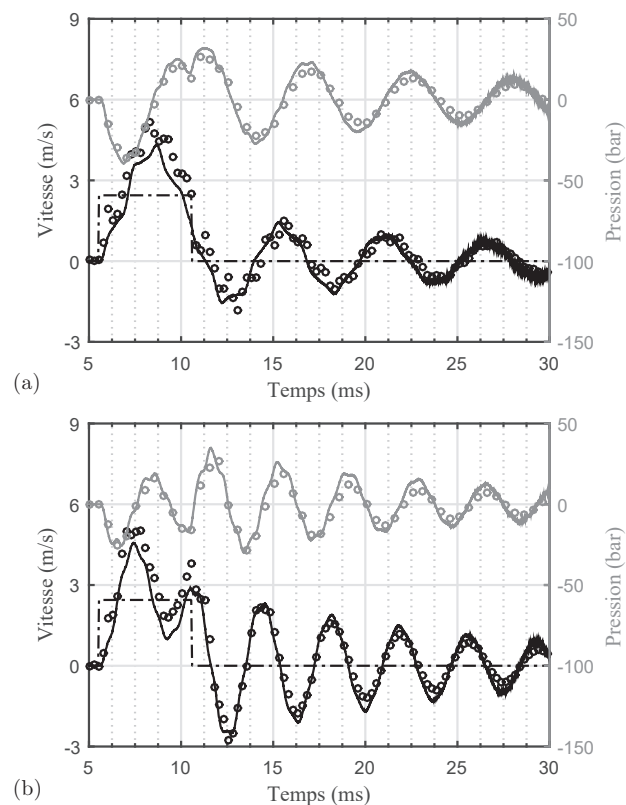


FIGURE 7 – Comparaison entre les mesures (o et o) et le modèle (— et —) pour la vitesse (noir) et la pression dynamique (gris) pour les configurations #1 (a) #2 (b). Condition aux limites du modèle c_{inj} (---). Paramètres d’injection : $f_{inj} = 10$ Hz, $P_0 = 225$ bar, $T = 20$ °C et $d_{inj} = 5$ ms.

TABLEAU 3 – Erreur “RMSE” entre le modèle et la mesure

Config.	Vitesse (m/s)	Pression (bar)
#1	0.481	3.96
#2	0.448	4.69

les paramètres d’injection soient identiques, on observe des différences majeures entre les courbes de la figure 7(a) et (b) selon la configuration hydraulique. Les écarts entre les amplitudes, les phases et les fréquences des ondes de vitesse et de pression sont significatifs. Une bonne justification physique des ondes observées ici est donnée par Ferrari et Paolicelli [4]. Synthétiquement, l’ouverture de l’injecteur crée une raréfaction qui se propage en va-et-vient dans le circuit hydraulique. La fermeture de l’injecteur provoque la superposition d’une autre onde. Cette dernière, connue sous le nom du coup de bélier, est une onde de compression.

Si l’on compare les configurations #1 et #2, on peut observer l’influence des longueurs de tubes, plus courtes dans le cas de la configuration #2. Ceci diminue l’inertance hydraulique et engendre des fréquences d’oscillations plus élevées puisque les effets d’inertie sont moindres dans la configuration #1 que dans la configuration #2.

Enfin, les variations de pression et de vitesse sont de plus fortes amplitudes dans le cas de la configuration #2 en raison d’une concordance particulière entre les phases des ondes de raréfaction et de compression. En effet, il s’agit d’un cas pour lequel l’injecteur s’ouvre alors que la pression est croissante.

On entrevoit avec cet exemple que la connaissance du débit instantané en amont de l'injecteur, permet d'étudier les effets de couplage d'une injection à l'autre, particulièrement significatifs dans le cas des stratégies d'injections multiples.

5 Conclusion et perspectives

Les objectifs fixés pour la première application d'un DUSTT amont injecteur sur un système IDE ont été atteints. La validation de la méthode de mesure s'est faite en trois temps. Nous avons d'abord comparé la répétabilité de la mesure avec celle d'un débitmètre de référence. Une évolution similaire de l'écart type d'une série de 50 injections a été observée entre les deux dispositifs. Dans un second temps, nous avons calculé la masse totale injectée à partir des mesures du prototype de DUSTT. La comparaison avec la mesure de référence a permis de déduire l'incertitude de la nouvelle méthode de mesure sur la détermination de la masse injectée. Pour des injections de 15 à 50 mg, la masse est connue avec une incertitude inférieure à 5 %. Enfin, nous avons comparé le débit instantané en amont de l'injecteur mesuré par le prototype de DUSTT avec les résultats d'un modèle de système IDE décrivant la dynamique de écoulements dans deux configurations du système hydraulique. Malgré les hypothèses simplificatrices émises pour la résolution numérique du modèle, une bonne corrélation entre l'expérience et la théorie est obtenue.

Au delà des avantages métrologiques (bande passante, précision) et pratiques (intrusivité, temps de réponse, embarcation potentielle) qu'apporte le dispositif de mesure développé, nous avons observé une richesse d'information du signal de débit en amont de l'injecteur remarquable par rapport à celle obtenue d'une mesure en aval. En effet, les courbes de débit en amont de l'injecteur mettent en évidence l'influence du système hydraulique. Ainsi, cette mesure peut apporter des éléments utiles à la conception, au contrôle et au diagnostic des systèmes d'injection. À titre d'exemples, le prototype de DUSTT est adapté pour l'étude du couplage entre deux injections, pour estimer la dispersion entre plusieurs injecteurs ou encore connaître l'évolution du comportement d'un injecteur au cours de sa durée de vie.

Une étude de la propagation des modes dans le canal de mesure pour les différents régimes d'écoulement pourra apporter des éléments supplémentaires pour expliquer les erreurs de mesure observées sur la masse injectée. Enfin, l'utilisation d'un schéma numérique d'ordre plus élevé pourra améliorer la stabilité du modèle et permettra son application sans restriction sur les paramètres de simulation.

Remerciements

Ce travail est soutenu par le LabEx Centre Lyonnais d'Acoustique de l'Université de Lyon, piloté par l'Agence Nationale de la Recherche (ANR-10-LABX-0060/ANR-11-IDEX-0007).

Ce projet fait partie du programme ESSENCYELE (moteur ESSENCE injection directe hYbride Electrique abordABLE) financé par l'Agence De l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie (ADEME).

Ce travail a été réalisé grâce aux moyens d'essais (banc injection directe et instrument IFR600) mis à disposition par la société EFS.

Références

- [1] M. Carreres, "Thermal effects influence on the injector performance through a combined 1D modelling and experimental approach," Ph.D. dissertation, Universitat Politècnica de València, 2016.
- [2] F. Durst, M. Ismailov, and D. Trimis, "Measurement of instantaneous flow rates in periodically operating injection systems," *Experiments in Fluids*, vol. 20, pp. 178–188, 1996.
- [3] G. Delay, "Analyse des écoulements transitoires dans les systèmes d'injection directe essence, effets sur l'entraînement d'air instationnaire du spray," Ph.D. dissertation, Institut National Polytechnique de Toulouse, 2005.
- [4] A. Ferrari and F. Paolicelli, "An indirect method for the real-time evaluation of the fuel mass injected in small injections in common rail diesel engines," *Fuel*, vol. 191, pp. 322–329, 2017.
- [5] K. Reif, *Gasoline Engine Management*. Springer Vieweg Wiesbaden, 2014.
- [6] M. H. Chaudhry, *Applied Hydraulic Transients*. Springer Verlag New York, 2014.
- [7] W. Zielke, "Frequency-dependent friction in transient pipe flow," *ASME Journal of Basic Engineering*, vol. 115, no. 3, pp. 109 – 115, 1968.
- [8] G. A. Schohl, "Improved approximate method for simulating frequency-dependant friction in transient laminar flow," *ASME Journal of Fluids Engineering*, pp. 420 – 424, 1993.
- [9] L. Svilainis, P. Kabisius, and S. Kitov, "Ultrasonic transit time flow meter for diesel : initial analysis," *Ultrasound*, vol. 65, no. 4, pp. 16–21, 2010.
- [10] M. Willatzen, "Flow acoustics modelling and implications for ultrasonic flow measurement based on the transi-time method," *Ultrasonics*, vol. 41, pp. 805–810, 2003.
- [11] "IFR technical brochure," http://www.injection.efs.fr/images/pdf/2-debit/FT_EN_IFR600.pdf, accessed : 2017-11-10.
- [12] L. M. Rodriguez-Anton, J. Casanova-Kindelan, and G. Tardajos, "High pressure physical properties of fluids used in diesel injection system," SAE Technical Papers, Tech. Rep., 2000.