

Réduction du bruit d'échappement automobile

De nouvelles méthodologies pour de nouveaux défis

Patrice Potiez, Juan V. Correcher,
ECIA,
Unité Stratégique Echappements Série,
Bois sur Près,
F-25550 Bavans,
France

Francisco Payri, Antonio J. Torregrossa,
Universidad Politécnica de Valencia,
Departamento de Máquinas y Motores Térmicos,
Aptdo. 22012,
46071 Valencia,
España

Dans cet article, nous allons présenter une analyse des méthodologies classiques concernant le « design acoustique » d'un système d'échappement en insistant notamment sur leurs inconvénients, à savoir, l'approche empirique impliquant un grand nombre de prototypes et d'essais ainsi que la nécessité de disposer d'une source moteur ; ceci étant incompatible aujourd'hui avec les exigences de temps et de coût de développement. D'autre part, nous introduisons la présentation d'une nouvelle méthodologie mise en place dans notre département « étude/design » qui permet de répondre aux attentes des constructeurs automobiles. Cette dernière, basée sur l'utilisation combinée de modèles de calcul et de caractérisations expérimentales simplifiées (« lean testing ») sera décrite en terme de possibilités et de résultats appliqués...

Jusqu'à présent, la conception d'un système d'échappement automobile du point de vue réduction du « bruit à la bouche » a été fortement basée sur une approche très empirique. Celle-ci reposant, à la fois, sur des caractérisations expérimentales en conditions opérationnelles de fonctionnement et sur la thésaurisation du savoir faire de l'ingénieur d'étude. Les aspects contraignant de cette approche sont :

- Une importante quantité de prototypes à réaliser de la phase de mise au point à celle du « design définitif ».
- En conséquence, un grand nombre d'essais de type banc moteur pour évaluer les performances de ces prototypes, générant des files d'attente en terme de charges.
- Une limitation des voies d'investigation et d'optimisation (nouveaux types de schémas) compte tenu des 2 points précédents.

Les exigences actuelles des constructeurs automobiles tant du point de vue technique (évolution des spécifications des normes d'homologation) que celui du projet (durée de développement en 3 voire 2 ans) rendent obsolète ce type de méthodologie. Corrélativement, de tels coûts de développement ne sont plus justifiables dans un contexte de plus en plus compétitif, défini par :

- La nécessité de proposer au constructeur une grande flexibilité dans la mise au point de solutions optimales et adaptées à chacune de ses évolutions produit (véhicule, moteur).

- La limitation d'obtention de supports réels de développement pour l'équipementier due principalement à une mise au point en parallèle du moteur par le constructeur ainsi que la diminution chez ce dernier du nombre de supports potentiels.

Ainsi, pour répondre à cette attente, il faut introduire une rupture dans la manière de concevoir le système d'échappement. Dans un premier temps, il est nécessaire de :

- Développer et fiabiliser des modèles numériques issus de codes de calcul permettant de quantifier le bruit rayonné par la bouche pour une source moteur donnée, afin de donner des orientations judicieuses pour la conception du produit y compris même si cette source n'est toujours pas complètement définie.
- Développer des méthodes expérimentales simples et précises pour la caractérisation de silencieux dans des conditions qui simulent au mieux l'excitation moteur avec néanmoins une maîtrise et une flexibilité plus importantes.

Ces outils constituent la base sur laquelle est fondée une nouvelle méthodologie de conception. L'utilisation combinée des approches numérique et expérimentale donne lieu à une réduction importante des durées des boucles de mise au point, ce qui offre davantage l'opportunité de définir un optimum (compromis entre performance moteur et bruit à la bouche).

Dans les paragraphes suivants, nous donnerons d'abord une description des différents outils expérimentaux et

numériques mis au point ; puis une proposition d'une méthodologie de conception sera ébauchée et enfin des résultats seront présentés à partir de quelques exemples concrets.

Définition des outils

Aspect expérimental

La caractérisation expérimentale du bruit à la bouche de l'échappement à partir d'un essai sur banc moteur est indispensable pour déterminer une référence de fonctionnement ; cependant, elle est inexploitable à des fins de constitution de modèles numériques compte tenu de la complexité et de la diversité des paramètres entrant en jeu. Par conséquent, il est apparu nécessaire de mettre au point un ensemble de caractérisations expérimentales simplifiées à partir de la mise en œuvre d'écoulement stationnaire ou/et d'excitation acoustique. Celles-ci permettent non seulement de vérifier l'influence de chacun de ces paramètres (termes sources/géométries/schémas...) et de leurs interactions mais également d'être capable d'y intégrer un plus grande contrôle de la précision (reproductibilité et répétabilité). L'interprétation des phénomènes en isolant un à un chacun des paramètres influents s'en trouve de ce fait grandement facilitée.

Principalement, 3 types de grandeur vont être caractérisées sur des moyens séparés et donner la « signature » intrinsèque du prototype. Ces 3 types de caractérisation vont permettre de définir respectivement les niveaux de contre pression (puissance moteur absorbée par l'échappement), d'atténuation acoustique (filtre des premières harmoniques d'excitation moteur) et bruit d'écoulement (souffle). Pour l'atténuation acoustique, les mesures sont effectuées sur un moyen appelé « banc d'impulsion », de façon à déterminer les caractéristiques transitoires de propagation d'ondes de pression à travers le silencieux. Dans les deux autres cas, on suppose, pour simplifier le problème, que les principales caractéristiques à étudier ne sont pas vraiment dépendantes du caractère pulsatoire de l'écoulement d'un échappement, mais plutôt reliées à la composante continue et stationnaire, ce qui permet l'usage d'un banc de flux à écoulement stationnaire. Cela est parfaitement justifié dès lors que la contre pression de l'échappement et les problèmes de bruit d'écoulement apparaissent critiques dans la plage haute de régime moteur (puissance moteur maxi), durant laquelle la vitesse moyenne de l'écoulement est beaucoup plus importante que les aspects fluctuations associés au processus de remplissage.

Nous allons décrire ces moyens expérimentaux ainsi que les types de mesures en résultant.

Banc de flux à écoulement stationnaire

Comme dit auparavant, la contribution en perte de charge d'un silencieux à la contre pression globale de l'échappement peut être obtenue grâce à la mesure de sa perte de pression en régime stationnaire pour un débit donné.

La figure 1 montre le schéma de principe de l'installation expérimentale utilisée pour ces mesures.

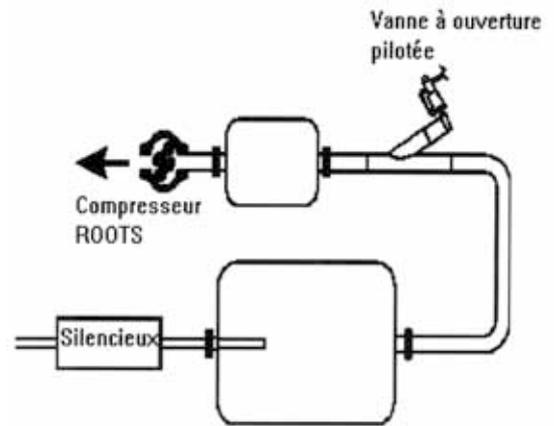


Fig.1 : Installation expérimentale pour mesures de pertes de pression

L'essai est menée en créant une aspiration d'air à température ambiante afin de garantir une température d'entrée stabilisée. Un compresseur de type « Roots » est utilisé comme source d'aspiration. On inclut dans le montage un important volume (réservoir) afin d'atténuer toute fluctuation de pression générée au niveau du silencieux et garantir ainsi des conditions stables de débit en amont du débitmètre, (anémomètre à fil chaud) placé à six fois le diamètre du tube en aval du réservoir.

Le flux est canalisé vers le compresseur par un long tube droit, dans lequel est placée une chambre d'expansion afin d'isoler le prototype à mesurer des fluctuations de pression générées par les soufflantes du compresseur. Une vanne « linéaire » est placée en amont de la chambre d'expansion de façon à pouvoir réguler la vitesse du flux d'air qui passe à travers le silencieux.

La mesure du bruit d'écoulement (bruit de souffle) est à peu près effectuée de la même façon, à l'exception du fait que le compresseur souffle de l'air à l'intérieur du silencieux. Un écran (réflexion acoustique maximale) a été placé dans le plan de sortie de la bouche de sorte de reproduire des conditions de source ponctuelle semi-hémisphérique. Un schéma de l'installation de mesure est présenté dans la figure 2.

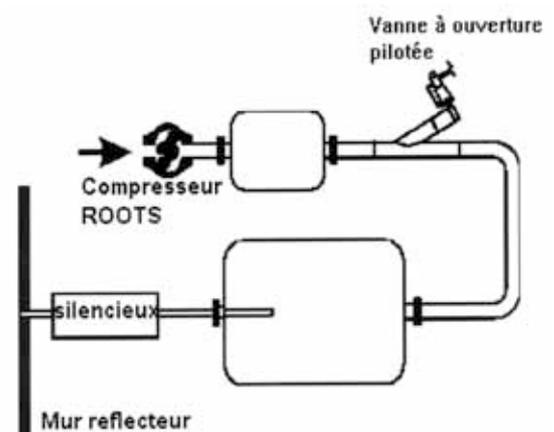


Fig.2 : Installation expérimentale pour mesures de pertes de bruit d'écoulement

Les résultats de mesures (pression sonore) pour ce dernier type de caractéristique permettent de comparer différents types de solutions très rapidement. Ils n'ont pas la prétention de se substituer à un environnement de fonctionnement réel mais de donner rapidement une tendance.

Banc d'impulsion

L'atténuation du bruit « harmonique » est le principal objectif recherché dans la mise au point acoustique du silencieux d'échappement, et c'est pourquoi la détermination d'une grandeur acoustique parfaitement représentative est nécessaire. Les méthodologies de conception classiques s'appuient sur la caractérisation en conditions réelles, à travers la mesure du bruit de bouche. Évidemment, cela donne l'information la plus réaliste qui soit, mais présente surtout l'inconvénient de la difficulté d'analyse et d'interprétation des résultats, principalement dû aux fortes interactions entre les différents éléments composant le système d'échappement. C'est pourquoi il est impératif, même du point de vue de la réduction des coûts, de développer une méthode de caractérisation qui pourrait donner des informations suffisamment réalistes sur chaque composant (silencieux).

Si les résultats obtenus ne peuvent être pris en compte directement dans la conception globale de l'échappement, la méthode expérimentale retenue devra quant à elle permettre des mesures dans des conditions proches de la réalité. C'est particulièrement important dans le cas du premier silencieux (pot avant), soumis à des fluctuations de pression à forte amplitude. Plusieurs possibilités ont été analysées dans ce but. La méthode d'évaluation classique est le tube d'impédance [1], dans lequel le silencieux est excité avec des sons purs et une terminaison de type anéchoïque est mise en place. Cette méthode requiert beaucoup de temps et n'est pas réellement adaptée à notre attente du fait d'une excitation trop faible. Les méthodes à deux capteurs comme la méthode des deux microphones [2] et la méthode de la fonction de transfert [3, 4, 5], en excitation de type pseudo-aléatoire sont assez courantes et permettent de déterminer les propriétés acoustiques du silencieux dans la gamme de fréquence utile avec malgré tout la nécessité d'utiliser des sources de forte amplitude en basse fréquence (pas toujours réaliste!).

Ces méthodes peuvent être améliorées pour tenir compte de l'écoulement moyen et de l'amortissement acoustique [6], en étant plus proche de la réalité, mais leur application est restreinte à des cas linéaires et en aucun cas une terminaison anéchoïque n'est nécessaire; ceci peut être évité par l'usage de la méthode de localisation de deux sources [7], dans laquelle deux paires de capteurs sont utilisées. Cette méthode est théoriquement bien faite [8], il n'est pas certain qu'elle ait été appliquée avec succès à des cas réels. Dans ce cadre, la méthode d'impulsion [9] est particulièrement bien adaptée à nos objectifs.

Dans cette méthode, le silencieux est excité par une impulsion de pression dont le spectre large bande doit être aussi plat que possible. Les parties incidente et transmise de l'impulsion sont déterminées par un traitement de signal approprié (fenêtrage) des signaux temporels de pression

obtenus, et la perte de transmission est obtenue directement par l'analyse spectrale de ces signaux.

L'installation utilisée dans notre cas a les particularités suivantes [10] :

- L'impulsion incidente est générée en contrôlant la décharge (vanne) provenant du réservoir haute pression.

- La longueur des tubes, placés entre la vanne et le silencieux, et entre le silencieux et la sortie ouverte a été déterminée de façon à éviter toutes réflexions d'ondes parasites et donc de bien caractériser les parts incidente et transmises.

Un schéma de l'installation expérimentale est représenté par la figure 3. La pression instantanée est enregistrée au moyen des transducteurs 1 et 2 et les résultats sont obtenus au moyen d'un analyseur de spectre et sont ensuite interprétés. L'amplitude du pulse de pression est comparable, bien qu'un peu plus faible, à celle trouvée dans la ligne d'échappement d'un moteur mono cylindre tournant à faible et moyen régime. Il est évident que la forme de l'impulsion ne correspond pas exactement à une décharge de soupape en sortie cylindre, étant donné que seul le signal instantané est simulé. Néanmoins, la caractéristique principale en ce qui concerne le contenu du spectre de l'excitation est la soudaine augmentation de la pression au début de l'impulsion, ce qui détermine, comme nous le verrons plus tard, un spectre pseudo-aplati. Cela représente un avantage complémentaire du point de vue de la caractérisation, étant donné que le silencieux est excité à des amplitudes comparables dans toute la gamme de fréquence utile.

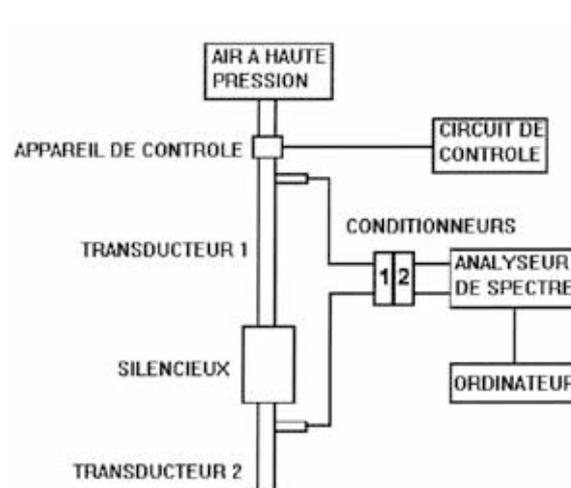


Fig.3 : Schéma du banc d'impulsion

A titre d'exemple, le schéma de la figure 4 montre la perte de transmission d'un silencieux perforé concentrique, comparé à la prédiction théorique donnée par la théorie acoustique linéaire. On peut observer que les conditions de mesure incluent un certain taux de dissipation, ce qui détermine les différences observées, et garantit un résultat plus vraisemblable que la théorie.

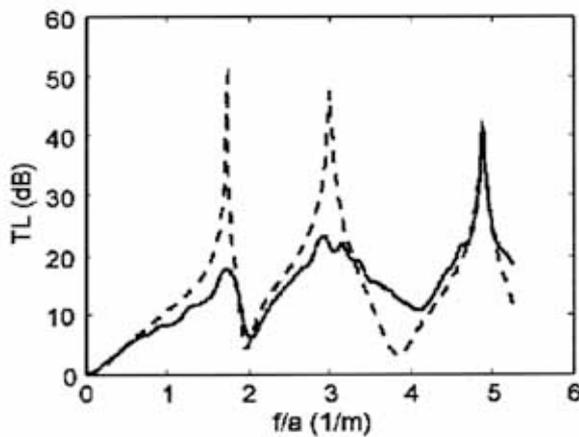


Fig.4 : Perte de transmission d'un silencieux perforé : théorique en pointillé et mesuré en trait plein

Aspect calcul

Dans tous les cas, le critère final d'acceptation d'un certain design d'échappement est le respect des cahiers des charges imposés par le constructeur sur le bruit de bouche émis. C'est pourquoi, bien que des informations importantes puissent être obtenues par les processus expérimentaux décrits ci-dessus, il est nécessaire de disposer très tôt dans le projet de quelques évaluations du bruit de bouche émis. Dans la pratique, la mesure de cette grandeur en conditions réelles n'est pas réalisable dans le court terme du projet, il faut donc recourir à l'élaboration de modèles numériques à l'aide de modules personnalisés [11].

Le bruit de bouche est le résultat de l'interaction entre l'écoulement induit par le processus d'échange des gaz à la sortie du tuyau d'échappement et les conditions extérieures. Ce bruit peut être calculé à partir du signal temporel du débit volumique à la sortie canule, dont la prédiction nécessite la connaissance des conditions de flux dans le collecteur, la ligne et la canule d'échappement. Les différentes approches proposées dans la littérature pour effectuer ce calcul [13] peuvent être classées en 3 groupes :

- les méthodes basées sur la théorie acoustique linéaire,
- les méthodes basées sur les calculs de débit non stationnaires et non linéaires,
- les méthodes hybrides qui combinent les calculs linéaires et non linéaires.

La théorie acoustique a été globalement utilisée dans la conception de silencieux [14], et c'est encore aujourd'hui le principal outil utilisé par les ingénieurs de développement. Vu sa simplicité et son coût d'exploitation (temps CPU machine) relativement bas et sa capacité à traiter des éléments relativement compliqués, la théorie acoustique donne une première approche « raisonnable » du problème. Le réel problème d'appliquer simplement cette théorie réside surtout dans la non prise en compte du couplage

d'une source de débit décrite simplement et d'une source acoustique non-linéaire instationnaire, telle le moteur à combustion interne [15]. En pure théorie acoustique, seules les sources linéaires indépendantes du temps sont prises en compte, de sorte que l'on obtient seulement une description simpliste de l'interaction entre la source et le système d'échappement [13]. Les calculs de débit non stationnaires ont été principalement orientés vers l'amélioration des performances [16] mais leur application à la prédiction du bruit date de plus de vingt ans [17, 18]. Plus tard, d'autres cas ont inclus des calculs complexes (lois d'entropie de l'écoulement spécifiques) qui utilisent la méthode des caractéristiques dans les différentes approches qui suivent : la méthode non maillée [19] et la méthode maillée [20], ainsi que les calculs de différences finies [21] et l'approche à volume fini [22]. Ces méthodes fournissent une représentation efficace de l'interaction entre la source (moteur) et le débit dans les tuyaux, étant donné que ces deux systèmes sont résolus en même temps. Le problème dans ce cas est la difficulté à inclure des schémas plus complexes (silencieux) que quelques cas simples bien décrits analytiquement. D'importants progrès ont néanmoins été récemment constatés [23].

Pour résumer, nous pouvons déclarer que la théorie acoustique classiquement utilisée décrit assez bien le débit dans le système d'échappement mais néglige la description de l'interaction entre le moteur et le système d'échappement. En revanche, les calculs de débit non stationnaires et non linéaires fournissent une bonne description de cette interaction mais sont incapables de traiter des éléments complexes. Les méthodes hybrides [24, 25] essaient de cumuler les avantages de ces deux approches.

Du fait qu'elles peuvent s'appliquer à la conception de l'échappement, il est clair que certaines des méthodes énumérées ci-dessus méritent qu'on leur prête attention. En fait, la facilité avec laquelle on peut comprendre les phénomènes d'atténuation demeure le principal avantage d'un calcul acoustique linéaire, ce qui est parfaitement à une première analyse du système d'échappement en phase de pré étude.

En ce sens, les modèles linéaires devraient jouer un rôle important dans la partie la plus interactive du processus de conception, menant à des solutions approximatives qui peuvent être vérifiées par les expériences ou, dans une étape intermédiaire, par les résultats de modèles de calculs plus élaborés.

D'un autre côté, les modèles complexes, hybrides ou non linéaires, sont difficiles d'utilisation et nécessitent un effort informatique considérable (mise en œuvre, temps de calcul...). Néanmoins, nous verrons, outre le fait qu'ils sont utilisés comme substituts pour un certain nombre d'essais, qu'ils peuvent aussi être utilisés pour donner des modèles acoustiques simples avec des informations importantes sur le comportement d'un moteur.

Calcul linéaire : le programme CLE d'ECIA

Le programme CLE (Conception de Lignes d'Échappement) est basé sur la théorie acoustique linéaire. Les descriptions habituelles que l'on trouve dans les manuels sont utilisées pour les éléments les plus courants et, dans certains cas

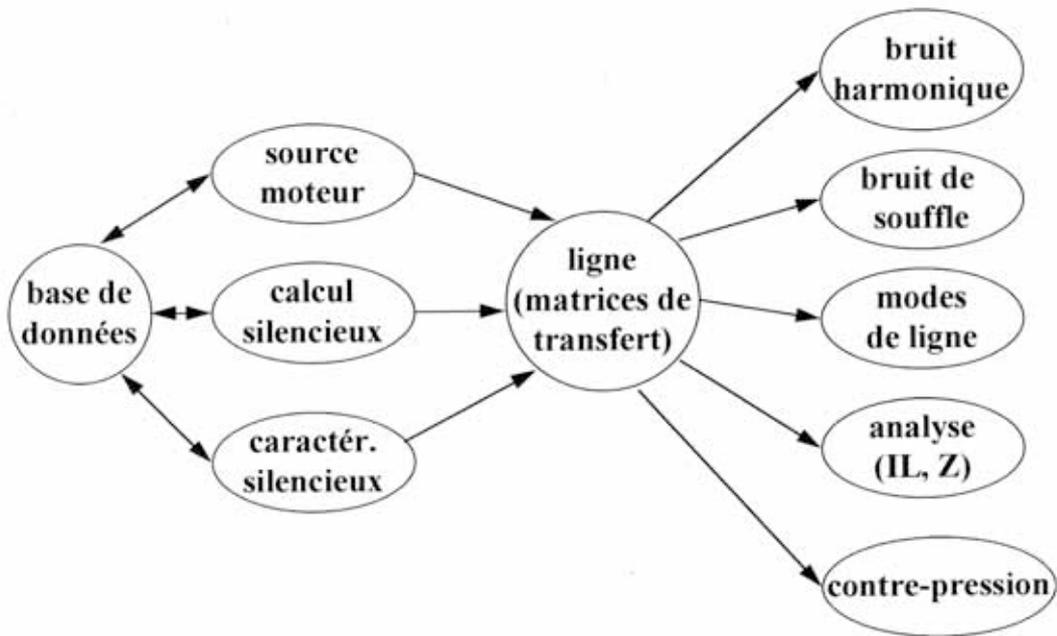


Fig.5 : Structure du programme CLE

importants, des modèles simples ont été développés pour des silencieux bien précis, en se basant sur les informations obtenues au moment de l'exécution de vastes études paramétriques avec des outils expérimentaux décrits dans le paragraphe 2A. De plus, toutes les données obtenues à partir de ces essais sont classées dans une banque de données et peuvent être incorporées dans le calcul qui permet d'évaluer des solutions existantes dans de nouveaux projets ainsi que de capitaliser le savoir-faire.

Ces caractéristiques, associées à un interface utilisateur simple, rend ce programme très adapté pour son utilisation pendant les étapes de la conception au niveau du bureau d'étude.

Un schéma de la structure du programme est montré figure 5.

La modélisation de la source est un point original du programme CLE.

En fait, cela répond aux doutes apparus il y a quelques temps sur la nécessité d'utiliser une description non-linéaire complète du flux dans le système d'échappement [26, 27]. Des calculs non-linéaires étaient utilisés pour déterminer la vitesse instantanée du volume à la source, puis la description linéaire du système d'échappement était appliquée afin de mettre sous fichier informatique la vitesse du volume à la sortie. Évidemment, ces méthodes n'expliquent pas l'interaction entre le moteur et le système d'échappement, mais elles offrent la possibilité d'inclure dans le calcul des informations qui sont directement liées aux caractéristiques (géométrie, architecture...) du moteur déterminant son comportement en tant que source de bruit.

Cela a été la démarche suivie dans le programme CLE, où est incluse une corrélation de source obtenue par une vaste étude paramétrique effectuée grâce au programme hybride NEWAM (brièvement décrit dans le paragraphe suivant).

A cet effet, un outil performant est disponible, dans le sens où une représentation de source acoustique moteur est envisageable au moment de concevoir les principales caractéristiques du système d'échappement.

Calcul hybride : le calcul NEWAM

La méthode de calcul est basée sur la décomposition de la perturbation de pression qui existe dans un tube avec un débit non-stationnaire monodimensionnel (comme c'est le cas pour le système d'échappement des moteurs à combustion interne pour les premières harmoniques). Décomposition selon une onde incidente qui s'éloigne du moteur et une onde réfléchie qui s'en rapproche. Ces 2 composantes peuvent être calculées à la fois à partir de la théorie acoustique linéaire et de la méthode des caractéristiques.

L'idée fondamentale de la méthode est que le silencieux est supposé se comporter comme un système linéaire caractérisé par 4 paramètres complexes (coefficients de réflexion et de transmission) liant sous forme d'une matrice les grandeurs complexes d'entrée et de sortie (pression, débit). C'est la raison pour laquelle cette application nécessite le calcul d'amplitudes complexes d'ondes de pression qui agissent sur le silencieux, le calcul ou la mesure des coefficients de réflexion et de transmission du silencieux et l'association de la description linéaire du silencieux au calcul du débit instationnaire non-linéaire.

Le calcul de ces composantes de pression est immédiat quand les équations du flux unidimensionnel sont résolues au moyen de la méthode des caractéristiques, en utilisant simplement les conditions d'onde simple. Pour disposer de la représentation dans le domaine fréquentiel, nous appliquons seulement la transformée discrète de Fourier.

Étant donné que l'intégration est exécutée sur une période T , il est nécessaire d'avoir une solution initiale pour un cycle moteur complet avant que le calcul hybride ne commence, ce qui implique que la procédure de couplage soit itérative.

La détermination des coefficients de réflexion et de transmission peut être faite soit par calculs théoriques, ce qui est la procédure habituelle quand les prototypes ne sont pas encore fabriqués, soit par des mesures expérimentales, dans le cas où un silencieux déjà existant (par exemple le catalyseur) peut être utilisé, ou dans les calculs fins précédant les essais sur banc moteur. Dans ce dernier cas, il est évident que la méthode du banc d'impulsion, donnant directement les coefficients de réflexion et de transmission, est particulièrement adaptée.

Comme nous l'avons vu dans les paragraphes précédents, la méthode couplée sera itérative, et nous avons besoin d'une solution initiale pour un cycle moteur entier. Un choix adéquat de cette solution initiale peut accélérer la convergence de la méthode. En particulier, partir d'une solution initiale, qui reproduit approximativement l'influence du silencieux sur les ondes de pression dans le domaine temporel, produit une convergence plus rapide de la méthode.

Comme exemple illustrant la qualité des résultats, (voir figure 6) la prédiction du bruit émis par un moteur 2 litres à allumage contrôlé tournant à un régime de 1 500 tours/minute est comparée à des mesures de bruits, pour deux configurations d'échappement différentes. On peut observer que la comparaison peut être considérée comme étant suffisante, et par conséquent ces calculs peuvent prendre la place de quelques-uns des essais moteur dont on a besoin pour valider la première étape de conception.

Intégration des outils dans le processus de développement

A ce stade, nous disposons d'un ensemble d'outils de caractérisation et de simulation numérique, cela est nécessaire mais non suffisant. Il faut maintenant définir la manière de les mettre en œuvre dans les différentes phases du projet. Nous allons donc aborder la méthodologie de conception acoustique, fondamentale pour capitaliser le maximum d'expériences issues des différents projets. La figure 7 décrit une logique de développement d'un système d'échappement, du point de vue acoustique, correspondant à son bruit de bouche et sa contre-pression.

On peut distinguer principalement dans ce synoptique deux grandes étapes :

- la pré-étude
- l'étude

La Pré-étude

Le but de la pré-étude est de déterminer les principales caractéristiques de la définition géométrique du système d'échappement (longueurs et diamètres des tuyaux, volume des silencieux, position et « design » des schémas internes).

Cette définition est abordée selon des critères économiques et techniques et est réalisée dans un court laps de temps (quelques semaines), en concurrence avec d'autres fournisseurs. L'enjeu de cette phase est déterminant pour le choix du fournisseur final.

L'apport des outils de simulation numérique tels que le logiciel CLE (défini ci-dessus) est donc primordial. Dans ce cadre, un ensemble (simplifié) de données moteur doit être fourni par le constructeur soit sous la forme de source théorique soit par détermination expérimentale (support

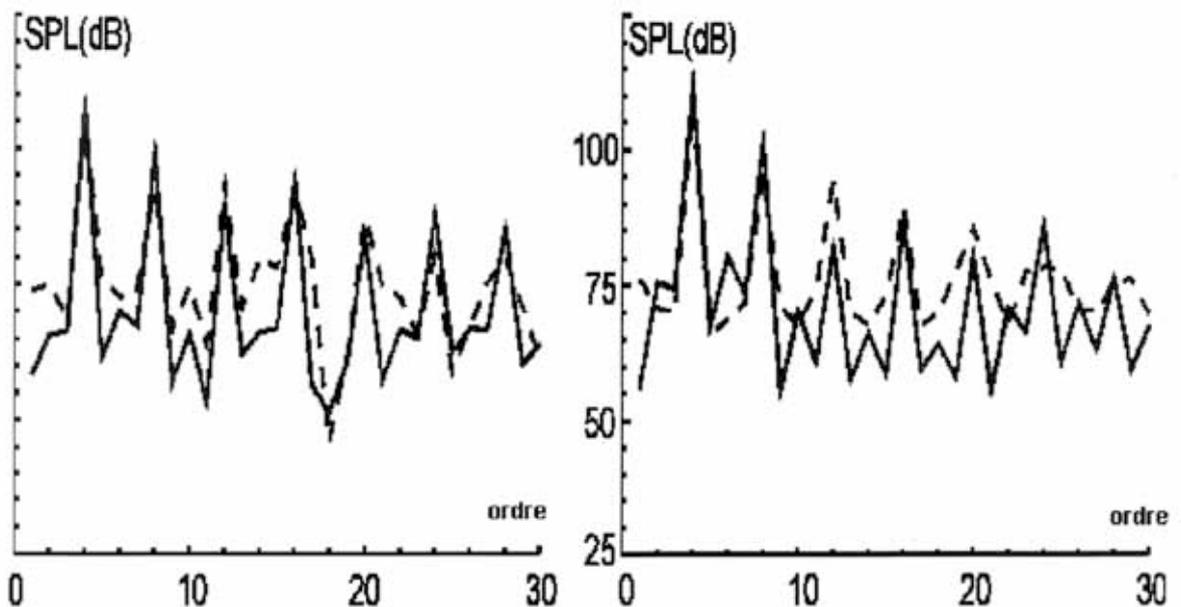


Fig.6 : Comparaison de spectre de bruit prédit (en pointillé) et mesuré (en trait plein)

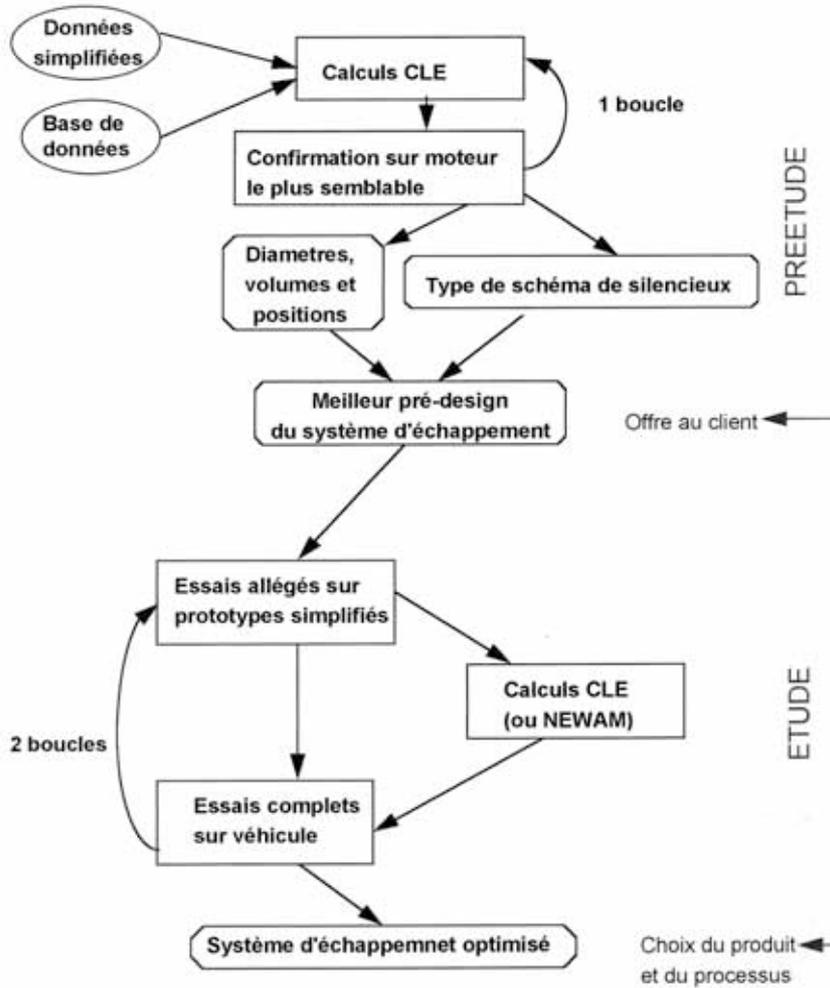


Fig.7 : Diagramme de la méthodologie de conception

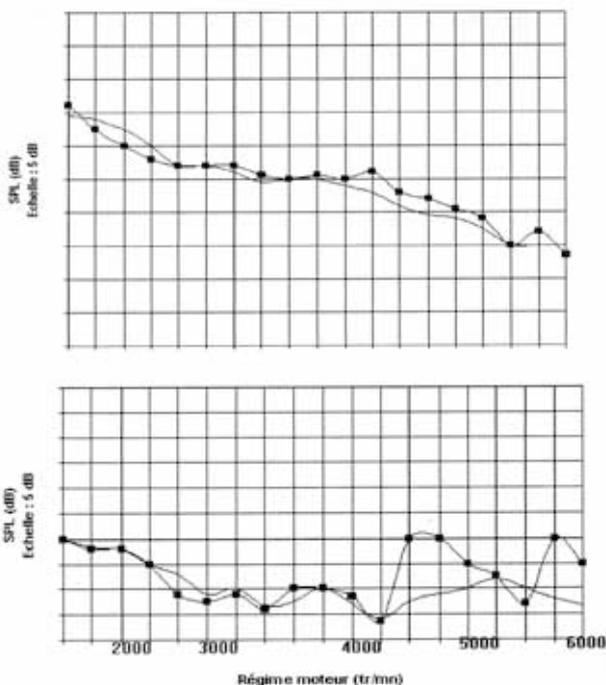


Fig.8 : Comparaison entre un bruit prédit (trait plein) et mesuré (trait plein avec des points)

existant et stable); en l'absence de données moteur, la base existante incluse dans le logiciel permettra d'aller rechercher le cas d'un support proche. Il en est de même pour la constitution du système d'échappement (silencieux et pots catalytiques).

Ce code est couramment utilisé par les ingénieurs de développement permettant d'assurer le maximum de réactivité dans le projet. A titre d'exemple, la figure 8 montre la corrélation essais/calcul dans le cadre d'un projet appliqué.

Un tel calcul est très rapide (quelques CPU ou secondes); de nombreuses itérations sont par conséquent parfaitement envisageables pour déterminer l'optimum. Le choix des variantes à utiliser dans les calculs, en intégrant les contraintes imposées par le projet, est guidé par différentes considérations, comme la méthode Taguchi et l'expérience accumulée durant des années par l'équipe de développement.

En outre, le programme CLE inclut des critères physiques qui permettent l'analyse des résultats et suggèrent de nouvelles prédictions. Si cela est nécessaire, les meilleures préconisations peuvent être vérifiées expérimentalement sur le moteur le plus proche du futur support réel (à ce stade du projet, un moteur représentatif n'est généralement pas disponible).

La finalité de ce processus aboutit au meilleur « pré-dessin » du système remplissant les exigences fonctionnelles et économiques (jalon correspondant au choix du fournisseur dans le cadre d'un projet automobile).

Deux exemples des possibilités de cette procédure sont montrés dans les figures 9 et 10 ci-dessous :

- Le premier correspond à la proposition d'un système de catalyseur rapproché (proximité collecteur) à la place d'une position plus classique, permettant d'obtenir une réduction du volume (litres) du silencieux.

- Le second est l'amélioration obtenue avec le programme CLE sur un silencieux existant sur le marché (modification du schéma interne) en vue d'un nouveau projet.

La phase Étude

La phase Étude, quant à elle, consiste à la mise au point de la ligne d'échappement dans sa finalité industrielle.

Dans ce cas, le point de départ est le système défini dans la phase précédente, et le but est l'optimisation du schéma interne du silencieux.

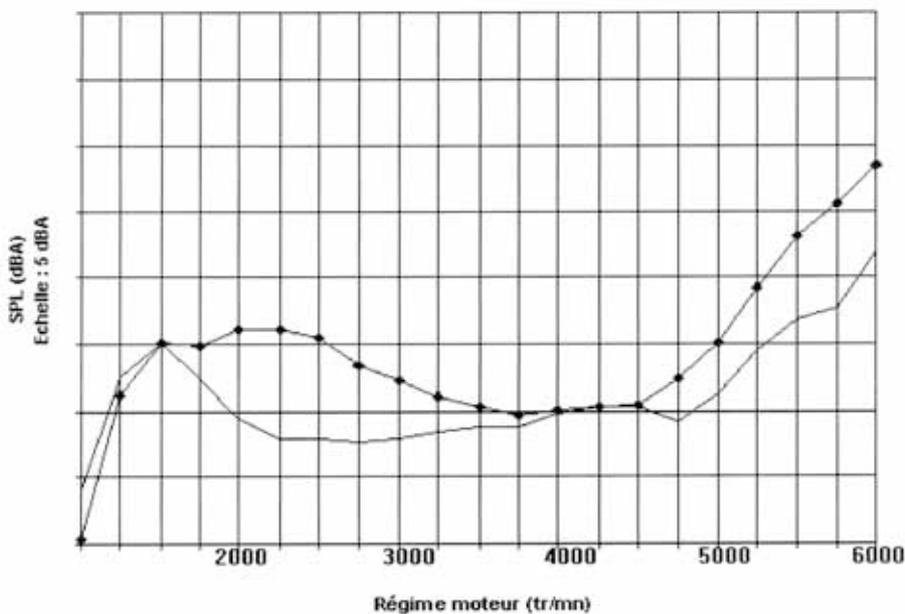


Fig.9 : Bruit de bouche (2ème ordre), comparaison entre un catalyseur sous plancher (trait plein avec des points) et un catalyseur rapproché (trait plein)

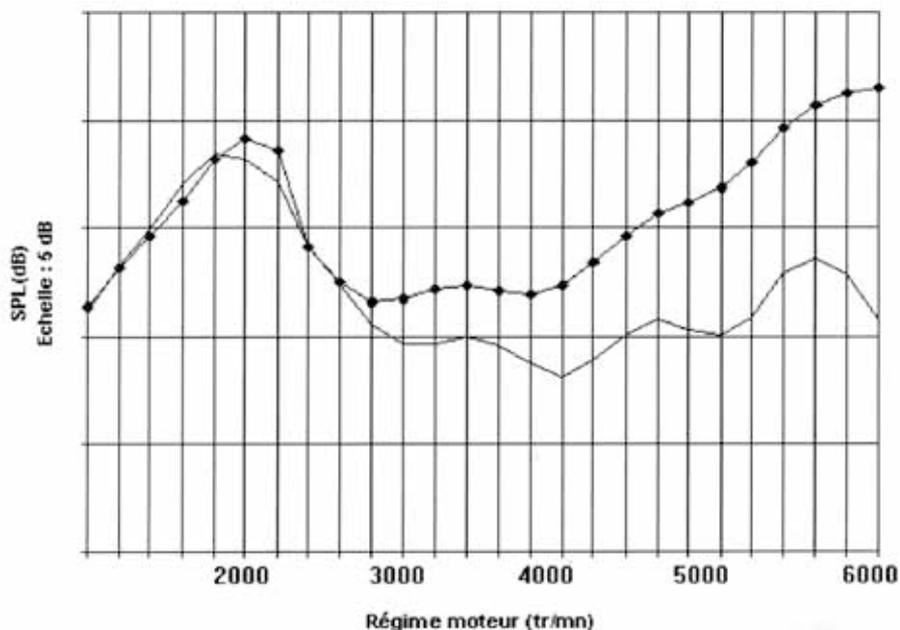


Fig.10 : Influence sur bruit de bouche (2ème ordre) des modifications internes d'un silencieux, suggérées par le programme CLE : définition originale (trait avec des points) et nouvelle définition (trait plein)

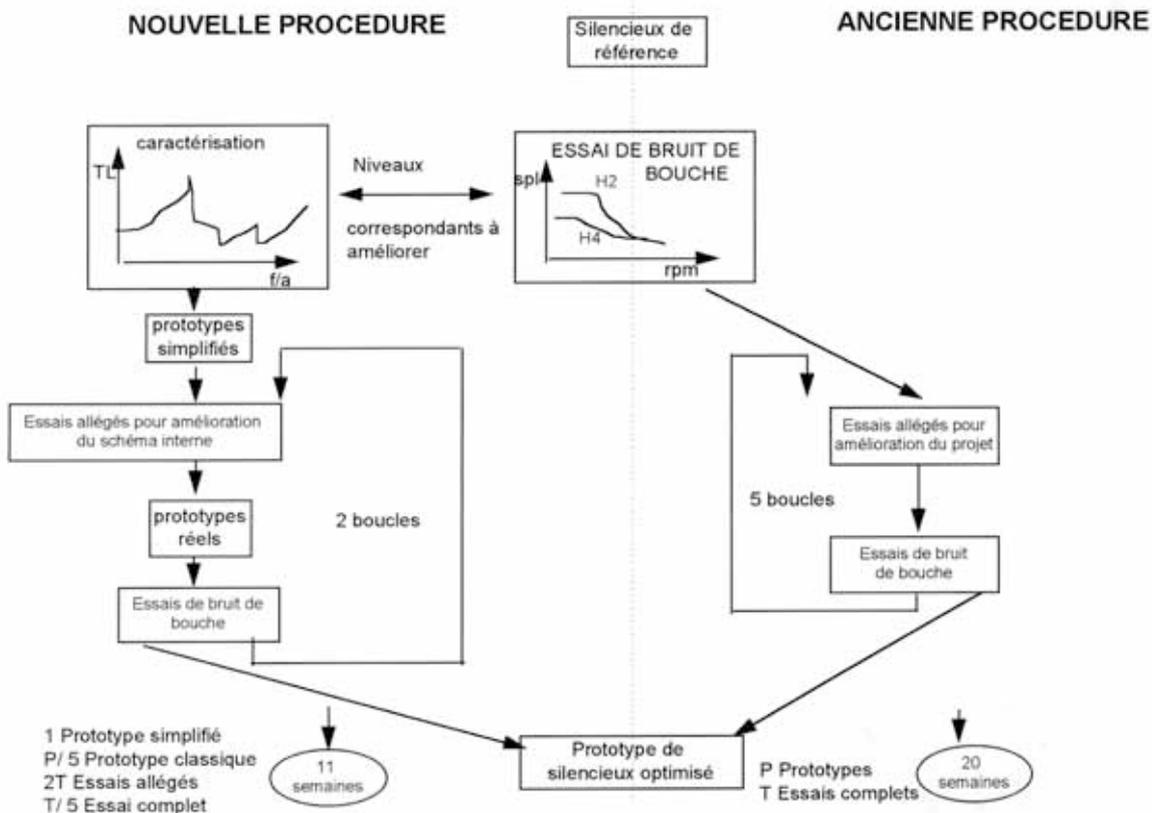


Fig.11 : Méthodologie de développement de silencieux : comparaison

Dans la figure 11, nous montrons la comparaison entre la procédure classique et la nouvelle procédure concernant l'optimisation du silencieux. L'utilisation d'essais allégés menés sur bancs d'impulsion et bancs de flux stationnaires constitue une partie importante de ce processus. Un autre concept tout aussi fondamental consiste en l'utilisation d'un prototype simplifié.

La combinaison de ces méthodes nous permet de réaliser des essais simples et rapides de mise en œuvre, à bas coût et en s'affranchissant de tout support moteur ou véhicule (à l'exception de l'essai de référence (silencieux)). Deux boucles d'essais allégés sont en général nécessaires. Bien sûr, les différents outils de prédiction supportent cette procédure d'une façon interactive, le programme CLE dans l'analyse de l'acoustique linéaire et de la perte de pression et le programme NEWAM, de manière moins systématique, dans l'étude de phénomènes non-linéaires comme la formation d'ondes de choc le long du système ou l'influence de la réflexion des ondes dans le système d'échappement sur le vidage cylindre moteur (performance de puissance et couple moteur).

Un exemple d'une telle optimisation est donné dans les figures 12 et 13 (voir page 14). Respectivement, nous montrons dans la figure 12 la fonction de transfert d'un silencieux, mesurée sur le banc d'impulsion ainsi qu'une comparaison de deux silencieux ayant la même définition

géométrique : l'un (appelé "original" dans la figure) est la configuration de départ, alors que l'autre (appelé "amélioré") est le résultat des essais allégés menés sur le banc d'impulsion en changeant les différentes grandeurs géométriques du silencieux. On a de ce fait pu constater qu'un gain considérable en atténuation acoustique avait ainsi pu être obtenu.

La figure 13 montre la vérification en configuration réelle. Les prototypes du silencieux original et du silencieux amélioré ont été essayés sur véhicule. On peut ainsi constater que les tendances (réduction de bruit) sont celles dégagées par les résultats des essais allégés, confirmant ainsi la faisabilité de la procédure utilisée.

Les bénéfices de cette nouvelle méthodologie sont quantifiables :

- D'une part, le développement est accéléré. Avec la procédure classique, cinq boucles de création de prototypes et d'essais (vingt semaines au total) étaient nécessaires à comparer aux deux boucles d'essais et un jeu de prototypes (onze semaines au total), ce qui signifie qu'une réduction de 50 % du temps de développement a été atteinte.

- D'autre part, la nouvelle méthodologie permet d'être davantage réactif à l'évolution du projet. L'utilisation d'un support réel (véhicule/moteur), quoique toujours nécessaire, devient

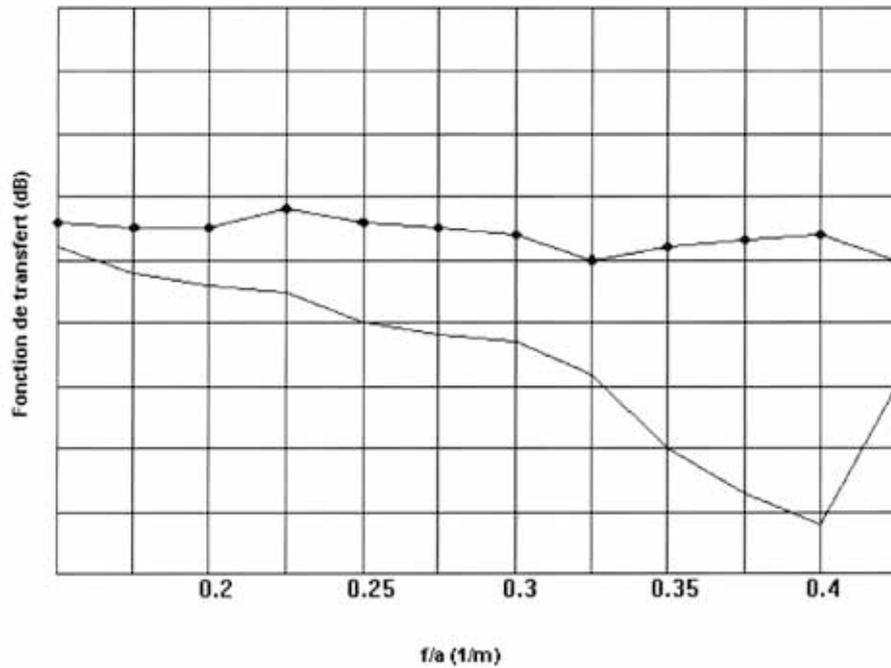


Fig.12 : Fonction de transfert mesurée : silencieux original (trait plein avec des points) et silencieux amélioré (trait plein)

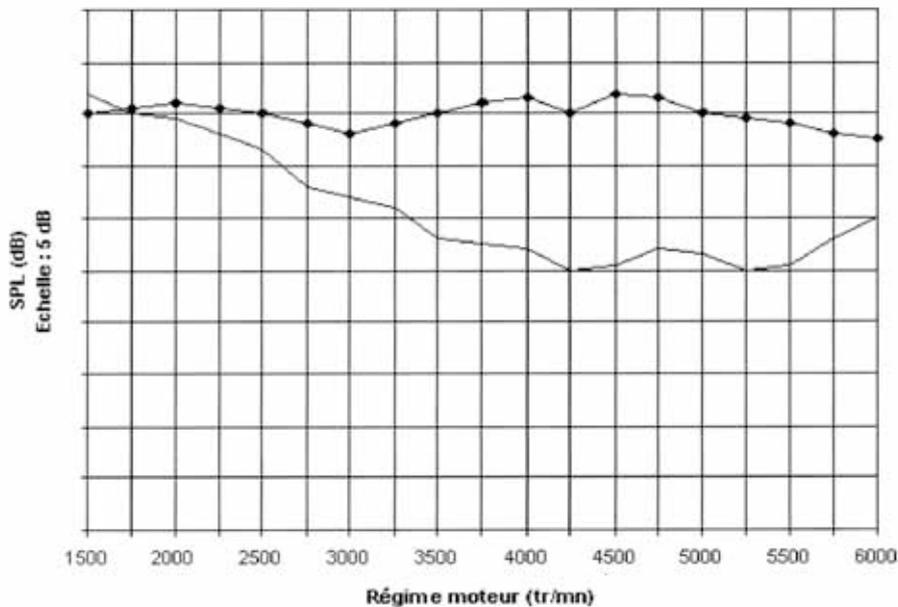


Fig.13 : Bruit de bouche mesuré (2ème ordre) avec un silencieux original (trait plein avec des points) et un silencieux amélioré (trait plein)

plus légère que dans le passé. Cela représente un énorme avantage pour le constructeur automobile, confronté à la gestion de son parc prototypes et à leur disponibilité. En outre, la fabrication de prototypes simplifiés va de pair avec une réduction considérable des coûts si nous les comparons avec la réalisation de prototypes classiques, soit un gain estimé à environ 75 %.

Concernant le coût comparé des boucles d'essais, nous pouvons affirmer un gain d'environ 60 %.

Indépendamment des économies dégagées, l'avantage principal de cette nouvelle approche réside dans la robustesse des préconisations techniques compte tenu des outils mis en œuvre pour l'optimisation du dessin. En effet, il est possible de tester (avec des calculs et des essais allégés) un plus grand nombre de variantes. Cela permet d'identifier les paramètres critiques et une fois que la solution est retenue, il est parfaitement possible de prendre en compte la variation fonctionnelle du produit en fonction des tolérances de réalisation.

Résumé et conclusion

La problématique actuelle du « design acoustique » d'un système d'échappement a été décrite, démontrant notamment l'insuffisance des procédures classiques de développement par l'utilisation de supports réels de moins en moins disponibles ainsi que la durée des boucles de mise au point plus incompatibles avec les nouvelles exigences des constructeurs automobiles.

Une des réponses à ces exigences consiste en l'utilisation d'une nouvelle méthodologie basée sur l'utilisation combinée d'essais (allégés) de caractérisation expérimentale et de simulation de modèles numériques.

Nous avons donné une brève description des outils utilisés, en indiquant leurs avantages et leurs limites ainsi que leur utilisation dans les différentes phases du projet.

Finalement, nous avons illustré l'application de cette méthodologie par la présentation de quelques exemples de définition produit avec une comparaison à la méthode classique.

La principale conclusion de cet article est que l'utilisation rationnelle d'une méthodologie comme celle décrite ci-dessus entraîne une réduction substantielle de temps et de coût de développement, de façon à fournir une réponse appropriée aux demandes actuelles des constructeurs automobiles. De plus, les résultats obtenus indiquent qu'il est en général possible d'arriver non seulement à des solutions acceptables, mais aussi à des géométries d'échappement optimisées, puisqu'il est possible d'évaluer un plus grand nombre de variantes.

Références bibliographiques

- [1] Panicker, V.B., M.L. Munjal, "Impedance tube technology for flow acoustics", *Journal of Sound and Vibration* 77 (4), pp. 573-577, 1981.
- [2] Seybert, A.F., D.F. Ross, "Experimental determination of acoustic properties using a two-microphone random-excitation technique", *Journal of the Acoustical Society of America* 61 (5), pp. 1362-1370, 1977.
- [3] Chung, J.-Y., D.A. Blaser, "Transfer function method of measuring in-duct acoustic properties. I. Theory", *Journal of the Acoustical Society of America* 68 (3), pp. 907-913, 1980.
- [4] Chung, J.-Y., D.A. Blaser, "Transfer function method of measuring in-duct acoustic properties. II. Experiment", *Journal of the Acoustical Society of America* 68 (3), pp. 914-921, 1980.
- [5] Chu, W.T., "Extension of the two-microphone transfer function method for impedance tube measurements", *Journal of the Acoustical Society of America* 80 (1), pp. 347-348, 1986.
- [6] Munjal, M.L., A.G. Doige, "The two-microphone method incorporating the effects of mean flow and acoustic damping", *Journal of Sound and Vibration* 137 (1), pp. 135-138, 1990.
- [7] Munjal, M.L., A.G. Doige, "Theory of a two source-location method for direct experimental evaluation of the four-pole parameters of an aeroacoustic element", *Journal of Sound and Vibration* 141 (2), pp. 323-333, 1990.
- [8] Abom, M., "A note on the experimental determination of acoustical two-port matrices", *Journal of Sound and Vibration* 155 (1), pp. 185-188, 1992.
- [9] Singh, R., T. Katra, "Development of an impulse technique for measurement of muffler characteristics", *Journal of Sound and Vibration* 56 (2), pp. 279-298, 1978.
- [10] Broatch, A., Metodología experimental para el estudio de la respuesta acústica de elementos silenciadores de motores de combustión interna. PhD Thesis. Universidad Politécnica de Valencia, 1995.
- [11] Davies, P.O.A.L., M.F. Harrison, "Predictive acoustic modelling applied to the control of intake/exhaust noise of internal combustion engines", *Journal of Sound and Vibration* 202 (2), pp. 249-274, 1997.
- [12] Landau L.D., E.M. Lifshitz, *Fluid Mechanics*, Pergamon Press, Oxford, 1959.
- [13] Jones, A.D., "Modelling the exhaust noise radiated from reciprocating internal combustion engines - A literature review", *Noise Control Engineering Journal* 23 (1), pp. 12-31, 1984.
- [14] El-Sharkawy, A.I., N.M. El-Chazly, "A critical survey of basic theories used in muffler design and analysis", *Applied Acoustics* 20, pp. 196-218, 1987.
- [15] Bod'en, H., "The multiple load method for measuring the source characteristics of time-variant sources", *Journal of Sound and Vibration* 148 (3), pp. 437-453, 1991.
- [16] Benson, R.S., *The thermodynamics and gas dynamics of internal combustion engines*, Clarendon Press, Oxford, 1982.
- [17] Blair, G.P., S.W. Coates, "Noise produced by unsteady exhaust efflux from an internal combustion engine", *SAE Paper 730160*, 1973.
- [18] Coates, S.W., G.P. Blair, "Further studies of noise characteristics of internal combustion engine exhaust systems", *SAE Paper 740713*, 1974.
- [19] Jones, A.D., G.L. Brown, "Determination of two-stroke engine exhaust noise by the method of characteristics", *Journal of Sound and Vibration* 82 (3), pp. 305-327, 1982.
- [20] Ferrari, G., R. Castelli, "Computer predictions and experimental tests of exhaust noise in a single cylinder internal combustion engine", *Noise Control Engineering Journal* 24 (2), pp. 50-56, 1985.
- [21] Payri, F., A. Torregrosa, M.D. Chust, "Application of MacCormack schemes to I.C. engine exhaust noise prediction", *Journal of Sound and Vibration* 195 (5), pp. 757-773, 1996.
- [22] Sapsford, S.M., V.C.M. Richards, D. R Amlee, T. Morel, M.T. Chappell, "Exhaust system evaluation and design by non-linear modeling", *SAE Paper 920686*, 1992.
- [23] Onorati, A., "Nonlinear fluid dynamic modeling of reactive silencers involving extended inlet/outlet and perforated ducts", *Noise Control Engineering Journal* 45 (1), pp. 35-51, 1997.
- [24] Desantes, J.-M., A. Torregrosa, A. Broatch, "Hybrid linear/nonlinear method for exhaust noise prediction", *SAE Paper 950545*, 1995.
- [25] Payri, F., J.-M. Desantes, A. Torregrosa, "Acoustic boundary condition for unsteady one-dimensional flow calculations", *Journal of Sound and Vibration* 188 (1), pp. 85-110, 1995.
- [26] Jones, A.D., W.K. Van Moorhem, R.T. Volland, "Is a full nonlinear method necessary for the prediction of radiated engine exhaust noise?", *Noise Control Engineering Journal* 26 (2), pp. 74-80, 1986.
- [27] Karnopp, D.C., H.A. Dwyer, D.L. Margolis, "Computer prediction of power and noise for two-stroke engines with power tuned, silenced exhausts", *SAE Paper 750708*, 1975.