

Évaluation de l'impact du masquage des soupapes d'admission et de l'augmentation de la course du piston sur l'aérodynamique interne du moteur Miller

Assessment of the impact of the intake valve masking and piston stroke increasing on the Miller engine's internal aerodynamics

Mihai Niculae¹, Adrian Clenci¹, Victor Iorga-Simă¹, Rodica Niculescu¹

¹ University of Pitești, Târgul din Vale street, 1, Pitești 110040, România, mihai.niculae@upit.ro

RÉSUMÉ. Afin de se conformer aux futures réglementations sur les émissions, il semble que de plus en plus de constructeurs d'automobiles utiliseront le cycle de Miller qui se caractérise par une prolongation de la détente. Dans nos recherches antérieures, nous avons mis en évidence le fait que la mise en œuvre du cycle de Miller présente un inconvénient lié à la diminution de l'intensité de l'aérodynamique interne. Cet article vise à mettre en évidence l'impact de certaines modifications constructives effectuées afin d'améliorer le niveau de turbulence à l'intérieur du cylindre lors du fonctionnement d'après le cycle de Miller. Plus précisément, il s'agit de l'augmentation de la course du piston et de l'introduction d'un masque au niveau des soupapes d'admission. L'effet de ces modifications est évalué par simulation CFD 3D basée sur l'approche RANS.

ABSTRACT. In order to comply with the future emissions regulations, at this point, it seemed that more and more automotive manufacturers will use the Miller over-expanded cycle. In our past research, we highlighted the fact that the implementation of the Miller cycle comes with a drawback related to the decreasing of the intensity of the internal aerodynamics. This paper aims to highlight the impact of some constructive modifications done in order to improve the turbulence level inside the cylinder while operating in Miller cycle. More precisely, it is about the increasing of the piston stroke and the introduction of the masking at the intake valve level. The effect of these modifications is assessed through 3D CFD simulation based on the RANS approach.

MOTS-CLÉS. Cycle Miller, CFD, RANS, aérodynamique interne, augmentation de course, masquage de soupape.

KEYWORDS. Miller cycle, CFD, RANS, internal aerodynamics, stroke increasing, valve masking.

1. Introduction et travaux antérieurs

Dans les recherches antérieures des auteurs, [NIC 20], [NIC 19a], le potentiel du cycle Miller du point de vue énergétique sur le cycle conventionnel a été mis en évidence. En raison de son principe de base, ce cycle est vu comme une des voies préférées pour faire face aux futures réglementations concernant les émissions de CO₂ et de polluants [CLE 08], [CLE 02], mais en même temps, l'aérodynamique interne est affectée, comme indiqué dans le papier [NIC 20] dont son but a été d'étudier l'impact de l'application du cycle Miller sur l'aérodynamique interne d'un moteur.

Étant donné que le flux d'air à l'intérieur du cylindre est formé pendant la course d'admission et maintenu amplifié ou diminué pendant la course de compression, l'étude se concentre uniquement sur ces deux phases. Le but est de construire autant que possible un mouvement organisé à l'intérieur du cylindre pendant la course d'admission et de le préserver pendant la course de compression jusqu'à ce que l'allumage du mélange se produise. Les simulations présentées dans [NIC 20] ont mis en évidence le fait qu'en convertissant le moteur Otto en un moteur Miller en modifiant les lois des soupapes, le niveau de turbulence dans le cylindre diminue considérablement. Pour cette raison, des optimisations constructives sont nécessaires pour atteindre au moins un niveau de turbulence similaire à l'intérieur du cylindre comme dans le cas d'Otto.

La comparaison réalisée dans [NIC 20] est basée sur une simulation CFD 3D d'un moteur entraîné sur un régime assez faible de 1100 tr/min pour ainsi se mettre dans des conditions défavorables pour

évaluer l'intensité de l'aérodynamique interne. Le concept Miller choisi pour ces simulations est basé sur la stratégie EIVC [Early Intake Valve Closing]. Les résultats présentés dans la section suivante représentent une liste de modifications constructives qui ont été choisies pour leur potentiel d'amélioration de la turbulence. Ces modifications consistent à augmenter la course du piston et à appliquer un masquage au niveau des soupapes d'admission afin de rediriger le flux d'air d'une manière plus contrôlée.

La campagne de simulation consiste en cinq simulations instationnaires 3D, réalisées chacune avec un pas de calcul de 1°V. Chaque simulation a duré environ 30 heures sur une machine Intel Xeon (2,3 GHz, 2 CPU, 36 cœurs et 128 Go de RAM). Le domaine de calcul a été discréteisé en utilisant des cellules hexaédriques. Le maillage étant mobile et déformable, le nombre d'éléments de volume varie: 3.706.333 lors du croisement de soupapes et 1.510.648 en fin de course de compression. Cette taille de maillage est le résultat de plusieurs simulations CFD antérieures montrant un bon compromis entre la nécessité d'avoir de bons résultats dans une durée de simulation raisonnable. Les simulations sont basées sur le formalisme RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) et pour le modèle de turbulence, en se basant sur notre expérience précédente, [NIC 19a], [NIC 19b], le modèle k-zeta-f [OGO 09] a été choisi.

2. Simulations, analyse des résultats

2.1. Augmentation de la course du piston

Le principe derrière cette idée, [ALI 16], est basé sur le fait qu'avec l'augmentation de la course du piston, la vitesse du piston augmente également, conduisant à une augmentation en termes de turbulence pendant l'admission et, l'objectif est d'avoir cette même conséquence pendant la phase de compression.

Ci-dessous, la conservation du débit volumique d'air appliquée sur la phase d'admission est considérée:

$$W_a \cdot A_{sa} = \bar{W}_p \cdot A_p \Rightarrow W_a = \frac{S \cdot N}{30} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot A_{sa}^{-1} \quad (1)$$

où: W_a [m/s] – la vitesse d'air; A_{sa} [m³] – l'aire de la surface mis à la disposition par la levée des soupapes d'admission, W_p [m/s] – la vitesse moyenne du piston, A_p [m²] – l'aire de la surface de la tête du piston, S [m] – la course du piston, N [rpm] – le régime moteur, D [m] – l'alésage du cylindre.

Selon cette formule, une augmentation de la course (S) se traduit par une augmentation de la vitesse de l'air à l'intérieur du cylindre, d'où l'intérêt pour cette solution (tableau 1, [AUS 10], [KAR 19], [DEM 18], [KIS 16], [GUI 16], [GAZ 11]):

Paramètre / Constructeur	Toyota 2.5 TNGA	VW 1.5 TSI	Audi 2.0 TFSI	Nissan 1.2 DIG-S
Alésage, D (mm)	87.5	74.5	82.5	78
Course, S (mm)	103.4	85.9	92.8	83.6
Rapport S/D	1.18	1.15	1.125	1.07
Rapport de détente	13	12.5	11.7	13.1
Rapport effectif de compression (calculé selon le moment FSA ou IVC)	7.5	9.4	8.9	9

Tableau 1. Certains moteurs Miller disponibles sur le marché

2.1.1. Planification

Afin d'observer et d'analyser l'effet de l'augmentation de la course du piston, le tableau 2 présente les valeurs choisies pour les simulations.

	Référence	Simulation 1	Simulation 2	Simulation 3
Cycle moteur	Otto	Miller	Miller	Miller
Alésage, D (mm)	72	72	72	72
Course, S (mm)	70	70	85	98
S/D ratio	0.972	0.972	1.180	1.361
Rapport de détente	11.3	11.3	13.9	15.9
Rapport effectif de compression	11.3	9.7	11.7	13.5

Tableau 2. Descriptif des cas d'étude pour la simulation 3D.

Les simulations prévues représentent une série d'augmentation progressive de la course du piston, commençant par 70 mm, qui représente la simulation de référence, cycle Otto, et se poursuivant avec la cas Miller, même course de 70 mm (moteur transformé d'Otto en Miller en ne modifiant que les lois des soupapes - figure 1), puis en modifiant la course à 85 mm et à une valeur extrême de 98 mm. Afin de démarrer le processus de simulation, une série de conditions initiales et aux limites ont été définies: par exemple, les pressions instantanées d'entrée et de sortie sur tout le cycle comme conditions aux limites (BC) et pression dans le cylindre au début de la simulation comme condition initiale. Ceux-ci ont été présentés en détail dans le papier [NIC 20].

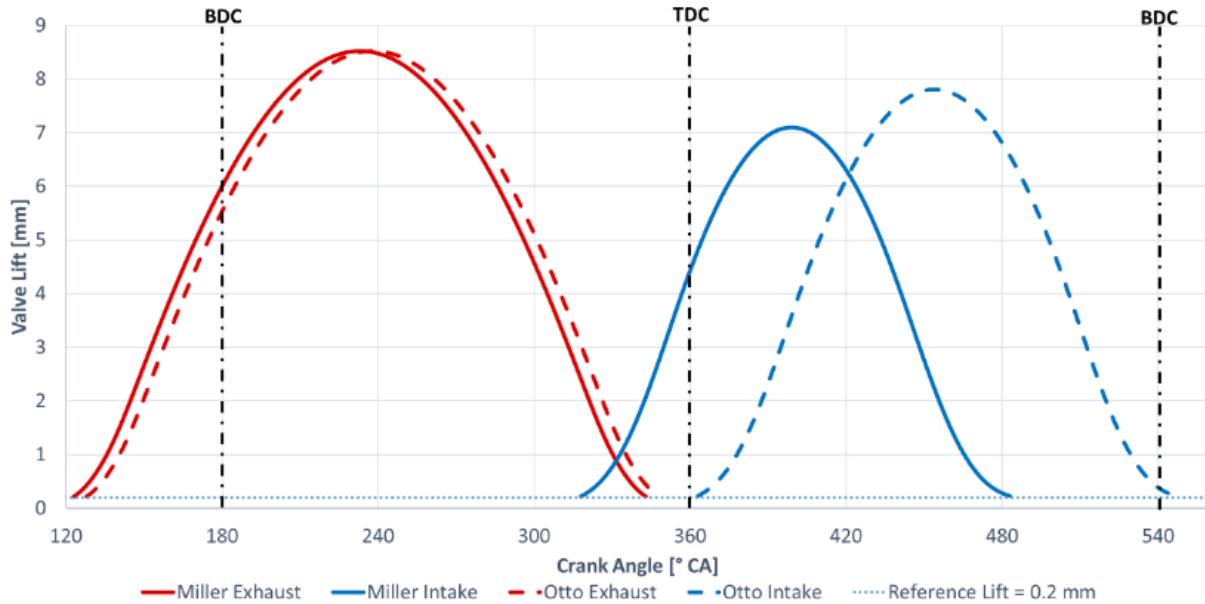


Figure 1. Lois de levée, [NIC 20]

2.1.2. Résultats de la simulation

Dans les simulations effectuées, le début du calcul du cycle est pris à l'instant d'ouverture de la soupape d'échappement (EVO). Pour cette raison, sur les graphes présentés dans cet article, au lieu de la plage habituelle 0-720DV, le cycle commence à 123DV et se termine à 843DV. Pour discuter les résultats, les angles de rotation suivants sont utilisés: 432DV, 434DV, 436DV - les angles correspondant aux vitesses maximales du piston (MVP) pour tous les cas considérés (courses du piston de 70, 85 et 98 mm); 450DV - une position angulaire prise au voisinage des pics de la TKE (voir figure 2); 540DV - l'angle correspondant à la fin de la course d'admission, c'est-à-dire le point mort bas (BDC); 695DV - un angle arbitraire près du point mort haut (TDC) sur la course de compression, pris pour analyser l'intensité du mouvement de l'air dans le cylindre (i.e., en supposant qu'il est plus ou moins avant la production de l'étincelle).

La figure 2 met en évidence l'énergie cinétique turbulente moyenne (TKE) pour les quatre cas présentés dans le tableau 2 dans lesquels la ligne pointillée rouge représente le cas d'Otto.

Une fois la soupape d'admission ouverte (IVO), on peut observer que plus la course est élevée, plus la pente de la TKE est élevée (c'est-à-dire qu'elle augmente plus rapidement). Comme on s'attendait, ceci est simplement généré par les profils des vitesses instantanées du piston pour les trois cas pris en compte. En d'autres termes, avec une course plus élevée, la vitesse du piston augmente plus rapidement, ce qui, à son tour, a un effet sur l'évolution de la TKE (la vitesse du piston étant la principale source de turbulence à l'intérieur du cylindre). Ensuite, les pics des TKE sont atteints un peu plus tard que les angles correspondant au MVP, ce qui est logique compte tenu de l'inertie de la masse d'air. Plus exactement, comme le montre la figure 2, plus la course est élevée, plus les pics de MVP et de TKE se produisent tôt. Ce qui est intéressant, c'est qu'avec l'augmentation de la course, le pic de la TKE devient plus plat, c'est-à-dire ayant une évolution constante plus longue. Cela peut s'expliquer par le fait que la vitesse d'augmentation de la TKE générée par le débit d'air plus élevé (lors de l'augmentation de la course - voir relation 1) est contrebalancée par la réduction de la vitesse du piston. En d'autres termes, cela peut être considéré comme une "compétition ou un jeu à somme nulle": une fois atteint son pic, la TKE aurait tendance à augmenter encore en raison de l'inertie plus élevée de la masse du flux d'air générée par sa vitesse plus élevée, mais celle-ci est contrebalancée par la vitesse du piston, qui est dans sa phase de réduction, générant finalement cette évolution plate constatée sur la figure 2 pour les courses de 98 et 85 mm. Concernant les évolutions descendantes de la TKE dans les cas Miller, au moins jusqu'au moment IVC (et un peu après), on peut voir des valeurs plus élevées que celles correspondant au cas Otto. Ceci est principalement dû à l'intensification de la vitesse d'écoulement de l'air sous les soupapes d'admission qui dans les cas de Miller sont dans leur phase de fermeture, présentant ainsi une zone d'écoulement progressivement décroissante. Une fois que l'IVC s'est produite, la TKE dans les cas de Miller diminue rapidement et, comme le montre la figure 2, n'atteint jamais malgré les valeurs précédemment plus élevées celles du cycle d'Otto. En fait, le mouvement descendant du piston après le moment IVC dans les cas Miller génère une immobilité de l'air à l'intérieur du cylindre. Pour le cas Otto, malgré un pic vraiment plus bas de la TKE (60% plus bas que le cas Miller 98), les valeurs légèrement plus élevées autour du BDC sont simplement causées par le flux d'air sous les soupapes d'admission qui sont en phase de fermeture (évidemment, plus tard que dans le cas Miller, plus précisément, just après TDC).

Pendant la plus grande partie de la course de compression, les évolutions de la TKE pour les 4 cas sont les mêmes que celles établies autour du BDC. La situation change lorsque le piston s'approche du TDC: la TKE recommence à monter, mais c'est plus visible pour le cas du cycle Otto. Selon [SHI 10], ces derniers pics de TKE avant la position TDC sont générés par le mouvement du piston, qui accélère le mouvement de l'air à la fin de la course de compression et les grands vortex (mouvement de tumble - voir tableau 3) sont convertis en plusieurs petits vortex, qui tournent à grande vitesse (turbulence).

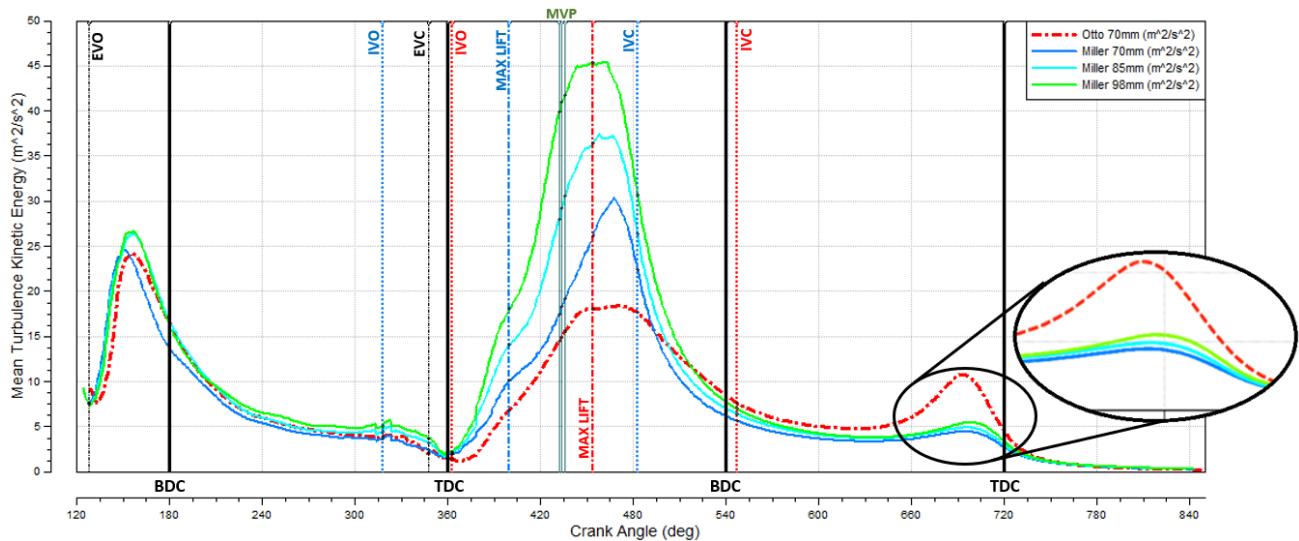


Figure 2. Énergie cinétique de turbulence moyenne (TKE)

Par conséquent, on peut conclure que l'augmentation de la course du piston dans le cas de Miller n'a un effet positif que pendant la phase d'admission, plus ou moins jusqu'au moment IVC, ce qui est bénéfique pour la formation du mélange air-carburant. Cependant, comme on le voit, l'augmentation de la course du piston ne semble pas générer une turbulence plus élevée au voisinage de la production de l'étincelle, comme souhaité pour des raisons d'intensification de la combustion.

En poursuivant l'analyse, ci-dessous sont présentés et discutés les vitesses d'écoulement pour chaque course simulée.

Les figures A0, B0 et C0 du tableau 3 représentent la référence, le cas Otto. À 450DV (figure A0), deux tourbillons qui tournent dans des directions différentes l'un par rapport à l'autre sont identifiés et la vitesse maximale de l'air correspondante est d'environ 40 m/s. Plus tard, à 540DV (correspondant au BDC - figure B0), le mouvement d'écoulement est stabilisé dans un mouvement de tumble uniforme dans le sens antihoraire avec une vitesse maximale d'environ 11 m/s et avec le centre situé près du milieu du plan du cylindre. À 695DV (figure C0), le sens d'écoulement est toujours préservé, mais la vitesse d'écoulement maximale a diminué à environ 7-8 m/s.

Dans le cas de la simulation de Miller, figures A1, B1, C1, trois vortex principaux peuvent être observés, un dans le coin supérieur droit et deux au bas du cylindre. La vitesse maximale de l'air atteinte à 450DV est d'environ 50 m/s dans la zone sous l'ouverture d'admission. Dans l'image B1, les vitesses commencent à diminuer, atteignant un maximum de 6 m/s. Dans le coin supérieur droit, on peut voir que les petits tourbillons mentionnés précédemment se transforment en un grand mouvement de tumble avec le centre situé près de la soupape d'admission. Dans ce cas, le sens d'écoulement est horaire et toujours uniforme. À 695DV, le sens d'écoulement est toujours maintenu mais avec une vitesse d'écoulement maximale d'environ 3 m/s.

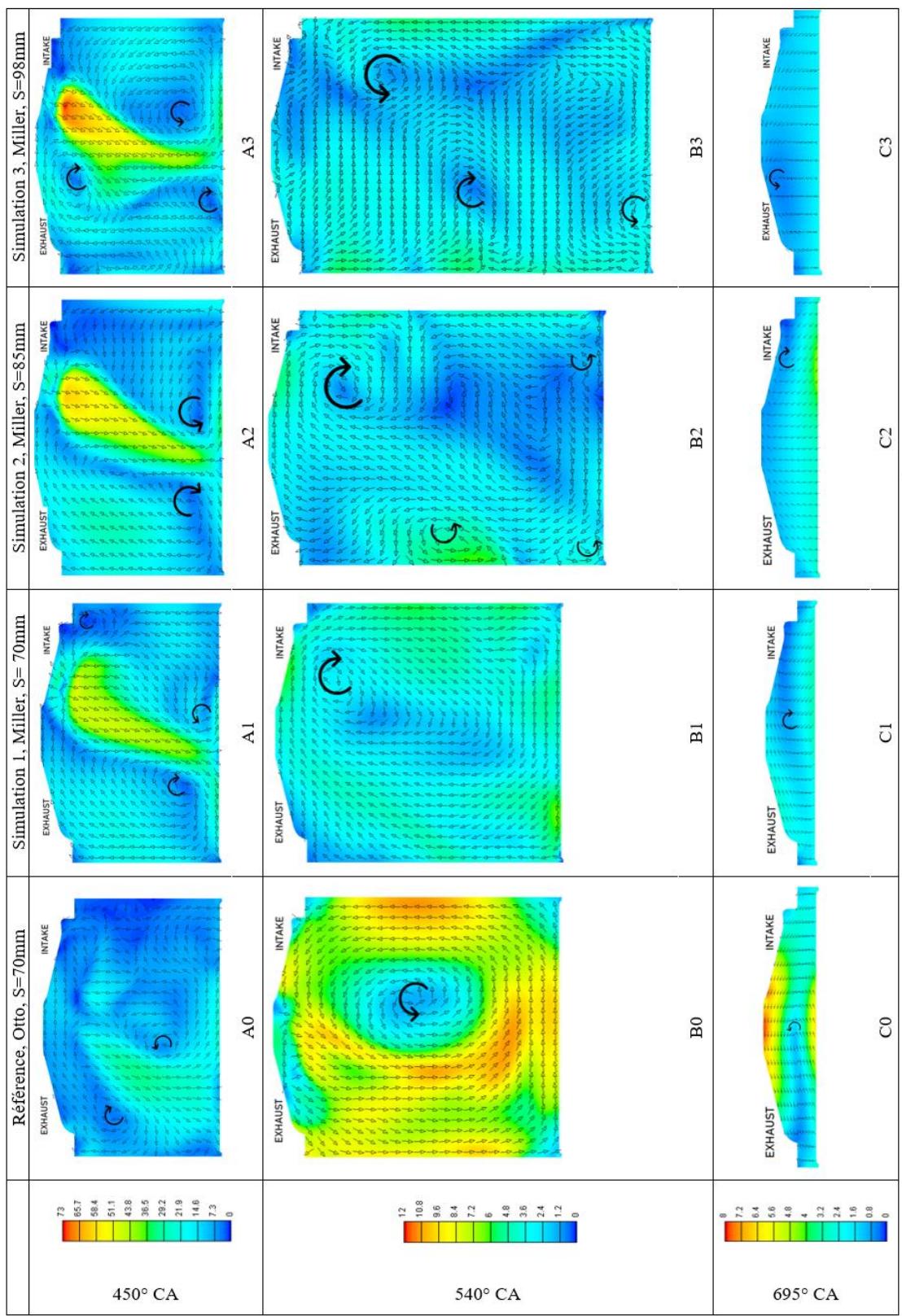


Tableau 3. Résultats des simulations

Dans le cas de la seconde simulation Miller, figures A2, B2, C2, avec une course de 85 mm, deux petits tourbillons sont observés au bas du cylindre. La position et le sens de rotation des tourbillons sont maintenus similaires à ceux de la simulation précédente.

La vitesse maximale atteinte à 450DV a encore augmenté jusqu'à une valeur maximale de 61 m/s pour la zone proche de la soupape d'admission. Une fois que le piston atteint le BDC, figure B2, le grand mouvement de tumble a la même position, dans la partie supérieure droite du cylindre, que Miller 70 mm, mais dans ce cas, le mouvement d'écoulement n'est plus aussi uniforme qu'avant et trois des tourbillons plus petits sont situés dans la zone du bord du cylindre. Sur l'image C2, le sens d'écoulement est toujours maintenu et la vitesse maximale de l'écoulement est un peu augmentée par rapport à la situation précédente (à environ 4 m/s).

Le troisième cas, les figures A3, B3, C3, avec une course de piston de 98 mm, représente un cas extrême. Sur la figure A3, on observe trois tourbillons dans lesquels deux d'entre eux sont positionnés au bas du cylindre et un dans la partie supérieure près de l'axe du cylindre. La vitesse maximale atteinte à 450DV est de 73 m/s et se situe dans la zone proche de l'ouverture d'admission. En comparaison avec les simulations Miller précédentes, le mouvement de l'air est plus intense. Sur la figure B3, le mouvement de tumble principal se trouve dans le côté supérieur droit du cylindre. Comme dans le cas précédent, d'autres petits vortex se forment à l'intérieur du cylindre et le mouvement de l'air n'est plus aussi uniforme que dans les deux premiers cas (Otto et Miller, les deux avec une course de 70 mm). A la fin de la compression, le mouvement d'écoulement se fait dans le sens antihoraire et la zone de vitesse d'écoulement maximale d'environ 2 m/s semble être un peu étendue par rapport au cas précédent.

Par conséquent, sur la base des figures affichées dans le tableau 3, on peut conclure que la vitesse d'admission d'air augmente effectivement avec l'augmentation de la course du piston, mais cette augmentation n'est pas conservée après l'IVC (en fait, comme c'était le cas pour la TKE discutée précédemment). Comme mentionné ci-dessus, dans chaque simulation, la vitesse maximale de l'air à 450DV augmente avec des pas d'environ 10 m/s (40, 50, 61 et 73 m/s), mais au BDC (540DV) et même plus tard, vers la fin de la compression (695DV), les vitesses de l'air tombent en dessous des valeurs enregistrées dans le cas Otto. En termes de mouvements d'air organisés dans le cylindre, le cas de course de 70 mm semble avoir le mouvement le moins chaotique (voir figure B1 dans le tableau 3).

2.2. *Masquage des soupapes d'admission*

Le principe derrière cette idée d'optimisation est basé sur le fait de forcer le mouvement de l'air à s'écouler à travers le chemin souhaité en fermant toutes les autres sections de passage. Le contrôle du trajet d'écoulement peut être réalisé en utilisant un processus de masquage de soupape (également connu sous le nom de soupape à enveloppe) [XU 19], [MUR 15], un masquage du siège de soupape ou un ensemble de volets d'air [YIN 16], installés dans le collecteur d'admission (le deux derniers non discutés dans l'article actuel). Le processus de masquage de la soupape consiste à bloquer un côté de la soupape, généralement le côté inférieur, afin d'augmenter la vitesse du fluide et de favoriser la formation du mouvement de tumble. Le masque de la soupape consiste en une extension de la surface supérieure de la soupape, conçue comme une marche. Lors de la conception du masquage de la soupape, toutes les limitations telles que la hauteur maximale, la distance au mur et les points de contact/frottement ont été prises en compte. Le dessin final est mis en évidence dans la figure 3 avec du vert.

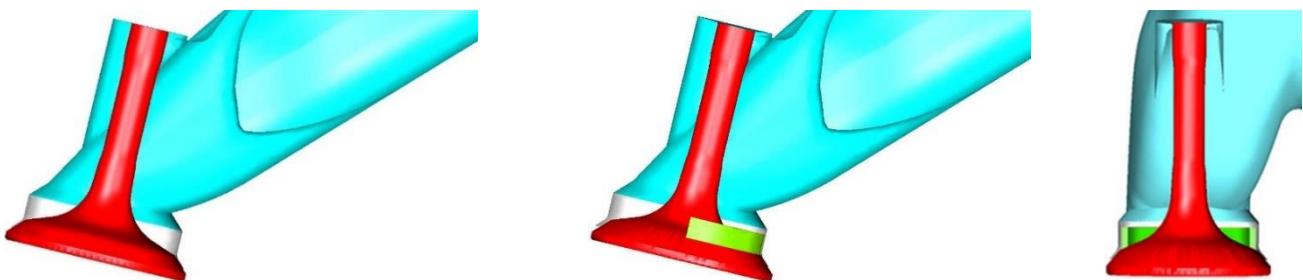


Figure 3. Conception soupape d'admission : gauche-référence, milieu et droite-masquage de soupape

2.2.1. *Planification*

L'effet du processus de masquage des soupapes d'admission sur l'aérodynamique interne du moteur Miller a été étudié par simulation CFD. Pour ce cas particulier, sur la base des résultats précédents, la course du piston choisie est de 70 mm. Par conséquent, ces résultats sont comparés à ceux obtenus

pour le cycle Otto et la course Miller de 70 mm (c'est-à-dire qu'il s'agit d'une comparaison dans des conditions iso-course).

2.2.2. Résultats de la simulation

La figure 4 met en évidence l'énergie cinétique turbulente moyenne (TKE) pour les trois cas mentionnés dans la sous-section précédente, dans laquelle la ligne pointillée rouge représente le cas Otto (comme précédemment), le vert est le Miller standard et le bleu est le Miller avec le masquage de la soupape d'admission.

Pendant la phase d'admission, la TKE maximum est atteinte, comme auparavant, un peu après le MVP et est lié à l'inertie du flux d'air. Dans l'ensemble, comme le montre la figure 4, la TKE est améliorée dans le cas du processus de masquage pendant tout le processus d'admission. Par exemple, en analysant le gain de la TKE aux positions angulaires correspondant aux pics, l'application du masquage de la soupape d'admission dans le cas Miller entraîne une augmentation d'environ 105% par rapport au cas Otto et une augmentation d'environ 25% par rapport au Miller standard. De plus, il convient de noter que le processus de masquage des soupapes d'admission préserve également des valeurs plus élevées du TKE pendant la course de compression: à l'angle arbitraire près du TDC (695DV), pris pour analyser l'intensité du mouvement de l'air dans le cylindre vers la fin de la course de compression (c'est-à-dire en supposant qu'elle est plus ou moins antérieure à la production d'allumage), la TKE est augmentée grâce au processus de masquage de soupape d'environ 32% par rapport au cycle Otto et d'environ 196% par rapport au Miller standard (c'est-à-dire sans masquage de la soupape).

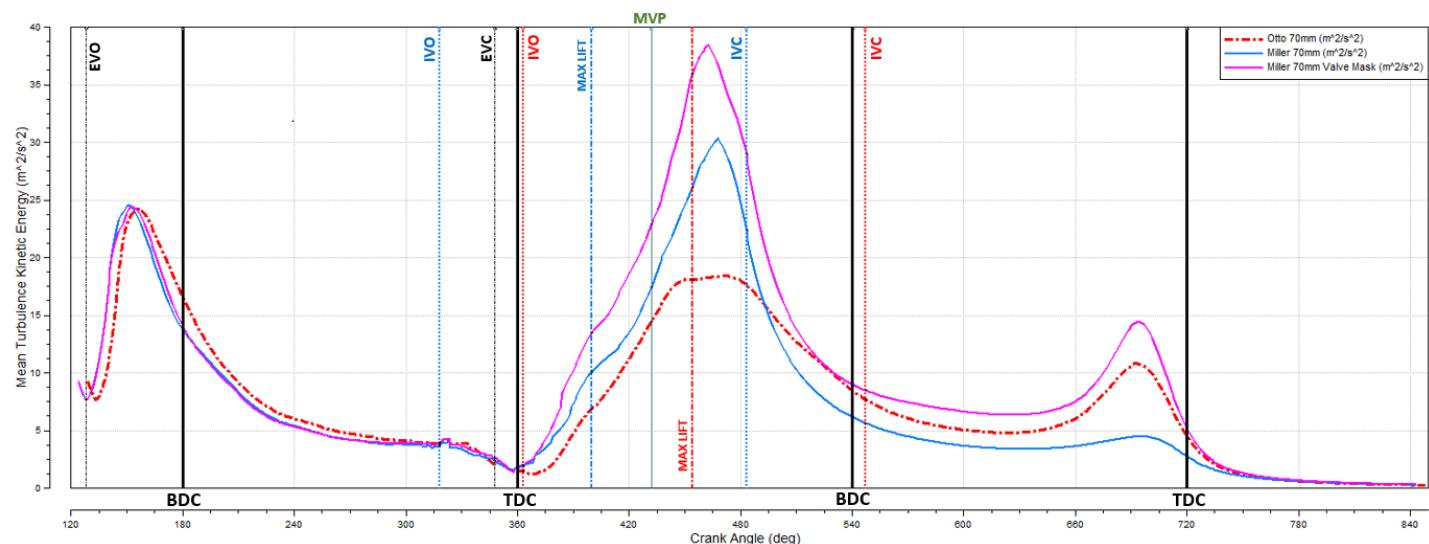


Figure 4. Énergie cinétique de turbulence moyenne (TKE)

Ces résultats peuvent s'expliquer comme suit: au début de la levée de soupape, dans le cas du cycle Miller avec masquage de la soupape d'admission, l'aire de la surface d'écoulement est en fait réduite de moitié en raison de la paroi utilisée pour masquer la soupape (figure 5), ce qui signifie que la même masse d'air (figure 6) passera avec une vitesse d'air théoriquement doublée (voir l'équation 1). Ainsi, la TKE commence à augmenter plus rapidement dans ce cas et ensuite, cette caractéristique est simplement maintenue, ce qui entraîne un pic TKE plus élevé que dans le cas du Miller standard.

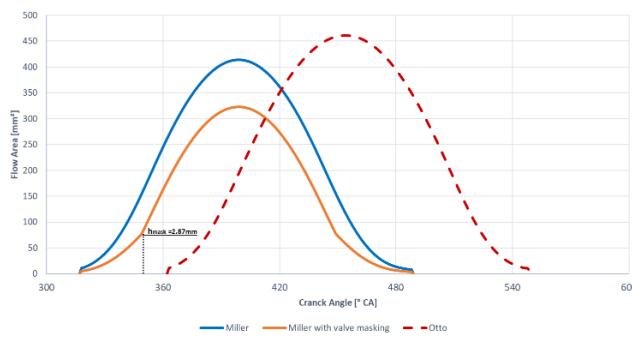


Figure 5. Aires d'écoulement

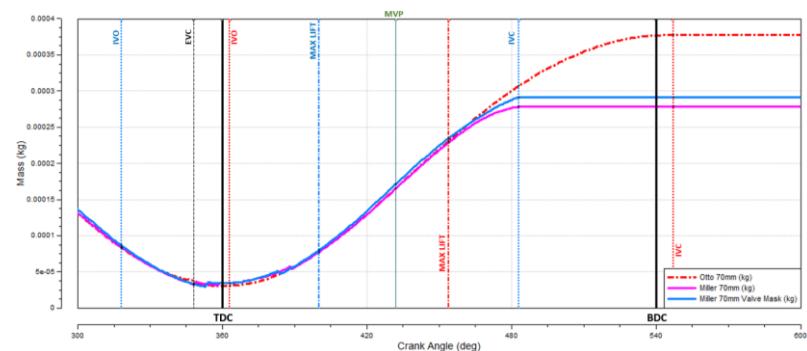


Figure 6. Évolution du débit massique d'air

La figure 7 met en évidence les vitesses d'écoulement à l'intérieur du cylindre à la fin de la course d'admission (540DV) et vers la fin de la course de compression (695DV). En comparant ces résultats avec ceux présentés dans le tableau 3, on peut clairement voir une augmentation des vitesses d'air générées par le masquage des soupapes d'admission. De plus, en ce qui concerne l'aérodynamique interne, maintenant, dans le cas de Miller avec masquage de soupape, il existe un mouvement d'air plus structuré avec un seul grand vortex d'air, qui tourne dans le sens antihoraire. Concernant le centre du vortex, il est désormais positionné à peu près comme dans le cas Otto. (tableau 3, figure B0). À 695DV, le sens d'écoulement est toujours préservé.

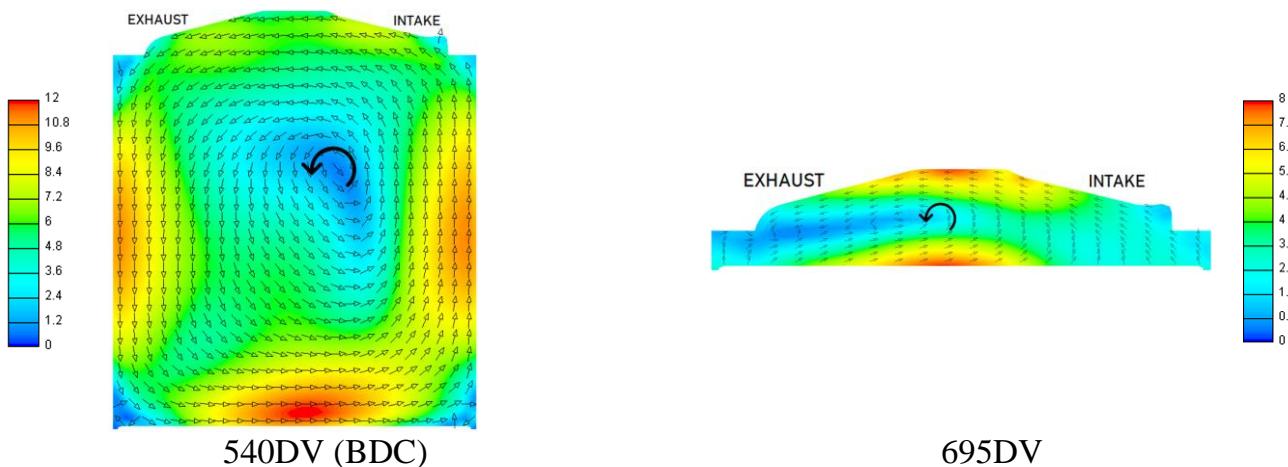


Figure 7. Résultats de la simulation - Miller avec masquage des soupapes d'admission

En termes de taux de tumble, le cas de masquage de soupape a un profil similaire à celui du cycle Otto, mais avec des valeurs plus élevées - figure 9.

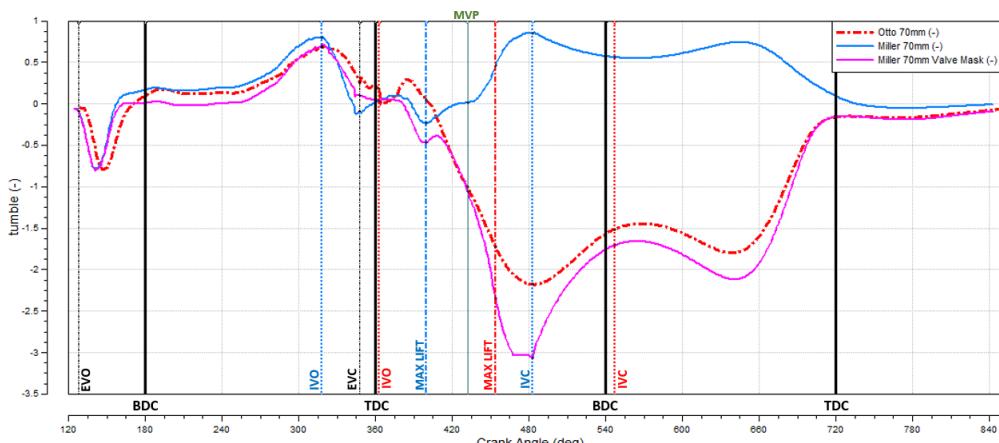


Figure 8. Taux de tumble

Par conséquent, le processus de masquage de soupape semble avoir un potentiel élevé pour améliorer l'aérodynamique interne du moteur, ce qui convient à l'objectif du fonctionnement du cycle

de Miller. Ainsi, avec une structure simple de type paroi appliquée sur la tête de la soupape qui redirige le flux vers sa partie opposée, une amélioration de l'intensité du flux d'air a été obtenue dans le cas Miller par rapport au cas Otto.

3. Conclusions

Il existe plusieurs méthodes qui pourraient améliorer l'aérodynamique interne du moteur pour le cycle Miller, dont deux ont été testées dans cet article: l'augmentation de la course du piston et le masquage des soupapes d'admission. Parlant des cas simulés de manière hiérarchique, le principe avec le potentiel le plus élevé est le masquage de la soupape. Certes, on peut dire que combiner la bonne course de piston avec le processus de masquage de soupape pourrait conduire à des résultats encore meilleurs, mais ce scénario sera testé dans un autre ensemble de simulations.

Sur la base des résultats obtenus, les conclusions suivantes ont été retenues:

- La conversion des lois des soupapes d'Otto en Miller augmente l'énergie cinétique turbulente dans la première phase de l'admission, mais comme indiqué, elle est rapidement détruite après le dépassement du point de vitesse maximale du piston;
- L'augmentation de la course du piston dans le cas Miller n'a un effet positif que sur la première phase de l'admission, et cet effet n'est pas maintenu par la suite;
- L'augmentation de la course du piston augmente en effet l'énergie cinétique turbulente mais avec une structuration de l'écoulement en fin de course d'admission non uniforme;
- Le masquage des soupapes d'admission met également en évidence une augmentation de l'énergie cinétique turbulente pendant la phase d'admission. Toutefois, à la fin de la course de compression, une partie du gain est maintenue, atteignant de valeurs qui se situent au dessus de celles issues de la simulation Otto;
- La simulation de masquage de soupape a montré des vitesses élevées en fin de course d'admission tout en préservant un mouvement uniforme dans le cylindre.

Remerciements

Ce travail fait partie de la coopération scientifique entre l'Université Technique de Sofia, Bulgarie, l'Université de Pitești, Roumanie et le Cnam Paris, France, qui est développée dans le cadre du programme AUF-FRS Bulgarie. Les auteurs remercient Dr. Stéphane Guilain de Renault France pour son soutien à ce travail collaboratif.

Liste des acronymes

°CA ou DV	degrees Crank Angle ou degrés vilebrequin
BC	Boundary Condition(s) – Condition(s) limite(s)
BDC	Bottom Dead Center – Point Mort Bas
CFD	Computational Fluid Dynamics
CPU	Central Processing Unit
EIVC	Early Intake Valve Closing – Fermeture précoce des soupapes d'admission
EVC	Exhaust Valve Closing – Fermeture des soupapes d'échappement
EVO	Exhaust Valve Openinf – Ouverture des soupapes d'échappement
IVC	Intake Valve Closing – Fermeture des soupapes d'admission
IVO	Intake Valve Opening – Ouverture des soupapes d'admission
MVP	Maximum Velocity of the Piston – Vitesse maximale du piston
RAM	Random Acces Memory
RANS	Reynolds Average Navier-Stoke
TDC	Top Dead Center – Point mort haut
TKE	Turbulent Kinetic Energy - Énergie cinétique de turbulence

Références

[NIC 20] NICULAE M., CLENCI A., IORGA-SIMĂN V., NICULESCU R., « A Study on the Influence of the Miller Cycle upon the Engine's Internal Aerodynamics », *The 30th SIAR International Congress of Automotive and Transport Engineering*, 2020.

[NIC 19a] NICULAE M., CLENCI A., IORGA-SIMAN V., NICULESCU R., « An overview on the Miller-Atkinson over-expansion thermodynamic cycle », *IManEE International Conference*, Pitesti 2019.

[NIC 19b] NICULAE M., « Stadiul actual al motoarelor ce utilizează ciclul Miller-Atkinson », Pitesti 2019.

[CLE 08] CLENCI A., PODEVİN P., DESCOMBES G., « Etude thermodynamique de la détente prolongée », *Colloque Francophone sur l'Energie, Environnement, Economie et Thermodynamique, COFRET'08*, Nantes 2008.

[CLE 02] CLENCI A., VASILE H., « Analytical synthesis of intake cam in order to obtain Miller cycle technology », *Mobility & Vehicle Mechanics International Conference*, 2002.

[OGO 09] OGOREVC T., SEKAVČNIK M., KATRAŠNIK T., ŽUN I., « Three-dimensional numerical simulation of the exhaust stroke of a single-cylinder four-stroke ICE », *Forschung im Ingenieurwesen*, n°73, 2009.

[ALI 16] ALI A., MIROSLAW LECH W., PAWEŁ M., « Investigation into the effect of bore/stroke ratio on a single cylinder two stroke opposed piston engine », *Journal of Kones*, n°23, 2016.

[AUS 10] AUSTIN M., « Nissan Announces New 1.2-Liter Three-Cylinder », *Car and driver*, 2010

[KAR 19] KARGUL J., STUHLDREHER M., BARBA D., SCHENK C., BOHAC S., McDONALD J., DEKRAKER P., ALDEN J., « Benchmarking a 2018 Toyota Camry 2.5-liter Atkinson cycle engine with cooled-EGR », *SAE International Journal of Advances and Current Practices in Mobility*, 2019.

[DEM 18] DEMMELBAUER-EBNER W., THEOBALD J., WORM J., SCHELLER P., « The New 1.5-l EA211 TGI evo », *MTZ Worldwide*, 2018.

[KIS 16] KISHI H., « New Powertrains », *Toyota Motor Corporation*, 2016.

[GUI 16] GUILLAUME D., « Présentation moteur: Audi 2.0l TFSI », *Guillaume Darding website*, 2016.

[GAZ 11] GAZEAU Y., « Moteur Nissan 1.2 DIG-S à cycle Miller », *Auto Innovations*, 2011.

[SHI 10] SHIRASAKA M., « The new four-cylinder horizontally- opposed gasoline engine from Subaru », *MTZ Worldwide*, 2010.

[XU 19] XU L., HU P., LUO F., « Study on the influence of masking on the high tumble intake ports of GDI engine by three-dimensional simulation », *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, n°252, 2019.

[MUR 15] MURALI KRISHNA B., MALLIKARJUNA J.M., « Experimental investigations of in-cylinder flows of Engine with Intake Shrouded Valve », *International Journal of Engineering Technology, Management and Applied Sciences Volume 3*, 2015.

[YIN 16] YIN C., ZHANG Z., SUN Y., SUN T., ZHANG R., « Effect of the piston top contour on the tumble flow and combustion features of a GDI engine with a CMCV: A CFD study », *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics Volume 10*, 2016.