

III.1 Introduction

Dans ce chapitre, seront exposés des résultats de simulation de trois types des huiles différentes. À cet effet, la résolution des équations sera déterminée à l'aide d'un programme en FORTRAN qui a été mis à notre disposition par notre encadreur pour voir l'influence de la viscosité de ces huiles sur le system chemise piston.

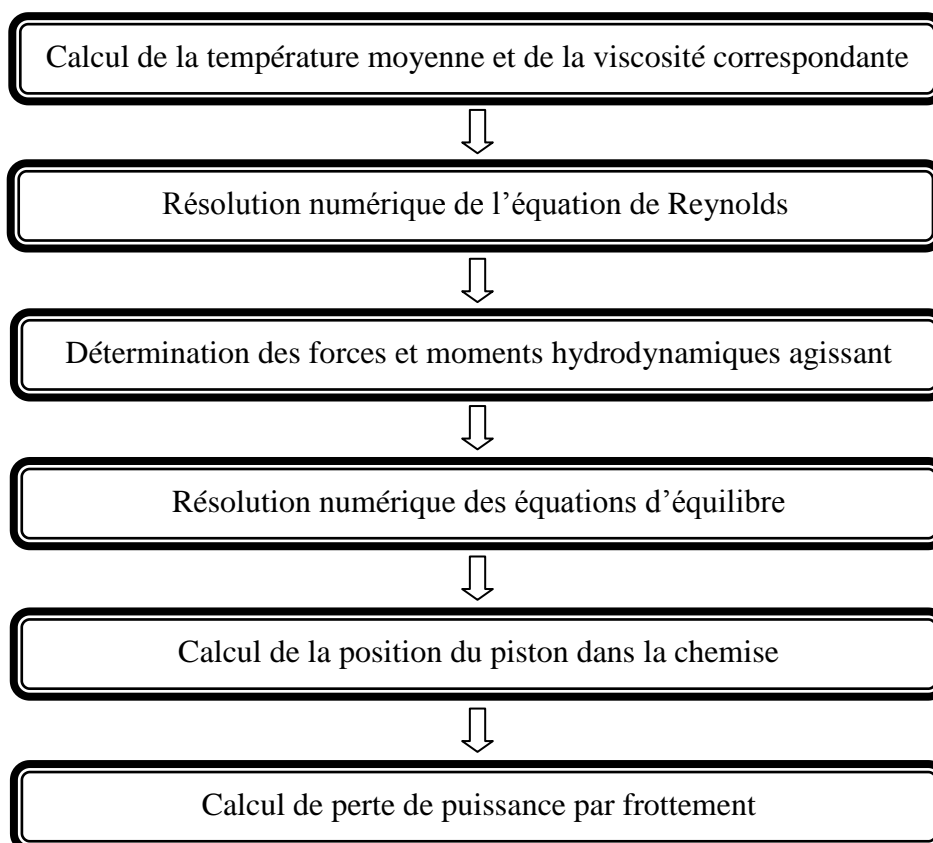
III.2 Simulation numérique

La simulation numérique est réalisée par un logiciel multi corps de simulation de dynamique équipé des solveurs numériques de Fortran.

Il est un logiciel pour l'analyse dynamique automatisée des systèmes mécaniques (moteurs).

III.3 Algorithme de calcul

L'algorithme de calcul peut être décrit comme suit :



III.4 Données relatives à la simulation

III.4.1 Donnés moteur

Les calculs ont été effectués pour un moteur ayant les caractéristiques qui sont portées dans le tableau III.1.

Données :	Symbole :	Valeur :	Unité :
Course	s	80	mm
Longueur de bielle	l	140	mm
Diamètre de l'axe du piston	d_a	14,9	mm
Longueur de l'axe du piston	L_a	65	mm
Espacement tête de piston	a	29	mm
Longueur du piston	L	44,7	mm
Longueur de compression	r_c	26,2	mm
Masse du piston	m_P	0,25	kg
Moment d'inertie du piston	I_P	215,6	Kg.m ²
Position du centre de gravité	b	10	mm
Jeu radial	C	25	μm
Désaxage	C_P	0,3	mm
Vitesse de rotation	Ω	2000, 3000, 4000	tr/min

Tableau III.1 : Valeurs des paramètres du moteur 4 temps [3].

III.4.2 Les huiles utilisées

Dans notre étude, nous utilisons trois huiles différentes afin d'examiner les effets de chaque huile, elles sont : 5W40, 15W50 et 10W60.

Huile 5W40 :

L'huile 5W40 est formulée à partir de bases synthétiques et d'additifs anticorrosifs, anti-usures et antioxydants, elle est caractérisée par [10] :

- Sa viscosité cinématique à 100 °C est : 14.7 mm²/s.
- Excellentes propriétés antirouille et anti-usures ;
- Lubrification immédiate du moteur pour les démarrages à très basse température ;
- Réduction des émissions polluantes.

Huile 15W50 :

L'huile 15W50 est fabriquée à partir d'un mélange breveté d'huiles de base synthétiques haute performance, auquel on a ajouté une combinaison de composants parfaitement équilibrée, ses principales caractéristiques sont [10] :

- Sa viscosité cinématique à 100 °C est : 18.1 mm²/s.
- Excellente lubrification générale et protection contre l'usure ;
- Résistance remarquable à la chaleur et à l'oxydation ;
- Résistance maximum du film d'huile à très haute température ;
- Haute résistance au cisaillement.

Huile 10W60 :

L'huile 10W60 est un lubrifiant aux propriétés anti-usure. Elle est issue de l'expérience acquise en course et plus particulièrement en endurance sous tous climats. Ses propriétés sont [10] :

- Sa viscosité cinématique à 100 °C est : 24.0 mm²/s.
- Technologie 100 % synthèse ;
- Tenue exceptionnelle aux températures élevées ;
- Améliore le rendement du moteur ;
- Protection du moteur en toutes circonstances ;
- Réduire la consommation d'huile.

III.5 Résultats de simulation et discussion

Les résultats qui suivent montrent l'influence des trois huiles sur le mouvement du système chemise-piston ; à savoir : la viscosité dont le but sera de minimiser le frottement et l'usure entre la chemise et piston et d'améliorer ses performances.

III.5.1 Influence de la vitesse de rotation sur la température

La température augmente quand la vitesse de rotation du vilebrequin augmente (figure III.1). Alors, la vitesse de vilebrequin s'approvisionne la température qui influe sur les paramètres du système chemise-piston comme la viscosité des huiles.

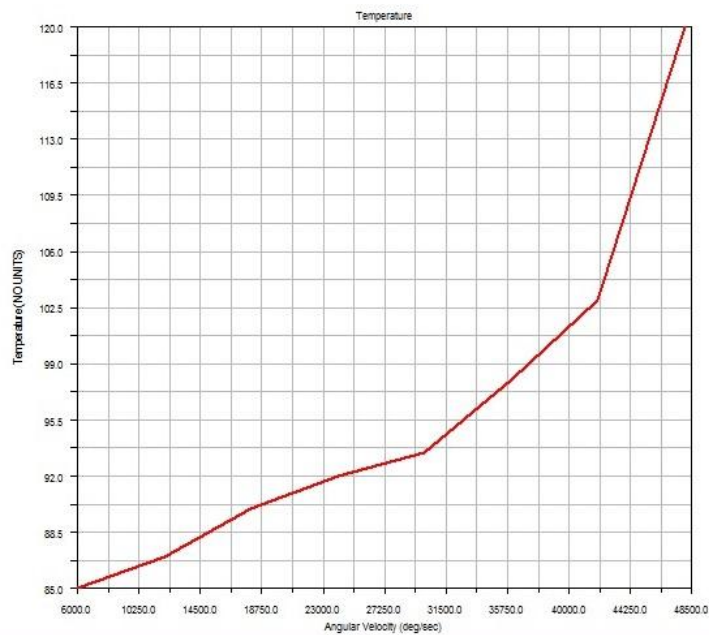


Figure III.1 : Variation de la température en fonction de la vitesse de rotation.

III.5.2 Influence de la température sur la viscosité des huiles

Cette variation est très importante pour les huiles. La viscosité des trois huiles diminue lorsque leur température augmente (voir figure III.2).

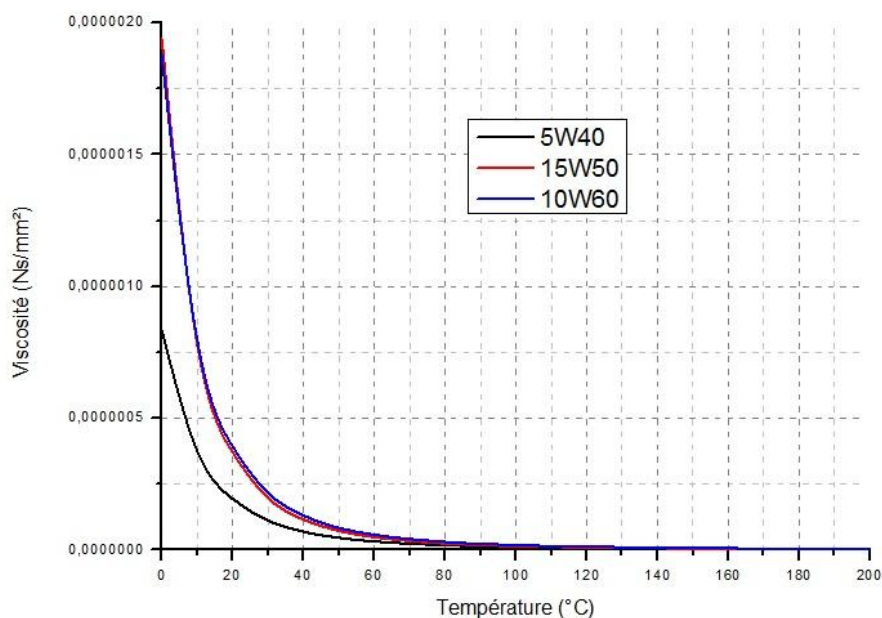


Figure III.2 : Variation de la viscosité d'huile en fonction de la température.

La seule différence est dans les valeurs de la viscosité. Le tableau III.2 qui suit reporte la viscosité de chaque huile.

	Température (°C)	5W40 (Ns/mm ²)	15W50 (Ns/mm ²)	10W60 (Ns/mm ²)
1	0.0	8.35257E-007	1.939761E-006	1.880834E-006
2	10.0	3.7622E-007	7.83481E-007	7.98395E-007
3	20.0	1.94672E-007	3.70494E-007	3.93373E-007
4	30.0	1.1193E-007	1.97503E-007	2.17058E-007
5	40.0	6.9855E-008	1.15569E-007	1.30799E-007
6	50.0	4.6526E-008	7.2813E-008	8.4523E-008
7	60.0	3.2656E-008	4.8693E-008	5.7785E-008
8	70.0	2.3926E-008	3.419E-008	4.1368E-008
9	80.0	1.8164E-008	2.4997E-008	3.0769E-008
10	90.0	1.4206E-008	1.8905E-008	2.363E-008
11	100.0	1.1395E-008	1.4714E-008	1.8645E-008
12	110.0	9.338E-009	1.1735E-008	1.5056E-008
13	120.0	7.796E-009	9.558E-009	1.2402E-008
14	130.0	6.614E-009	7.928E-009	1.0393E-008
15	140.0	5.69E-009	6.682E-009	8.842E-009
16	150.0	4.956E-009	5.711E-009	7.622E-009
17	160.0	4.363E-009	4.941E-009	6.647E-009
18	170.0	3.879E-009	4.322E-009	5.858E-009
19	180.0	3.477E-009	3.818E-009	5.209E-009
20	190.0	3.142E-009	3.402E-009	4.671E-009
21	200.0	2.858E-009	3.055E-009	4.22E-009

Tableau III.2 : La variation de la viscosité des huiles par rapport la température.

La viscosité des huiles varie en fonction de la température, cette variation est différente de huile à l'autre grâce à la composition et les caractéristiques de chaque huile.

III.5.3 Influence de la viscosité sur les forces de frottement

Cette étude examine les effets de la viscosité des huiles sur les caractéristiques tribologiques du contact jupe de piston-chemise tels que le frottement du contact et la perte de puissance suite à la variation de l'épaisseur de film d'huile, de sa température et de la force sur le piston du côté poussée et contre poussée.

Les forces de frottement du côté poussée et du côté contre poussée et les pertes de puissance totales sont calculées pour différentes valeurs de la viscosité des huiles : $\mu_1 = 5W40$, $\mu_2 = 5W50$ et $\mu_3 = 10W60$ et pour différentes valeurs de la vitesse de rotation du vilebrequin, $\Omega_1 = 2000$ tr/min, $\Omega_2 = 3000$ tr/min et $\Omega_3 = 4000$ tr/min.

Les figures (III.3 jusqu'à III.10) montrent l'influence de la viscosité des huiles sur les forces de frottement et sur les pertes de puissance totales avec des vitesses de rotation du vilebrequin différentes. La méthode de calcul effectuée par la résolution de l'équation de Reynolds en trois dimensions.

La situation du contact sec entre la chemise et le piston, qui ne doit jamais avoir lieu sauf en cas d'incident de l'absence totale du film lubrifiant, génère des frottements assez importants atteignant au moment de l'explosion des valeurs de 70 N du côté poussé (figure III.3).

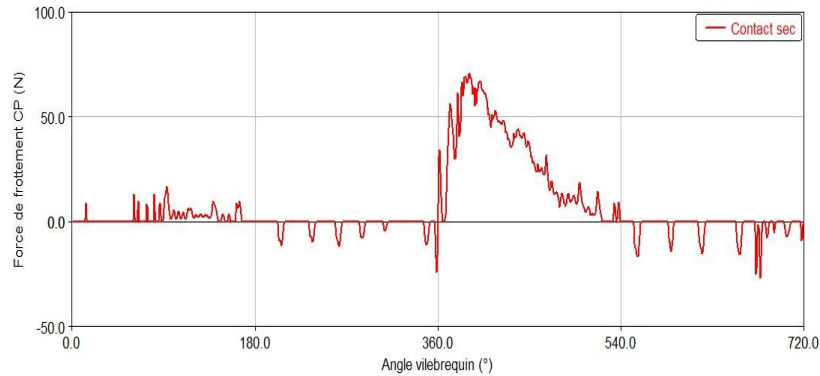


Figure III.3 : *force de frottement côté poussé (contact sec).*

Le frottement est beaucoup moins important du côté contre-poussé que du côté poussé (figure III.4).

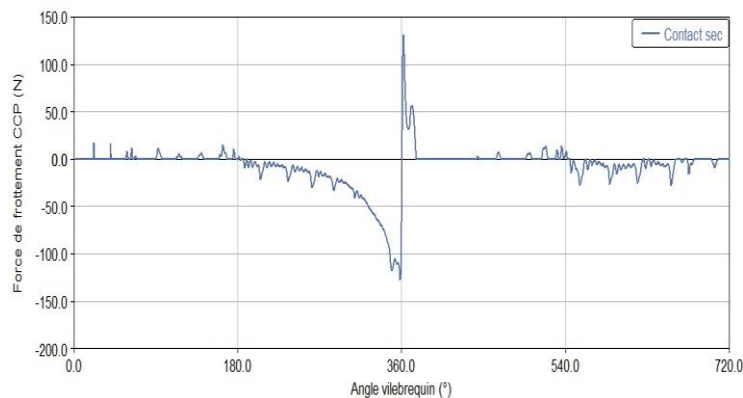


Figure III.4 : *force de frottement côté contre-poussé (contact sec).*

Alors que dans le cas d'une lubrification correcte les forces de frottements du côté poussé ne peuvent atteindre la valeur de 25 N (figure III.5). Cela montre l'importance du film lubrifiant même et surtout dans le cas de fonctionnement extrême du moteur.

La viscosité des trois huiles joue un rôle principal pour atténuer le frottement surtout dans la phase de l'explosion-détente, où il existe des frottements du côté poussé mais à une façon différente ; plus que la viscosité est grande, le frottement diminue plus. Par exemple l'huile 10W60 présente moins des frottements parce que sa viscosité est la plus grande (24.0 mm²/s).

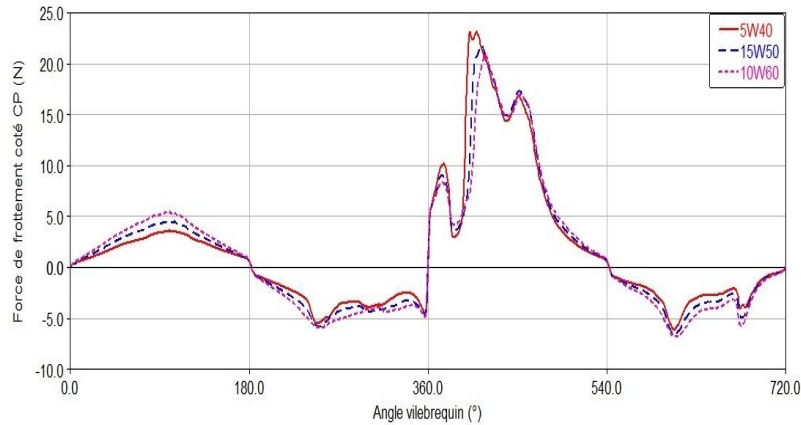


Figure III.5 : Force de frottement coté poussé (3D, $\Omega = 2000$ tr/min).

Par contre, le frottement du coté contre-poussé est moins importants (figure III.6).

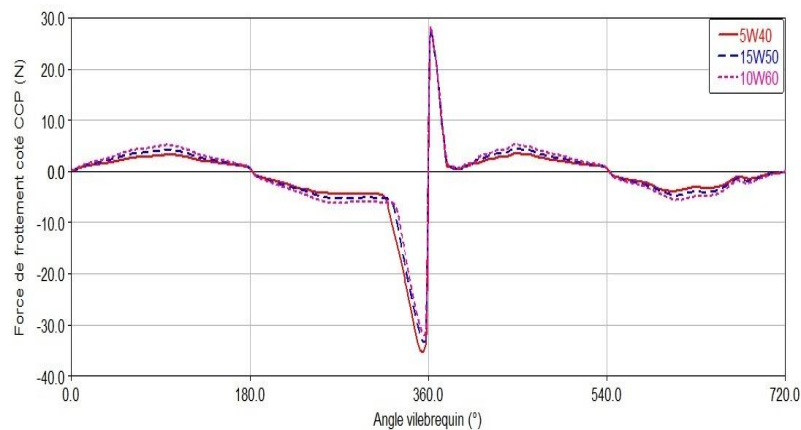


Figure III.6 : Force de frottement côté contre-poussé (3D, $\Omega = 2000$ tr/min).

Les pertes de puissance totale au contact sec (absence du lubrifiant) sont plus grandes que les pertes dans le cas où il y a une lubrification. Les figures suivantes représentent les pertes de puissance de chaque contact ; **(A)** pour le contact sec et **(B)** pour le contact lubrifiant (voire figure III.7)

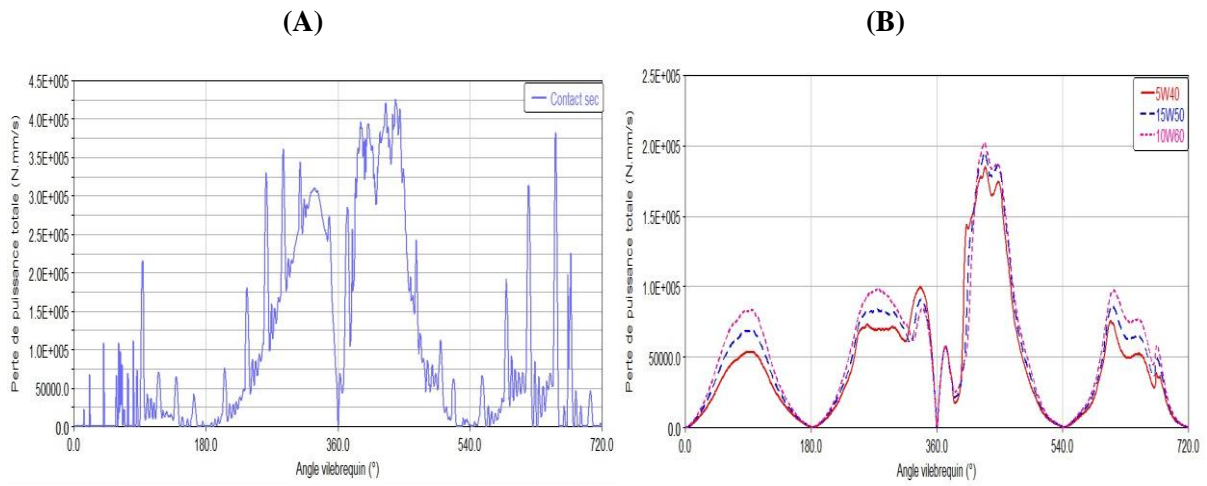


Figure III.7 : Perte de puissance totale ($\Omega = 2000$ tr/min).

L'augmentation de la vitesse de rotation du vilebrequin (de 2000 à 3000 puis à 4000 tr/min) provoquent des frottements assez élevés pour les phases de l'admission, compression et détente (figures III.8 et III.9), ceci est dû à l'effet de cette vitesse sur la température du film lubrifiant et alors sur sa viscosité qui diminue, donc l'élévation de frottement du système chemise-piston.

Lors de l'explosion la viscosité des huiles est plus bénéfiques et on obtient un gain de 10 N du coté poussé, l'huile 10W60 reste la plus favorable grâce à sa grande viscosité par rapport à les autres huiles.

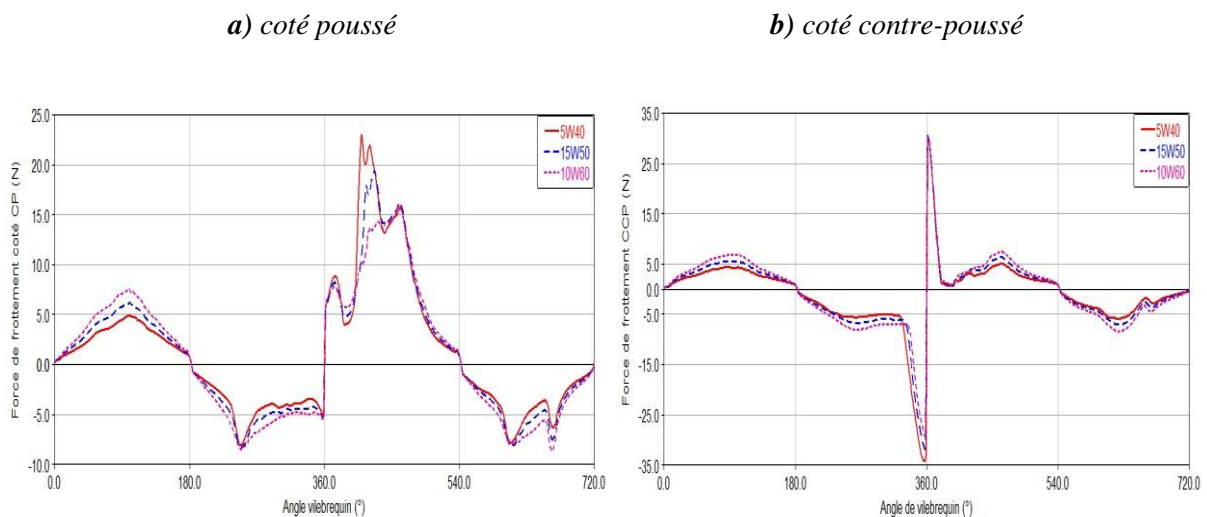


Figure III.8 : Force de frottement (3D, $\Omega = 3000$ tr/min).

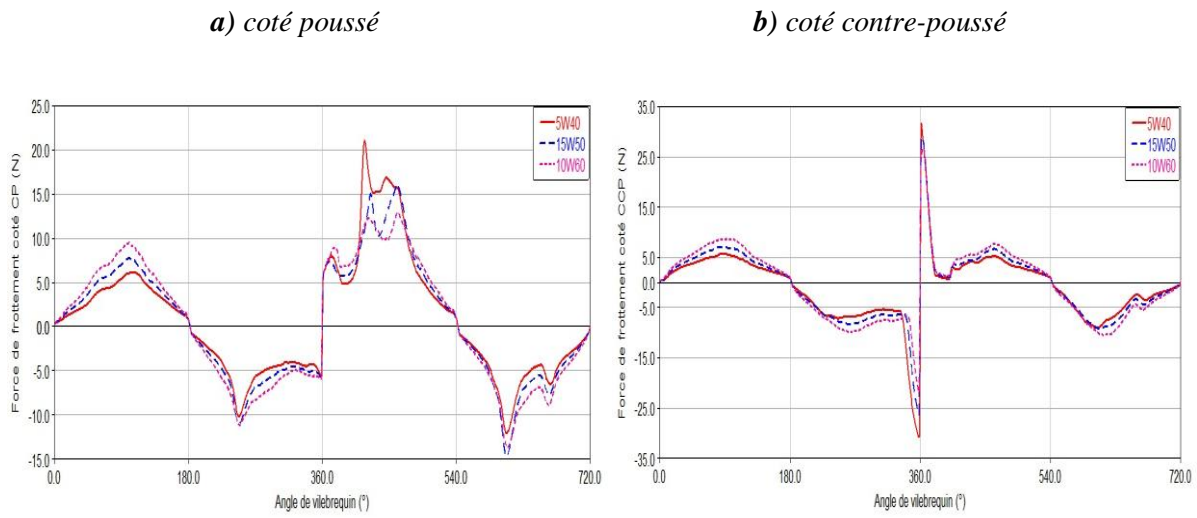


Figure III.9 : Force de frottement (3D, $\Omega = 4000$ tr/min).

Les pertes de puissance totale de chaque huile sont plus importantes quand augmente la vitesse du vilebrequin, cette dernière affecte la température du film lubrifiant et alors sa viscosité diminue. Les figures ci-dessous représente les pertes de puissance totale ; (A) pour ($\Omega = 3000$ tr/min) et (B) pour ($\Omega = 4000$ tr/min).

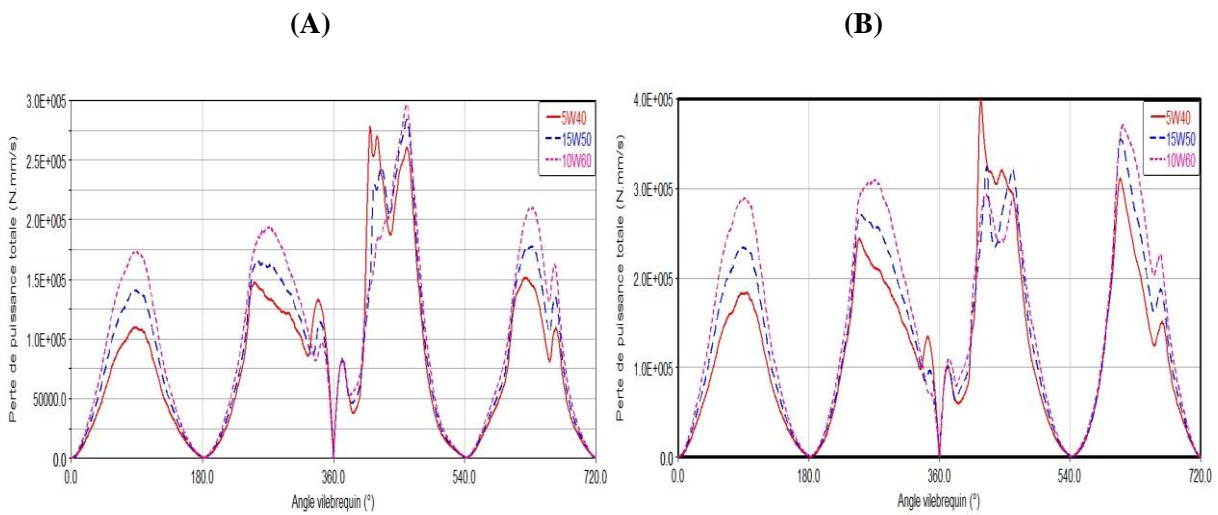


Figure III.10 : Perte de puissance totale (3D, $\Omega = 3000/4000$ tr/min)

III.6 Conclusion :

Les résultats des caractéristiques tribologiques telles que les forces de frottement du côté poussé et contre poussé et la perte de puissance par frottement ont été calculées et analysées par rapport à la viscosité d'huile et de la vitesse de rotation du vilebrequin.

La vitesse du vilebrequin affecte directement la température du film lubrifiant et sa viscosité et par conséquent le frottement du système piston-chemise.

En effet, le frottement hydrodynamique augmente avec la diminution de la viscosité suite à l'augmentation de la vitesse du vilebrequin.