



Faculté des sciences de l'ingénierat
Département de Génie Mécanique

THESE

Présentée en vue d'obtention du diplôme de Doctorat

ETUDE DES DEGRADATIONS DANS LES CONTACTS
A FORT GLISSEMENT

Option

Génie mécanique

Par

Naamane BENHASSINE

Directeur de thèse :

Ammar Haiahem

Professeur

Université Badji Mokhtar - Annaba

Devant le jury

Président

Lakhdar LAOUAR

Professeur

Université Badji Mokhtar - Annaba

Examineurs

Ali BOUCHOUCHA

Professeur

Université Frères Mentouri - Constantine

Mohamed Rafik SARI

Professeur

Université Badji Mokhtar - Annaba

Rabah BOURENANE

MCA

Université Badji Mokhtar - Annaba

Invité

Benyebka BOU-SAID

Professeur

INSA de Lyon. France

Titre : Etude des dégradations dans les contacts à fort glissement

Résumé

Le freinage est l'exemple le plus important des contacts à fort glissement, de par son rôle qui est de sécuriser les différents moyens de transport (Véhicules, trains et avions), tout en étant écologique, économique et confortable. Pendant le freinage, un grand flux de chaleur est généré par frottement et fait chauffer les organes de friction pour atteindre des grandes températures. Ces dernières provoquent des phénomènes tribologiques qui contribuent à la dégradation des organes de friction. Nous proposons dans ce travail, une étude expérimentale du frottement Pion/Disque. Puis, nous reproduisons cette dernière par un modèle de simulation par MEF en utilisant le code de calcul Abaqus. Après avoir validé le modèle de simulation, nous l'appliquons au frottement des organes du frein automobile, en comparant les différentes conceptions de freins. On relève dans cette étude l'importance de la répartition de la température et son influence sur le comportement thermique, mécanique et tribologique des organes de friction.

Mots clés :

Frottement, température, frein, disque céramique, pression de contact.

TITLE: Study of the degradations in the high sliding contacts

Abstract

Braking is the most important example of high-slip contact, because, its principal role is the securing of the various transport means (cars, trains and aeroplanes), this, while being ecological, economical and comfortable. During braking, the friction generate a great heat flow and heating the friction organs to reach high temperatures. This high temperatures causes tribological phenomena that contribute to the degradation of the friction organs. We propose in this work, an experimental study of the Pin/Disc friction. Then, we reproduce the experimental study by a simulation model with FEM using the calculation code Abaqus. After the simulation model validation, we apply it to the brake organs friction, comparing different brake designs. We note in this study the importance of temperature distribution and its influence on mechanical and tribological behaviour of friction members is noted in this study.

Key-words

Friction, temperature, brake, ceramic disc, contact pressure.

العنوان: دراسة التدهورات في التلامسات العالية الانزلاق

ملخص

الكبح هو أهم مثال على الاحتكاكات العالية الانزلاق بسبب دورها في تأمين وسائل النقل المختلفة (السيارات والقطارات والطائرات)، مع أهمية جعلها غير ملوثة واقتصادية ومريحة. أثناء الكبح يتم توليد تدفق حرارة كبير عن طريق الاحتكاك وذلك يساهم بشكل مباشر في تسخين أعضاء الاحتكاك للوصول إلى درجات حرارة عالية. هذه الحرارة تتسبب في بعض الظواهر التريبولوجية التي تساهم في تدهور أعضاء الاحتكاك. نقترح في هذا العمل، دراسة تجريبية للاحتكاك بيدق/قرص. ثم نعيد هذه الدراسة باستعمال نموذج رقمي بواسطة طريقة العناصر المحدودة وباستخدام برنامج الحساب «Abaqus». بعد التحقق من صحة النموذج الرقمي، نقوم بتطبيقه على احتكاك مكابح سيارات و نقرن بين مختلف التصاميم لنستخلص في جل هذه الدراسة، أهمية توزيع الحرارة على مستوى سطوح الاحتكاك وتأثيرها على السلوك الميكانيكي والتريبولوجي لأعضاء الاحتكاك.

الكلمات الرئيسية

الاحتكاك، درجة الحرارة، الفرامل، قرص السيراميك، ضغط الاتصال.

REMERCIEMENTS

Je tiens avant tout à remercier Monsieur Ammar HAIACHEM, mon directeur de thèse, Professeur et Recteur de l'université Badji Mokhtar Annaba, qui m'a accordé sa confiance, son temps précieux et ses conseils pour mener à bien ce travail de recherche.

Je remercie également Monsieur Lakhdar LAOUAR, Professeur à l'université Badji Mokhtar - Annaba pour l'honneur qu'il m'a accordé en présidant le jury, les membres du jury : Monsieur Ali BOUCHOUCHA de l'Université de Constantine, Monsieur Mohamed Rafik SARI et Monsieur Rabah BOURENANE de l'université de Annaba, ainsi que Monsieur Benyebka BOU-SAID de l'INSA de Lyon, et particulièrement ce dernier d'avoir accepté l'invitation.

Ce travail a été réalisé au sein du Laboratoire de Mécanique Industrielle (LMI) dont je remercie le Directeur Monsieur Abdelaziz BOUCHELAGHEM, ainsi que Madame Mounira BOUREBIA et l'ensemble des professeurs et chercheurs.

Je remercie encore une fois Monsieur Benyebka BOU-SAID, Professeur à l'INSA de Lyon, de m'avoir invité et accueilli au sein du Laboratoire de Mécanique des Contacts et des structures (LaMCoS) de l'INSA de Lyon, dans lequel la partie expérimentale de la thèse a été réalisée avec l'aide de Mme Amandine PAQUET, M. Leveque DAVID, M. Lionel LAFARGE... de l'équipe de Tribologie et Mécanique des Interfaces (TMI) que je remercie également.

Je remercie enfin ma sœur Narimane BENHASSINE d'avoir participé activement à la relecture de la thèse ainsi que mes parents qui m'ont beaucoup encouragé, soutenu et aidé sur tous les plans et à tous les niveaux.

TABLE DES MATIERES

RESUMES.....	II
REMERCIEMENTS.....	V
TABLE DES MATIERES	VI
LISTE DES FIGURES.....	X
LISTE DES TABLEAUX	XIII
NOMENCLATURE	XIV
INTRODUCTION GENERALE.....	1
I. ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE.....	4
I.1. Contacts des solides	5
I.1.1. Contacts définis par des surfaces apparentes	5
I.1.1.1. Contact surfacique	5
I.1.1.2. Contact hertzien.....	6
I.1.1.3. Contact ponctuel.....	6
I.1.1.4. Contact linéique	6
I.1.2. Contacts définis par des surfaces réelles.....	7
I.2. Topographie des surfaces	7
I.3. Contact unilatéral (ou Signorini)	9
I.4. Lois de frottement.....	10
I.4.1. Loi de Tresca	10
I.4.2. Loi de Coulomb.....	10
I.4.3. Loi de Coulomb régularisée	11
I.4.4. Loi de Norton-Hoff.....	11
I.5. Phénomènes d'usure.....	11
I.5.1. Usure abrasive	11
I.5.2. Usure adhésive	12
I.5.3. Usure par fatigue	13
I.5.4. Usure érosive.....	13
I.5.5. Usure par réaction tribochimique	13
I.6. Troisième corps.....	14
I.6.1. Concept du troisième corps.....	14
I.6.2. Comportement rhéologique du troisième corps.....	14
I.6.3. Modélisation numérique du troisième corps	15
I.7. Freinage automobile à disque.....	16
I.7.1. Principe et Mécanismes	16

I.7.2. Organes de friction	17
I.7.2.1. Disque de frein	17
I.7.2.2. Plaquettes de frein.....	20
I.8. Calculs analytiques.....	22
I.8.1. Energie du freinage	22
I.8.2. Puissance de freinage	23
I.8.3. Composantes de la force et du couple de freinage	24
I.8.4. Flux thermique du freinage	26
I.8.4.1. Flux thermique surfacique du freinage	26
I.8.5. Partage du flux de chaleur.....	27
I.8.6. Formulation du problème thermique.....	28
I.9. Modélisation numérique du frottement.....	29
I.9.1. Méthode des éléments finis	29
I.9.2. Méthode des éléments discrets	29
I.10. Etat de l'art et problématique.....	29
II. ETUDE EXPERIMENTALE DU FROTTEMENT SEC PION/DISQUE.....	31
II.1. Introduction	32
II.2. Dispositif expérimental	33
II.2.1. Contexte	33
II.2.2. Utilisations précédentes du Tribomètre LORIOT.....	33
II.2.3. Description du tribomètre LORIOT	34
II.2.4. Eprouvettes	35
II.3. Plan d'expérience	36
II.3.1. Analyse physicochimique des pions	36
II.3.2. Topographie du sommet du pion bombé.....	37
II.3.3. Procédure des essais de frottement.....	38
II.3.4. Analyse des traces d'usure des pions	39
II.3.4.1. Analyse par microscope à mesure du pion plat	39
II.3.4.2. Analyse par le MEB du sommet du pion bombé.....	39
II.4. Résultats.....	41
II.4.1. Frottement Pion Plat	41
II.4.1.1. Température	41
II.4.1.2. Force tangentielle	42
II.4.1.3. Coefficient de frottement	43
II.4.1.4. Variation de la hauteur du pion plat.....	44
II.4.2. Frottement pion bombé	46
II.4.2.1. Température	46
II.4.2.2. Force tangentielle	47
II.4.2.3. Variation de la hauteur du pion bombé.....	47
II.5. Conclusion	50

III.SIMULATION NUMERIQUE DU FROTTEMENT PION/DISQUE.....	51
III.1. Introduction	52
III.2. Description du modèle	53
III.2.1. Géométrie.....	53
III.2.2. Maillage	54
III.2.3. Incrémentation.....	54
III.2.4. Comportement des matériaux	55
III.2.5. Conditions aux limites	56
III.2.5.1. Au niveau du pion :	56
III.2.5.2. Au niveau du disque :.....	57
III.2.6. Interactions :.....	57
III.2.6.1. Interaction Pion/Disque :.....	58
III.2.6.2. Interaction des corps avec le milieu :	58
III.2.6.3. Interaction avec les corps non considérés dans le modèle :.....	59
III.3. Résultats.....	60
III.3.1. Pion Plat.....	60
III.3.1.1. Température	60
III.3.1.2. Contraintes.....	62
III.3.1.3. Pression de contact.....	64
III.3.1.4. Déformation axiale	66
III.3.2. Pion bombé	68
III.3.2.1. Température	68
III.3.2.2. Contraintes.....	70
III.3.2.3. Pression de contact.....	71
III.3.2.4. Déplacement axial.....	72
III.4. Quantification de l'usure à partir des résultats expérimentaux et numériques	73
III.5. Conclusion	78
IV. SIMULATION NUMERIQUE DU FROTTEMENT PION-DISQUE A L'ECHELLE DE LA RUGOSITE	79
IV.1. Introduction	80
IV.2. Modèle EF thermo-élastoplastique à l'échelle réduite	81
IV.3. Résultats et discussions.....	84
IV.3.1. Température flash	84
IV.3.2. Déformation	85
IV.4. Conclusion	87
V. ETUDE THERMOMECHANIQUE DU FROTTEMENT DES FREINS A DISQUE	88
V.1. Introduction	89
V.2. Description du Modèle.....	90
V.2.1. Géométries	91
V.2.2. Maillage	92
V.2.3. Incrémentation.....	93

V.2.4. Matériaux	93
V.2.5. Conditions aux limites	95
V.2.5.1. Au niveau des Plaquettes.....	96
V.2.5.2. Au niveau du disque.....	96
V.2.6. Conditions initiales	97
V.2.7. Interactions.....	97
V.2.7.1. Interaction Disque/Garnitures	97
V.2.7.2. Interaction Garnitures/Plaquettes.....	97
V.2.7.3. Interaction Corps/Milieu.....	98
V.2.7.4. Interaction avec les corps non considérés.....	98
V.3. Résultats et discussions.....	101
V.3.1. Résultats du frein à disque métallique (Frein -A-).....	101
V.3.1.1. Température	101
V.3.1.2. Pression de contact.....	103
V.3.1.3. Contraintes dans les disques :.....	105
V.3.1.4. Couple de freinage :.....	106
V.3.2. Résultats du frein à disques composites (Frein -B-) :	106
V.3.2.1. Température :	106
V.3.2.2. Pression de contact :.....	108
V.3.2.3. Contraintes dans les disques.....	110
V.3.2.4. Couple de freinage :.....	111
V.4. Conclusion.....	113
CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES	115
BIBLIOGRAPHIE	117
ANNEXES.....	124
A. calibrage du tribomètre pion/disque	125
A.1. Identification de la force normale appliquée	125
A.2. Etalonnage de la température mesurée.....	126
A.3. Calibrage de la force tangentielle.....	127
A.4. Calibrage du déplacement vertical du pion.....	128
B. Autres résultats d'analyse de l'empreinte du pion bombé par le MEB	130
C. Application matlab développée pour les calculs de freinage.....	131
C.1. Interface de saisie et des résultats	131
C.2. Programme de calcul.....	132

LISTE DES FIGURES

Figure I-1 Champs de pression dans les contacts surfaciques.....	5
Figure I-2 - Profile de rugosité	8
Figure I-3 - Problème de contact de Signorini entre un corp rigide et un corp déformable [10].....	9
Figure I-4 - La loi de contact de Signorini [11].....	9
Figure I-5 - Graphes des lois de frottement [12].	10
Figure I-6 - a- Circuit tribologique. -b- Site et modes d'accommodation [17].....	15
Figure I-7 - Mécanisme du freinage à disque.	16
Figure I-8 - Vue de coupe sur différents disques de frein.	18
Figure I-9 - Plaquette de frein	20
Figure I-10 - Répartition radiale du flux de chaleur [39]	26
Figure I-11 - Schéma de la formulation thermique	28
Figure II-1 - Tribomètre LORIOT - LaMCoS, INSA de Lyon	34
Figure II-2 - Schéma du tribomètre LORIOT	35
Figure II-3 - Eprouvettes LORIOT (Disque / Pion)	35
Figure II-4 - Analyse des propriétés des Pions au niveau de l'URASM/El Hadjar – Annaba.....	36
Figure II-5 - Rugosité du sommet du pion bombé	37
Figure II-6 - Microscope de mesure vidéo Falcon Vision (logiciel MetLogix®, LMI- UBMA). ..	39
Figure II-7- Analyse de l'empreinte de l'usure du Pion bombé par le MEB Microscope Electronique à Balayage environnemental Filament tungstène avec analyse couplée EDS (Oxford Instruments, logiciel INCA)	40
Figure II-8 - Température - Pion Plat	41
Figure II-9 - Echauffement sur 40 s de frottement.	41
Figure II-10 - Variation de la force tangentielle - Pion Plat.....	42
Figure II-11 - Coefficient de frottement - Pion plat	43
Figure II-12 - Variation de la hauteur - Pion plat	44
Figure II-13 - Surface de frottement du pion plat après frottement.....	45
Figure II-14 - Variation de la température dans le pion bombé	46
Figure II-15 - Force tangentielle au niveau du pion bombé	47

Figure II-16 – Variation de la hauteur du pion bombé	48
Figure II-17 - Empreinte d'usure du pion bombé observé par le MEB	49
Figure III-1 - Modèle thermomécanique du frottement pion disque à l'échelle globale	53
Figure III-2 - Maillage de l'interface des pions plat et bombé	54
Figure III-3 - Conditions aux limites	56
Figure III-4 - Interactions entre le pion et le disque et avec milieu.....	58
Figure III-5 - Distribution de la température au niveau du modèle Disque/Pion plat au dernier incrément.....	60
Figure III-6 - Distribution de la température au niveau de la surface de frottement du Pion plat.	61
Figure III-7 - Variation de la température au niveau du modèle Disque/Pion plat	61
Figure III-8 - Contraintes Von-Mises dans le disque et le Pion Plat.....	62
Figure III-9 - Distribution de la pression de contact au niveau de la surface de frottement du pion plat au dernier incrément.	64
Figure III-10 - Variation de la pression maximale de contact au niveau du Pion Plat...	65
Figure III-11 - Variation de la pression moyenne de contact au niveau du Pion Plat...	66
Figure III-12 - Déformation axiale des éléments du modèle Disque/Pion Plat.....	67
Figure III-13 - Déplacement axial du sommet du Pion Plat.....	67
Figure III-14 - Champ de température dans le modèle de frottement Pion Bombé/Disque	68
Figure III-15 - Champ de température dans la surface de frottement du pion bombé ...	68
Figure III-16 - Variation de la température dans le modèle de frottement Pion bombé/Disque	69
Figure III-17 - Champs de contraintes VanMises au niveau du disque et du pion bombé	70
Figure III-18 - Champ de pression de contact au niveau du pion bombé.....	71
Figure III-19 - Variation de la pression de contact au niveau du pion bombé	72
Figure III-20 - Champ des déplacements axiaux au niveau du Disque et du Pion bombé	72
Figure III-21 - Déplacement axial du Pion bombé	73
Figure III-22 - Phénomènes agissants sur la variation de la hauteur du pion.....	74
Figure III-23 - Schématisation explicite de la variation de la hauteur du Pion	74
Figure III-24 - Courbes de perte de hauteur des pions par usure pure	75
Figure III-25 - Volume d'usure pure en fonction de la distance du frottement	76
Figure III-26 - Coefficient spécifique d'usure	77
Figure IV-1 - Géométrie du MEF du frottement Pion/Disque réduit	81
Figure IV-2 – Rugosité du sommet du Pion	83
Figure IV-3 – Surface brute du sommet du pion $\times 50, 0,5mm \times 0,7mm$	83

Figure IV-4 - Surface brute du sommet du pion $\times 10$, $2,4mm \times 1,8mm$	83
Figure IV-5 - Températures au niveau de l'interface de contact du pion.	84
Figure IV-6 - Variation des températures flashs au niveau des sommets des aspérités .	85
Figure IV-7 - Déformation au niveau de l'interface du pion	86
Figure V-1 - Modèle FEM du frottement Frein-A-	90
Figure V-2 - Modèle EF du frottement du Frein -B-.....	91
Figure V-3 - Géométries des freins considérés dans le modèle	91
Figure V-4 - Conditions aux limites	96
Figure V-5 - Regroupement des surfaces des disques.....	100
Figure V-6 - Champs de température (Frein -A-).....	101
Figure V-7 - Variation de la température (Frein -A-).....	102
Figure V-8 - Variation de la pression de contact (Frein -A-).....	103
Figure V-9 - Champ de pression au niveau des surfaces des garnitures (Frein -A-)....	104
Figure V-10 - Champ de contraintes Von-Mises dans le disque (Frein -A-)	105
Figure V-11 - Couple de freinage (Frein -A-).....	106
Figure V-12 - Champ de température au niveau (Frein -B-).....	106
Figure V-13 - Variation de la température du niveau des surfaces des disques et garnitures (Frein -B-).....	107
Figure V-14 - Variation de la pression maximale de contact dans la surface de frottement des garnitures (Frein -B-)	108
Figure V-15 -Champs de pression de contact au niveau des garnitures (Frein -B-)	109
Figure V-16 -Champs des contraintes équivalentes Von-Mises au niveau des disques (Frein -B-).....	110
Figure V-17 - Variation du couple de freinage (Frein -B-)	112
Figure A-1 - Schéma du bras porte Pion	125
Figure A-2 - Force normale au niveau du pion en fonction de la <i>pression</i> appliquée..	126
Figure A-3 - Courbe de calibrage de la température sur l'oscilloscope et sur l'étalon .	127
Figure A-4 - Schéma d'étalonnage du capteur de la force tangentielle.	128
Figure A-5 - Courbe de calibrage de la force tangentielle.....	128
Figure A-6 - Courbe de calibrage du déplacement vertical du Pion	129
Figure C-7 – Interface de saisie et des résultats	131

LISTE DES TABLEAUX

Tableau I-1 - Propriétés thermomécaniques des matériaux utilisés pour les disques de frein....	20
Tableau I-2 - Propriétés thermoélastiques utilisées pour les garnitures de frein.....	21
Tableau II-1 - Composition chimique des deux pions.....	36
Tableau II-2 - Micro-dureté Vickers	36
Tableau II-3 - Rugosité du sommet du pion	37
Tableau II-4 - Paramètres dynamiques des cas de frottement Pion/Disque	38
Tableau III-1 - Incrémentation des différents "Steps" du modèle	55
Tableau III-2 - Propriétés thermoélastiques du disque et des pions	56
Tableau III-3 - Conditions initiales et conditions aux limites	57
Tableau III-4 - Interaction entre le disque et le pion et avec le milieu	59
Tableau IV-1 - Propriétés thermoélastiques du Pion.....	81
Tableau IV-2 - Propriétés plastiques du Pion en C125S	82
Tableau V-1 - Paramètres géométriques des deux freins étudiés.....	92
Tableau V-2 - Nombre des éléments et des noeuds dans les corps des deux freins étudiés	93
Tableau V-3 - Incrémentation des différents "Steps" pour les deux freins étudiés	93
Tableau V-4 - Propriétés thermoélastiques utilisées pour les disques de frein	95
Tableau V-5 - Conditions aux limites et initiales	97
Tableau V-6 - Interactions globales entre les organes des freins et le milieu	99
Tableau V-7 - Coefficients de convection et de rayonnement des disques de frein.....	100

NOMENCLATURE

Symbole	Désignation (unité)	Symbole	Désignation (unité)
A, A_i	Surface de frottement (mm)	\dot{q}	Flux de chaleur (W)
a_i	Diffusivité thermique (m^2/s)	\dot{Q}	Flux de chaleur surfacique (W/m^2)
b_i	Effusivité thermique ($J/(K \cdot m^2 \cdot \sqrt{s})$)	R	Rayon de courbure (m)
C_{AP}	Couple d'adhérence des pneus (N.m)	r	Rayon de frottement (m)
C_f	Couple de frottement (N.m)	R_a	Ecart moyen arithmétique (μm)
C_x	Coefficient d'aérodynamique	R_q	Ecart moyen quadratique (μm)
c	Chaleur massique ($J/(Kg \cdot K)$)	Rsk	Facteur d'asymétrie des aspérités
d	Distance de frottement (m)	Rkk	Facteur d'aplatissement des aspérités
d_F	Distance de freinage (m)	u, u_T, u_N	Déplacement, \sim tangentiel, \sim normal (m)
E^*	Module de Young équivalent (N/mm^2)	v, \dot{u}	Vitesse linéaire (m/s)
E_i	Module de Young (N/mm^2)	W_f	Puissance du frottement (W)
E_F	Energie du freinage (Joule)	W_F	Puissance de freinage (W)
E_C	Energie cinétique (Joule)	W_s	Puissance spécifique (W/m^2)
E_G	Energie giratoire (Joule)	S	Surface de contact (mm^2)
F_T	Force tangentielle (N)	S_a	Surface apparente de contact (mm^2)
g	Gravité (m/s^2)	S_r	Surface réelle de contact (mm^2)
h	Hauteur (m)	η	Coefficient de Poisson
I	Moment d'inertie ($kg \cdot m^2$)	λ	Conductivité thermique ($W/(m \cdot K)$)
l	Longueur de mesure (mm)	μ	Coefficient de frottement
m	Masse (kg)	μ_d	Coefficient de frottement dynamique
N	Charge normale (N)	μ_s	Coefficient de frottement statique
P	Pression (N/m^2)	ρ, ρ_{aire}	Masse volumique (Kg/m^3)
P_{ac}	Pression apparente de contact (N/m^2)	$\omega, \dot{\theta}$	Vitesse angulaire (rad/s)
P_{rc}	Pression réelle de contact (N/m^2)	σ, σ_N	Contrainte, \sim normale (N/m^2)

INTRODUCTION GENERALE

Le contact sec à fort glissement est présent dans différents mécanismes (Freinage, embrayage... etc). Le freinage est un mécanisme très présent au quotidien notamment dans les différents moyens de transport (avions, trains, voitures, vélos... etc.). Il est considéré comme étant très important de par son rôle de sécurisation de ces moyens de transport qui n'arrêtent pas d'évoluer ces dernières années en termes de puissances et de vitesses. On exige des mécanismes de freinage à friction d'assurer par exemple l'arrêt en 30 secondes d'un avion de plus 200 tonnes qui aborde une piste d'atterrissage avec une vitesse de 500 km/h, un train de 1500 tonnes qui se déplace à plus de 300 km/h en 90 secondes ou encore une voiture de sport de 1,5 tonnes qui roule à prêt 350 km/h en 20 secondes.

Pour que les mécanismes de freinage soient en phase avec l'évolution de ces moyens de transport, les constructeurs sont quotidiennement appelés à optimiser les conceptions des freins, que ce soit sur le plan des commandes, des géométries ou sur le plan des matériaux notamment les organes de friction. Les chercheurs quant à eux accompagnent ces constructeurs dans le développement de ces moyens de transport en leurs proposant de nouveaux matériaux qui peuvent pousser les limites des freins actuels, en offrant des outils de calculs numériques pour la prédiction des comportements des différents mécanismes des freins en expliquant certains phénomènes physico-chimiques à différents niveaux, notamment les phénomènes des interactions tribologiques dont certains restent énigmatiques jusqu'à nos jours.

La sévérité du frottement au niveau des organes de friction des freins provoque des dégradations sous différentes formes, dont l'usure abrasive des matériaux de friction. Cette usure génère des particules de différentes tailles, dont une partie est évacuée dans l'atmosphère. Une étude a montré que 31% des particules en suspension dans l'air évacuées par les véhicules sont issues de l'usure des garnitures de friction. Ces particules ont des impacts très nocifs pour la santé publique et pour l'ensemble de l'écosystème [1,2].

Contrôler et minimiser l'usure est une tâche importante surtout sur le plan écologique. Cela renvoie les concepteurs et les chercheurs à remettre en question la composition et le choix des matériaux de friction en premier lieu, et à développer les conceptions des mécanismes des freins en vue de minimiser l'usure et le rejet des particules [3].

Nous axons notre travail sur le comportement thermomécanique des organes de friction, ainsi que sur la part de la température à différentes échelles sur le comportement de l'interface de contact. Nous exposons d'abord dans ce mémoire une étude bibliographique qui résumera les notions fondamentales du contact sec à fort glissement, les différents phénomènes de dégradations dans le frottement et nous présentons les différents mécanismes de freinage à disque automobile. Nous terminons le premier chapitre par l'établissement de la problématique abordée du contact sec à fort glissement à laquelle nous répondrons à la fin de la thèse.

Nous proposons dans le second chapitre une étude expérimentale réalisée dans le cadre d'un stage pratique sur le tribomètre Lorient du laboratoire LaMCoS à l'INSA de Lyon. Nous avons réalisé plusieurs cas de frottement Pions/Disque dans différentes conditions, à partir desquels nous avons relevé les paramètres tribologiques qui nous ont permis d'alimenter et de valider un modèle numérique exposé dans le troisième chapitre. Dans le modèle numérique, nous avons repris les mêmes cas de frottement Pions/Disques expérimentés pour comprendre certains phénomènes provoqués par la température à l'échelle macroscopique. Puis, dans le quatrième chapitre, nous avons repris un cas de frottement Pion/disque pour le reproduire à une échelle microscopique en considérant la topographie et le comportement thermoplastique du pion. Cela nous a permis d'apercevoir les températures flashes et les déformations plastiques des aspérités de la rugosité.

Dans le cinquième chapitre nous reprenons le modèle numérique du frottement à l'échelle macroscopique du frottement pion/disque validé expérimentalement pour l'appliquer au cas de freinage automobile, en utilisant différentes conceptions de frein et en mettant l'accent sur l'influence de la température sur le comportement thermomécanique des organes de friction.

Ce travail nous a permis de publier un article scientifique et de participer par des communications orales et des posters dans plusieurs séminaires et journées scientifiques internationales.

Article scientifique :

- N. Benhassine, A. Haiahem, B. Bou-said, « *A comparative study of the transient thermomechanical behavior of friction of the ceramic brake discs : Temperature field effect* », *Journal of Mechanical Science and Technology*. 33 (2019) 233–240.

Communications internationales :

- N. Benhassine, A. Haiahem, « *Etude de la variation du coefficient de frottement dans le contact sec à fort glissement à l'échelle de la rugosité* », *2^{ème} Journées Scientifiques Franco-Maghrébines - Caractérisation des Matériaux Complexes, Annaba, 2015.*
- N. Benhassine, A. Haiahem, B. Bou-Said, A. Paquet, « *Etude expérimentale du frottement Sec d'un pion bombé en acier C125S sur un disque en fonte grise* », *3^{ème} Conférence Internationale de Mécanique, Annaba, 2017.*
- N. Benhassine, A. Haiahem, « *Simulation thermomécanique du frottement sec Pion/Disque à l'échelle de la rugosité* », *3^{ème} Conférence Internationale de Mécanique, Annaba, 2017.*
- N. Benhassine, A. Haiahem, « *Simulation thermomécanique par éléments finis du freinage à disque : effet de la température sur le couple de freinage* », *4^{ème} Journées Scientifiques Franco-Maghrébines - Caractérisation des Matériaux Complexes, Rabat 2017.*
- N. Benhassine, A. Haiahem, B. Bou-Said « *Etude comparative du comportement thermomécanique transitoire des disques de frein en céramique lors du frottement* », *5^{ème} Journées Scientifiques Franco-Maghrébines - Caractérisation des Matériaux Complexes, Hammamet 2018.*

I. ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

I.1. Contacts des solides

I.1.1. Contacts définis par des surfaces apparentes

Le contact est défini, d'une manière grossière, par la nature des surfaces apparentes de contact. On caractérise le contact, dans ce cas, par la pression apparente de contact " P_{ac} ", avec " S_a " la surface apparente du contact et " N " la charge normale appliquée sur l'un des deux corps de masse négligeable qui sont en contact.

$$P_{ac} = \frac{N}{S_a} \quad (I-1)$$

Cependant, le contact des corps solides peut avoir différentes formes, cela dépend de la géométrie des surfaces des corps solides en contact.

I.1.1.1. Contact surfacique

On appelle en général un contact surfacique, le contact entre deux surfaces planes (contact plan/plan). Ce contact est caractérisé par une grande surface apparente plane et une pression apparente relativement faible.

Il y a des cas particuliers du contact surfacique, où les surfaces de contact ne sont pas forcément planes et sont de même géométrie qui peut être sphérique, cylindrique ou autre. Pour avoir un contact surfacique dans ce dernier cas, il faut que les surfaces des corps en contact, en plus d'avoir la même géométrie, soient parfaitement emboîtées. Quand ce genre de contact est soumis à une charge, la pression de contact se calcule par la surface apparente de contact mais sa répartition est hétérogène.

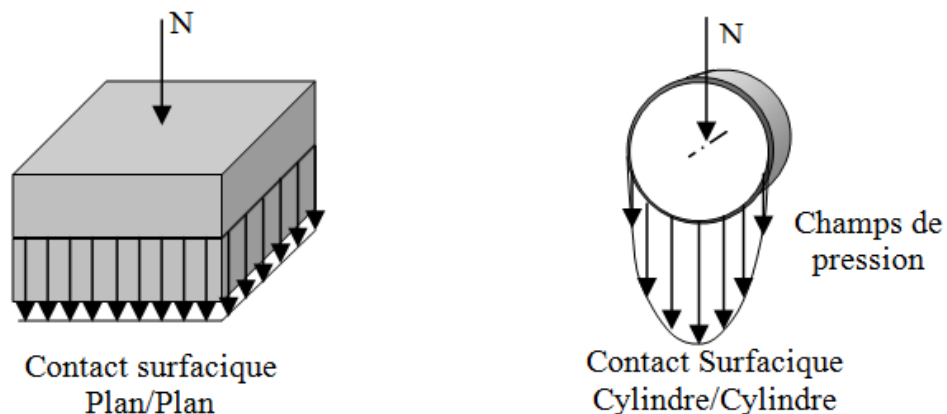


Figure I-1 Champs de pression dans les contacts surfacciques

I.1.1.2. Contact hertzien

Dans le cas où l'une ou les deux surfaces en contact ne sont pas planes, l'aire apparente de contact n'est plus surfacique.

I.1.1.3. Contact ponctuel

Dans le cas d'un contact de deux surfaces sphère/sphère ou Sphère/Plan, le contact est dit ponctuel. Théoriquement, si on suppose que les corps sont parfaitement rigides, l'aire apparente du contact tend vers zéro et la pression de contact tend vers l'infini. Mais en réalité, les corps en contact ne sont pas totalement rigides. Sous l'effet du chargement concentré dans "un point", les corps en contact ne résistent pas à la grande pression et se déforment élastiquement ou même plastiquement pour qu'une petite aire de contact se crée entre eux. Cette aire de contact a été formulée analytiquement par Hertz dans le domaine élastique [4]. Il a pris en considération les propriétés élastiques des matériaux des corps en contact, exprimés par leurs modules de Young E_i , leurs coefficients de poisson η_i , et leurs limites élastiques σ_{e_i} en plus de la charge normale appliquée N et des paramètres géométriques qui se résument pour l'exemple d'un contact sphère/plan par le rayon de courbure R de la sphère. Ainsi, l'aire de contact pour cet exemple est un disque de surface S et de rayon r (l'indice 1 pour les paramètres de la sphère et l'indice 2 pour les paramètres du plan) [5,6] :

$$r = \left(\frac{3NR}{4E^*} \right)^{1/3}, E^* = \left(\frac{1 - \eta_1^2}{E_1} + \frac{1 - \eta_2^2}{E_2} \right)^{-1} \quad (I-2)$$

Ainsi, la pression de contact P_c :

$$P_c = \frac{N}{S} = \frac{N}{\pi a^2} = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt[3]{N \left(\frac{4E^*}{3R} \right)^2} \quad (I-3)$$

Cette formulation est valable pour le cas d'un contact sphère/plan dans le domaine élastique, en ayant $P_c \leq \min(R_1, R_2)$.

I.1.1.4. Contact linéique

On appelle un contact linéique le contact de deux surfaces cylindriques entre elles dont les axes sont parallèles, ou celui d'une surface cylindrique avec un plan. Sous l'effet du chargement, le contact d'apparence linéaire est en fait une petite surface rectangulaire.

Cette surface se forme sous l'effet de la déformation élastique des surfaces cylindriques en contact. Ainsi, l'aire et la pression dans ce type de contact ont été formulées analytiquement par Hertz dans le domaine élastique [4,6].

I.1.2. Contacts définis par des surfaces réelles

Dans la réalité du contact et à une échelle réduite, les surfaces de frottement ne sont pas parfaitement lisses. Chacune des deux surfaces de contact a des ondulations et des rugosités [7], le contact se fait alors entre les sommets des rugosités des deux surfaces de contact. Sous l'effet du chargement, ses sommets en contact s'écrasent pour former des petites surfaces de contact [8]. L'ensemble de ces surfaces de contact forme l'aire réelle de contact qui est beaucoup plus petite que l'aire apparente de contact $S_r < S_a$. Ainsi, la pression réelle de contact est beaucoup plus importante que la pression apparente de contact et elle se manifeste au niveau de la rugosité.

$$P_{rc} = \frac{N}{S_r} > P_{ac} \quad (I-4)$$

I.2. Topographie des surfaces

La surface de contact est imparfaite. Parmi ses imperfections il y a celles qui sont visibles à l'échelle macroscopique, appelées ondulations et celles visibles à l'échelle microscopique, appelées rugosité [9]. La rugosité se mesure en général dans l'industrie à l'aide d'un palpeur à contact qui reproduit le profil de la rugosité en 2D dans un plan de coupe perpendiculaire à la surface étudiée. Pour des études spécifiques, on utilise des palpeurs optiques sans contact en 2D. Dans les laboratoires de recherches, on reproduit la topographie en 3D à l'aide de la photogrammétrie.

Le profil de la rugosité a une distribution gaussienne (Figure I-2) caractérisée par des indicateurs statistiques. A partir d'une ligne moyenne virtuelle du profil de la rugosité, on relève la hauteur maximale (Rp) des saillies du profil (Zp_i) et la profondeur maximale (Rv) des creux du profil (Rz_i). On relève aussi les hauteurs des éléments du profil (Zt_i) ainsi que sa hauteur maximale (Rz).

$$\begin{cases} Zt_i = Zp_i + Zv_i \\ Rz = Rp + Rv \end{cases} \quad (I-5)$$

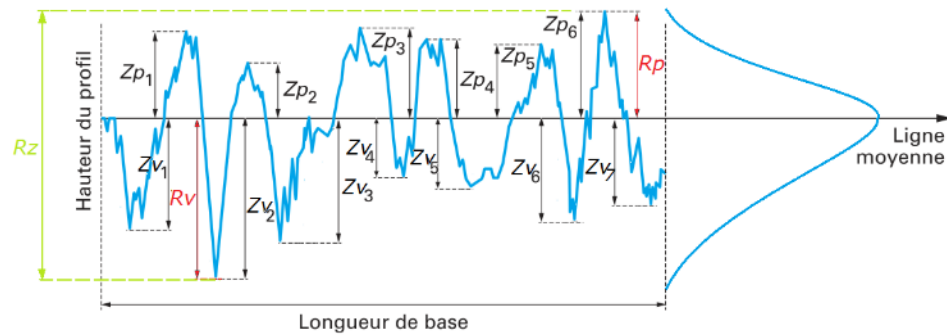


Figure I-2 - Profile de rugosité

Ecart moyen arithmétique du profil évalué Ra qui représente la moyenne arithmétique des valeurs absolues des ordonnées $Z(x)$ sur toute la longueur de la mesure l

$$Ra = \frac{1}{l} \int_0^l |Z(x)| dx \quad (I-6)$$

Ecart moyen quadratique du profil évalué Rq qui représente la moyenne quadratique des ordonnées à l'intérieur d'une longueur de base l :

$$Rq = \sqrt{\frac{1}{l} \int_0^l Z^2(x) dx} \quad (I-7)$$

Facteur d'asymétrie du profil évalué Rsk (Skewness) et qui représente l'asymétrie du profil de la rugosité dans la longueur lr étudiée :

$$Rsk = \frac{1}{Rq^3} \left[\frac{1}{lr} \int_0^{lr} Z^3(x) dx \right] \quad (I-8)$$

Facteur d'aplatissement Rku qui représente l'aplatissement de la courbe de Gauss (Kurtosis) et qui reflète l'aplatissement du profil de la rugosité :

$$Rku = \frac{1}{Rq^4} \left[\frac{1}{lr} \int_0^{lr} Z^4(x) dx \right] \quad (I-9)$$

I.3. Contact unilatéral (ou Signorini)

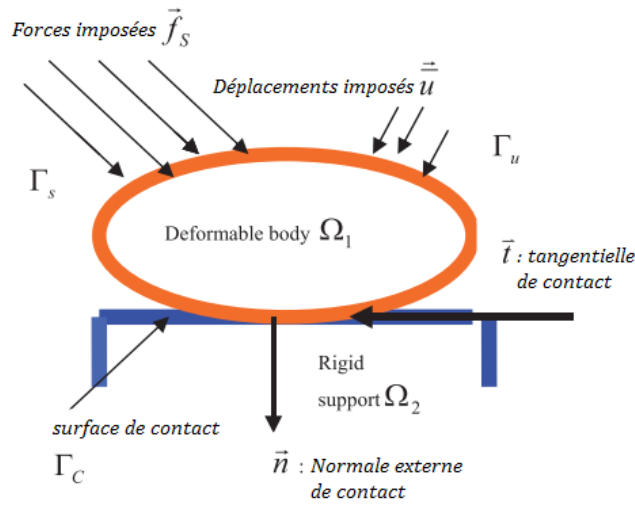


Figure I-3 - Problème de contact de Signorini entre un corp rigide et un corp déformable [10]

On utilise dans la simulation numérique par la méthode des éléments finis (MEF), la loi de contact unilatéral de Signorini. En considérant un corps déformable en contact avec un corps rigide (Figure I-3), la loi de Signorini est représentée par le schéma suivant (Figure I-4) :

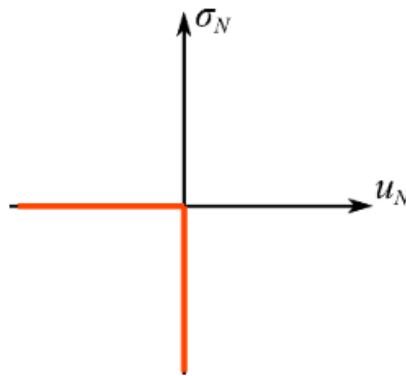


Figure I-4 - La loi de contact de Signorini [11]

Ayant u_N et σ_N qui sont respectivement les déplacements et les contraintes normales au niveau de la surface de contact, les conditions de Signorini (Equation I-10) doivent être respectées à chaque point de contact du corps déformable [11] :

$$\begin{cases} u_N \leq 0 \\ \sigma_N \leq 0 \\ u_N \cdot \sigma_N = 0 \end{cases} \quad \text{sur } \Gamma_c \quad (I-10)$$

I.4. Lois de frottement

On tente, d'une part, à travers les lois de frottement de définir un seuil à partir duquel un glissement entre deux corps en contact est possible en présence d'un effort normal et sous l'effet d'un effort tangentiel et, d'autre part, on essaie à travers chaque loi de formuler une relation entre l'effort tangentiel, l'effort normal et la vitesse de glissement [12].

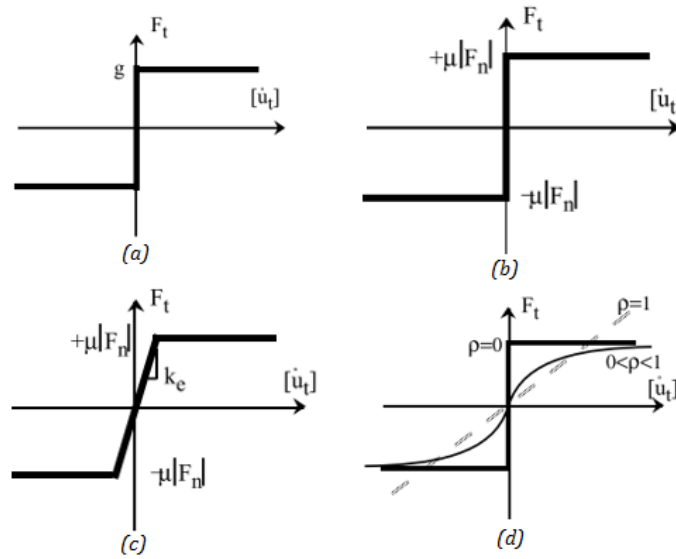


Figure I-5 - Graphes des lois de frottement [12].

(a) Loi de Tresca. (b) Loi de Coulomb. (c) Loi de Coulomb régularisée. (d) Loi de Norton-Hoff.

I.4.1. Loi de Tresca

La loi de Tresca est la loi la plus simple qui définit un seuil "g" à partir duquel un glissement est possible (Figure I-5-a). La loi est formulée par l'expression suivante :

$$\begin{cases} \text{Si } \|\vec{F}_t\| < g & \text{alors } [\vec{u}_t] = 0 & \text{(Adhérence)} \\ \text{Si } \|\vec{F}_t\| = g & \text{alors } \exists \lambda > 0 \text{ tel que } [\vec{u}_t] = \lambda \vec{F}_t & \text{(Glissement)} \end{cases} \quad (I-11)$$

I.4.2. Loi de Coulomb

Dans le cas du frottement de Coulomb (Figure I-5-b), le seuil "g" de Tresca est proportionnel à l'effort normal :

$$\begin{cases} \text{Si } \|\vec{F}_t\| < \mu |N| & \text{alors } [\vec{u}_t] = 0 & \text{(Adhérence)} \\ \text{Si } \|\vec{F}_t\| = \mu |N| & \text{alors } \exists \lambda > 0 \text{ tel que } [\vec{u}_t] = \lambda \vec{F}_t & \text{(Glissement)} \end{cases} \quad (I-12)$$

Avec " μ " le coefficient de frottement qui dépend du couple des matériaux en frottement. Pour chaque couple de matériaux on relève un coefficient de frottement statique " μ_s " et un coefficient de frottement dynamique " μ_d ". Le coefficient de frottement statique est en général plus grand que le coefficient de frottement dynamique [13].

I.4.3. Loi de Coulomb régularisée

La régularisation de la loi de Coulomb permet de considérer un glissement élastique réversible exprimé par une raideur élastique " k_e " (Figure I-5c). Cette raideur reflète pour certains chercheurs le comportement élastique des aspérités de la rugosité pendant le frottement [12]. La loi de coulomb régularisée est celle utilisée par défaut dans Abaqus®.

I.4.4. Loi de Norton-Hoff

La formulation de Norton-Hoff de la courbe de la force tangentielle en fonction de la vitesse de glissement (Figure I-5-c) est la plus utilisée ; elle est formulée par l'équation suivante :

$$\vec{F}_t = \mu |N| \cdot \|\vec{u}_t\|^{(\rho-1)} \vec{u}_t \quad (I-13)$$

Pour ($\rho = 0$) la courbe représente la loi de Coulomb et pour ($0 < \rho < 1$) la courbe représente une relation biunivoque entre l'effort tangentiel et la vitesse de glissement [12].

I.5. Phénomènes d'usure

Dans les contacts à fort glissement, il peut y avoir un ou plusieurs mécanismes de dégradations qui se manifestent à une échelle macroscopique ou microscopique et qui peuvent être provoqués par des phénomènes physiques ou chimiques.

Parmi les phénomènes des dégradations dans les contacts secs ou lubrifiés à fort glissement, il y a l'usure. Celle-ci se manifeste au niveau des surfaces de contact et se définit comme étant une perte progressive de la matière d'une surface soumise à un frottement contre une seconde surface ayant une vitesse relative différente [14].

I.5.1. Usure abrasive

L'usure abrasive est une forme de dégradation de la surface de frottement à l'échelle de la rugosité où les aspérités se déplacent et forment une espèce d'écoulement plastique

dans le cas des matériaux ductiles ; par contre, dans le cas des matériaux fragiles, il se manifeste une rupture et une perte de matière au niveau des aspérités de la rugosité. L'usure abrasive peut être provoquée par la rugosité de la surface la plus dure ou par des particules présentes dans l'interface de contacts et qui sont appelées le troisième corps [15].

L'usure abrasive dépend de [7] :

- La taille et la forme de l'abrasif ;
- La dureté et la quantité de l'abrasif ;
- La charge appliquée en présence des grains abrasifs ;
- La dureté relative entre le corps en question et l'abrasif ;
- La vitesse relative entre le corps et l'abrasif ;
- La température au niveau de la surface de frottement.

I.5.2. Usure adhésive

L'usure adhésive se manifeste sous la présence des phénomènes physico-chimiques. Ces phénomènes provoquent des jonctions entre les sommets des aspérités des corps en frottement à l'échelle de la rugosité. Il se manifeste ainsi une adhésion de la matière du premier corps (moins dur) sur le second corps (plus dur). Ces jonctions appelées aussi microsoudures, sont en général favorisées par des températures élevées au niveau du contact. Les jonctions en question peuvent être fragiles et se rompent dans le cas d'une usure adhésive dite "douce" ; elles peuvent se présenter comme une adhésion permanente dite "grippage" [15].

Les liaisons dans le mécanisme d'usure adhésive sont regroupées dans quatre grandes familles [7] :

- **Les liaisons d'accrochage mécanique d'interpénétration des aspérités** : Cette liaison se manifeste dans le contact d'un corps mou contre un corps relativement dur avec accrochage de la matière du corps mou dans les cavités de la rugosité du corps dur.
- **Les liaisons par transfert d'électrons à travers l'interface** : Cette liaison est due à la présence d'une couche surfacique du premier corps comme cathode contre une couche du second corps comme anode. Une force électrostatique provoque une adhésion avec un transfert d'électrons.

- **Les liaisons d'absorption chimique** : Il se crée dans cette famille d'adhésion de courtes liaisons (à échelle nanométrique) de types métalliques, ioniques ou physiques.
- **Les liaisons avec diffusion** : Il se produit à des températures très élevées dans ce type de liaisons un échange d'atomes d'une surface à l'autre.

I.5.3. Usure par fatigue

Dans le cas d'un chargement cyclique répété, des déformations réversibles sont générées de manière répétée dans le domaine élastique. Cela peut provoquer un phénomène physique de changement de structure dans un volume réduit. Ce phénomène se traduit par la naissance imprévisible de fissures en sous-couches qui forment par la suite des piqûres et des écailles qui provoquent dans certains cas un arrachement conséquent de matière. Cette usure peut être causée par un chargement mécanique qu'on appelle fatigue mécanique ou bien par chargement thermique qu'on appelle fatigue thermique [7,16].

I.5.4. Usure érosive

L'usure érosive se manifeste par l'attaque d'une surface d'un corps solide par des particules suspendues dans un écoulement fluide. Ces particules agressent la surface du solide et provoquent une déformation ou un arrachement de matière. Cette forme d'usure dépend des mêmes paramètres cités dans le cas de l'usure abrasive (taille, forme, nombre et vitesses des particules) avec en plus l'angle d'attaque des particules qui peut varier d'un cas à un autre en fonction de la dynamique du fluide [7].

I.5.5. Usure par réaction tribochimique

L'usure par réaction tribologique est présente dans le cas d'interaction de l'interface de contact avec l'environnement du tribosystème. Ces réactions sont accélérées par la présence d'un milieu favorable en terme de température, de pression ou d'une certaine composition gazeuse. Dans certains cas, la réaction tribologique fait naître une couche protectrice plus ou moins résistante qui peut protéger et minimiser l'usure comme elle peut être peu résistante aux sollicitations mécaniques du frottement et ainsi favoriser, au contraire, une usure plus conséquente [7].

I.6. Troisième corps

I.6.1. Concept du troisième corps

Les particules qui sont arrachées des surfaces de frottement par l'un des mécanismes d'usure cités précédemment sont appelées le troisième corps. Celui-ci peut être sous forme de particules présentes dans l'interface de contact sec, dans un fluide dans le cas d'un contact lubrifié ou même sous forme d'un volume pâteux discontinu du matériau de l'un ou des deux premiers corps en contact [15].

Le troisième corps peut être nocif aux surfaces de frottement dans le cas où il est chargé de particules abrasives qui provoquent une usure incontrôlable comme il peut être bénéfique et faire fonction d'un adoucisseur du frottement en assurant la transmission de la charge appliquée, tout en accommodant les surfaces en frottement et en les séparant pour ainsi réduire leurs interactions. le troisième corps participe aussi dans certains cas à l'évacuation de la chaleur et à la protection des surfaces de frottement en réduisant l'oxydation [15].

La discontinuité du troisième corps rend difficile la modélisation de son comportement par des méthodes analytiques comme par exemple la modélisation du fluide par l'équation de Reynolds. Cependant, son comportement au niveau de l'interface de frottement a été expliqué par le circuit tribologique [17].

I.6.2. Comportement rhéologique du troisième corps

Le circuit tribologique proposé par Berthier [17] représente en 2D le comportement rhéologique du troisième corps pendant le frottement en utilisant une grandeur de débit (Q).

Pendant le frottement, un débit de troisième corps (Q_{si}) est généré à partir des premiers corps pour s'ajouter au débit interne (Q_i) qui est déjà en circulation dans l'interface de contact. Une partie du débit interne est évacuée sous forme d'un débit d'usure (Q_u) et une seconde partie est remise dans l'interface de contact et forme un débit de recirculation (Q_r). Au niveau des premiers corps, des déformations plastiques se manifestent aux surfaces pour former un débit plastique (Q_p). Un débit de source externe

(Q_{se}) représente une injection du troisième corps dans l'interface de contact mais cela reste seulement une possibilité qui n'est pas observée dans la réalité [17].

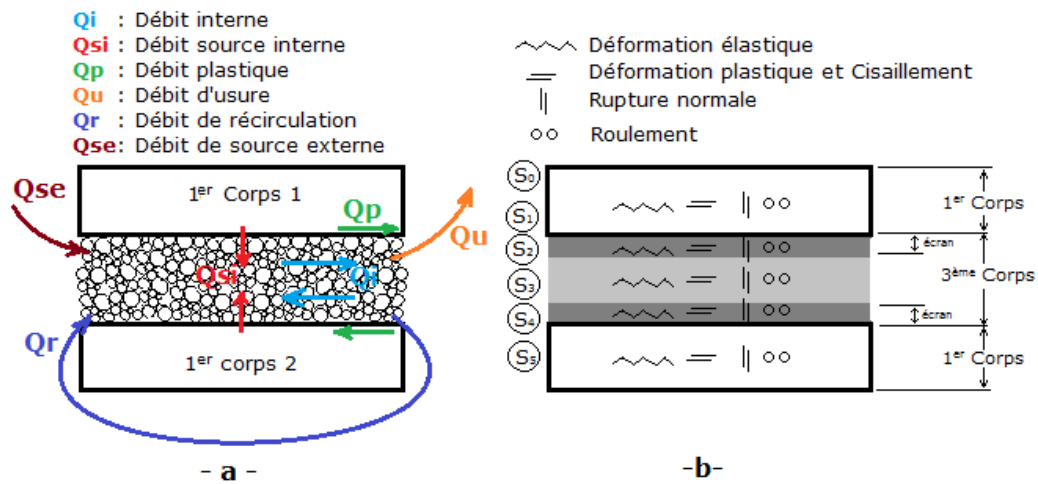


Figure I-6 - a- Circuit tribologique. -b- Site et modes d'accommodation [17]

Pendant le frottement des deux premiers corps avec la présence du troisième corps, les vitesses varient relativement dans le tribosystème. Ainsi, on représente les sites S_1 et S_5 ayant les vitesses des deux premiers corps, les sites S_2 et S_4 des écrans qui correspondent à la couche du troisième corps qui frotte contre les surfaces des premiers corps et le site S_3 correspondant à une couche de troisième corps sans les écrans (S_2 et S_4) avec S_0 qui est le sixième site externe qui représente le mécanisme.

I.6.3. Modélisation numérique du troisième corps

La complexité du comportement rhéologique du troisième corps et sa discontinuité rend difficile sa modélisation par une formulation analytique. Pour cela, nombreuses approches ont vu le jour ces dernières années. Ces approches proposent des modélisations du comportement du triplet tribologique en utilisant des méthodes numériques [18]. Fillot [15] a proposé de modéliser le tribosystème à trois corps par la méthode des éléments discrets. Cette modélisation a permis de comprendre et de prédire la course entre le débit de source et le débit d'usure du troisième corps [19]. Richard et al [20] a étudié la température au niveau du film du troisième corps en utilisant la même modélisation par éléments discrets. Berthier et al [21] propose un modèle hybride combinant une modélisation par éléments finis des deux premiers corps et une modélisation par éléments discrets du troisième corps. Cette approche permet la combinaison de différentes échelles et la modélisation du frottement en considérant la présence du troisième corps. Cette

approche par une modélisation hybride a été utilisée par Cao et al [22] pour une modélisation rigide et déformable des milieux granulaires et du troisième corps, et par Nguyen et al [23] pour la modélisation de la dissipation d'énergie dans le freinage.

I.7. Freinage automobile à disque

I.7.1. Principe et Mécanismes

Le frein à disque est constitué de trois principaux mécanismes. Le premier est le mécanisme de commande qui englobe tout ce qui est entre la pédale du frein actionné par le conducteur et le fluide du freinage. Le second mécanisme comporte les pistons, les étriers et le contre étrier ; ces derniers permettent d'actionner et de guider les garnitures de frein pour qu'ils frottent contre le disque. Les garnitures et le disque constituent le troisième mécanisme nommé organes de friction.

D'un point de vue dynamique, on peut diviser le second mécanisme en deux catégories : la première catégorie appelée stator est composée d'un mécanisme de commande et de l'ensemble des composants de l'étrier dont les garnitures de friction. La seconde catégorie appelée rotor est composée d'un disque de frein qui tourne avec le moyeu de la roue.

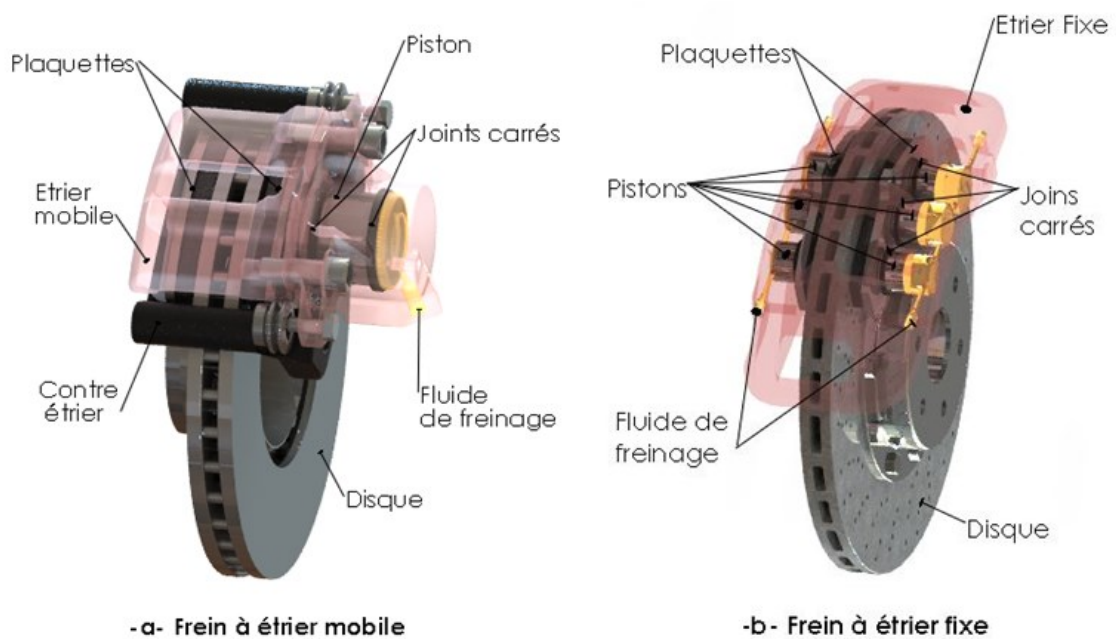


Figure I-7 - Mécanisme du freinage à disque.

Il y a deux types d'étriers utilisés dans le freinage automobile à disque, le premier est appelé étrier mobile et est généralement composé d'un seul piston qui s'appuie sur l'une des garnitures et la seconde garniture est pressée par un étrier mobile sur le disque lors du freinage. Le second type est appelé étrier fixe et se compose d'au moins deux pistons dont chacun s'appuie sur une garniture lors du freinage. Les voitures puissantes haut de gamme ou de sport sont dotées en général d'un système de freinage composé d'étrier fixe doté de plusieurs pistons qui peuvent être jusqu'à 06 pistons (03 sur chaque plaquette de frein).

Pendant le freinage, une grande quantité de chaleur est générée et fait chauffer les organes de friction en premier lieu puis se transmet aux pistons, à l'étrier et au fluide de freinage, ce dernier étant conçu spécialement pour résister aux hautes températures mais avec une certaine limite admissible au-delà de laquelle le fluide perd ses propriétés et perturbe la commande de freinage, ce qui peut engendrer un grand problème de sécurité. Pour cela, les fabricants ont conçu l'ensemble du mécanisme de freinage de manière à isoler au maximum la chaleur du fluide de freinage, et en parallèle, beaucoup d'améliorations ont été apportées au fluide afin de repousser sa température limite et pour un fonctionnement optimal à de hautes températures.

Les organes de friction ont connu beaucoup d'amélioration sur le plan géométrique et sur le plan des matériaux pour minimiser l'échauffement, contrôler l'usure et optimiser leurs performances.

I.7.2. Organes de friction

I.7.2.1. Disque de frein

I.7.2.1.1 Géométrie

Sur le plan géométrique, la majorité des véhicules de nos jours sont dotés de disques de frein ventilés, ces derniers possèdent des ailettes à leur intérieur qui ont pour objectif d'évacuer la chaleur du disque par convection forcée. L'architecture des ailettes a beaucoup évolué ces dernières années pour, d'une part, permettre une meilleure ventilation, et d'autre part, avoir la meilleure répartition des contraintes dans le disque car celui-ci est soumis à des sollicitations thermomécaniques assez intenses. Certains disques de frein sont dotés de canaux surfaciques en plus des ailettes de ventilation en leurs cœurs, ces canaux ont pour objectif d'évacuer les débris causés par l'usure (3^{ème} corps) et

participent à la ventilation surfacique du disque de frein. Au niveau des surfaces de friction de certains disques de frein, les concepteurs ont mis en place des petits perçages pour l'évacuation de l'eau qui peut être présente sur les surfaces du disque dans des conditions atmosphériques humides et cela spécialement pour le cas des disques construits à partir de matériaux relativement sensibles à l'humidité.

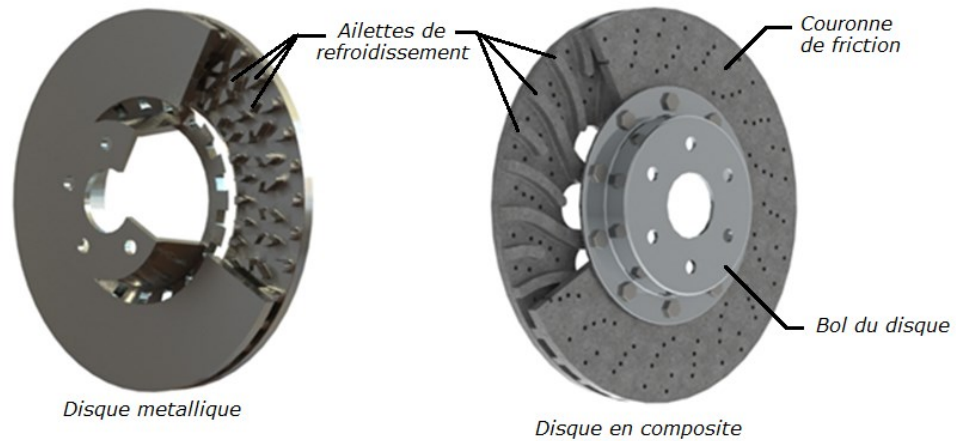


Figure I-8 - Vue de coupe sur différents disques de frein.

Chacune de ces particularités géométriques apportées au disque de frein ont un objectif d'amélioration des conditions thermiques et tribologiques du freinage, mais en contrepartie, ces ailettes, canaux ou trous participent à la manifestation de concentrations de contraintes additives qui peuvent se transformer à cause de la fatigue mécanique et thermique du disque en fissures au niveau de la surface du disque.

Pour des raisons de faisabilité, de rendement et de coût, les nouveaux disques de frein en composite sont conçus en bi-blocs, le premier bloc est destiné au frottement et est nommé disc ou couronne de friction fait en matériau composite avec également des ailettes de ventilation et des perçages surfaciques. La couronne de friction est boulonnée sur ce qu'on appelle le bol du disque de frein, ce dernier est métallique et il a comme fonction de relier la couronne de friction au moyeu de la roue.

I.7.2.1.2 Matériaux des disques

Le disque métallique doit résister aux effets d'érosion tels que le grippage ou les phénomènes de soudures, et aux chocs thermiques par la mauvaise répartition de la température, ce qui peuvent aussi provoquer une fatigue thermique qui est la source de fissuration superficielle. Un choix judicieux du matériau du disque doit aussi se faire afin

d'éviter les vibrations et le bruit à haute fréquence (>4000 Hz), car ces derniers sont provoqués par la fréquence propre du matériau du disque. [24]

Le matériau le plus utilisé pour les disques de frein est la fonte grise à graphite lamellaire pour son coût assez réduit mais surtout pour son bon comportement thermique par une bonne répartition de la chaleur, la suppression des problèmes d'érosion, le bon coefficient de frottement qui est considéré assez constant ainsi que la bonne résistance à l'usure. [25] On utilise également l'acier inoxydable (tel que le X2 CrNiMo 17 12 2) comme matériau de friction qui fonctionne à des températures encore plus élevées (800 °C) que celles de la fonte (grise 600 °C) mais qui a un comportement tribologique pas aussi approuvé et un coût relativement élevé par rapport à la fonte grise. Il est donc utilisé surtout pour certains véhicules de haut de gamme qui roulent à des vitesses relativement élevées. Il y a aussi d'autres matériaux qui ont vu le jour tels que les Composites Carbone/Carbone mais leurs utilisations ne sont réservées que pour les freinages à très hautes performances dans les véhicules de formule 1 ou pour les freins d'avions. De plus, ces matériaux sont utilisés grâce à leur grand seuil de température de fonctionnement (jusqu'à $1\ 500$ °C) et à leurs légèretés, mais en contrepartie, ils ont de mauvaises performances dans les milieux humides à cause de la sensibilité du carbone à l'humidité. [26]

Plus chers que les disques métalliques et cinq fois moins chers que les disques en composite en carbone/carbone, les disques en composite céramique/métal ou céramique/Carbone ont vu le jour ces dernière années, ils ont un comportement tribologique exemplaire en terme de stabilité du coefficient de frottement et de leur faible taux d'usure même à très hautes températures ($1\ 200$ °C). Ces disques sont réservés pour les véhicules de sport de haut de gamme qui roulent à très grandes vitesses.

Dans le (Tableau I-1 Tableau) sont résumées les propriétés thermomécaniques des métaux utilisés pour les disques de freins et des propriétés thermoélastiques des matériaux composites, ces propriétés sont données à titre d'illustration et de comparaison car elles varient considérablement par rapport à la température de fonctionnement.

	Fontes grises à Graphite Lamellaire		Acier X2 CrNiMo 17 12 2	Composite C/C			
	EN GJL 150	EN GJL 300		SiC/6061Al	A359/SiC	C/C-SiC	
						⊥	//
ρ (kg/m ³)	7100	7250	7980	3700	1750	1950	
λ (W/(K.m))	50	45	15	5	110	19.8 8.9	
c (J/(kg.K))	460	460	500	650	1350	1120	
η (10 ⁻⁶ .°K ⁻¹)	12	12	16,5	4	20.7	1.75 4.75	
E (GPa)	78 - 103	108 - 137	200	254	98.6	60	
n	0,26		0,3	0.13	0.4	0.25	
Re (MPa)	98 - 165	195 - 260	118 - 190	-	338	160	
Rc (MPa)	600	960	-	-	-	-	
Dureté HB	204	258	143 - 192	-	139	-	

Tableau I-1 - Propriétés thermomécaniques des matériaux utilisés pour les disques de frein [27–32]

I.7.2.2. Plaquettes de frein

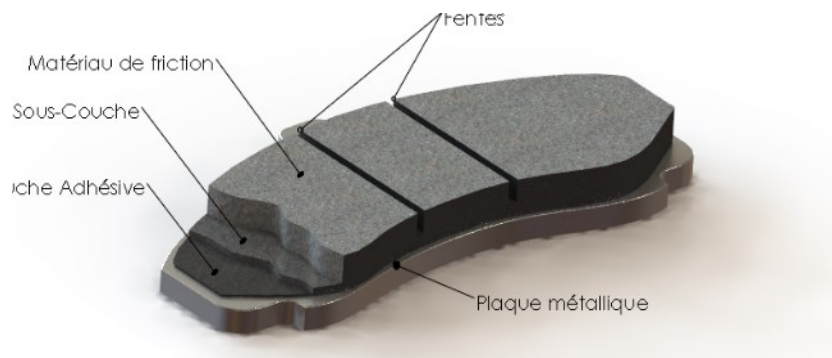


Figure I-9 - Plaquette de frein

I.7.2.2.1 Géométrie

La plaquette de frein est constituée principalement d'une garniture qui peut être métallique, organique ou semi-métallique. La garniture est constituée de plusieurs couches, dont la première couche est un matériau de friction qui compose la grande part d'épaisseur de la garniture ; une sous-couche du même matériau de friction mais avec une plus grande résistivité thermique pour empêcher la chaleur de se transmettre au fluide de freinage ; puis, il y a une fine couche adhésive qui relie la garniture à la plaque métallique, cette dernière couche fait office de colle et doit résister aux efforts de cisaillement lors du frottement. La garniture est également constituée d'une ou plusieurs fentes qui permettent l'évacuation des débris d'usure et le renouvellement du troisième corps. Quant à la plaque métallique qui est plus rigide que la garniture, elle a pour rôle de transmettre l'effort des pistons à la garniture avec une meilleure répartition de la charge.

I.7.2.2.2 Matériaux

En plus des exigences purement fonctionnelles telles que le coefficient de frottement et l'usure, les garnitures doivent satisfaire d'autres qualités aussi importantes, comme la stabilité du coefficient de frottement à des hautes températures, un bon amortissement des vibrations et une usure tolérable sans provoquer la corrosion du contre matériau (disque), ainsi qu'une compressibilité minimale pour ne pas altérer la commande du frein.

Les propriétés thermiques sont d'une grande importance par rapport au partage du flux thermique entre les garnitures et le disque ; le flux de chaleur doit se diffuser en grande partie dans le disque qui est soumis au refroidissement par convection forcée.

La grande souplesse des garnitures caractérisées par leurs propriétés élastiques offre un bon amortissement des vibrations à basses fréquences et compense ainsi les défauts de forme du contre matériau (disque).

	Garniture A	Garniture B	Garniture C	Garniture D	Garniture F	Garniture G	
						20 °C	200 °C
ρ (kg/m ³)	1400	2150	2595	3660	3660	2500	2300
λ (W/(K.m))	5	1.5	1.212	1.01	0.5	12	10
c (J/(kg.K))	1000	1464	1464	1034	1034	500	450
η (10 ⁻⁶ .°K ⁻¹)	10	-	60	20	30	-	-
E (GPa)	1	-	1.5	820	0.53	3	2.2
n	0.25	-	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25

Tableau I-2 - Propriétés thermoélastiques
utilisées pour les garnitures de frein [33-37]

Le Tableau I-2 montre les propriétés thermiques ou thermoélastiques de quelques matériaux pour des garnitures utilisées dans des études numériques et expérimentales. Une grande variation de ces propriétés est illustrée dans le Tableau I-2 ; cette variation est définie par la différence de conception entre les freins automobiles et les freins pour utilisation ferroviaire.

I.8. Calculs analytiques

I.8.1. Energie du freinage

Lors du freinage d'un véhicule, une grande partie de son énergie cinétique est transformée en énergie thermique au niveau de ses organes de friction. L'autre partie est due à des travaux qui rentrent dans l'équation énergétique et qui résultent des phénomènes internes au véhicule (frein moteur, frottements des organes de transmission) et/ou externes (frottement d'air contre la carrosserie, pente négative/positive).

En utilisant l'équation de la différence d'énergies cinétiques qui est égale à la somme des travaux internes et externes appliqués sur le véhicule, on obtient l'énergie du freinage E_F [38] :

$$E_F = E_C + E_G \pm T_P - T_{RA} - T_f = F_F \cdot d_F \quad (\text{I-14})$$

F_F, d_F et E_C sont respectivement la force de freinage, la distance du freinage et l'énergie cinétique :

$$E_C = \frac{1}{2} m v^2 \quad (\text{I-15})$$

m et v sont respectivement la masse et la vitesse linéaire initiale du véhicule.

E_G est l'énergie giratoire de l'ensemble des composants en rotation des deux trains d'un véhicule :

$$E_G = \frac{1}{2} \cdot I \cdot \omega^2 \quad (\text{I-16})$$

I et ω sont respectivement l'inertie et la vitesse angulaire de l'ensemble du rotor du véhicule. T_P est le travail de la pente ou l'énergie potentielle :

$$T_P = \frac{1}{2} \cdot m \cdot g \cdot h \quad (\text{I-17})$$

avec m la masse du véhicule et h le gain ou la perte de hauteur dans le parcours du freinage, ce dernier dépend de la pente et peut être dans l'équation soit positif dans le cas d'une descente, ou négatif dans le cas d'une montée.

T_{RA} est le travail de la résistance d'air :

$$T_{RA} = \frac{1}{2} \rho_{air} \cdot d_F \cdot C_x \cdot S_F \cdot v^2 \quad (I-18)$$

avec ρ_{air} et d_F qui sont respectivement la densité de l'air et la distance de freinage. C_x , S_F et v sont respectivement le coefficient aérodynamique, la surface frontale et la vitesse du véhicule.

T_f représente le travail du frottement dans les composants de transmission tels que les roulements ou le cardan. Cette énergie est considérée négligeable dans le cas des véhicules types qui n'ont aucun problème de transmission.

I.8.2. Puissance de freinage

La puissance de freinage ou le flux de chaleur est la dérivée de l'énergie du freinage. C'est une grandeur très importante.

$$W_F = \frac{dE_F}{dt} = F_F \cdot v \quad (I-19)$$

Pour chaque type de véhicule, les concepteurs doivent satisfaire plusieurs limites de puissance. La première limite est la puissance minimale de freinage exigée par les normes, elle est propre à chaque modèle de véhicules et est proportionnelle à la puissance motrice de celui-ci. D'une manière générale, la puissance du système de freinage exigée doit être égale au double de la puissance motrice du véhicule en question mais en contrepartie, elle ne doit pas dépasser la puissance spécifique des organes de friction. Cette puissance spécifique est une valeur critique de la puissance W_{max} divisée par la surface du frottement des organes de friction S_f .

$$W_S = \frac{W_{max}}{S_f} \quad (I-20)$$

Au-delà de la puissance spécifique, il peut se manifester un dysfonctionnement qui peut poser un problème de sécurité ou d'usure prématurée des organes de friction, étant donné que cette puissance spécifique est liée à des limites thermiques et tribologiques des matériaux des organes de friction. Ces limites à ne pas dépasser sont déterminées en fonction de la température maximale pour laquelle les organes de friction fonctionnent

normalement, et de la vitesse d'usure admissible qui donne une durée de vie tolérable des organes de freinage.

Ces limites sont repoussées indéfiniment par les concepteurs en augmentant les surfaces de frottement des organes de friction à la mesure du possible et en améliorant la conception géométrique des systèmes de freinage et/ou par l'utilisation de nouveaux matériaux de friction qui offrent un comportement tribologique et thermique très intéressants et permettent d'avoir des systèmes de freinage qui répondent aux exigences des nouveaux véhicules qui sont de plus en plus puissants et rapides.

I.8.3. Composantes de la force et du couple de freinage

On peut calculer la force de freinage totale d'un véhicule F_F à partir de la somme des forces tangentielles des quatre pneus qui sont en adhérence avec la route F_{AP} .

La conception du système de freinage est réalisée en sachant que les forces tangentielles ne sont pas égales au niveau du train arrière et du train avant, cela à cause de la hauteur du centre de gravité du véhicule qui provoque un moment supplémentaire au train avant.

les forces tangentielles au niveau des pneus ne doivent pas dépasser une certaine force tangentielle critique F_{AC} à partir de laquelle l'adhérence Pneus/Route sera perdue pour un glissement dangereux du véhicule sans aucune possibilité du contrôle de sa direction par le conducteur.

$$F_F = F_{AP} < F_{AC} \quad (I-21)$$

Ce phénomène de glissement doit être évité par le choix d'une pneumatique adéquate au véhicule et aux conditions de roulement. Dans le cas du freinage d'urgence, le problème a été devancé par le développement du système anti blocage des roues (ABS).

Le partage de l'effort de freinage entre freins arrière et freins avant n'est pas équitable à cause de la position du centre de gravité du véhicule qui se trouve à une certaine hauteur par rapport au plan de roulement (route), ceci engendre pendant la décélération un moment d'inertie vers l'avant, ce qui accentue la charge à freiner sur les deux roues avant. L'effort de freinage au niveau des freins avant est généralement égal au

2/3 de l'effort total. Ce partage dépend donc de la conception du véhicule avec pour objectif une bonne adhérence des quatre roues.

Lors du freinage, le couple d'adhérence au niveau du pneu de chaque roue C_{AP} est égal au couple de rayon moyen de frottement au niveau du disque de frein C_f .

$$C_{AP} = C_f \quad (I-22)$$

A partir de cette équation d'égalité des couples, on peut calculer la force tangentielle F_F et le rayon de frottement R_f au niveau de chaque disque de frein connaissant la force d'adhérence F_{AP} et le rayon du pneu de la roue R_P .

$$F_{AP} \cdot R_P = F_F \cdot R_f \quad (I-23)$$

le rayon de friction est le rayon moyen de contact disque/garnitures. Il caractérise avec la force de frottement le couple freinage. L'énergie de freinage n'est pas répartie uniformément sur la surface de friction et varie en fonction du rayon de friction.

La force tangentielle de frottement F_F résulte d'une force normale N appliquée sur les garnitures et du coefficient de frottement μ du couple matériau du friction (selon la loi de Coulomb).

$$F_F = \mu \cdot N \quad (I-24)$$

Si le coefficient de frottement μ est considéré en théorie comme constant pour chaque couple de matériaux par rapport à l'effort normal et à la vitesse de glissement, beaucoup de travaux qu'on aborde dans le volet "frottement" montrent qu'en pratique il varie pendant le freinage. Une diminution de ce coefficient engendre une mauvaise performance du frein.

La force normale N est issue de la pression hydraulique appliquée sur le piston et transmise par ce dernier aux garnitures au niveau de chaque étrier de frein ; cette force appliquée par le conducteur à travers la pédale est amplifiée et répartie par le système hydraulique de commande aux quatre freins.

I.8.4. Flux thermique du freinage

Pendant le freinage, la puissance mécanique est transformée en chaleur sous forme d'un flux thermique \dot{q} également appelé puissance de freinage W_F . Celle-ci est la dérivée de l'énergie du freinage caractérisant la puissance consommée dans chaque frein pendant un freinage.

$$\dot{q} = \frac{dE_F}{dt} = \mu \cdot N \cdot R_f \cdot \frac{d\theta}{dt} = W_F \quad (I-25)$$

Avec θ l'angle du frottement pendant le freinage en radian et sa dérivé par rapport au temps représente la vitesse angulaire du freinage $\dot{\theta}$.

I.8.4.1. Flux thermique surfacique du freinage

La puissance consommée par les freins est transformée en un flux de chaleur qui se partage entre les organes de friction (disque/garnitures). Il est calculé par la formule suivante :

$$\dot{Q} = \frac{W_F}{A} = \frac{f \cdot N \cdot R_f \cdot \dot{\theta}}{A} \leq P_s \quad (I-26)$$

Le flux de chaleur surfacique dépend de la vitesse angulaire (qui varie pendant le freinage) et du rayon de friction. Cette considération est importante pour la répartition de la température sur le disque et les garnitures pendant le freinage.

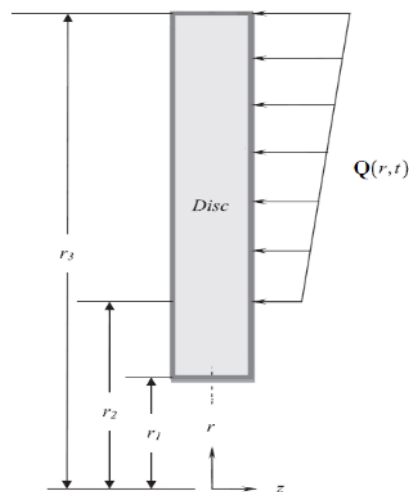


Figure I-10 - Répartition radiale du flux de chaleur [39]

Le flux de chaleur surfacique \dot{Q} doit être inférieur à la puissance spécifique P_s du frein en question. Pour réduire le flux de chaleur surfacique, on doit augmenter la surface de friction jusqu'à la mesure du possible ou à défaut de réduire le flux de chaleur surfacique, on doit changer l'un ou l'ensemble des matériaux de friction par d'autres qui ont une plus grande puissance spécifique.

I.8.5. Partage du flux de chaleur

Dans le glissement à grande vitesse, la vitesse de propagation de la chaleur est considérée comme étant négligeable par rapport à la vitesse de la source de cette dernière (aire de contact en mouvement). Cette considération est conditionnée par le nombre de Péclet (Pe) qui doit être supérieur à 100. [40]

$$Pe = \frac{R_f \cdot v}{2 \cdot a_2} \quad (I-27)$$

Avec $a = \lambda / (\rho \cdot c)$ est la diffusivité thermique.

Remarque : On pose dans ce qui suit l'indice (1) pour la garniture et l'indice (2) pour le disque.

Le flux de chaleur généré par frottement est partagé par les deux corps en contact :

$$\dot{q} = \mu \cdot N \cdot R_f \cdot \tau \cdot \omega = \dot{q}_1 + \dot{q}_2 \quad (I-28)$$

Le partage du flux :

$$\frac{\dot{q}_1}{\dot{q}_2} = \frac{b_1}{b_2} \quad (I-29)$$

b_i est le coefficient d'effusivité thermique :

$$b_i = \sqrt{\lambda_i \cdot \rho_i \cdot c_i} \quad (I-30)$$

Le flux de chaleur surfacique est partagé entre la garniture (1) et le disque (2) selon la loi suivante :

$$\frac{\dot{q}_1}{\dot{q}_2} = \frac{b_1 A_1}{b_2 A_2} \quad (I-31)$$

Ainsi :

$$\dot{q}_i = \frac{b_i \cdot A_i}{b_1 \cdot A_1 + b_2 \cdot A_2} \dot{q} \quad (I-32)$$

On pose les constantes α_1 et α_2 de partage du flux de chaleur surfacique \dot{q} entre la garniture et le disque :

$$\alpha_i = \frac{b_i \cdot A_i}{b_1 \cdot A_1 + b_2 \cdot A_2} \quad (I-33)$$

Ainsi, le flux de chaleur surfacique de la garniture \dot{q}_1 et celui du disque \dot{q}_2 sont représentés par l'équation suivante :

$$\begin{cases} \dot{q}_1 = \alpha_1 \cdot \dot{q} \\ \dot{q}_2 = \alpha_2 \cdot \dot{q} \end{cases} \quad (I-34)$$

I.8.6. Formulation du problème thermique

l'équation différentielle de la chaleur est donnée sous la forme suivante [41], [42] :

$$\rho C_p \dot{T} - \text{div} (-\lambda \cdot \overrightarrow{\text{grad}} T) - q = 0 \quad (I-35)$$

Avec les conditions aux limites :

$$\begin{cases} T = T_p \text{ sur } S_T \\ \vec{n} \cdot (-\lambda \overrightarrow{\text{grad}} T) = Q_i + \underbrace{h(T_f - T)}_{\text{Convection}} + \underbrace{\varepsilon \cdot \sigma (T_\infty^4 - T^4)}_{\text{Radiation}} \\ S = S_T \cup S_\varphi, \quad S_T \cap S_\varphi = \emptyset \end{cases} \quad (I-36)$$

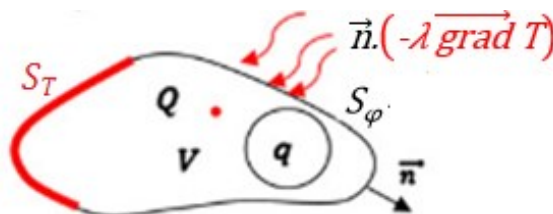


Figure I-11 - Schéma de la formulation thermique

Où S est la surface du solide et \vec{n} la normale unitaire à S dirigée vers l'extérieur de V. La condition initiale à l'instant $t=t_0$:

$$T(x, y, z; t_0) = T_0(x, y, z)$$

Pour l'étude numérique du comportement thermomécanique d'un frein, il est nécessaire d'avoir les propriétés thermoélastiques des organes de friction (disque/garnitures). On propose dans ce qui suit les principaux matériaux utilisés pour les disques en se référant principalement à des catalogues de fabricants ou à des travaux scientifiques. Les propriétés thermoélastiques des garnitures de frein ne sont pas communiquées (par confidentialité) de la part des constructeurs, on se réfère donc à des travaux scientifiques qui mentionnent les propriétés du matériau mais qui n'invoquent pas le nom ni le type du matériau en général.

I.9. Modélisation numérique du frottement

I.9.1. Méthode des éléments finis

La méthode des éléments finis permet d'étudier les corps en frottement non seulement à l'échelle macroscopique, mais aussi à l'échelle microscopique et cela en considérant les différents phénomènes qui environnent le frottement tels que la température, les déformations, la rugosité et le troisième corps.

I.9.2. Méthode des éléments discrets

A l'échelle microscopique, la méthode des éléments discrets permet par exemple de modéliser la naissance du troisième corps ainsi que son comportement thermomécanique, et permet donc la compréhension de certains phénomènes tels que le rôle de la température et les phénomènes de dégradations [15,22,23,43]. Mais cette méthode ne peut être utilisée à l'échelle macroscopique pour modéliser l'influence des phénomènes cités sur le reste des corps en frottement.

I.10. Etat de l'art et problématique

Plusieurs études numériques du comportement thermomécanique ont été réalisées ces dernières années. Jiang et al a considéré le refroidissement par écoulement d'air sur un disque en céramique d'un système de freinage de train [44], quant à Belhocine et al, il a étudié le comportement thermomécanique transitoire du freinage à disque métallique automobile en utilisant le code de calcul ANSYS® [42,45,46]. Plusieurs approches ont abordé la problématique du freinage en modélisant le troisième corps par la méthode des éléments discrets [47,48].

Pour prédire le comportement tribologique du contact sec à fort glissement, il faut considérer plusieurs paramètres. D'abord, la nature du contact influence grandement la valeur et le champ de pression de contact [49–51]. Celle-ci est un paramètre très important, elle est calculée dans certains cas à partir de la surface apparente de contact mais cela ne reflète pas la réalité, car les surfaces de contact ne sont pas parfaites et contiennent des ondulations et des rugosités qui font que le contact se manifeste entre les aspérités de la rugosité [52] ; il y a donc une surface réelle de contact qui est beaucoup plus petite que la surface apparente. Ainsi, de grandes pressions locales sont générées à l'échelle de la rugosité [53,54]. La présence d'une vitesse de glissement en plus de ces grandes pressions locales de contact engendre un frottement qui génère des températures flashes au niveau des aspérités de la rugosité [55–57], de grandes déformations irréversibles et une perte de matière sous différentes formes d'usure [58]. Des particules se détachent des corps en frottement dont une partie sera évacuée [59], une autre partie reste dans l'interface de contact pour former une couche appelée troisième corps [17]. La température issue du flux de chaleur généré par frottement participe de différentes manières à la dégradation des corps en contact.

Nous nous intéressons à l'échelle macroscopique: au champ et à la variation de la température, au rôle qu'elle joue pendant le frottement, à son impact sur la déformation des surfaces des organes de friction sous l'effet de la dilatation thermique et à son impact sur la variation du champ de pression, ainsi qu'au champ de contraintes et à la variation du couple de freinage pendant le frottement. A l'échelle microscopique, nous nous intéressons à la température flash au niveau de la rugosité et au champ de déformation plastique des sommets des aspérités.

II. ETUDE EXPERIMENTALE DU FROTTEMENT SEC PION/DISQUE

II.1. Introduction

Comprendre, prédire et maîtriser les phénomènes de dégradations dans les contacts secs et lubrifiés [60] à fort glissement ont depuis toujours sollicité l'intérêt des tribologues et cela pour différentes applications industrielles (usinage [61], mise en forme...), de transport (freinage [62], contact roue/rail [63]), ou médicales (prothèses)... etc.

Ainsi, plusieurs études expérimentales ont vu le jour pour comprendre le frottement à travers son coefficient, en plus de sa dépendance à la température [64] et aux paramètres dynamiques [65] et cela pour des métaux ou des matériaux organiques [66].

La température est un paramètre très important dans les contacts secs à fort glissement, car elle influe considérablement sur les propriétés des matériaux des deux premiers corps en contact et elle participe donc fortement à leurs dégradations [67]. La mesure de la température au niveau de l'interface pendant le frottement est très difficile expérimentalement [57], il y a plusieurs techniques pour sa mesure, dont deux qui sont les plus utilisées: par thermocouple [61] ou par thermographie infrarouge [68]. La première est beaucoup plus quantitative et offre une mesure relativement précise et la seconde est dite qualitative car elle permet de voir la distribution de la température aux surfaces des corps. Nous utilisons dans notre étude la mesure de la température par thermocouple.

L'usure dans les contacts à fort glissement est une conséquence de frottement très importante et compliquée à la fois, car elle est reliée à une multitude de phénomènes dont certains sont connus et maîtrisés et d'autre pas encore [5], d'autant plus que ces phénomènes d'usure se passent généralement à une échelle réduite dans une zone inaccessible pendant le frottement.

Nous étudions dans ce chapitre le cas du frottement d'un pion plat en acier contre un disque en fonte grise, puis dans un second cas, un pion bombé du même matériau que le premier contre le même disque dans une autre piste de frottement et sous un chargement différent. Ainsi, nous allons calculer la force tangentielle qui résulte du frottement, la variation de la température dans le disque et l'usure à travers la variation de la hauteur du pion, puis analyser l'empreinte du sommet du pion usé par MEB (microscope à balayage électronique) afin de comprendre la nature et la sévérité du frottement étudié.

L'objectif de cette étude est de construire un modèle expérimental d'un contact sec à fort glissement avec lequel on extrait des paramètres empiriques tels que le coefficient de frottement et la vitesse d'usure, pour alimenter par la suite des modèles numériques à différentes échelles, afin de reprendre ce frottement à travers les autres paramètres considérés à savoir l'état de surface et la dureté. Quant à la température mesurée, elle va nous permettre de valider ces études.

II.2. Dispositif expérimental

II.2.1. Contexte

Simuler le contact à fort glissement pour prédire son comportement nécessite d'abord les propriétés thermomécaniques des premiers corps en frottement, puis des données sur l'interaction de ces corps traduites par le coefficient de frottement et le coefficient d'usure. Quant à la validation de la simulation, elle se fait à travers la variation de la température qui est un paramètre très important dans le contact sec à fort glissement.

Un stage de 50 jours a été effectué au niveau des laboratoires LaMCoS à l'INSA de Lyon pour la réalisation des travaux expérimentaux sur le tribomètre LORIOT (Figure II-1). Une grande partie du stage a servi pour la remise en marche du tribomètre qui n'avait pas fonctionné depuis des années. Il a fallu donc, avec les ingénieurs et techniciens du Laboratoire, rénover la partie motrice, remettre en fonction le système d'acquisition et remplacer certains capteurs défectueux puis procéder au calibrage et à l'étalonnage du tribomètre (Voir Annexe A).

II.2.2. Utilisations précédentes du Tribomètre LORIOT

Ce même tribomètre a servi de nombreux travaux expérimentaux. Certains chercheurs ont étudié le frottement dans des conditions sévères similaires au freinage des trains [64,69] où ils ont entre autres quantifié et analysé le troisième corps dégagé dans l'atmosphère. D'autres chercheurs l'ont utilisé pour l'étude du comportement tribologique des disques en composite Carbone/Carbone utilisés dans le freinage aéronautique et cela à des hautes températures [70].

II.2.3. Description du tribomètre LORIOT

Le tribomètre Lorient est un simulateur de frottement en géométrie pion/disque ou en disque/disque de forte puissance. L'application de la charge est effectuée soit par un vérin hydraulique soit par gravité (à l'aide de masses), avec la possibilité du préchauffage du disque et du pion. Le tribomètre est doté d'une enceinte pour atmosphères contrôlées et d'un spectromètre de masse adapté. Il a les capacités suivantes :

- Charge : de 11 à 1500N
- Vitesse : de 10^{-2} à 20 m/s
- Température : de 20 à 500°C

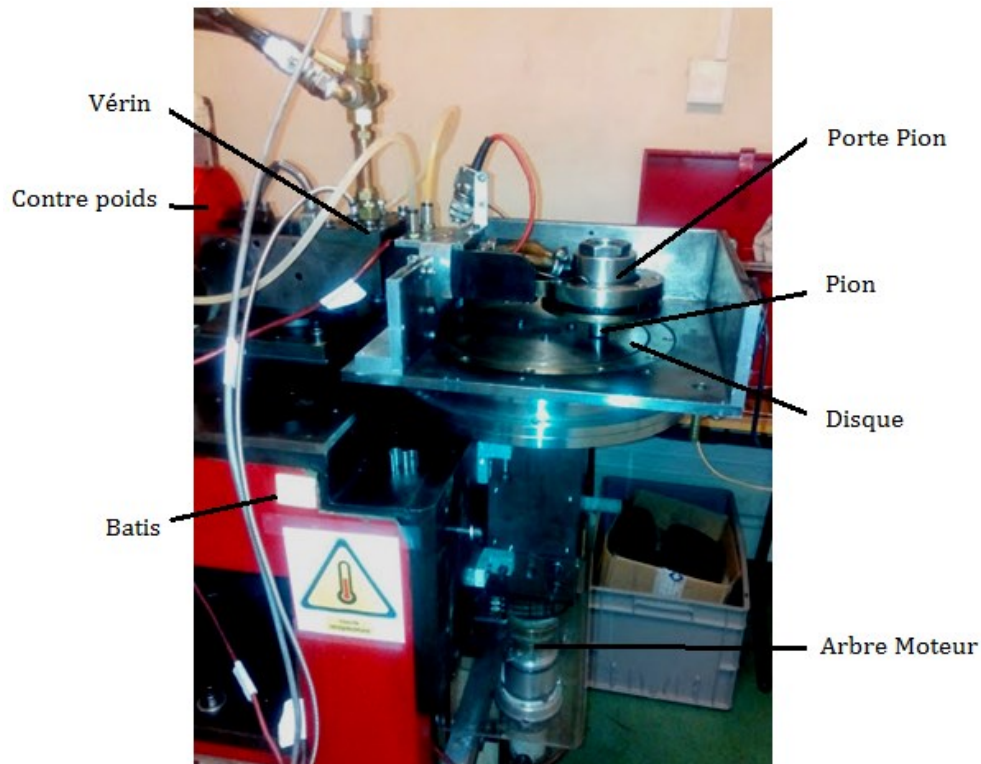


Figure II-1 - Tribomètre LORIOT - LaMCoS, INSA de Lyon

Le tribomètre est doté d'un bras pivot équilibré grâce à un contre-poids au niveau de son premier côté et d'un porte pion au bout de son deuxième côté, ainsi que d'un vérin hydraulique entre le porte pion et l'articulation pivot. Le reste du bâti contient un moteur asynchrone à vitesse réglable transmise par un arbre au disque de frottement. Ce dernier est muni d'un thermocouple de type K pour la mesure de la température dans le disque, d'un capteur de force permettant la mesure de la force tangentielle dans le pion ainsi que

d'un capteur de position pour la quantification de l'usure à partir du déplacement vertical du pion.

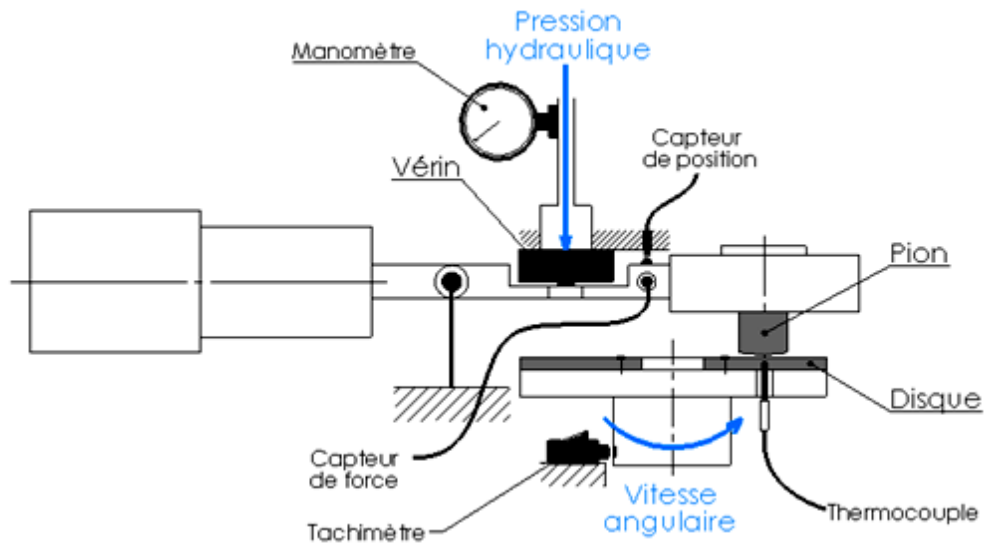


Figure II-2 - Schéma du tribomètre LORIOT

II.2.4. Eprouvettes

Le pion utilisé est de forme cylindrique d'un diamètre de 20 mm. La surface du pion destinée au frottement a une forme sphérique avec un rayon de 27,4 mm.

Le disque ayant un diamètre de 200 mm est centré et maintenu au porte disque grâce aux perçages. Le frottement dans cette étude est situé au niveau du rayon de 54 mm où se trouve un perçage de 3 mm destiné à la réception du thermocouple pour le cas du frottement du pion bombé, et du rayon de 78 mm pour le cas de frottement du pion plat.

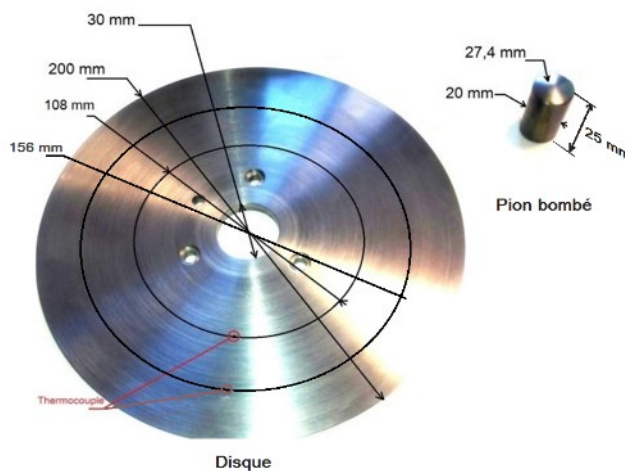


Figure II-3 - Eprouvettes LORIOT (Disque / Pion)

II.3. Plan d'expérience

II.3.1. Analyse physicochimique des pions

Nous utilisons dans cette étude expérimentale des pions en acier pour l'identification de la composition du matériau. Une analyse physicochimique par spectrométrie a été réalisée au sein du laboratoire d'analyse chimique de l'URASM/El Hadjar – Annaba et la micro dureté Vickers au niveau des deux pions a été réalisée au sein du laboratoire des essais mécaniques de la même unité.

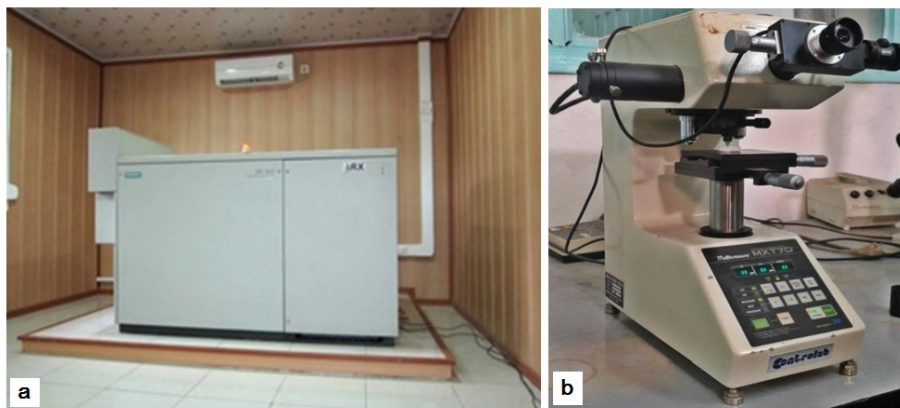


Figure II-4 - Analyse des propriétés des Pions au niveau de l'URASM/El Hadjar – Annaba

-a- Spectromètre à fluorescence X Siemens SRS3000 [71]

-b- Micro-duromètre type MXT-70 [72]

La composition chimique des matériaux des deux pions est résumée dans le tableau suivant :

	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Mo
Pion bombé	1.25	0.16	0.36	0.001	0.02	0.39	0.17	0.042
Pion Plat	1.25	0.16	0.36	0.0006	0.017	0.39	0.17	0.041

Tableau II-1 - Composition chimique des deux pions

La micro-dureté Vickers mesurée avec une charge de 1 Kgf au niveau des deux pions est résumée dans le tableau suivant :

Pion	Bombé	Plat
Dureté HV	327.9	374.6

Tableau II-2 - Micro-dureté Vickers

Les deux pions bombé et plat sont du même matériau Acier spécial faiblement allié C 125 S selon la norme EN 10132-4:2000. Quant au disque utilisé, il est en fonte grise à graphite lamellaire FGL 150 et est utilisé dans des travaux de recherches précédentes [64].

II.3.2. Topographie du sommet du pion bombé

Avant de soumettre le pion bombé au frottement, on a prélevé la topographie de son sommet sur une surface de 4.5 mm², et ce, en utilisant un Rugosimètre optique au niveau de LaMCoS à l'INSA de Lyon. Cette étude topographique nous a permis de comparer l'avant et l'après frottement du pion bombé ainsi que d'alimenter la géométrie d'un modèle numérique à une échelle réduite du frottement pion/disque. On peut ainsi observer les sillons au niveau du sommet du pion [Figure II-5-b].

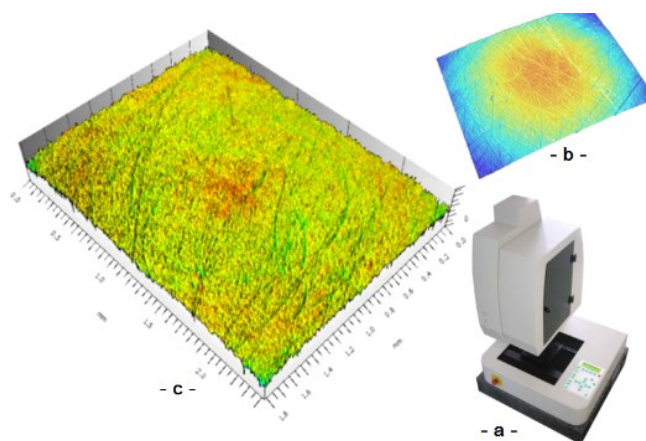


Figure II-5 - Rugosité du sommet du pion bombé

- a - Profilomètre-Rugosimètre optique Altisurf.
- b - Zoom $\times 50$ sur le sommet du pion bombé.
- c - Topographie de 4,5 mm² du sommet du pion.

La rugosité de 4,5 mm² prélevée au niveau du sommet du pion [Figure I-7-c] se résume selon la norme ISO 25178 dans le tableau suivant :

Paramètre	Symbole	Unité	Valeur
Hauteur arithmétique moyenne	Sa	μm	0.167
Hauteur quadratique moyenne	Sq	μm	0.218
Hauteur totale	Sz	μm	3.66
Facteur d'asymétrie	Ssk		-0.658
Facteur d'aplatissement	Sku		4.90
Hauteur maximale des pics	Sp	μm	1.67
Hauteur maximale des ceux	Sv	μm	1.99

Tableau II-3 - Rugosité du sommet du pion

II.3.3. Procédure des essais de frottement

Nous considérons dans cette étude expérimentale deux types de frottements secs, le premier d'un pion plat contre le disque et le second d'un pion bombé contre le même disque mais dans une piste de frottement différente.

Dans le disque, il y a deux emplacements possibles du thermocouple à différents rayons (Figure II-3) qui nous offrent le choix entre deux pistes distinctes. La première piste que nous utilisons est d'un diamètre moyen de 108 mm pour le frottement du pion bombé et la seconde est d'un diamètre moyen de 156 mm pour le frottement du pion plat.

Nous mettons en rotation le disque à la vitesse de rotation choisie, puis nous lançons l'acquisition des paramètres de sortie (Température, force tangentielle et déplacement vertical du pion) avant d'appliquer progressivement la pression hydraulique qui correspond à la force normale choisie. Pendant le frottement, nous pouvons observer en temps réel l'échauffement du disque et, par conséquent, nous pouvons choisir de courtes périodes avec suffisamment d'échauffement.

Après avoir mesuré la topographie du sommet du pion bombé [§II.3.2], nous le soumettons à un seul essai de frottement sévère après avoir analysé la topographie de son sommet [§II.3.2] puis nous analysons la dégradation de ce dernier avec le MEB.

Quant au pion plat, nous le soumettons à plusieurs essais à de différentes vitesses et pressions de contact. Entre les différents essais, nous dégaugeons le pion de la piste de frottement sans alterner sa position dans le porte pion et sans infecter la piste de frottement, c'est pourquoi l'ordre chronologique des essais de frottement est important pour l'étude. Par la suite, différentes phases de frottement seront exprimées par les graphes d'usure et la variation du coefficient de frottement.

Type Pions	Frott.	$\varnothing_{\text{frott.}}$ (mm)	n (tr/mn)	V (m/s)	F_N (N)	T_{int} (°C)	T (s)
Pion bombé	PB	108	177	1	133	28.3	50
Pion plat	1	156	400	3.3	148	26.7	45
	2				222	31.9	100
	3		600	4.9	148	33.7	60
	4				222	25	100

Tableau II-4 - Paramètres dynamiques des cas de frottement Pion/Disque

II.3.4. Analyse des traces d'usure des pions

II.3.4.1. Analyse par microscope à mesure du pion plat



Figure II-6 - Microscope de mesure vidéo Falcon Vision (logiciel MetLogix®, LMI- UBMA)

Nous procédons après le frottement à l'analyse de la surface de frottement du pion plat par microscope à mesure vidéo « Falcon Vision » qui se trouve au niveau du Laboratoire de Mécanique Industrielle de l'UBMA. Le logiciel MetLogix nous permet de relever des profils mesurables au niveau de la surface de frottement. Les profils vont servir par la suite à la validation du modèle numérique.

II.3.4.2. Analyse par le MEB du sommet du pion bombé

Suite à la mise en frottement du pion bombé, nous avons procédé à l'analyse de ce dernier dans le microscope à balayage électronique pour observer l'empreinte issue du frottement au niveau de son sommet. Cela est nécessaire pour voir la sévérité du contact, comprendre les phénomènes tribologiques pendant le frottement, identifier les traces du 3^{ème} corps et mesurer la taille de ces particules au voisinage de l'empreinte.

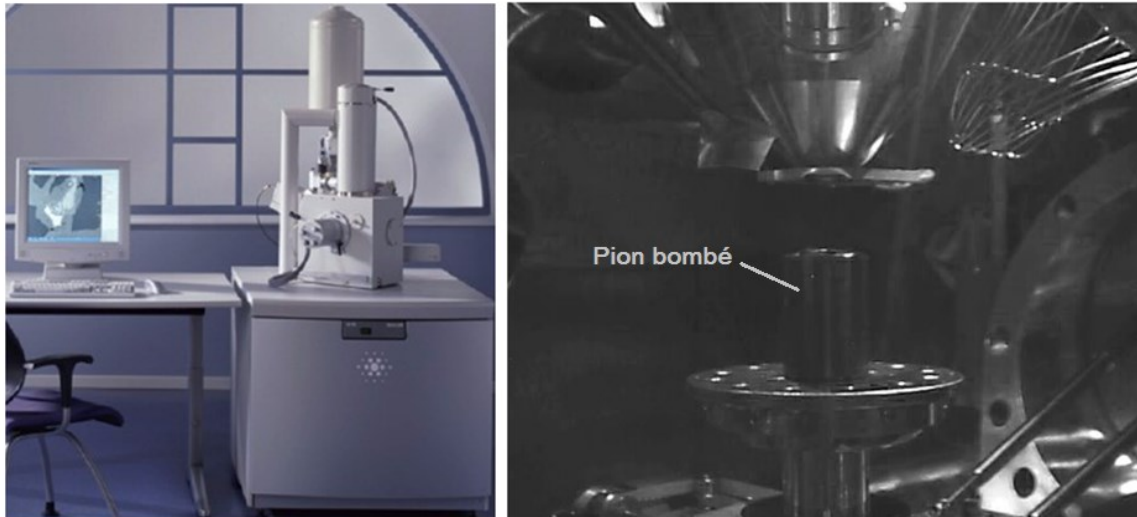


Figure II-7- Analyse de l'empreinte de l'usure du Pion bombé par le MEB
Microscope Electronique à Balayage environnemental Filament tungstène
avec analyse couplée EDS (Oxford Instruments, logiciel INCA)

L'analyse de l'empreinte par le MEB se fait à différentes échelles et offre des images en trois modes différents :

- MODE TOPO : permet d'afficher la topographie de l'empreinte au niveau du gris.
- MODE Z Cont. : Le contraste utilisé dans ce mode permet de distinguer les particules présentes sur l'empreinte ainsi que la surface de frottement.
- MODE SE : Ce mode utilise une analyse par spectroscopie à énergie dispersive et permet de répertorier les éléments des plus légers aux plus lourds respectivement par des niveaux de gris du plus clair au plus foncé.

Nous procédons à travers le logiciel INCA à la mesure de la taille des particules du troisième corps au voisinage de l'empreinte du pion.

II.4. Résultats

II.4.1. Frottement Pion Plat

II.4.1.1. Température

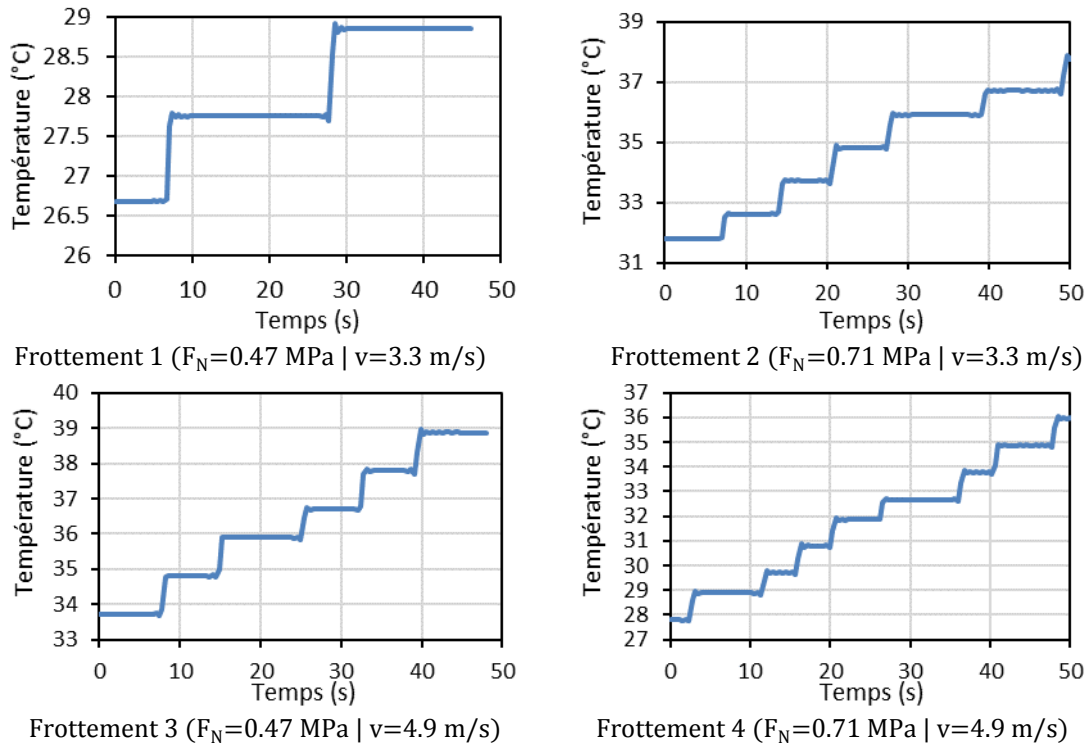


Figure II-8 - Température - Pion Plat

La température des différents cas de frottement représentés dans la (Figure II-8) est prélevée à proximité de la surface de frottement du disque à un rayon de 57 mm ; ce rayon est à une distance de 24 mm du rayon de frottement du pion sur le disque. Cette configuration a pour objet d'étudier la répartition de la température dans le disque pendant le frottement, ce qui amène à vérifier le modèle numérique du frottement.

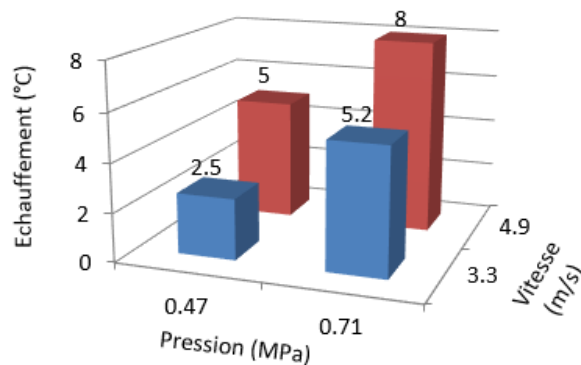


Figure II-9 - Echauffement sur 40 s de frottement.

L'échauffement après 40 secondes de frottement est représenté dans la (Figure II-9) et est en adéquation avec les conditions dynamiques appliquées ; nous avons un échauffement maximal de 8 °C dans le cas du frottement 4 avec les conditions dynamiques les plus sèvres.

II.4.1.2. Force tangentielle

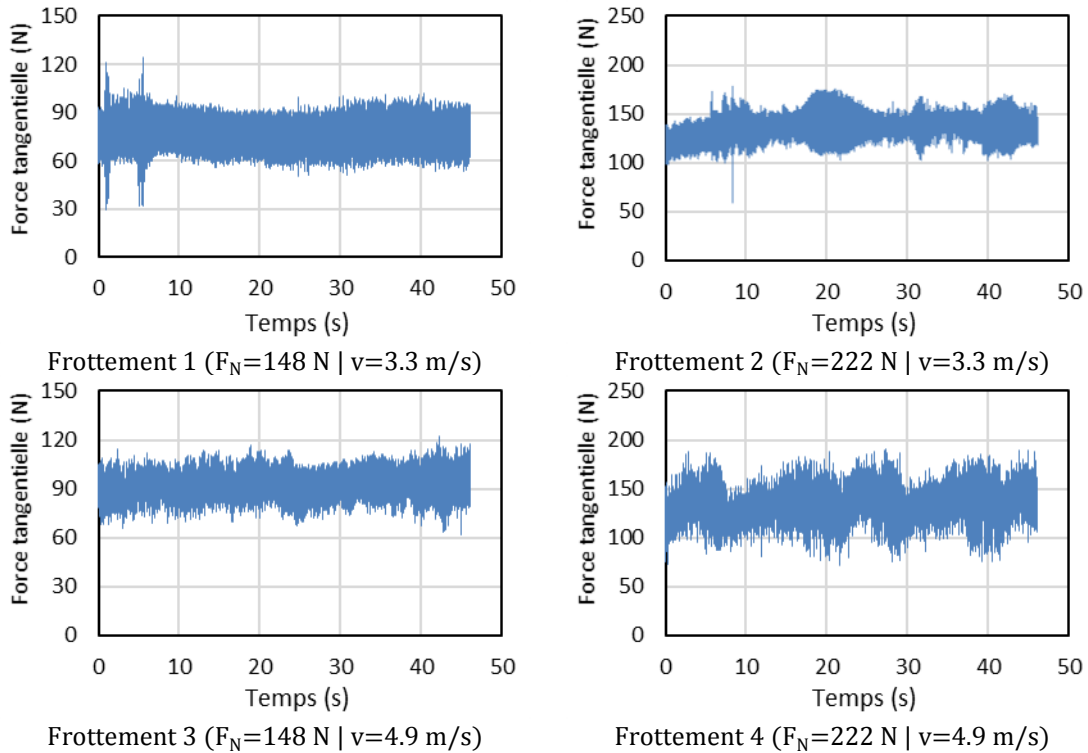


Figure II-10 - Variation de la force tangentielle - Pion Plat

La variation de la force tangentielle exposée dans la (Figure II-10) pour les différents essais de frottement du pion plat est assez bruitée du fait de la rigidité du pion plat et par conséquent l'instabilité du contact.

On ne considère dans cette étude expérimentale que la phase où la pression appliquée est constante, ce qui explique l'absence de pente dans les courbes de la force tangentielle.

En plus du bruit présent dans l'ensemble des graphes de la force tangentielle, nous pouvons observer pour les deux cas de frottement 2 et 4 une forme d'ondulations qui reflète l'instabilité du contact frottant entre le disque et le pion. La stabilité est présente dans les cas de pression de 0,71 MPa.

II.4.1.3. Coefficient de frottement

A partir du rapport entre la force normale appliquée sur le pion et la force tangentielle mesurée (Figure II-10) nous pouvons calculer le coefficient de frottement dans sa phase stable pour les 04 cas du frottements du pion plat.

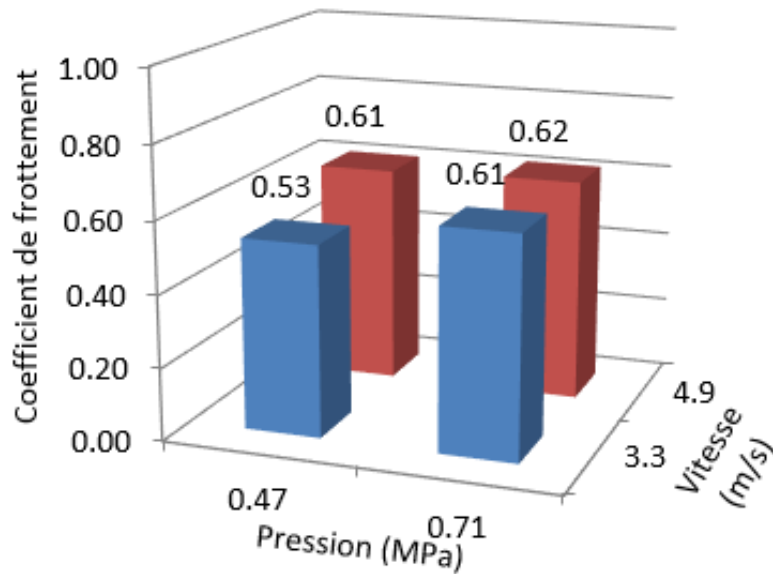


Figure II-11 - Coefficient de frottement - Pion plat

Le coefficient de frottement obtenu est relativement élevé et ne varie pas pour autant (0.61~0.62), sauf pour le cas du frottement 1 pour lequel il a une valeur de (0.53).

Le coefficient de frottement relevé à partir des essais de frottement sert à alimenter les modèles numériques dans le chapitre suivant.

Plusieurs travaux expérimentaux précédents ont prouvé la dépendance du coefficient de frottement à la température mais cet aspect ne fait pas l'objet de notre étude, d'autant plus qu'une mesure plus précise nécessite un autre capteur de force normale associé à celui de la force tangentielle.

II.4.1.4. Variation de la hauteur du pion plat

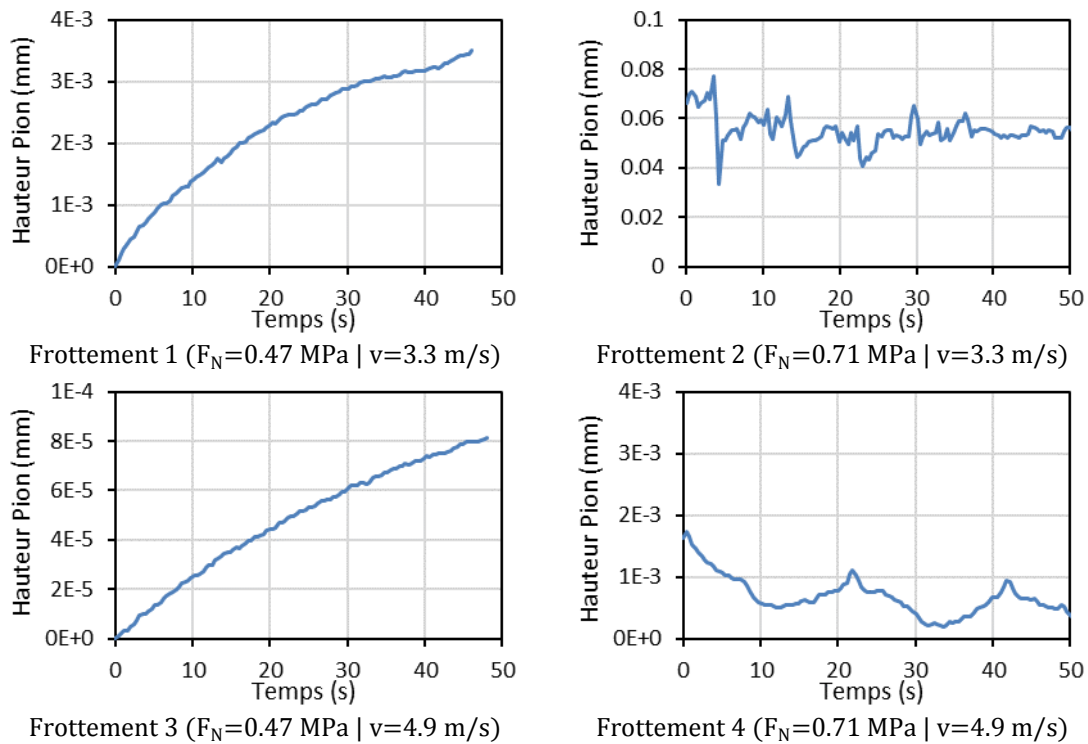


Figure II-12 - Variation de la hauteur - Pion plat

La variation de la hauteur du pion (Figure II-12) est nécessaire en partie à la compréhension du frottement mais aussi à la quantification de l'usure. A partir de la variation de la hauteur du pion plat pour les quatre cas de frottements, nous distinguons deux types de frottement :

Frottements stables (frottements 1 et 3) : représentés tous les deux par une courbe parabolique ascendante. Celle-ci peut s'expliquer par les deux phénomènes les plus importants agissant sur la variation de la hauteur du pion qui sont : l'usure et la dilatation thermique. Etant donné que le phénomène de dilatation soit directement relié à la température du pion et que celle-ci est relativement basse au début du frottement, nous pouvons constater qu'au début du frottement, la perte de hauteur du pion est liée principalement à l'arrachement de la matière du pion.

Frottements instables : les deux cas de frottement restants (Frottements 2 et 4) sont relativement instables et ne montrent aucune tendance claire à la perte de hauteur du pion. Ces deux cas de frottements sont les mêmes dont les courbes de la force tangentielle (Figure II-10) comporte des ondulations : les cas de la plus grande pression (0.71 MPa). Cette instabilité est due à la naissance du troisième corps, à son évolution, à son

évacuation puis à son renouvellement de façon cyclique dans le cas du frottement 4 et de façon hasardeuse dans le cas du frottement 2 (Figure II-13).

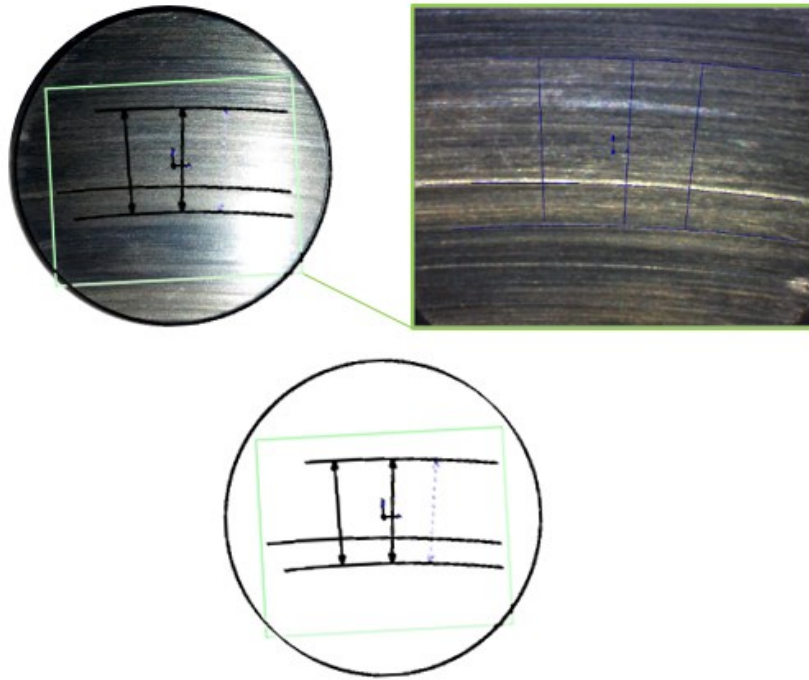


Figure II-13 - Surface de frottement du pion plat après frottement

Nous observons clairement la présence de sillons au niveau de la surface de contact pion plat après le frottement. Ces sillons sont dus à une usure abrasive provoquée principalement par les sillons du disque et aussi par les particules du troisième corps.

Une bande claire sous forme d'un arc se manifeste au milieu du pion. Cette bande est due à une certaine pression de contact qui est plus importante au milieu de la surface du pion.

Nous avons procédé à l'analyse et à la mesure des rayons des sillons et de la largeur de la bande sur le microscope à mesure Falcon Vision. Puis, nous avons tiré à l'aide du logiciel MetLogix® les profils du contour du pion ainsi que les arcs qui délimitent la bande claire observée et nous avons mesuré la largeur de cette dernière.

II.4.2. Frottement pion bombé

II.4.2.1. Température

Elle est mesurée à l'aide d'un thermocouple qui se trouve à proximité de 5 mm de la piste de frottement à partir d'une température initiale de 28°C dans le disque.

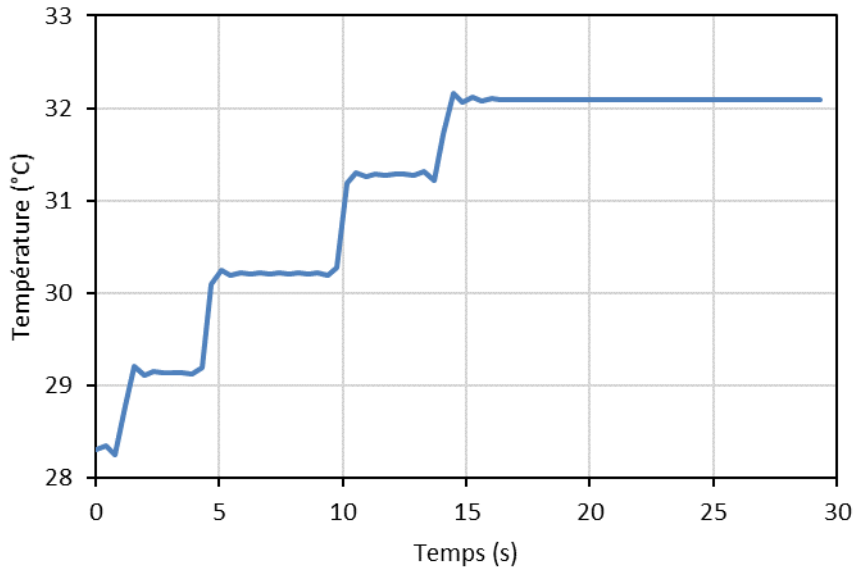


Figure II-14 - Variation de la température dans le pion bombé

La forme en escalier de la courbe d'échauffement résulte de la sensibilité du capteur destiné à mesurer les grandes variations de température.

La stabilité de la température après échauffement de 4°C au niveau du thermocouple résulte de l'équilibre thermique au niveau de la surface du disque entre l'échauffement par frottement, la convection forcée par la rotation du disque et l'évacuation de chaleur par rayonnement.

II.4.2.2. Force tangentielle

C'est un paramètre important dans l'étude des frottements, appelé aussi force de frottement. Il a été mesuré à l'aide du capteur de force représenté dans le schéma du tribomètre LORIOT.

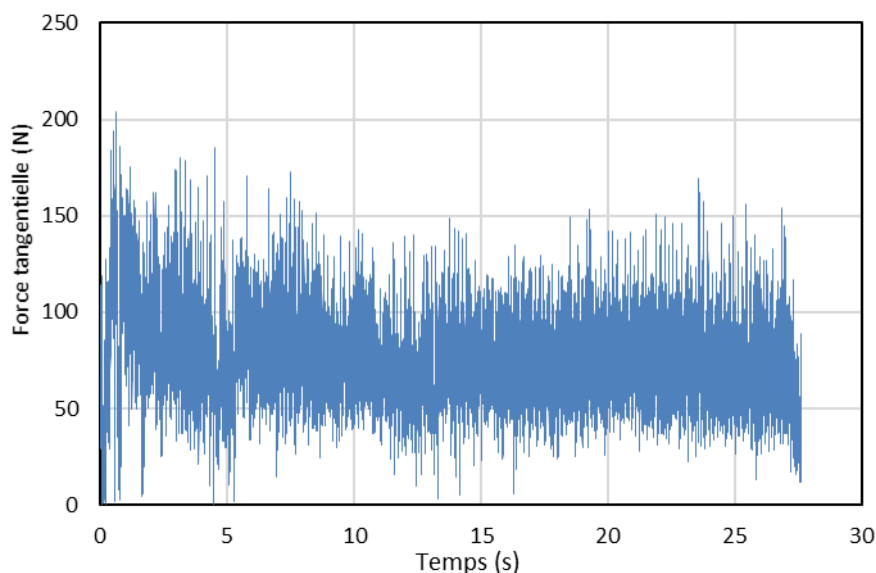


Figure II-15 - Force tangentielle au niveau du pion bombé

Nous observons des perturbations dans la variation de la force tangentielle mesurée expérimentalement par le capteur de force. Ces perturbations sont dues à la sévérité du frottement et sa concentration dans une surface de contact très réduite. La première partie du graphe contient les plus grandes perturbations, par contre, dans la seconde partie du graphe, nous relevons une certaine stabilité. À partir de cette dernière partie, on déduit le coefficient de frottement $\mu = 0.58$ selon la loi de Colomb (Equation I-11) afin qu'il soit utilisé dans les modèles numériques.

II.4.2.3. Variation de la hauteur du pion bombé

La variation de la hauteur du pion bombé a été mesurée avec le capteur de position à partir du déplacement vertical du pion pendant le frottement..

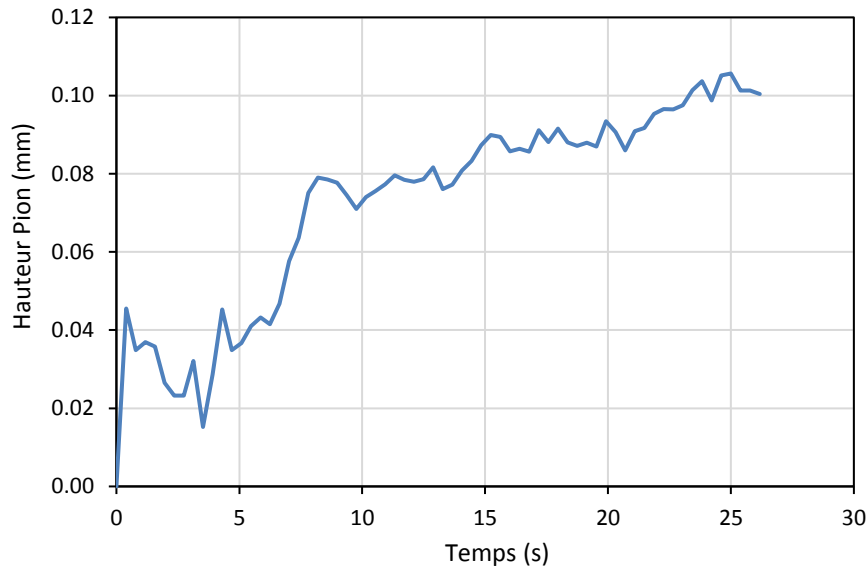


Figure II-16 – Variation de la hauteur du pion bombé

La courbe de la variation de la hauteur du pion montre une variation perturbée avec une tendance linéaire. Cette variation perturbée est due en partie à la faible surface de contact et aux conditions dynamiques sévères de frottement. Ces deux paramètres influent considérablement sur la stabilité du sommet du pion. Cette variation perturbée a été également enregistrée dans le graphe de la force tangentielle (Figure II-15).

Il y a aussi le paramètre du troisième corps présent entre les deux surfaces de contact, ce dernier est né principalement à partir du pion dès les premiers cycles de frottement. La hauteur du troisième corps est en évolution permanente par en partie son accroissement, ainsi que son évacuation au fur et à mesure du frottement.

La stabilisation relative de la courbe de la variation de la hauteur du pion bombé après les 8 s de frottement est due à la stabilisation de l'évolution du 3ème corps ainsi qu'à l'équilibre entre son flux de naissance et son flux d'évacuation.

Une observation de l'empreinte d'usure par un microscope à balayage électronique a été réalisée.

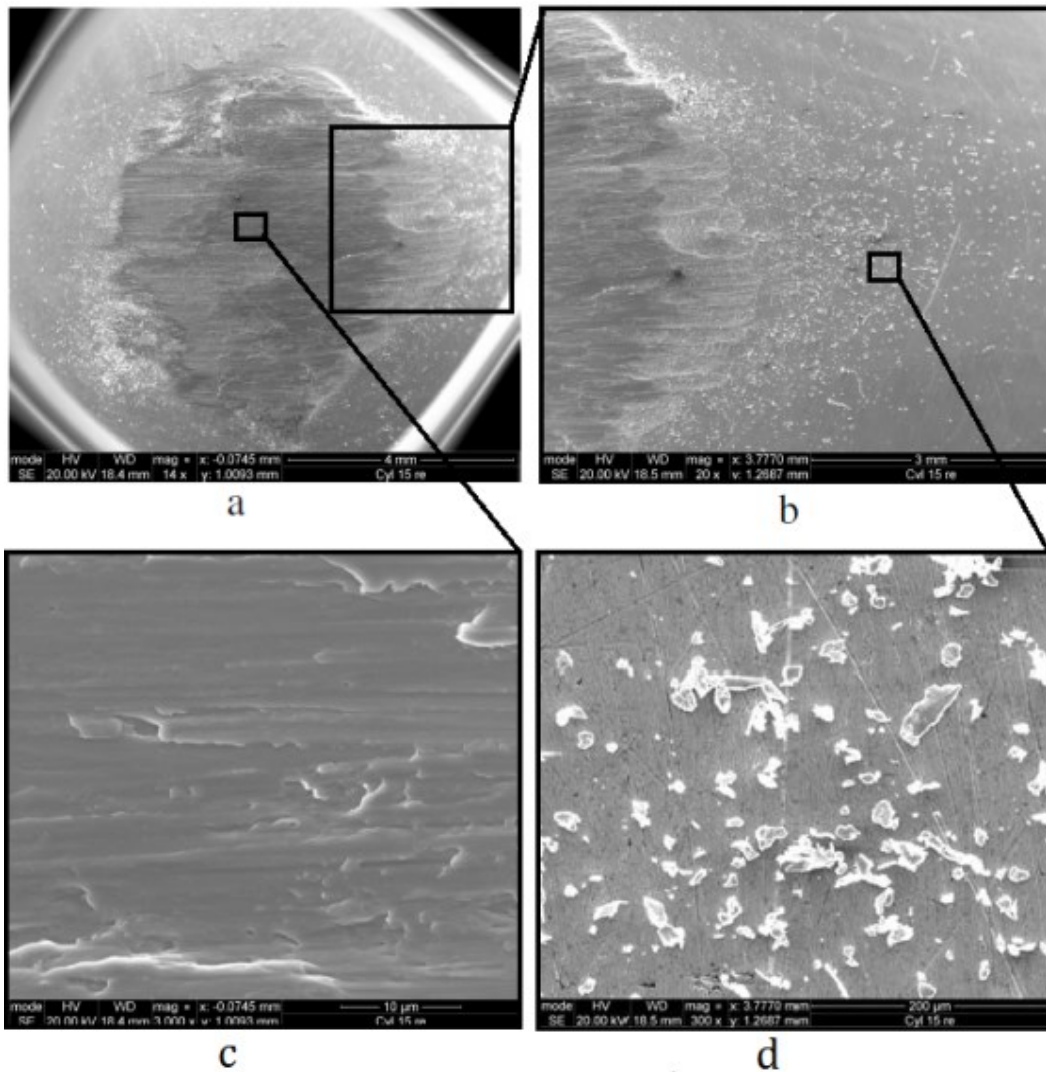


Figure II-17 - Empreinte d'usure du pion bombé observé par le MEB

L'empreinte prélevée au sommet de la surface bombée du pion (Figure II-17-a) montre l'agressivité du contact au niveau de cette dernière et traduit le comportement pâteux du 3ème corps pendant le frottement.

Un arrachement conséquent de la matière est observé à l'entrée et à la sortie du contact, et entre ces deux zones d'arrachement, le reste du 3ème corps est aplati avec des traces d'écoulement plastique à une échelle réduite (Figure II-17-c).

La partie évacuée du 3ème corps s'est transformée en petites particules de 5 à 20 μm (Figure II-17-d) dont une partie est restée sur la surface bombée non usée du Pion (Figure II-17-b), et l'autre partie se trouve soit au niveau du disque ou évacuée dans l'atmosphère.

II.5. Conclusion

Cette étude expérimentale réalisée au sein du Laboratoire de Mécanique des Contact et des Structures (LaMCoS) de l'INSA de Lyon dans le cadre d'un stage pratique de 50 jours nous a permis de participer à la remise en marche, au calibrage et à l'étalonnage du tribomètre Lorient sur lequel nous avons étudié le contact à fort glissement de deux pions en acier spécial C68S (un pion plat et un pion bombé) contre un disque en fonte grise.

Dans le cas du pion plat, nous avons varié la pression normale appliquée et la vitesse de frottement, puis nous avons étudié la variation de la température dans le disque au voisinage de la piste du frottement dans ce cas du pion plat et à un rayon différent dans le cas du pion bombé et cela dans le but de valider la variation et la répartition de la température dans le modèle numérique qui sera présenté dans le prochain chapitre.

Nous avons extrait le coefficient de frottement à partir de la force tangentielle pour l'introduire au modèle numérique et nous avons analysé la variation de la hauteur du pion ; cette variation est causée par la compression réversible du pion sous l'effet de la compression, de la dilatation thermique, de l'usure par abrasion des surfaces de frottement et du comportement du troisième corps. Nous avons obtenu deux courbes stables représentant la variation de la hauteur du pion et deux courbes instables. Ces instabilités enregistrées s'expliquent par le circuit tribologique du troisième corps.

Dans le cas du frottement du pion bombé, nous avons étudié les mêmes sorties que de celles du pion plat et nous avons analysé à l'échelle microscopique l'empreinte d'usure du pion par microscope à balayage électronique (MEB). Cette analyse a révélé la sévérité du frottement au niveau du sommet du pion bombé et la présence du troisième corps, de l'usure abrasive et des phénomènes d'écoulement plastique au niveau de l'empreinte.

III. SIMULATION NUMERIQUE DU FROTTEMENT PION/DISQUE

III.1.Introduction

A partir de l'étude expérimentale du frottement Pion/Disque effectuée dans le chapitre précédent, nous avons pu analyser la variation de la température au voisinage de la surface de frottement du disque par thermocouples, extraire le coefficient de frottement à partir de la variation de la force tangentielle et observer la variation de la hauteur du pion.

Nous reprenons dans ce chapitre le frottement du pion bombé et les deux cas de frottements stables du pion plat (frottement 1 et frottement 3) pour une modélisation par la méthode des éléments finis (MEF) avec le code de calcul ABAQUS/Implicite, et cela dans le but de la construction d'un modèle qui nous permet de prédire le comportement thermomécanique et tribologique d'un contact sec à fort glissement.

Nous voulons dans ce chapitre observer la variation et le champ de température au niveau de la surface du disque et des pions et aussi dans la position équivalente à celle du thermocouple dans le modèle expérimental dans le but de valider le modèle numérique du frottement en terme de champ et de variation de température.

Dans ce modèle numérique, nous nous intéressons également au champ et à la variation de la pression de contact après plusieurs cycles de frottements, cela va nous permettre de comprendre l'influence de la température sur le comportement tribologique des surfaces de frottement.

Nous étudions dans ce modèle la variation de la hauteur du pion qui dérive principalement de la compression de celui-ci et de dilatation thermique dans le pion et dans le disque. Puis, nous comparons cette variation de hauteur du pion avec celle du modèle expérimental pour déduire par la suite la variation provoquée uniquement par l'usure. Ainsi, nous pourrions extraire le coefficient d'usure d'Archard pour les trois variantes des frottements étudiés (frottement PP 1, frottement PP 3 et frottement PB).

III.2. Description du modèle

Nous proposons dans cette étude une modélisation par éléments finis des frottements des pions plat et bombé contre le disque étudié expérimentalement précédemment [Chapitre II], et cela en utilisant le code de calcul ABAQUS pour l'analyse du comportement thermoélastique du frottement pion/disque à l'échelle macroscopique dans les conditions dynamiques expérimentées. Cette modélisation numérique est donc directement inspirée de l'étude expérimentale à partir de laquelle nous avons introduit les conditions aux limites (encastrement, vitesse de rotation du disque, rayon de frottement, interactions, la force appliquée sur le pion... etc.).

III.2.1. Géométrie

Nous considérons dans cette étude numérique deux modèles : le premier est constitué du disque en fonte grise contre le pion plat en acier C125S, où le rayon de frottement est à 78 mm comme il a été réalisé dans l'étude expérimentale et nous réalisons pour ce modèle deux cas de frottements. Le second modèle représente le frottement du pion bombé du même acier contre le même disque mais à un rayon de frottement de 54 mm.

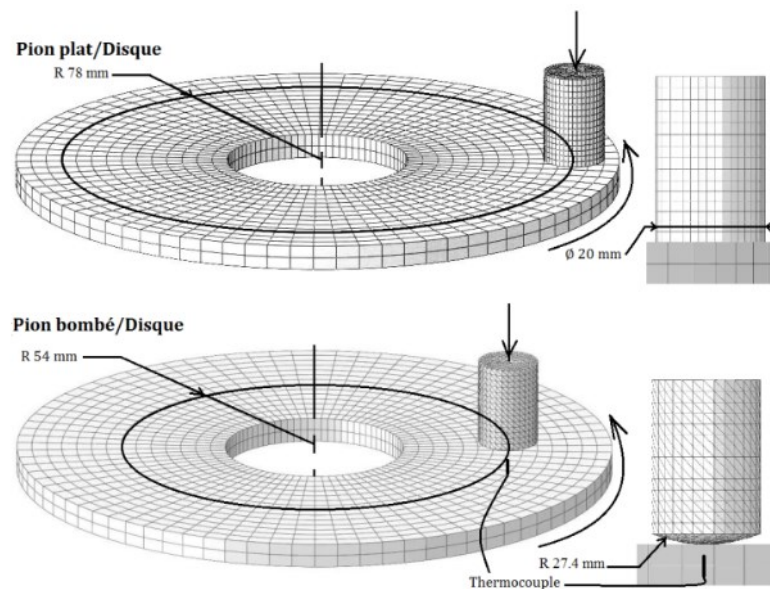


Figure III-1 - Modèle thermomécanique du frottement pion disque
à l'échelle globale

Le disque a été simplifié pour cette étude par l'élimination des perçages afin d'alléger le modèle et d'avoir une meilleure convergence de la solution.

III.2.2. Maillage

Les 2296 éléments du maillage du disque ont une géométrie hexaèdre et ils sont reliés par 3690 nœuds. Ce maillage s'adapte bien à la géométrie simplifiée du disque ayant une forme cylindrique creuse, et il assure une bonne convergence de la solution d'autant plus que le disque en question fait un mouvement rotatif de plusieurs cycles.

Le pion plat dans notre modèle est constitué de 2956 éléments de maillage hexaèdres reliés par 3505 nœuds. Donc le maillage du pion plat est 10 fois plus fin que celui du disque, avec une taille d'élément de 1.4 mm.

Quant au pion bombé, vu sa géométrie relativement complexe par rapport au pion plat, nous avons choisi des éléments en trièdres car ils s'adaptent bien à la surface bombée. Nous avons également raffiné le maillage au niveau du sommet du pion pour une meilleure précision dans le contact ponctuel entre le pion bombé et le disque. Il est donc constitué de 9661 éléments reliés par 10606 nœuds.

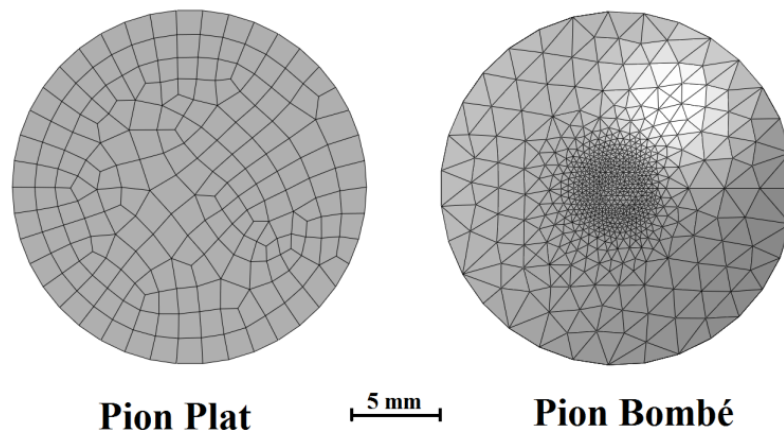


Figure III-2 - Maillage de l'interface des pions plat et bombé

III.2.3. Incrémentation

Le choix judicieux du temps d'incrément, surtout dans la seconde étape, permet d'avoir une résolution en un temps de calcul optimal. Le temps d'incrément dépend ainsi de la taille des éléments du maillage du disque et de la vitesse de rotation de ce dernier.

L'incrémentation de la première étape consacrée à l'application de la charge en statique ne pose pas de problèmes. Or, la seconde étape est très liée à la vitesse de rotation.

Frottement	ω (rad/s)	Etapes	Nom	T _{incrément} (s)	T _{Step} (s)	N _{incréments}	T _{Calcul}
Frott. PP 1	41.9	1	Charge	0.0025	0.025	10	2 mn
		2	Rotation	0.0025	30	12000	43 h
Frott. PP 3	62.8	1	Charge	0.0015	0.015	10	2 mn
		2	Rotation	0.0015	30	20000	72 h
Frott. PB	18.5	1	Charge	0.0005	0.005	10	2 mn
		2	Rotation	0.0005	30	60000	216 h

Tableau III-1 - Incrémentation des différents "Steps" du modèle

III.2.4. Comportement des matériaux

Nous considérons uniquement le comportement thermoélastique isotrope des matériaux du disque et du pion. Les modèles sont basés sur la loi de Hooke [73] pour le comportement élastique des matériaux :

$$\sigma_{ij} = \frac{1}{1 + E} \left(\varepsilon_{ij} + \frac{\eta}{1 - 2\eta} \varepsilon_{kk} \delta_{ij} \right) \quad (\text{III-1.})$$

Dans "step", nous choisissons le module "Coupled temp-displacement" du code de calcul ABAQUS, car il nous permet de prendre en considération dans la simulation les déplacements et la température, celle-ci est générée [74] implicitement dans le modèle lors du frottement :

$$W_f = \mu \cdot N \cdot v \quad (\text{III-2.})$$

Le flux de chaleur se partage suivant l'effusivité thermique de chacun des deux corps:

$$b_i = \sqrt{\lambda_i \cdot \rho_i \cdot c_i} \quad (\text{III-3.})$$

Il se partage également suivant la géométrie ainsi que la capacité calorifique à volume constant (qui figure dans le 3ème terme de l'équation de la chaleur) :

$$\lambda \cdot \text{div}[\overrightarrow{\text{grad}} T] + W_f = \rho \cdot c \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (\text{III-4.})$$

Une partie de la chaleur acquise aux deux corps en frottement (Pion et disque) est évacuée par :

- Convection : l'expression du flux de chaleur de refroidissement par convection s'exprime comme suit :

$$\varphi_{\text{Conv.}} = h \cdot A \cdot (T_s - T_\infty) \quad (\text{III-5.})$$

- Rayonnement : l'expression du flux de chaleur de refroidissement par rayonnement s'exprime comme suit :

$$\varphi_{\text{rayon}} = \varepsilon \cdot S \cdot \sigma \cdot (T_s - T_\infty)^4 \quad (\text{III-6.})$$

- Conduction : du pion vers le porte pion et du disque vers le porte disque.

Les propriétés thermoélastiques du matériau utilisé sont résumées dans le (Tableau III-4).

Propriétés	Unité	C 125 S	FGL150
ρ	kg. m ⁻³	7810	7100
λ	W. m ⁻¹ . K ⁻¹	47.4	50
c	kJ. kg. K	475.2	460
E	GPa	210	103
ε	%	0.28	0.26
η	10 ⁻⁵ K ⁻¹	1	1.2

Tableau III-2 - Propriétés thermoélastiques du disque et des pions

III.2.5. Conditions aux limites

Nous utilisons dans cette étude numérique les mêmes conditions expérimentales :

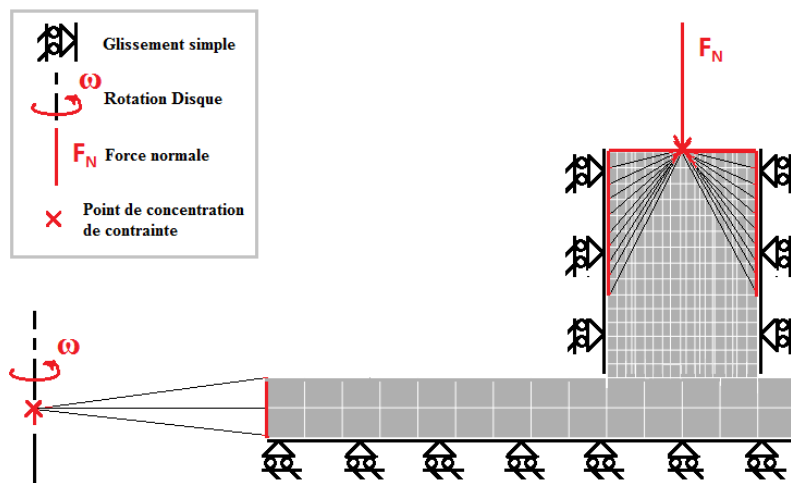


Figure III-3 - Conditions aux limites

III.2.5.1. Au niveau du pion :

Les deux degrés de déplacement du pion selon le plan du frottement sont éliminés, ainsi, le pion ne se déplace que verticalement suite à l'application de la force normale et cela se fait à partir du STEP initial.

Une charge normale F_N sur le point relié à la surface cylindrique supérieure du pion est appliquée progressivement pendant 0.015 secondes du STEP I puis elle reste constante pendant les 30 secondes du STEP 2.

III.2.5.2. Au niveau du disque :

Au STEP initial, les trois degrés de déplacement du disque et les deux degrés de rotation autour des axes X et Z sont éliminés, ainsi, le disque n'a qu'un seul degré de rotation autour de l'axe Z.

Dans le STEP II, nous faisons tourner le disque pendant 30 secondes à une vitesse constante égale à celle du modèle expérimental pour chacun des trois cas de frottements. L'angle de rotation est affecté au point référence RP2 qui le transmet aux nœuds de la surface cylindrique intérieure du disque.

Les conditions initiales et les conditions aux limites sont résumées dans le tableau suivant :

	STEPS	Temps	Température Disque et Pion	Degré de liberté		Action	
				Pion	Disque	Charge sur Pion	Rotation Disque
Frottement 1	Initial		26.7 °C				
	Step 1	0.025 s		dy	0	149 N	
	Step 2	30 s		dy	Ry	149 N	1256.64 rad
Frottement 3	Initial		33.7 °C				
	Step 1	0.015 s		dy	0	149 N	
	Step 2	30 s		dy	Ry	149 N	1884.96 rad
Frottement PB	Initial		28.3 °C				
	Step 1	0.01 s		dy	0	133 N	
	Step 2	30 s		dy	Ry	133 N	556.06 rad

Tableau III-3 - Conditions initiales et conditions aux limites

III.2.6. Interactions :

Dans le modèle proposé, nous avons trois types d'interactions : le premier type est l'interaction entre les deux corps en contact (Pions/Disque), le second est l'interaction entre ces corps et le milieu et le troisième est l'interaction entre les corps considérés dans le modèle (pion et disque) et les corps non considérés (le porte pion et le contre disque respectivement).

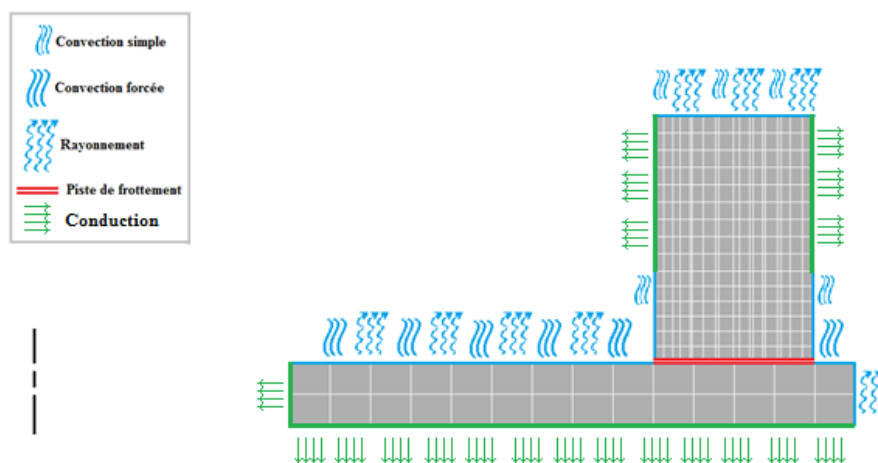


Figure III-4 - Interactions entre le pion et le disque et avec milieu

III.2.6.1. Interaction Pion/Disque :

Dans le modèle d'interaction entre la surface inférieure du pion et la surface supérieure plane du disque on introduit :

- Le coefficient de frottement entre le disque et le pion que nous avons déjà prélevé pour chacun des cas de frottements étudiés expérimentalement ;
- La conductance thermique entre le Pion et le disque ($10^9 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$), car celle-ci est l'inverse de la résistance thermique que nous considérons négligeable entre les surfaces en frottement ;
- La génération de chaleur par frottement. Elle génère la chaleur implicitement entre les nœuds du pion et la surface des éléments du disque (Equation I-21)

III.2.6.2. Interaction des corps avec le milieu :

Nous considérons dans le modèle les interactions (convection et rayonnement) entre les corps (disque et pion) et le milieu, la température de ce dernier étant de 18°C durant les 04 cas de frottements du pion plat contre le disque et dans le cas du frottement entre le pion bombé contre le disque :

- Convection simple du pion : la surface plane et la surface cylindrique inférieure du pion subissent une convection simple ;
- Convection forcée du disque.
- Rayonnement du disque : rayonnement du pion.

III.2.6.3. Interaction avec les corps non considérés dans le modèle :

Nous considérons l'évacuation de chaleur par conduction entre le pion et le porte pion ainsi qu'entre le disque et le porte disque. Même si le porte pion et le porte disque ne sont pas modélisés, leur évacuation de chaleur par conduction des corps étudiés reste aussi importante que la convection ou le rayonnement.

Frottement	Frottements	Disque		Pion	
	Frott. PP 1	0.53			
	Frott. PP 3	0.61			
	Frott. PB				
Conductance [W.K ⁻¹]		Porte disque	Disque	Pion	Porte pion
	F 1, 3, PB	10 ⁶			
		10 ²		10 ²	
	Frottements	Milieu	Disque	Pion	Milieu
Température [°C]	F 1, 3, PB	18			18
Coef. Convection [W.m ⁻² .K ⁻¹]	F 1	120		30	
	F 3	120		30	
	PB	60		30	
Coef. Rayonnement [W.m ⁻² .K ⁻¹]	F 1, 3, PB	0.3		0.2	

Tableau III-4 - Interaction entre le disque et le pion et avec le milieu

III.3.Résultats

III.3.1. Pion Plat

III.3.1.1. Température

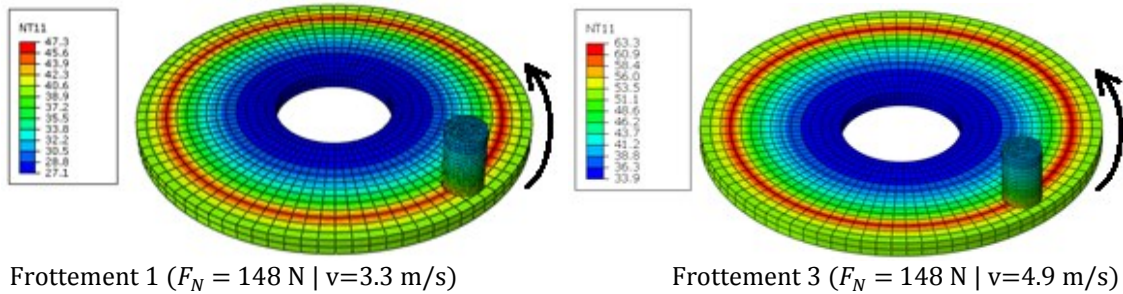


Figure III-5 - Distribution de la température au niveau du modèle Disque/Pion plat au dernier incrément

Le champ de température dans le disque est réparti radialement, il se concentre au niveau de la piste de frottement et diminue au fur et à mesure qu'on s'éloigne de cette dernière et il forme ainsi un sillage plus dense à la sortie qu'à l'entrée de l'interface de frottement ; cela s'explique par le refroidissement du disque par convection forcée et par rayonnement tout au long de la phase de frottement.

Même si le flux de chaleur généré par frottement est différent dans les deux cas étudiés, nous pouvons clairement observer dans le champ de température que la pénétration de ce flux est la même dans le disque pour les deux cas de frottement. Cela s'explique par la diffusibilité thermique qui n'est liée qu'aux propriétés thermiques du disque.

Le champ de température dans le pion plat est plus dense à sa partie inférieure qu'à son sommet.

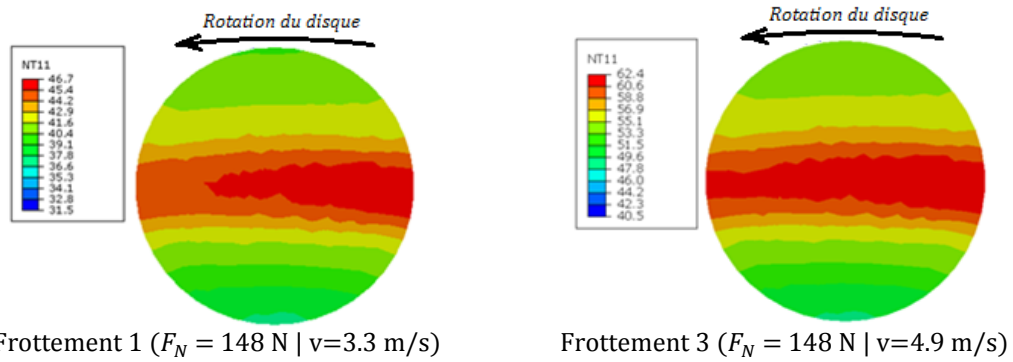


Figure III-6 - Distribution de la température au niveau de la surface de frottement du Pion plat

On voit dans la surface de frottement du pion que le champ de température forme une empreinte du sillage observée dans le disque avec une concentration de la température au bord d'attaque de la surface de frottement du pion plat. La différence de températures au dernier incrément dans la surface de frottement du pion plat atteint $\sim 9^\circ\text{C}$ dans le cas du frottement 1 et $\sim 13^\circ\text{C}$ dans le cas du frottement 3.

Il est important d'étudier la variation de la température pendant le frottement. Nous avons ainsi choisi une approche Lagrangienne, en observant la variation de la température au niveau d'un premier nœud du disque qui se trouve au milieu de la piste de frottement, d'un second nœud qui se trouve dans le bord d'attaque de la surface du pion plat et d'un troisième nœud se trouvant dans le disque et qui correspond à la position du thermocouple dans le modèle expérimental.

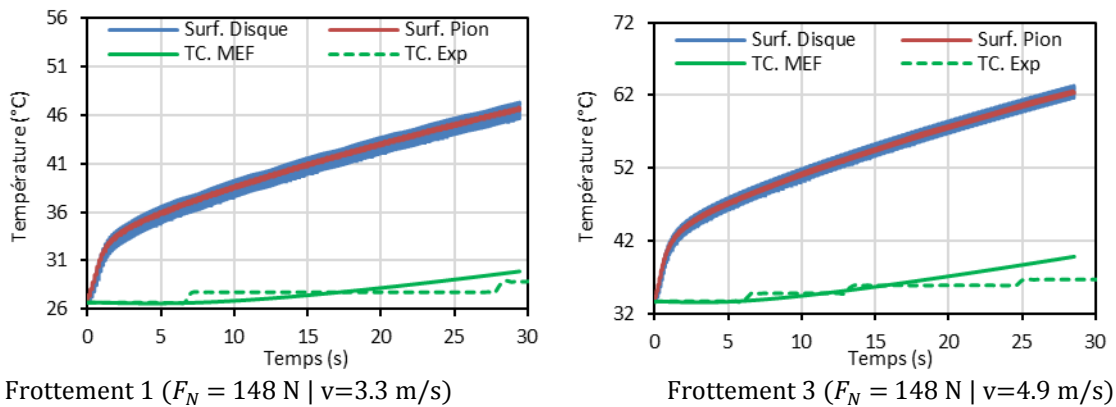


Figure III-7 - Variation de la température au niveau du modèle Disque/Pion plat

La variation de la température au niveau du nœud du disque est oscillatoire car le nœud passe par deux phases : la première est courte (phase de frottement où il reçoit un flux de chaleur qui fait accroître sa température), et la seconde est une phase plus longue

de refroidissement pendant laquelle la chaleur est évacuée par convection forcée et par rayonnement.

La variation de la température au niveau du nœud du pion a une courbe en forme de paliers, surtout dans les premiers cycles de frottement. Elle s'explique par le transfert cyclique de chaleur entre le sillage chaud du disque et le nœud du pion plat.

Les deux courbes de températures correspondant aux deux nœuds du disque et du pion respectivement ont dans les premiers cycles un accroissement relativement élevée, cet accroissement s'atténue après la deuxième seconde et cela pour les deux cas de frottement.

Nous remarquons que la courbe (TC. MEF) du nœud dans la MEF qui correspond à la position du thermocouple dans le disque est assez proche de la courbe expérimentale (TC. Exp). Cette faible différence résulte des phénomènes non considérés tels que la surface réelle de frottement, de la présence du troisième corps...etc.

III.3.1.2. Contraintes

Nous nous intéressons à la distribution des contraintes Von-Mises dans le but de voir leurs concentrations aux niveaux du disque et du pion plat du modèle étudié et cela pour les deux cas de vitesses de rotation du disque.

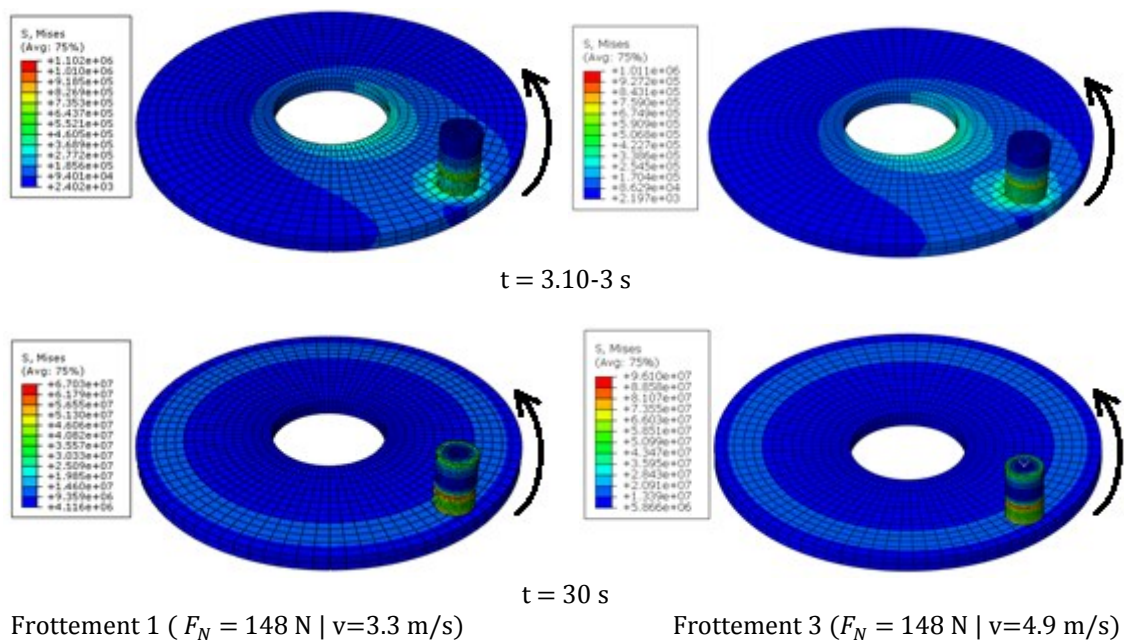


Figure III-8 - Contraintes Von-Mises dans le disque et le Pion Plat

Au début du frottement ($t = 3.10^{-3}$ s) nous remarquons que les deux cas étudiés ont presque la même distribution des contraintes avec des valeurs très proches. Les contraintes maximales pour les deux cas sont : frottement 1 : $\sigma_{F1}=1.102$ MPa et frottement 2 : $\sigma_{F2}=1.011$ MPa, ces deux valeurs maximales ont été obtenues au niveau du pion plat.

La concentration des contraintes au niveau du pion plat pour les deux cas se trouve sous la prise du porte pion. Ainsi, le pion plat est soumis à une flexion permanente pendant le frottement, exercée par la force tangentielle de frottement (appliquée au niveau de la surface de contact) avec un encastrement par le porte pion au niveau de sa surface cylindrique supérieure.

La distribution des contraintes au début du frottement au niveau du disque se trouve entre sa zone de contact avec le porte pion et la surface cylindrique intérieure du disque. Le disque est ainsi soumis à une torsion actionnée d'une part par la rotation (appliquée par le porte disque) et d'autre part par la force tangentielle de frottement (appliquée par le porte pion).

Après 30 secondes de frottement, nous observons au niveau du disque pour les deux cas de frottement que la distribution des contraintes a changé pour former une couronne qui délimite la piste de frottement avec une augmentation considérable de la valeur maximale des contraintes à 10 MPa. Ce changement radical dans la distribution des contraintes ainsi que leurs augmentations s'expliquent par l'effet de la température et la dilatation thermique.

Nous observons également une manifestation des contraintes au niveau du sommet du pion, et ce à la fin du frottement, avec une augmentation considérable de la valeur maximale des contraintes, qui vaut jusqu'à 67 MPa pour le frottement 1 et jusqu'à 96.1 MPa pour le frottement 3. La manifestation des contraintes au niveau du sommet du pion et leur augmentation considérable s'expliquent aussi par l'influence de la température et la dilatation thermique du pion plat.

III.3.1.3. Pression de contact

Le champ de distribution des contraintes au niveau du sommet du pion plat est très important et nous permet de comprendre le comportement de l'interface de contact pendant le frottement.

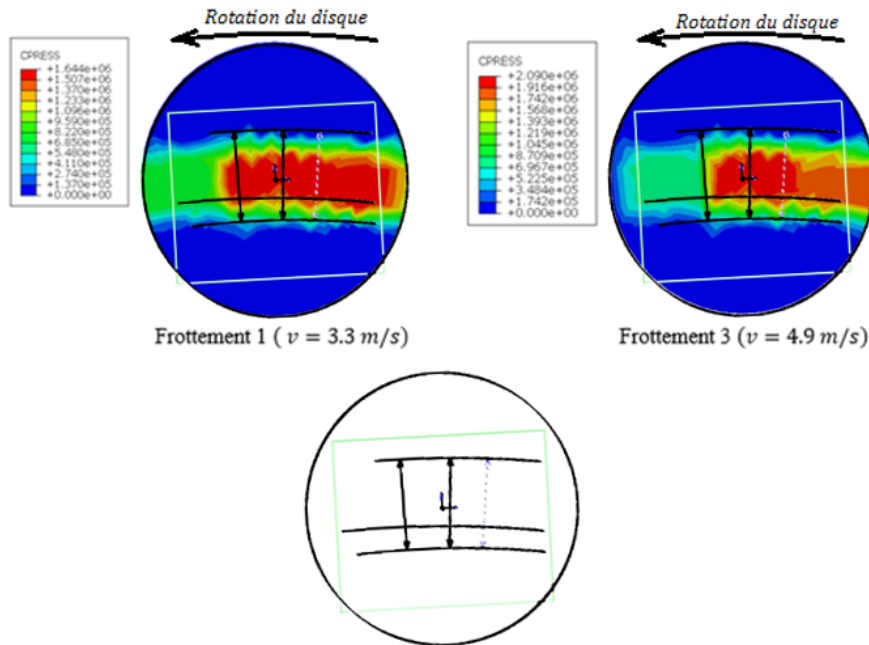


Figure III-9 - Distribution de la pression de contact au niveau de la surface de frottement du pion plat au dernier incrément.

Nous voyons dans les deux cas de frottement une distribution du champ de pression sous forme d'une bande en arc de largeur de 6mm orientée dans la direction du frottement. Cette bande explique les traces observées dans le pion plat suite au frottement expérimental. Nous avons ainsi pu superposer le profil de la bande relevé par Falcon[®] sur le pion plat physique et le champ de pression du pion plat du modèle numérique (Figure III-9). La plus grande concentration de pression se trouve principalement au centre ainsi qu'au bord d'attaque de la surface de contact du pion plat. Cette distribution de la pression de contact est intéressante du fait qu'on soit dans le cas de frottement plan/plan. Nous pouvons également expliquer cette distribution par l'effet de la température sur le champ de déformation au niveau de l'interface de contact Disque/Pion plat.

A la fin du frottement, il est clair que dans le cas du frottement 3, la pression maximale atteint 2.09 MPa et est plus importante que celle enregistrée dans le frottement 1 étant égale à 1,64 MPa.

Pour comprendre la manifestation de la différence de la pression de contact entre les deux cas de frottement étudiés, nous traçons pour ces deux cas les courbes de la variation maximale de la pression de contact.

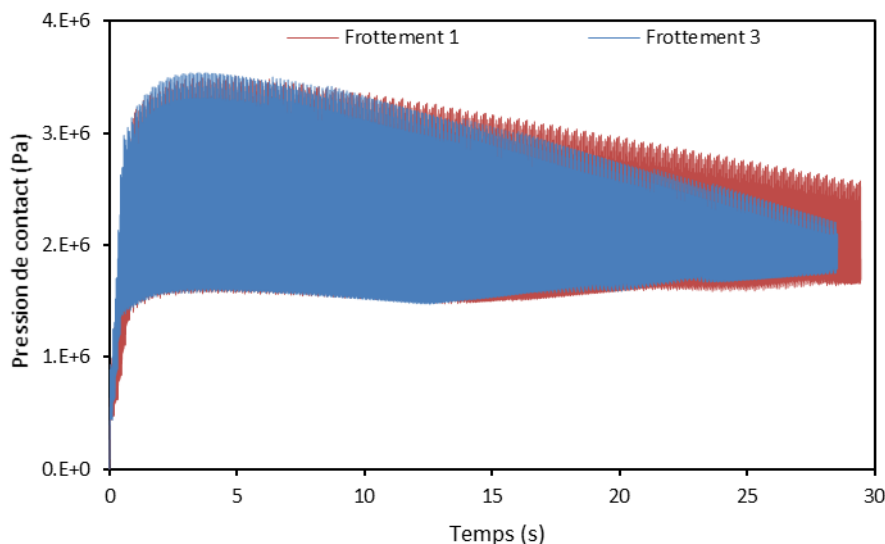


Figure III-10 - Variation de la pression maximale de contact au niveau du Pion Plat

Il est clair dans les deux courbes qui représentent la variation de la pression maximale de contact au niveau du pion qu'il y a deux phases. Dans la première phase (avant 3 sec), on voit une augmentation de la pression maximale de contact pour atteindre une valeur de ~ 3.3 MPa, et cela pour les deux cas de frottement. Dans la seconde phase, on remarque qu'après une certaine stabilité de la pression maximale de contact, il y'a un inversement de tendance pour les deux cas étudiés pour atteindre des valeurs plus basses à la fin du frottement. Etant donné que la charge normale appliquée et la vitesse de rotation soient constantes pendant les deux cas de frottement, ce changement de phase constaté ne peut être influencé que par la variation de la température qui, dans une première phase, accentue la concentration de la pression de contact et dans une seconde phase, réapproprie le rôle contraire qui est la diminution de la concentration de la pression de contact.

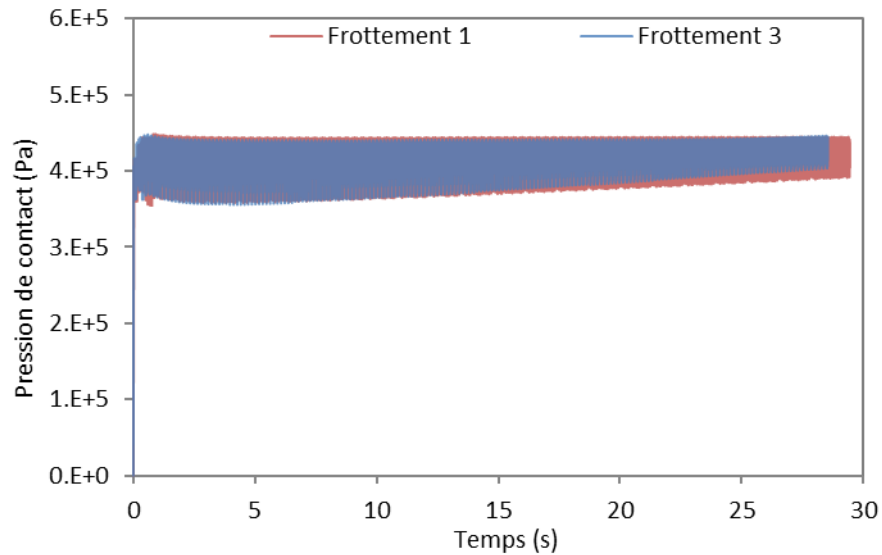


Figure III-11 - Variation de la pression moyenne de contact au niveau du Pion Plat

Il est important de tracer le graphe de la pression moyenne de contact au niveau de la surface du frottement du pion plat pour s'assurer que dans le modèle numérique elle correspond à la pression de contact analytique ; cette dernière étant le rapport entre la force normale appliquée et la surface apparente du contact du pion plat, et est égale à 0,471 MPa. La constance dans la pression moyenne de contact pour les deux cas du frottement nous indique que la température influence surtout la concentration de la pression normale de contact et non la valeur moyenne de cette dernière.

III.3.1.4. Déformation axiale

L'étude de l'usure à travers la mesure de la variation de la hauteur du pion pendant le frottement nécessite la considération de la compression élastique du pion mais surtout sa dilatation thermique. Si le taux de compression est une valeur à rajouter dans la hauteur perdue par usure, la dilatation thermique axiale est une valeur à en soustraire. Dans ce sens, nous ne considérons que la dilatation thermique et les déformations élastiques et nous pouvons ainsi les rapporter à la courbe expérimentale du déplacement vertical du pion pour ne considérer que la hauteur perdue par usure.

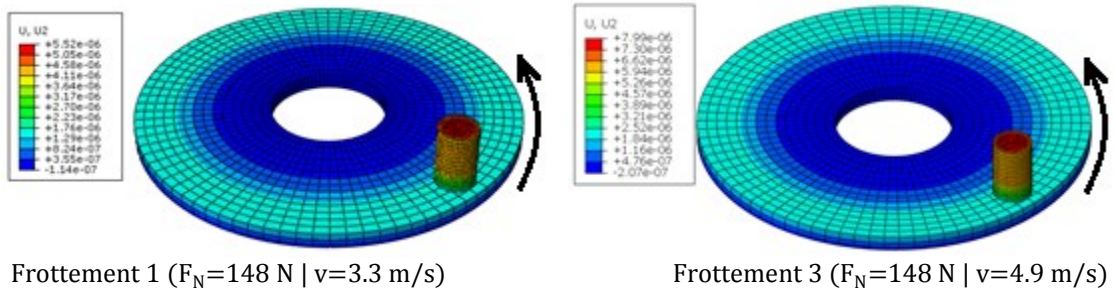


Figure III-12 - Déformation axiale des éléments du modèle Disque/Pion Plat

Dans le champ des déformations axiales, la dilatation thermique axiale se manifeste aussi au niveau de la piste de frottement du disque pour des valeurs de l'ordre de $1\sim 2\ \mu\text{m}$, mais c'est dans la partie cylindrique supérieure du pion qu'on observe la plus grande part des déplacements qui sont le cumul de la somme des déformations provoquées par la compression et la dilatation thermique.

La partie cylindrique supérieure du pion est maintenue dans le modèle expérimental par le porte pion. Dans notre modèle d'éléments finis, nous avons placé un point de concentration (Figure III-4). Nous allons donc tracer la courbe du déplacement du point de concentration pour étudier la part du déplacement vertical du pion provoqué par la compression et la délation thermique.

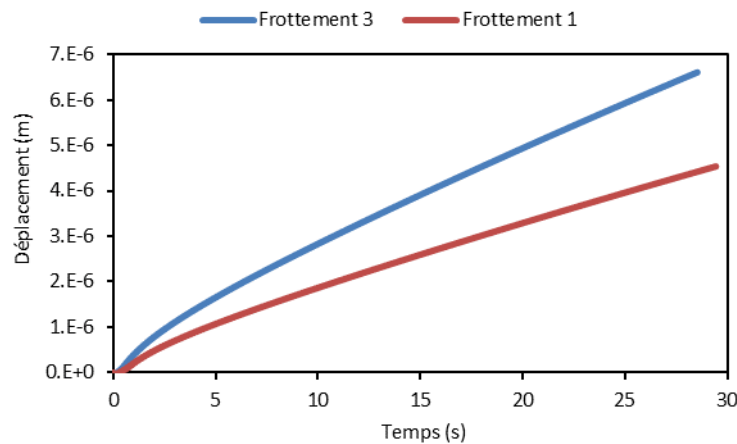


Figure III-13 - Déplacement axial du sommet du Pion Plat

On voit à travers ce graphe que les courbes du déplacement du point de concentration pour les deux cas ont une tendance linéaire avec une certaine courbure au début. La pente du déplacement vertical du point de concentration du pion plat pendant le frottement 3 est plus grande que celle du frottement 1 et cette différence est cohérente et s'explique par la différence de températures et par conséquent par la dilatation thermique qui est différente pour chacun des deux cas.

III.3.2. Pion bombé

III.3.2.1. Température

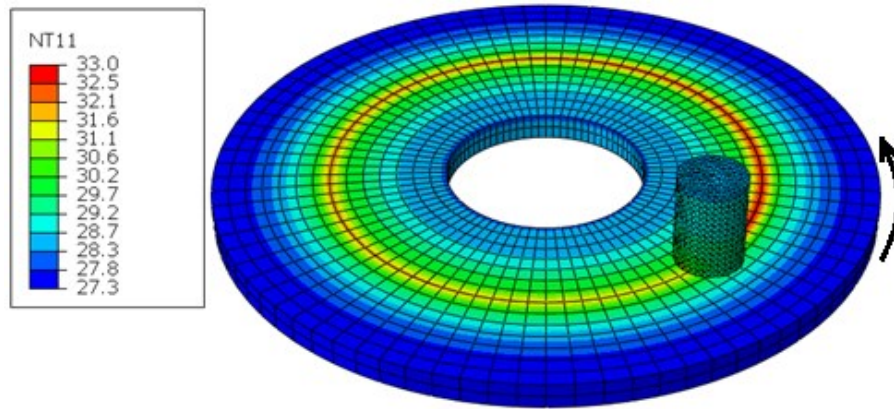


Figure III-14 - Champ de température dans le modèle de frottement Pion Bombé/Disque

On remarque qu'au niveau du disque, le sillage du champ de température est relativement étroit avec une diminution considérable de la température à la fin du frottement. Cela s'explique d'abord par la surface de contact très réduite qui correspond à un contact sphère/plan, ainsi que par la petite quantité de chaleur générée par le frottement, cette dernière est vaincue par le flux de chaleur sortant par convection forcée et par rayonnement. Ainsi, nous avons eu un échauffement maximal de 7°C dans ce modèle.

En comparaison avec le champ de température dans les deux cas de frottement Pion Plat/Disque, nous constatons que le champ de température se concentre plutôt dans le centre du disque. Cela s'explique par le fait que le rayon de frottement soit, dans ce cas, plus petit que celui de la piste du frottement Pion plat contre le disque. Le champ de température a une tendance à se concentrer dans le bord le plus proche de la piste de frottement.

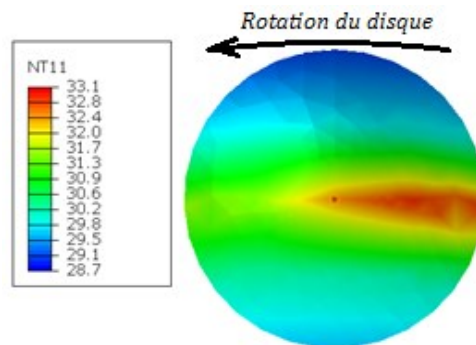


Figure III-15 - Champ de température dans la surface de frottement du pion bombé

Au niveau du pion bombé, la température est concentrée dans sa partie inférieure près de sa surface de contact.

Au niveau de la surface bombée du pion, on observe un sillage qui démarre de son sommet vers son bord de sortie. Le sillage a une courbure avec un rayon qui correspond au sillage du champ de température observé au niveau du disque et par conséquent au rayon de la piste de frottement.

Le champ de température diminue au niveau des bords latéraux de la surface bombée, essentiellement au niveau du bord latéral le plus proche de l'axe du disque. Cette répartition du champ de température s'explique par l'échange par rayonnement entre le disque et le pion. Cet échange fait refléter le sillage du champ de température du disque à sa surface bombée.

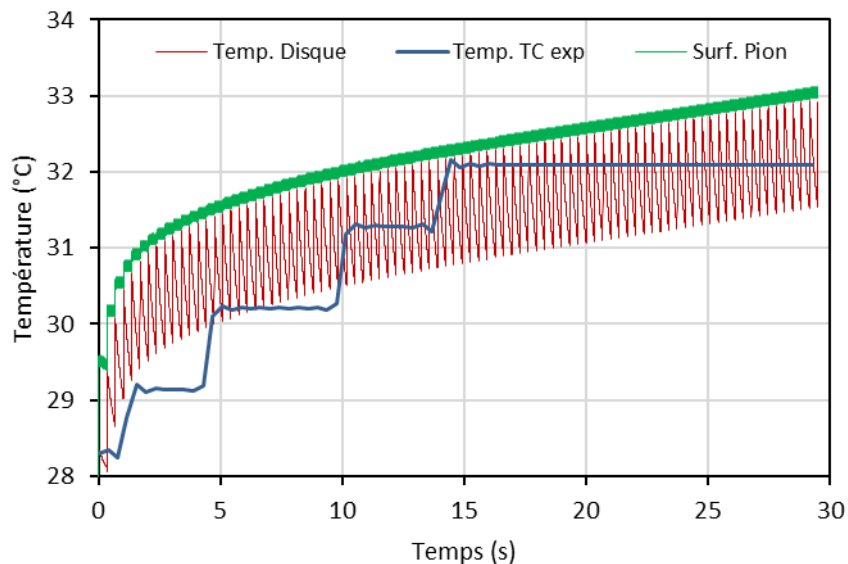


Figure III-16 - Variation de la température dans le modèle de frottement Pion bombé/Disque

Il y a sur le graphe (Figure III-16) trois courbes représentant la variation de la température au niveau d'un nœud qui se trouve dans la piste de frottement du disque [Temp. Disque], d'un second nœud qui se trouve au sommet de la surface bombée du pion [Temp. Pion] et au niveau du thermocouple dans le modèle expérimental [Temp. TC exp] qui se trouve à 4mm de la piste de frottement.

La courbe [Temp. Disque] a une variation cyclique, sa fréquence correspond à celle de la rotation du disque ; chaque cycle représente une première phase très courte d'admission du flux de chaleur généré par frottement et une seconde phase plus longue de

refroidissement par convection et par rayonnement. La tendance générale de la courbe a deux phases, la première correspond aux premiers cycles pendant les trois premières secondes de frottement, où il y'a un échauffement superficiel rapide du disque de 3°C ; quant à la seconde phase, elle a un échauffement de seulement 2°C pour les 27 secondes. Dans cette dernière phase il y a une forme d'équilibre entre le flux de chaleur entrant et le flux de chaleur sortant, ce dernier correspond au refroidissement par convection forcée et par rayonnement.

La courbe [Temp. Pion] a les mêmes deux phases observées dans la courbe [Surf. Disque] mais avec une variation de la température en forme de paliers, chaque palier est issu d'un cumul de la couche de température du cycle actuel à celle du cycle précédent, et est tangentiel aux pics supérieurs de la courbe [Surf. Disque] qui lui correspondent et cela à chaque début de cycle. Cette forme en paliers de la courbe [Surf. Pion] s'explique par la présence permanente du flux de chaleur au niveau du sommet du pion ainsi que par le faible refroidissement par convection simple.

La courbe [TC. TC exp] est en forme de paliers à cause de la sensibilité du thermocouple. Dans l'ensemble, la courbe du modèle des éléments finis [Temp. Disque] est assez proche de la courbe [Temp. TC exp]. La différence entre les deux courbes s'explique par la petite distance de 4 mm entre le thermocouple et la piste de frottement en plus de certains phénomènes non considérés dans modèle EF, tels que la présence du 3ème corps, la surface réelle de contact, la rugosité...etc. Globalement, le modèle des éléments finis considéré a reproduit assez fidèlement le modèle expérimental du frottement sec Pion Bombé/disque en terme de variation de la température au voisinage de la surface de frottement.

III.3.2.2. Contraintes

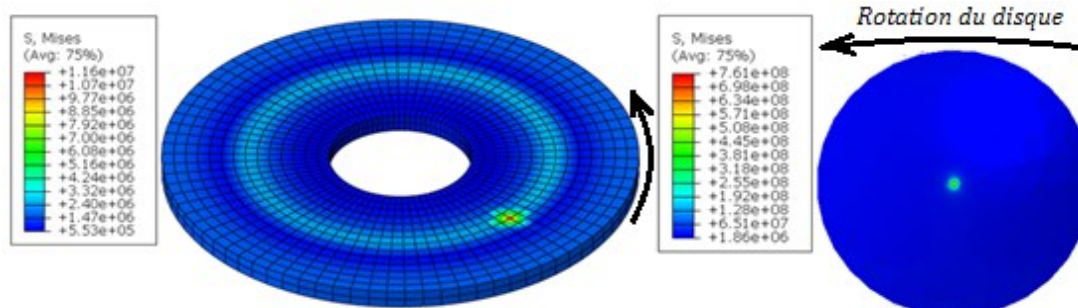


Figure III-17 - Champs de contraintes VanMises au niveau du disque et du pion bombé

On observe clairement (Figure III-17) que la plus grande concentration des contraintes au niveau du disque se situe dans la zone de contact avec le pion bombé, où la contrainte Von-Mises maximale enregistrée est de 11,6 MPa. Nous remarquons aussi une concentration de contraintes au niveau du disque sous forme d'une couronne qui est de l'ordre de 2~4 MPa et qui correspond au sillage de la température observée précédemment [Figure III-14], elle s'explique par la dilatation thermique au niveau de cette couronne.

Les contraintes sont concentrées au niveau du sommet de la surface bombée du pion et atteignent 761 MPa au-delà de la limite élastique du matériau du pion qui est de 600 MPa. Cette grande concentration de contact est due principalement à la nature du contact Sphère/Plan, à la pression de contact et à la sévérité du frottement.

III.3.2.3. Pression de contact

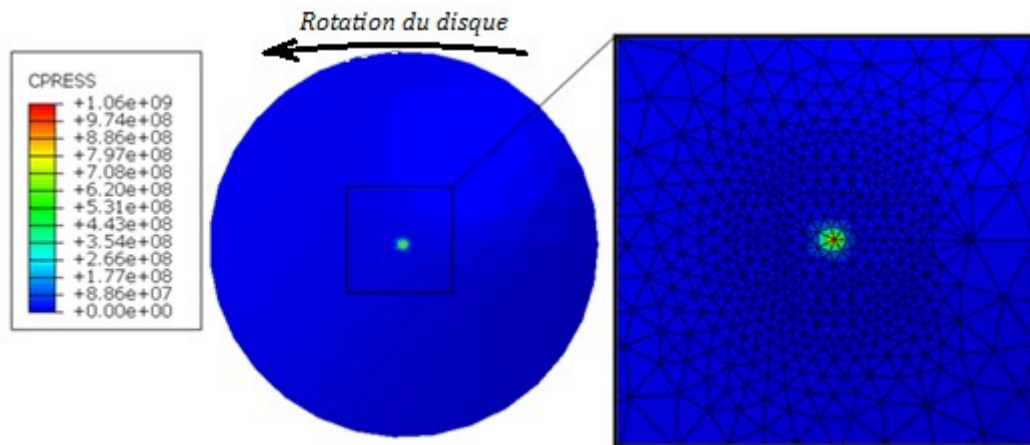


Figure III-18 - Champ de pression de contact au niveau du pion bombé

La pression de contact est concentrée dans une surface très réduite au niveau du sommet du pion bombé, elle atteint dans notre modèle MEF de grandes valeurs allant jusqu'à 10^3 MPa, elle correspond dans la réalité à une déformation plastique du sommet du pion et à la manifestation du 3^{ème} corps. Cette valeur maximale enregistrée ne se manifeste qu'au niveau d'un nœud qui se trouve au sommet de la surface bombée du pion ; il est donc nécessaire de calculer la pression moyenne de contact au niveau des éléments qui sont en frottement avec le disque.

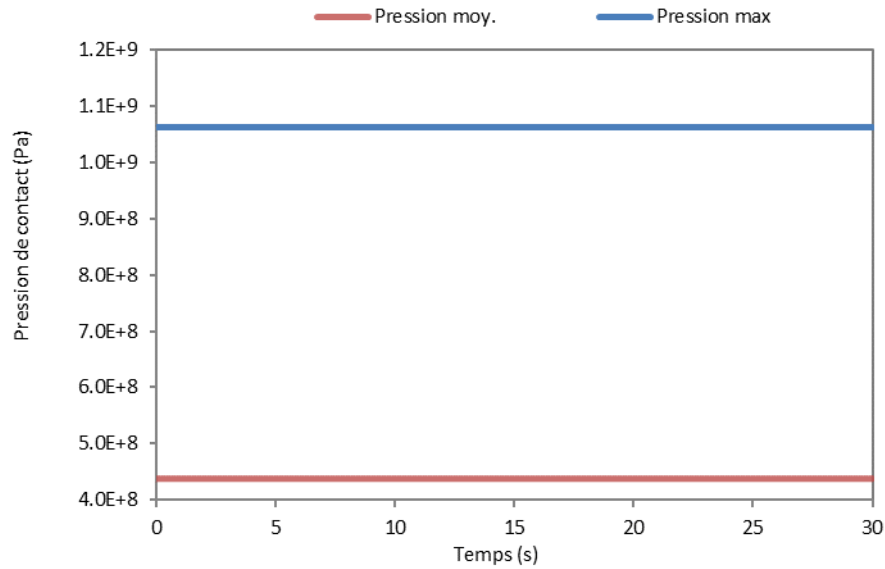


Figure III-19 - Variation de la pression de contact au niveau du pion bombé

Dans le cas du frottement du Pion bombé/Disque, nous remarquons que la pression maximale de contact ne varie pas pendant le frottement, comparée avec le cas de frottement Pion Plat/Disque [Figure III-10] et cela s'explique par le faible échauffement enregistré dans ce dernier cas de frottement et aussi par la sévérité et la grande valeur de la pression de contact. Quant à la pression moyenne de contact enregistrée, elle est constante pendant le frottement et sa valeur dans le modèle MEF est très proche de celle calculée suivant la loi de Hertz.

III.3.2.4. Déplacement axial

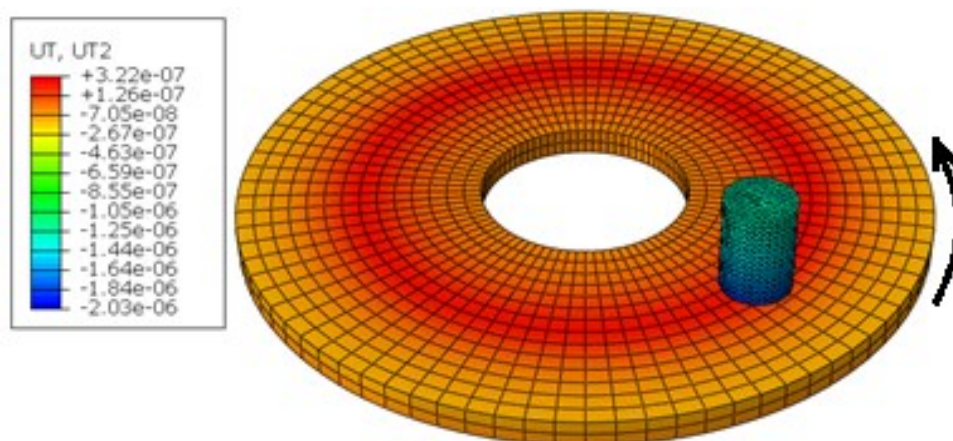


Figure III-20 - Champ des déplacements axiaux au niveau du Disque et du Pion bombé

Dans le champ des déplacements axiaux des nœuds, le pion bombé est en état de compression. Cet état est principalement dû de la charge appliquée qui comprime le pion

en déformant sa surface bombée ; quant à la surface supérieure du disque, elle subit une dilatation au voisinage de la piste de frottement. La différence de cette configuration de champ des déformations axiales en comparaison avec celles des deux cas du frottements du pion plat [Figure III-12] s'explique d'une part, par la nature de contact entre les pions et le disque et d'autre part, par l'échauffement enregistré et sa répartition dans les pions.

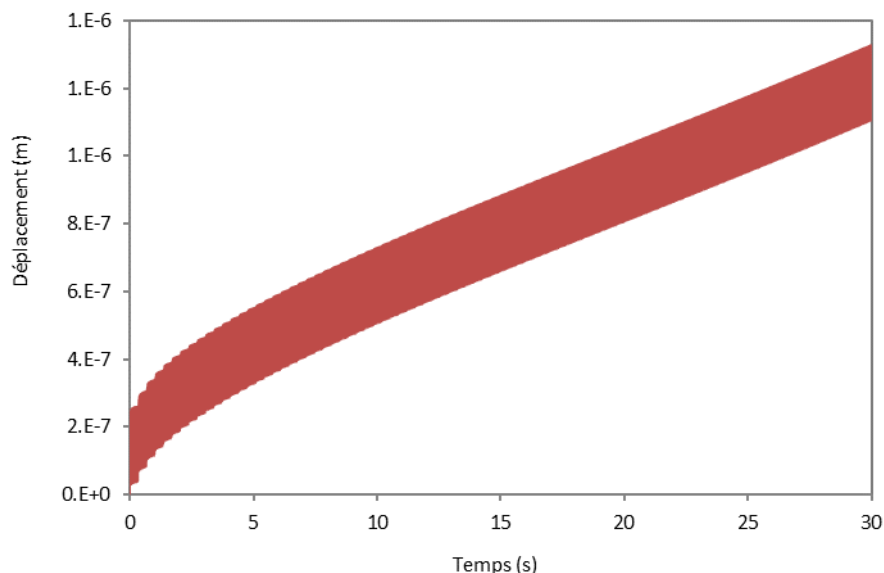


Figure III-21 - Déplacement axial du Pion bombé

Dans le graphe du déplacement axial du point de concentration, on voit qu'il y a une dilatation de $1\ \mu\text{m}$ enregistrée au niveau du pion bombé à la fin des 30 secondes de frottement et celui-ci reste, malgré cette dilatation, comprimé de $1,44\ \mu\text{m}$.

Il est donc nécessaire d'introduire la part de la compression du pion par la charge appliquée et la part de la dilatation thermique dans la courbe expérimentale du déplacement du pion, dans le but de construire la courbe volumique d'usure, et ainsi calculer le coefficient d'usure du pion étudié.

III.4. Quantification de l'usure à partir des résultats expérimentaux et numériques

Il y a une multitude de phénomènes qui agissent sur la courbe du déplacement axial du pion dont certains sont difficiles à quantifier, tels que l'épaisseur du troisième corps car elle est en variation permanente pendant le frottement. D'autres phénomènes (Figure III-22) ont aussi une part importante dans la variation de la hauteur du pion, telles que la

compression qui est due à la charge normale appliquée au pion et sa dilatation thermique qui est due à l'échauffement. Ces deux derniers paramètres peuvent être quantifiés grâce au modèle des éléments finis des frottements des pions (plat et bombé) contre le disque.

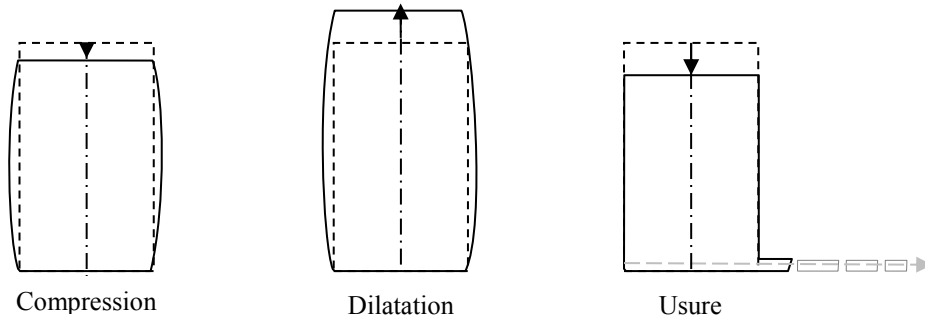


Figure III-22 - Phénomènes agissants sur la variation de la hauteur du pion

Nous soustrayons les résultats numériques du déplacement axial du pion (dû à la compression et à la dilatation thermique) des résultats expérimentaux du déplacement axial du porte pion pour les deux cas de frottement, celui du pion plat et celui du pion bombé.

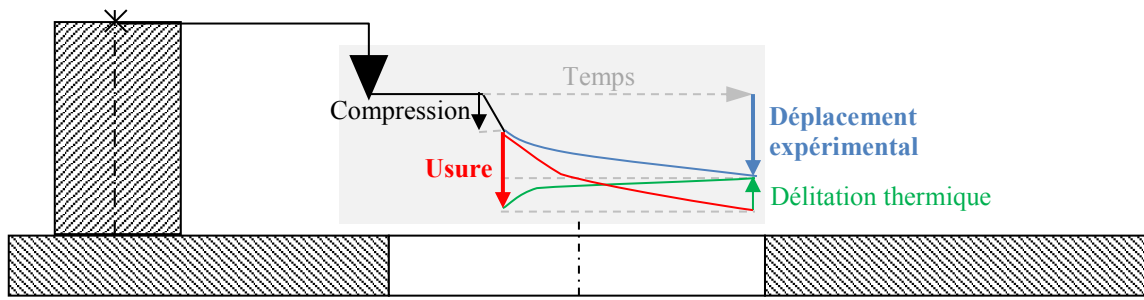


Figure III-23 - Schématisation explicite de la variation de la hauteur du Pion

Nous nous intéressons à la courbe du déplacement du pion causé par l'usure pure, schématisée par la courbe rouge [Figure III-23] à partir de la courbe expérimentale (bleue) et de celle du modèle des éléments finis (verte), et cela pour les deux cas de frottements (F1 et F3) du pion plat et pour le frottement du pion bombé.

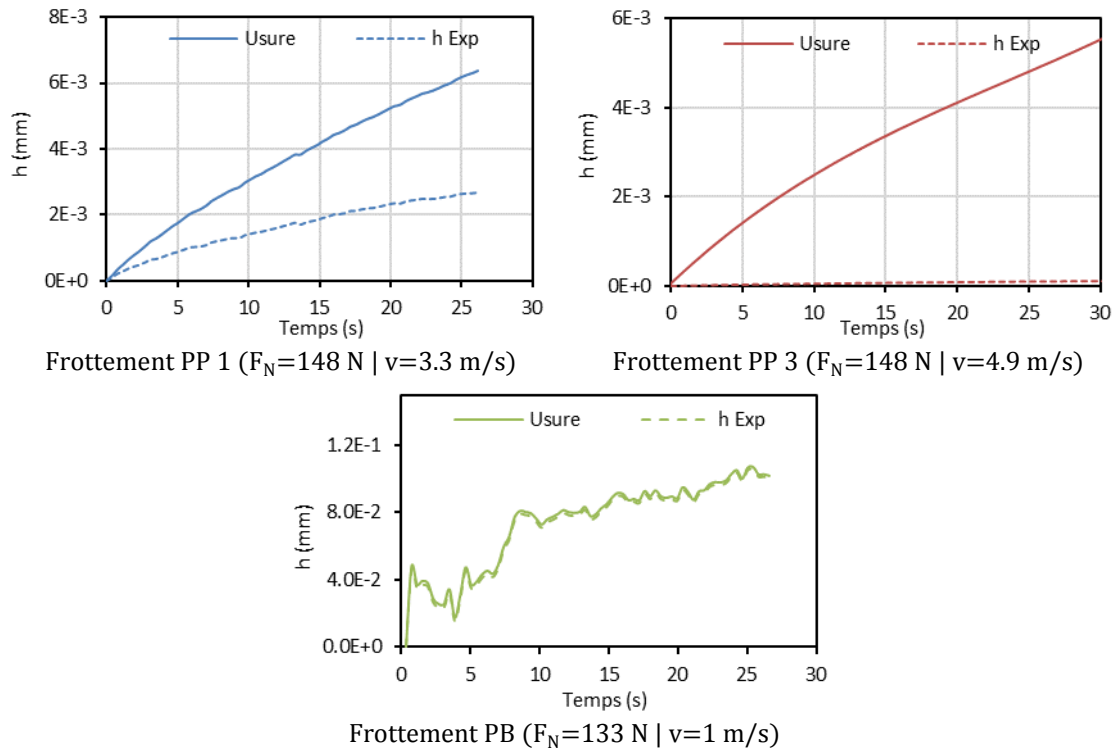


Figure III-24 - Courbes de perte de hauteur des pions par usure pure

La différence entre la courbe expérimentale de la variation de la hauteur du pion bombé et celle de l'usure hybride (calculée à partir de l'étude expérimentale et du MEF) pour les trois cas de frottements est due principalement à la dilatation thermique des pions. Cette dernière réduit jusqu'à 59% de l'usure sur la courbe expérimentale pour le cas du frottement 1 et jusqu'à 99% de l'usure sur la courbe expérimentale pour le cas du frottement 3 du pion plat. Quant au pion bombé, la dilatation réduit seulement de 1% et la compression augmente de 2% l'usure dans la courbe expérimentale.

Ainsi, nous pouvons conclure que la dilatation thermique peut avoir un grand impact sur le déplacement vertical du sommet du pion. Cet impact est directement lié au degré d'échauffement du pion et au volume considéré par cet échauffement.

Pour le calcul du volume d'usure, il est donc nécessaire de travailler avec les courbes d'usure hybride (issues de l'étude numérique et expérimentale) étant donné qu'elles représentent la hauteur de la matière perdue par usure.

Pour les cas du frottement du pion plat le volume d'usure se calcule par le volume du cylindre de hauteur h^* qui représente la hauteur du pion plat perdu de manière irréversible.

Pour le cas du frottement du pion bombé, le volume de l'usure se calcule par le volume d'une calotte sphérique, avec R le rayon de courbure de la face bombé du pion et h^* la hauteur du pion bombé perdue de manière irréversible par usure.

$$\begin{cases} V = \pi \cdot r^2 \cdot h^* & (PP) \\ V = \frac{\pi \cdot h^{*2}}{3} (3 \cdot R - h^*) & (PB) \end{cases} \quad (III-7.)$$

En utilisant la loi d'Archard et en introduisant la dureté dans le terme de la vitesse d'usure k_v , on distingue la proportionnalité de l'usure avec la force normale appliquée F_N et la distance parcourue d [5].

$$V = k_v \cdot F_N \cdot d \quad (III-8.)$$

On calcule la vitesse d'usure à partir des équations (III-7) et (III-8) :

$$\begin{cases} K_v = \frac{\pi \cdot r^2 \cdot h^*}{F_N \cdot d} & (PP) \\ K_v = \frac{\pi \cdot h^{*2}}{3 \cdot F_N \cdot d} (3 \cdot R - h^*) & (PB) \end{cases} \quad (III-9.)$$

Dans la courbe suivante (Figure III-25) qui exprime la perte volumique de matière par usure des pions étudiés en fonction de la distance parcourue, on relève la vitesse d'usure par la pente des courbes de tendances linéaires.

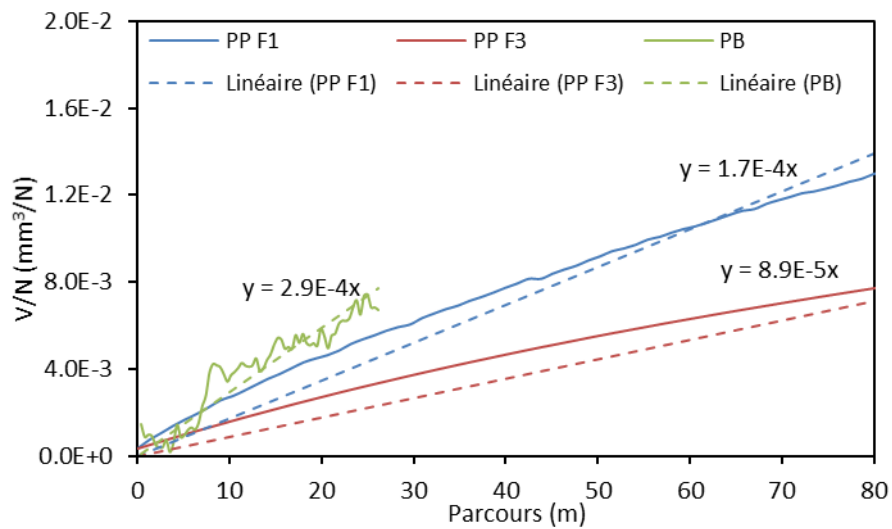


Figure III-25 - Volume d'usure pure en fonction de la distance du frottement

Les trois courbes (Figure III-25) représentent le volume d'usure pour chacun des deux cas de frottement du pion plat (PP F1 & PP F3) et du cas de frottement du pion bombé (PB) et cela en fonction de la distance parcourue pendant le frottement. La pente de la tendance linéaire divisée par la charge normale appliquée de chacune de ces courbes représente le coefficient de frottement spécifique au couple des matériaux étudiés.

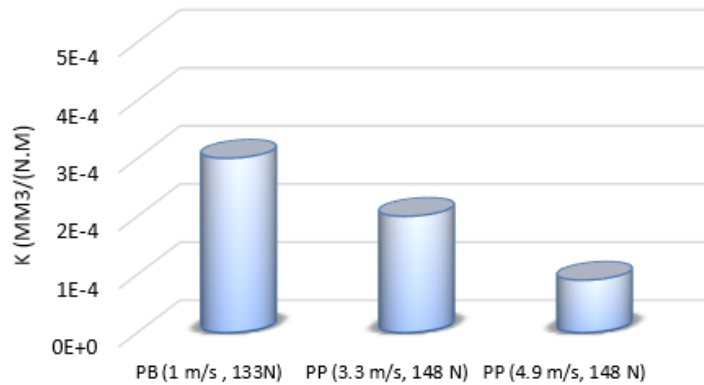


Figure III-26 - Coefficient spécifique d'usure

La grande variation entre les deux cas de frottement du pion plat s'explique par les deux phases différentes de frottement ; dans le cas du frottement 1 ($V = 3,3$ m/s), on est dans une phase de rodage où la surface du pion s'adapte à celle du disque. Quant au second cas de frottement, on est dans une phase d'usure relativement plus stable où le coefficient d'usure a beaucoup diminué. Le coefficient d'usure dans le cas de frottement du pion bombé est relativement plus grand que celui des deux cas de frottements du pion plat et cela s'explique par la sévérité du frottement observée à travers l'empreinte laissée sur le pion [Figure II-17]. Cette sévérité du frottement est causée principalement par la pression locale du frottement.

III.5.Conclusion

Nous avons pu reprendre le frottement du pion plat et du pion bombé étudiés expérimentalement (Chapitre II) avec la MEF en utilisant le code de calcul Abaqus/Implicite. La chaleur générée implicitement par le code de calcul a permis une répartition de température plus fidèle à la réalité en tenant compte de la proportionnalité de la vitesse linéaire avec le rayon de frottement. Ainsi, nous avons pu valider la variation au voisinage du rayon moyen de frottement dans le cas du pion bombé ainsi que le champ de température dans les deux cas de frottements du pion plat et cela après avoir observé la même variation de température à une position au voisinage d'un rayon différent du rayon moyen de frottement. Le modèle numérique nous a donc permis d'examiner plus clairement la variation et le champ de température dans les surfaces de frottement du disque et des pions, ce qui aurait été difficile à voir expérimentalement.

Etudier la variation de la hauteur des pions dans le modèle numérique et la rapporter à la variation de la hauteur des pions dans le modèle expérimental nous a permis de voir la part de chacun des trois principaux phénomènes qui sont : la compression, la dilatation thermique et l'usure dans les cas des frottements stables étudiés expérimentalement (Frottement PP 1, Frottement PP 2 et Frottement PB). Nous avons ainsi pu extraire la courbe d'usure et les coefficients d'usure.

Nous avons pu observer clairement l'influence du champ et la variation de la température sur la pression de contact dans le cas du frottement du pion plat, par contre, dans le cas du pion bombé et à défaut d'un maillage très fin au niveau du sommet de contact, nous n'avons pas observé un champ de pression de contact représentatif.

Pour mieux comprendre le champ de pression dans le contact Pion bombé/disque, il est nécessaire de reprendre le frottement à une échelle réduite sur une parcelle du pion et du disque en considérant le comportement plastique du pion en plus de son comportement thermoélastique vu la sévérité des conditions de frottement.

IV. SIMULATION NUMERIQUE DU FROTTEMENT PION-DISQUE A L'ECHELLE DE LA RUGOSITE

IV.1. Introduction

Comprendre, contrôler et minimiser les dégradations au niveau des interfaces des corps en contact a toujours suscité les intérêts des tribologues ; ces intérêts sont partagés par les industriels (durée de vie des organes de freinage, des roulements, des engrenages...) ainsi que par la santé publique (usure des implants prothétiques). C'est pour cette raison que beaucoup d'études expérimentales [17,75] et numériques [43,76,77] dans le domaine de la tribologie ont vu le jour ces dernières années pour essayer de comprendre et de prédire le comportement de ces systèmes.

Dans les contacts à fort glissement et à l'échelle microscopique, le milieu tribologique est soumis à des températures flashes [78]. Ces dernières sont difficiles à évaluer expérimentalement au niveau de l'interface de contact pendant le frottement à cause du temps de réponse trop long des thermocouples et de la faible résolution de la thermographie infrarouge [40]. Ces températures flashes peuvent atteindre des grandes valeurs et ainsi avoir une influence considérable sur le comportement mécanique des matériaux [79]. Elles jouent par conséquent un rôle important dans les dégradations des corps en contact [8,9].

Nous proposons dans cette étude une approche numérique par éléments finis à l'échelle de la rugosité, pour une étude qualitative et quantitative de la température flash à l'échelle de la rugosité dans la première phase du frottement, ainsi que de la déformation des aspérités au niveau de la surface de frottement du pion.

IV.2. Modèle EF thermo-élastoplastique à l'échelle réduite

Dans le modèle thermo-élastoplastique, nous prenons une portion cubique qui correspond au sommet de la surface bombée réelle du pion, nous raffinons le maillage aux niveaux de l'interface du pion réduit et de celle du disque modélisé sous forme d'un parallélépipède ; nous simulons ensuite un frottement rectiligne d'un parcours de 4 mm en appliquant une charge normale de 133 N et une vitesse linéaire de 2 m/s.

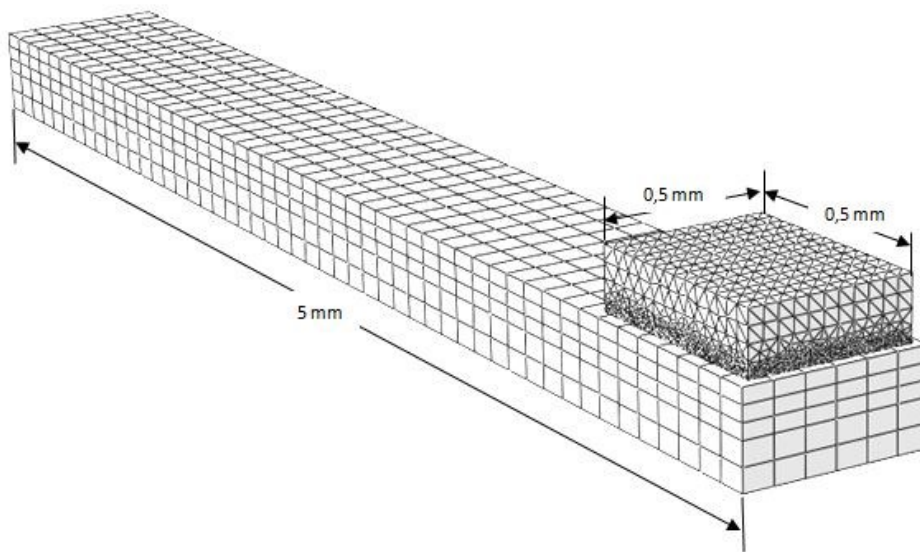


Figure IV-1 - Géométrie du MEF du frottement Pion/Disque réduit

Le comportement élastique est modélisé selon la loi de Hooke[73]:

$$\sigma = E \cdot \epsilon \quad \text{Eq. IV-1}$$

Propriétés	Unités	C 125 S
P	$Kg \cdot m^{-3}$	7810
A	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	47.4
C	$Kj \cdot Kg^{-1} \cdot K^{-1}$	475.2
E	GPa	210
N	$\%$	0.28

Tableau IV-1 - Propriétés thermoélastiques du Pion

Le module *STEP* choisi dans ce modèle éléments finis est le « *Dynamic, Temp-disp, Explicit* », car il prend en considération dans la simulation : le comportement dynamique, le déplacement et la température. Cette dernière est générée [74] implicitement dans le modèle lors du frottement :

$$P = \mu \cdot N \cdot v \quad (IV-1)$$

Le flux de chaleur se partage suivant la diffusibilité thermique de chacun des deux corps :

$$a_i = \frac{\lambda_i}{\rho_i \cdot c_i} \quad (IV-2)$$

Il se partage également suivant la géométrie ainsi que la capacité thermique (qui figure dans le 3ème terme de l'équation de la chaleur) :

$$\lambda \cdot \text{div}[\overrightarrow{\text{grad}T}] + P = \rho \cdot c \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (IV-3)$$

Le contact pion/disque engendre, à une échelle réduite, des déformations plastiques. Une étude numérique à cette échelle nécessite la considération du comportement plastique des matériaux en utilisant la loi d'écrouissage de Hollomon [82] :

$$\sigma = k \cdot \varepsilon^n \quad (IV-4)$$

Avec :

$$k = E^n \cdot \sigma_e^{1-n} \quad (IV-5)$$

σ_e représente la limite élastique et n , l'exposant d'écrouissage calculé à partir de la dureté et la limite élastique [83].

σ_e (MPa)	σ_m (MPa)	k (MPa)	N
600	740	3478	0.3

Tableau IV-2 - Propriétés plastiques du Pion en C125S

La topographie du sommet du pion a été mesurée et prise en considération, et cela en modélisant avec SolidWorks la face qui va être soumise au frottement de la portion du pion. Le maillage de la surface rugueuse est donc raffiné :

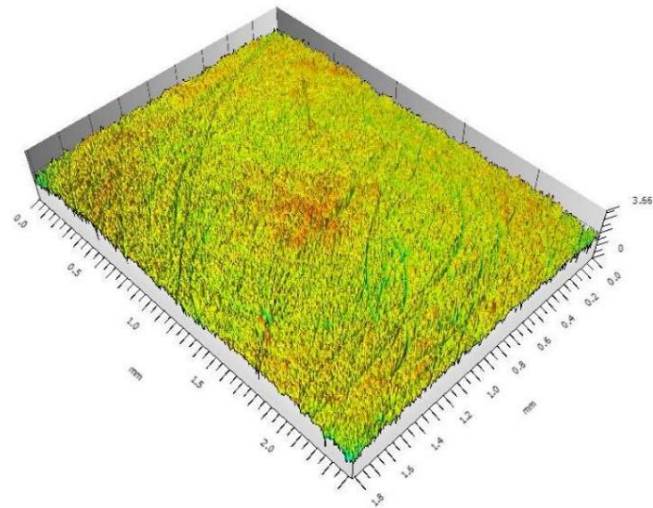


Figure IV-2 – Rugosité du sommet du Pion

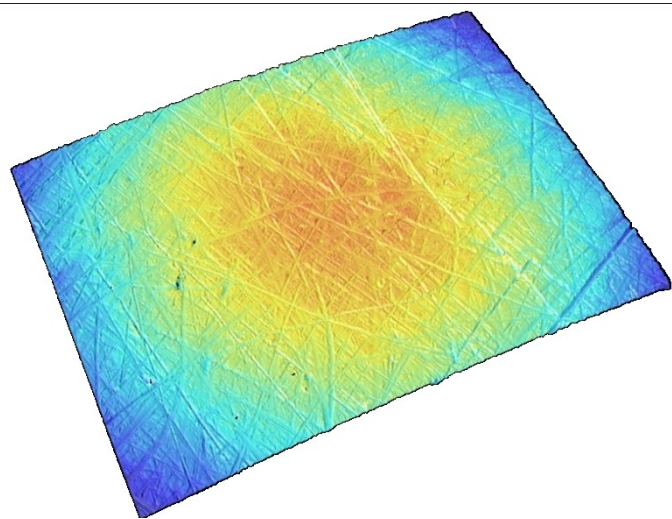


Figure IV-3 – Surface brute du sommet du pion $\times 50$, $0,5\text{mm} \times 0,7\text{mm}$.

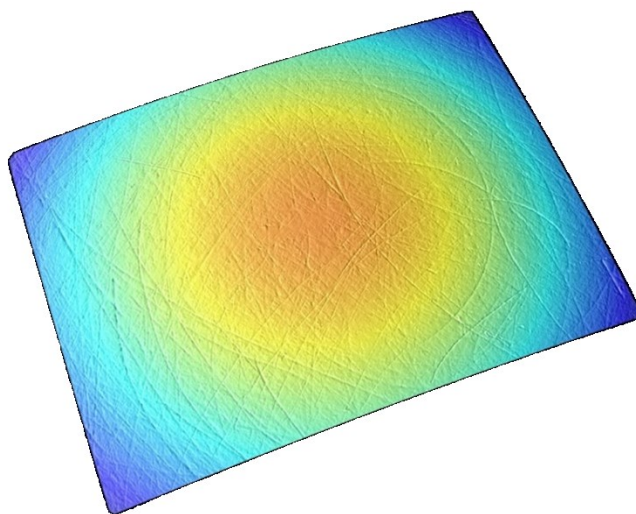


Figure IV-4 - Surface brute du sommet du pion $\times 10$, $2,4\text{mm} \times 1,8\text{mm}$.

IV.3. Résultats et discussions

IV.3.1. Température flash

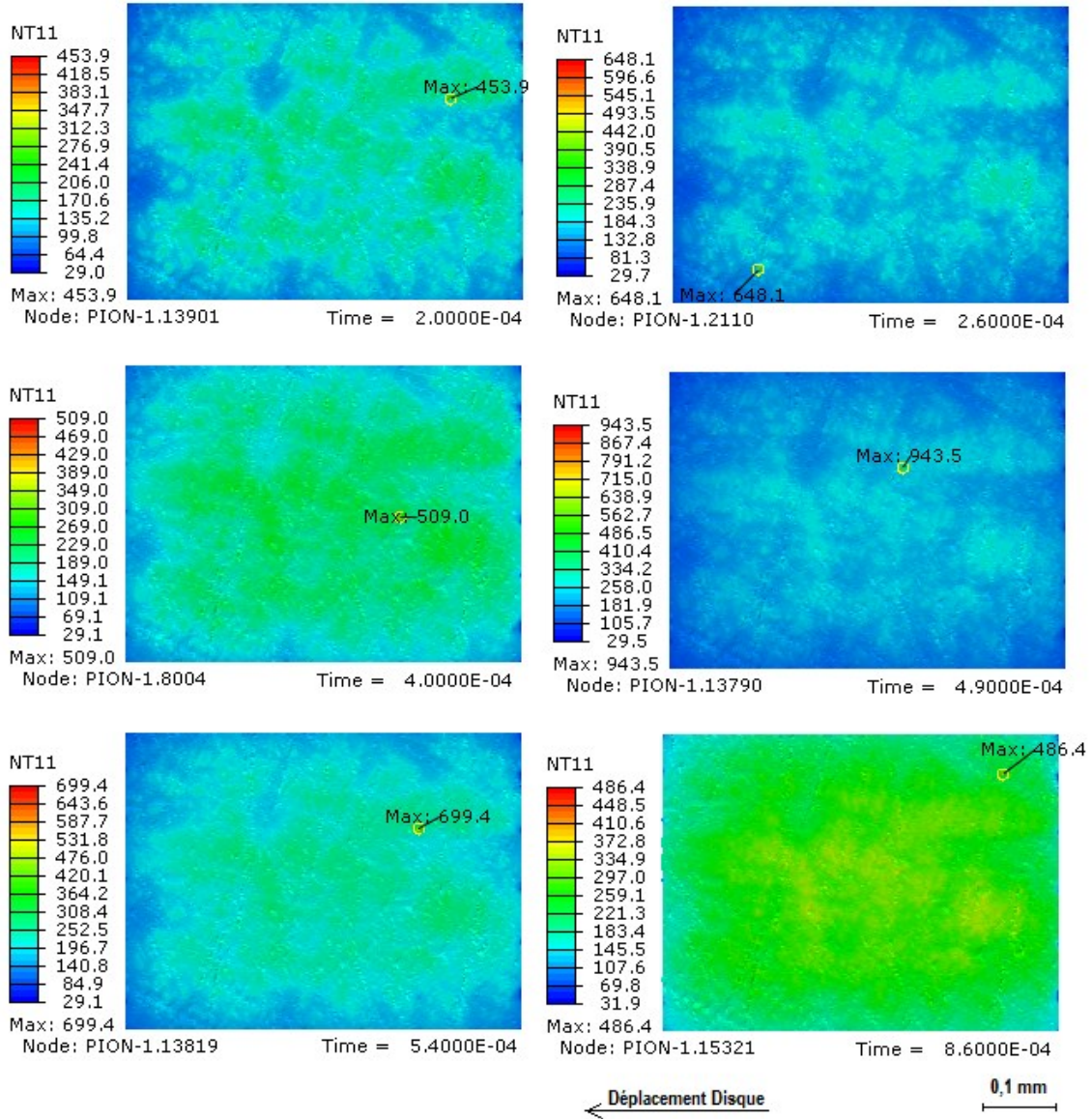


Figure IV-5 - Températures au niveau de l'interface de contact du pion.

La répartition de la température au niveau de la surface de frottement dépend considérablement de la topographie de cette dernière et elle atteint les 300 °C au voisinage des sommets et les 100 °C à la base de celle-ci à la fin du frottement.

Ce champ de température contient des valeurs trop grandes pour les conditions dynamiques imposées et cela s'explique par le fait que ces valeurs sont observées dans

des éléments de maillage très fins. L'échauffement ne se manifeste donc qu'au niveau d'une fine partie du volume global.

La température flash apparaît dans la surface du pion dans le modèle réduit au niveau de certains sommets des aspérités. Elle atteint de grandes valeurs par rapport au champ global de température au niveau de l'interface (jusqu'à 943 °C). Ces températures flashes se caractérisent aussi par leurs concentrations aux sommets des aspérités et se limitent à une petite zone inférieure à 10 µm.

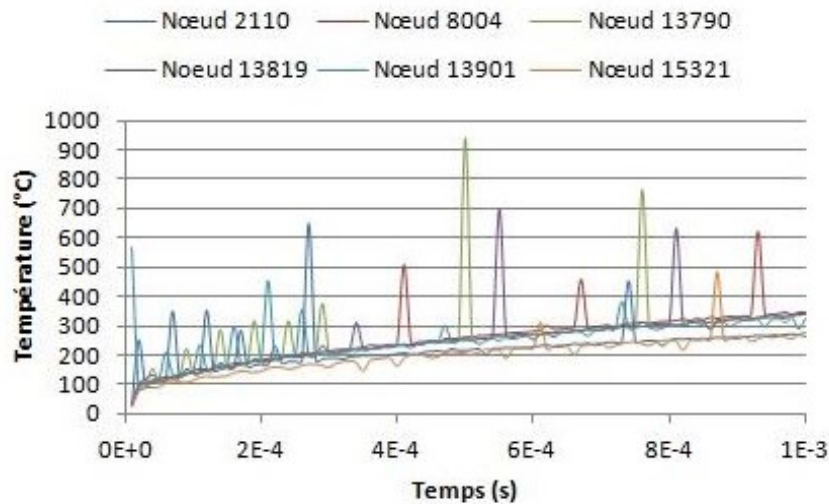


Figure IV-6 - Variation des températures flashs au niveau des sommets des aspérités

Les températures flashs aux niveaux des nœuds qui caractérisent les sommets d'aspérités apparaissent pour des instants très courts de l'ordre de $2 \cdot 10^{-5}$ s, ainsi la température flash a une très courte durée de vie comme cela a été mentionné dans la littérature. Elle apparaît dans notre cas à plusieurs reprises au même sommet à cause de la considération parfaitement plane de la surface du disque, chose qui ne se passe pas à cette fréquence dans le cas d'un frottement réel.

IV.3.2. Déformation

On s'intéresse dans cette étude à la déformation au niveau de l'interface de contact. Elle est représentée dans la figure suivante par le déplacement des nœuds de la surface dans la direction du frottement.

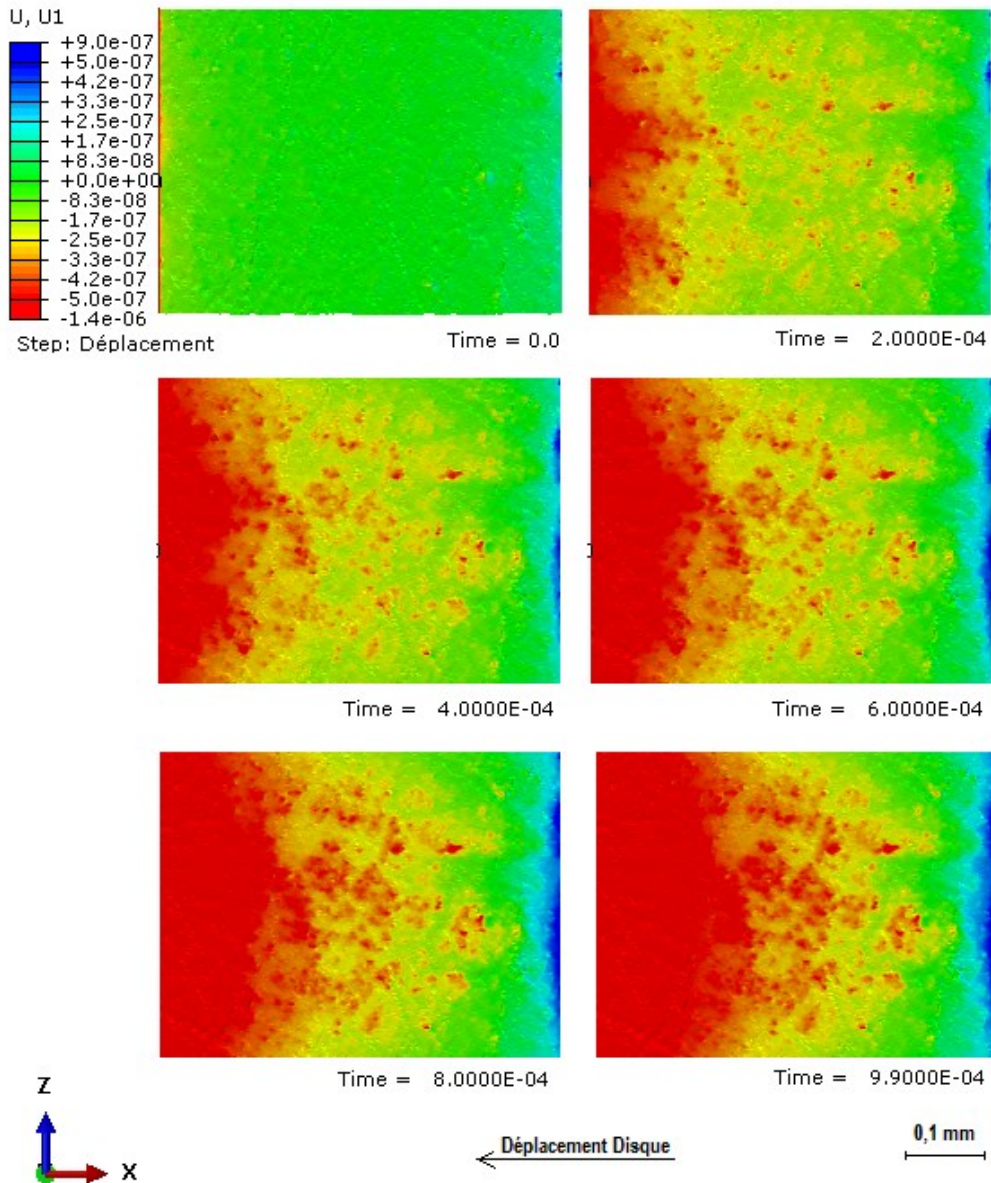


Figure IV-7 - Déformation au niveau de l'interface du pion

L'application de la charge dans la première étape du modèle engendre de légères déformations d'une valeur de $0,5 \mu\text{m}$ suivant l'axe de frottement aux niveaux des deux bords d'attaque et de sortie, de l'interface de contact.

Sur le graphe, la déformation dans le sens du frottement est caractérisée par des valeurs négatives et celle dans le sens contraire, par des valeurs positives.

Nous observons que la plus grande déformation issue du frottement est concentrée au bord de sortie de la portion du pion. Cette déformation augmente et s'amplifie durant le frottement et se propage vers le centre de la surface et à travers les sommets des

aspérités jusqu'à atteindre une valeur de 1,2 μm à la fin de cette phase de frottement au bord de sortie.

Si on compare le graphe de déformation à celui de la température, on peut facilement constater que les sommets où il y a les températures flashes sont les premiers concernés par la déformation dès les premiers instants du frottement.

IV.4. Conclusion

Nous avons présenté dans cette étude une approche numérique par éléments finis du frottement sec à fort glissement à l'échelle de la rugosité, et ce, en considérant la température et la plasticité.

Cette approche offre la possibilité d'explorer le phénomène de la température flash au niveau de la surface de frottement.

La température flash a atteint de grandes valeurs aux sommets des aspérités dans un volume très petit et sur une très courte durée de vie comme cela a été décrit dans la littérature.

Les sommets des aspérités concernés par la température flash se déforment plastiquement beaucoup plus facilement que le reste de la surface, surtout au milieu de la surface de frottement. La déformation est beaucoup plus sévère au bord de sortie de la surface de frottement et cela va s'exprimer en réalité par un arrachement de matière.

Cette approche numérique, même si elle donne des résultats cohérents, elle ne reflète pas complètement la réalité du frottement. L'approche à l'échelle réduite doit être reprise dans une seconde phase de frottement en modélisant le 3ème corps qui influe aussi sur le comportement au frottement, sur la température flash et sur les dégradations.

V. ÉTUDE THERMOMECHANIQUE DU FROTTEMENT DES FREINS A DISQUE

V.1. Introduction

Le freinage est un mécanisme de très haute importance, notamment sur le plan de sécurité qu'on retrouve sur les différents moyens de transport (avions, trains et véhicules). L'évolution continue de ces moyens de transports, sur le plan de leurs puissances, a sollicité en contrepartie le développement des systèmes de freinage pour les sécuriser tout en étant confortables, écologiques et économiques [84,85].

L'optimisation des différents mécanismes de freinage touche plusieurs aspects, le plus important étant l'aspect sécurité qui est lié directement à la performance et à la fiabilité des freins ; le second, c'est l'aspect économique/écologique qui touche la durée de vie des organes de freinage : le coût de leur réalisation et les conséquences écologiques de leurs dégradations. L'aspect confort est étudié ces dernières années pour la réduction des bruits et une meilleure maîtrise de la réponse acoustique lors du freinage[68,86].

Nous proposons dans cette étude comparative une simulation par la méthode des éléments finis de plusieurs cas de freinage en considérant la rotation du disque dans MEF thermomécanique transitoire. Nous utilisons différents matériaux de disque de frein : un matériau métallique pour le disque d'un frein à étrier fixe d'une voiture de tourisme et des disques en matériaux composites d'un frein à étrier mobile (06 pistons) d'une voiture de sport. Nous essayerons d'explorer le comportement thermomécanique des corps en frottement en terme de champ et de variation de la température, la répartition des contraintes et la réponse dynamique du système étudié ainsi que la répartition et la variation de la pression de contact dans les surfaces de frottement. Cette étude nous permettra une analyse comparative entre les différents matériaux utilisés des plus classiques aux plus modernes ainsi qu'entre deux nouvelles conceptions de freins en terme de la géométrie, des matériaux des disques et de l'architecture de l'étrier, l'une est utilisée pour les voitures de tourisme et la seconde est appliquée pour les voitures de sport.

Nous présentons dans cette étude la description du modèle numérique proposé en utilisant le code de calcul ABAQUS/Implicite, en commençant par la géométrie et le maillage des organes de frictions des deux freins étudiés, puis le choix d'incrémentations optimal, les matériaux utilisés pour les disques, les garnitures et les plaquettes et leurs propriétés thermoélastiques, les conditions initiales et aux limites choisies pour les deux freins étudiés puis l'exposition et la discussion des résultats. Nous finirons par une

conclusion sur l'apport des résultats du modèle proposé sur la compréhension des phénomènes thermomécaniques et tribologiques du frottement des systèmes de freinages à disque.

V.2. Description du Modèle

Nous utilisons dans cette étude la méthode des éléments finis pour la reproduction d'une séquence de freinage automobile dans des conditions dynamiques sévères. Pour cela, nous avons choisi deux conceptions différentes de freins automobiles, la première pour les disques métalliques et la seconde pour les disques en composite. Nous allons donc considérer dans cette étude plusieurs matériaux pour les deux géométries des disques étudiées.

Une charge est appliquée sur les plaquettes de frein puis transmise à des garnitures qui frottent sur le disque de frein. Ainsi, la chaleur générée par frottement se partage entre les garnitures et le disque. Ce dernier, étant en rotation permanente, évacue une partie de la chaleur acquise au milieu par rayonnement et par convection forcée ; quant aux plaquettes et aux garnitures, elles l'évacuent par convection simple et par rayonnement.

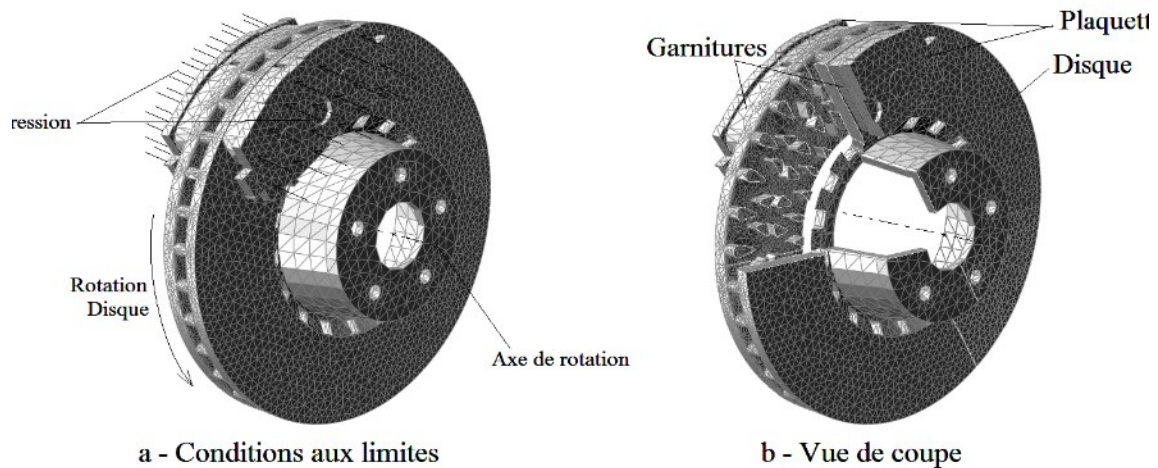


Figure V-1 - Modèle FEM du frottement Frein-A-

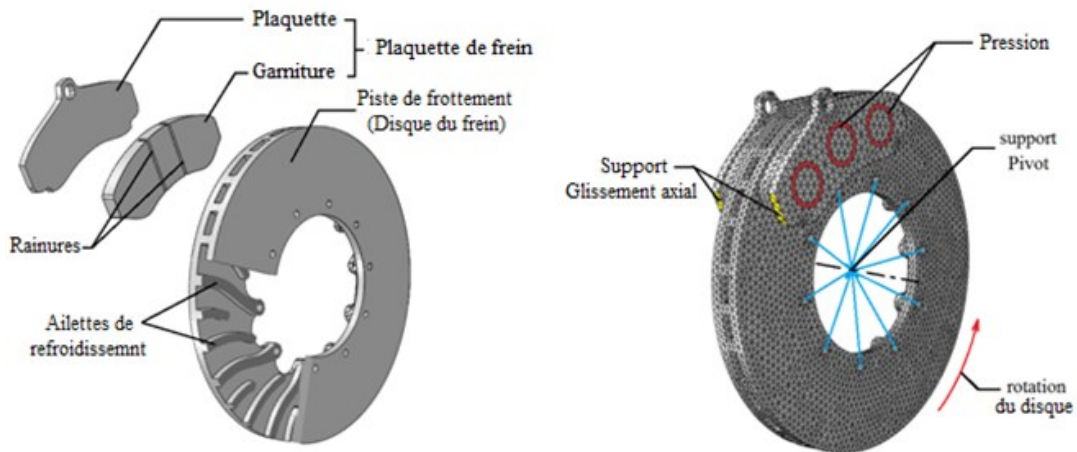


Figure V-2 - Modèle EF du frottement du Frein -B-

V.2.1. Géométries

Nous considérons deux géométries différentes dans notre étude, la première conception est celle d'une voiture de tourisme de gamme moyenne [87] (Figure V-1) et la seconde conception est celle d'une voiture de sport [88] (Figure V-2). La géométrie des disques se distingue par leurs dimensions et par la configuration des ailettes de refroidissement. Nous nous sommes donc inspirés des dernières conceptions des disques qui sont sur le marché.

La modélisation numérique des géométries a été réalisée par SolidWorks®. Nous avons enlevé les trous de refroidissement sur les surfaces du disque [Frein -B-] pour la simplification de la surface de contact lors du maillage surfacique, pour ainsi permettre la convergence relativement rapide de la solution.

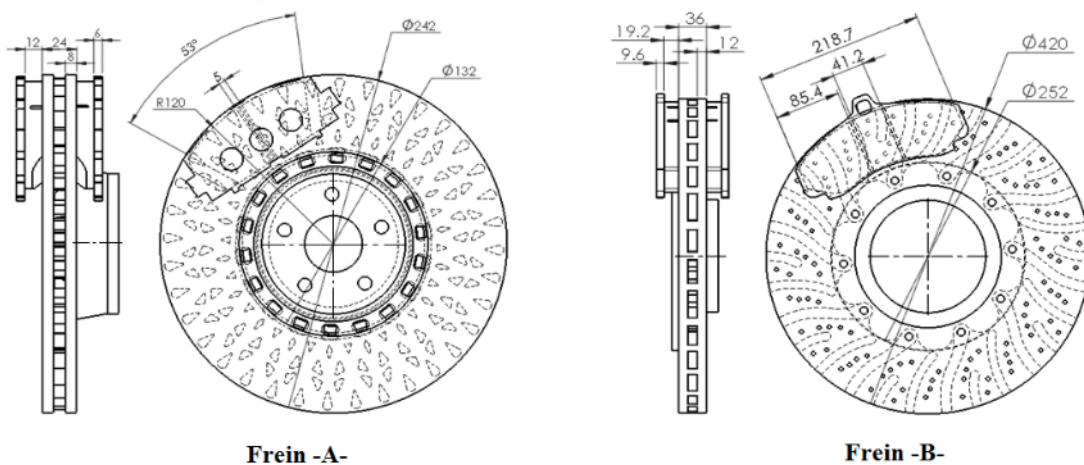


Figure V-3 - Géométries des freins considérés dans le modèle

Pour les voitures de tourisme nous utilisons des disques métalliques en monobloc [Frein -A-]. Ils sont obtenus par moulage et la configuration de leurs ailettes a beaucoup évoluée ces dernières années et cela dans le but d'un refroidissement maximal. Quant aux disques des voitures de sport étudiés [Frein -B-], ils sont conçus en bi-bloc, le premier bloc représente une couronne de friction en composite et le second est un corps métallique destiné à l'assemblage avec le moyeu. Nous ne considérons dans notre étude que la couronne de friction.

Chaque garniture des deux freins étudiés est liée à une plaquette. Cette dernière a pour rôle de transmettre et de répartir la pression appliquée par un ou plusieurs pistons aux garnitures. Chacune des garnitures a deux surfaces de frottement pour le frein -A- et trois surfaces de frottement pour le frein -B-, avec des cavités entre les surfaces de frottement [Figure V-2].

Les paramètres géométriques pour chacun des deux feins étudiés sont résumés dans le tableau suivant :

Paramètre	Unité	Frein -A-		Frein -B-
Surface de frottement / Garniture	mm ²	3258.9		14011.4
Surface de frottement / Disque	mm	54095.3		156592.4
Rayon moyen de frottement	mm	191.3		339.9
Nombre d'ailettes	/	144		30
Surface ventilée	mm ²	51276.36		134665.08
Surface sollicitée des plaquettes	mm ²	Piston 421.91	Etrier 2729.4	(06) pistons 4976.28

Tableau V-1 - Paramètres géométriques des deux freins étudiés

V.2.2. Maillage

Les éléments du maillage de l'ensemble des corps considérés dans les deux freins proposés dans cette étude sont de type tétraèdre. Le choix de cette géométrie des éléments est tranchée d'une part parce que les éléments en tétraèdre offrent une bonne convergence de la solution thermique et, d'autre part, à cause de la complexité des géométries des corps considérés qui ne permettent pas d'utiliser des éléments en hexaèdre, même si ceci aurait été plus intéressant pour les disques de frein car ils conviennent mieux aux corps qui sont en rotation.

	Frein -A-			Frein -B-		
	Disque	Garnitures	Paquettes	Disque	Garnitures	Paquettes
Nœuds	49061	876 x 2	802 x 2	13984	1151 x 2	690 x 2
	52417			17666		
Eléments	208175	3408 x 2	2695 x 2	56136	4433 x 2	2190 x 2
	220381			69382		

Tableau V-2 - Nombre des éléments et des noeuds dans les corps des deux freins étudiés

V.2.3. Incrémentation

Nous décomposons la simulation de freinage en deux Steps différents : dans le premier, nous appliquons une pression sur les garnitures et dans le second, nous faisons tourner le disque à une vitesse angulaire constante.

L'incrémentation dans cette simulation du freinage est aussi délicate que celle présentée dans l'étude numérique du frottement Pion/Disque [§III.2.3]. Le même défit du choix judicieux d'incrément se présente dans cette étude et ce choix dépend de la taille des éléments et de la vitesse aux niveaux des nœuds de la surface de frottement des garnitures et du disque.

	ω (rad/s)	Step	Nom	$T_{\text{incrément}}$ (s)	T_{Step} (s)	$N_{\text{incréments}}$	T_{Calcul}
Frein -A-	64	1	Pression	0.0005	0.01	20	2 min
		2	Rotation	0.0005	1	2000	69 h
Frein -B-	120	1	Pression	0.001	0.01	10	2 min
		2	Rotation	0.0005	1	2000	69 h

Tableau V-3 - Incrémentation des différents "Steps" pour les deux freins étudiés

Remarque :

Le temps total de calcul pour les 06 cas de freinage étudiés dans ce modèle est estimé à 414 heures sur un ordinateur portable i5_4210U CPU @ 170 Ghz et 8Go de RAM.

V.2.4. Matériaux

Nous optons dans la première partie de cette étude pour un disque en fonte grise à graphite lamellaire car il est, à ce jour, considéré comme le matériau le plus utilisé dans les systèmes de freinage des voitures de tourisme (Frein –A-), et ce malgré sa faible limite thermique ; la fonte grise est connue par son bon comportement thermomécanique et

tribologique ainsi que par son coût assez réduit. Dans la seconde partie de cette étude, nous simulons numériquement par une approche comparative le frottement dans le système de freinage utilisé dans les voitures de sport (Frein –B-). Nous optons pour trois (03) matériaux composites renforcés par des fibres ou des particules de céramique, un MMC « *Metal Matrix Composite* » isotrope A359/SiC p20 qui se distingue par sa grande conductivité [89] et un autre MMC ayant une conductivité beaucoup plus faible qui est le Al6061/SiC [44], puis en contrepartie, un matériaux composite à matrice organique C/C-SiC qui a une orientation contrôlée des fibres de manière à obtenir des propriétés thermiques anisotropes [90]. Ces trois matériaux composites ont de bonnes propriétés tribologiques et un bon comportement à de très hautes températures.

Nous choisissons pour les garnitures un matériau organique que nous considérons en une seule couche homogène et isotrope, caractérisé entre autres (1.7.2.2.2) par sa souplesse et sa faible conductivité thermique. Cette dernière est choisie soigneusement par les constructeurs de manière à obtenir un flux de chaleur qui se dirige vers le disque qui se refroidit beaucoup plus vite par convection forcée.

Les plaquettes étant en acier qui est beaucoup plus rigides que les garnitures qui lui sont collées, elles ont pour rôle de transmettre l'effort appliqué par les pistons aux garnitures, avec une répartition la plus homogène possible de la pression de contact. La plaquette doit impérativement avoir la même dilatation thermique que la garniture pour que cette dernière lui reste collée aux hautes températures, elle doit également avoir une faible conductivité thermique et une bonne conservation de la chaleur afin de ne pas transmettre la chaleur au piston puis au liquide de frein.

Le tableau suivant résume les propriétés thermoélastiques des matériaux utilisées dans l'ensemble des organes de freinage modélisés dans notre étude.

Paramètre	Unité	Disque du Frein -A-	Disques du Frein -B-				Garniture	Plaquette
		FG150	SiC/6061Al	A359/SiC	C/C-SiC		Organique C/C	Acier C45
						⊥		
P	Kg/mm^3	7100	3700	2850	1950		1550	7580
E	GPa	90.5	254	98.6	60		2.2	210
N	%	0.26	0.13	0.4	0.25		0.25	0.28
Λ	$\frac{W}{(m.k)}$	50	5	144	19.8	8.9	0.9	48
C	$\frac{J}{(Kg.K)}$	460	650	910	1120		1200	470
H	$10^{-6} 1/K$	12	4	20.7	1.75	4.75	10	10

Tableau V-4 - Propriétés thermoélastiques utilisées pour les disques de frein

V.2.5. Conditions aux limites

Nous appliquons les mêmes paramètres des conditions aux limites pour les deux freins simulés dans cette étude, avec une différence au niveau de la répartition surfacique de la charge appliquée ainsi qu'au niveau des valeurs des conditions aux limites. Le Frein -B- étant destiné à un véhicule beaucoup plus puissant que celui dotée du Frein -A-, nous obtiendrons des valeurs différentes des conditions dynamiques de frottement.

Nous appliquons une pression sur les plaquettes de la même forme des empreintes du piston et de l'étrier mobile dans l'objectif d'étudier l'impact de la charge appliquée par le système de freinage à étrier mobile (Frein -A-) et le système de freinage à étrier fixe (Frein -B-) sur le comportement thermomécanique des organes de friction.

En pratique, le système de freinage est utilisé dans les cas les plus fréquents (les plus modélisés) pour l'action de ralentissement (diminution de la vitesse) ou de freinage (d'arrêt). Dans les deux cas précédents, il y a une diminution systématique de la vitesse angulaire dans les disques de frein. Il y a un 3^{ème} cas d'utilisation des systèmes de frein qui est le maintien d'une certaine vitesse tout au long d'une descente plus au moins raide. Dans ce dernier cas, la vitesse et la pression de contact sont maintenues constante pendant plusieurs secondes. Dans le cas d'un véhicule surchargé, un grand flux de chaleur est généré de façon constante sur plusieurs secondes, cela fait surchauffer les organes de friction jusqu'à leur détérioration dans certains cas.

Sur le plan scientifique, ce dernier cas de frottement va nous permettre de corrélérer entre les paramètres mécaniques de sortie (Pression de contact, contraintes et couple de freinage) avec la seule variable interne du modèle qui est la température.

Nous essayons donc, à travers une séquence de frottement d'une seconde dans des conditions de freinage modérées (Frein -A-) et sévères (Frein -B-), d'analyser le comportement thermomécanique des différents disques des deux freins étudiés.

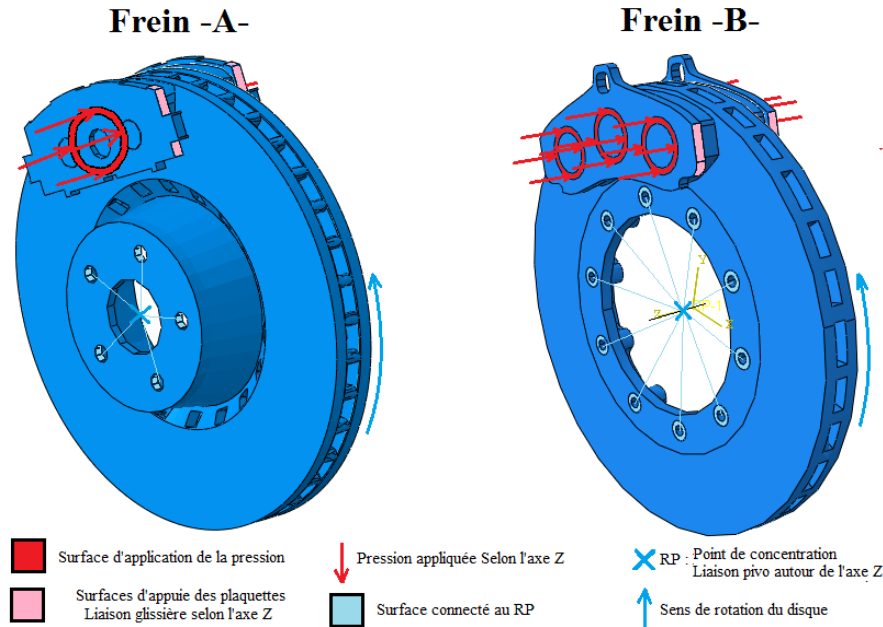


Figure V-4 - Conditions aux limites

V.2.5.1. Au niveau des Plaquettes

Comme condition initiale, nous maintenons les bords des plaquettes en ne laissant qu'un seul degré de liberté de glissement selon l'axe Z (perpendiculaire à la surface de frottement).

Puis au premier STEP, nous appliquons une pression hydraulique constante sévère de 50 bar au niveau de la surface qui représente le contact de la plaquette avec le(s) piston(s) et l'étrier mobile (Frein-A-). La pression est donc maintenue constante sur les plaquettes au second STEP du modèle.

V.2.5.2. Au niveau du disque

Nous créons un point référence de contrainte au niveau de l'axe du disque de frein, nous relierons le point aux surfaces du disque qui seront en réalité au contact avec le moyeu (Frein -A-) ou avec le deuxième corps de fixation du disque (Frein -B-).

Comme condition initiale, nous éliminons tous les degrés de liberté du disque à travers le point référence sauf la rotation autour de son axe de rotation.

Au deuxième STEP, nous appliquons une rotation à vitesse constante au disque à travers le point référence.

V.2.6. Conditions initiales

En plus des degrés de libertés imposés au disque et aux plaquettes comme conditions aux limites au STEP initial, nous appliquons aussi comme condition initiale une température égale à 25°C à l'ensemble des pièces considérées dans les deux freins étudiés.

		Frein -A-			Frein -B-		
		Plaquettes	Garnitures	Disque	Plaquettes	Garnitures	Disque
STEP initial	Température (°C)	25			25		
	Degrés de liberté	$\begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ Tz & 0 \end{pmatrix}$	Liée à la plaquette	$\begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & Rz \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ Tz & 0 \end{pmatrix}$	Liée à la plaquette	$\begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & Rz \end{pmatrix}$
STEP 1	Pression (bar)	50		/	50		/
STEP 2	Rotation (Rad)			64		120	
		Tz : translation possible selon l'axe Z.			Rz : rotation possible autour de l'axe Z.		

Tableau V-5 - Conditions aux limites et initiales

V.2.7. Interactions

V.2.7.1. Interaction Disque/Garnitures

Nous introduisons dans les deux surfaces de frottement entre le disque et les garnitures pour les deux freins étudiés :

- Un coefficient de frottement que nous supposons constant pour chaque couple du matériau étudié, afin de n'avoir que des variations qui sont provoquées par la température.
- Une valeur de la conductance thermique qui représente la présence d'un film de 10 µm du 3^{ème} corps ayant une conductivité thermique de 0,07 W.m⁻¹.K⁻¹ [91].
- L'option génération de chaleur, qui permet de générer implicitement la chaleur entre les éléments de surfaces en frottement (Equation I-11).

V.2.7.2. Interaction Garnitures/Plaquettes

Nous créons une liaison d'adhérence parfaite entre les garnitures et les plaquettes. Cette liaison représente le collage des garnitures sur les plaquettes, et ainsi la séparation entre elles n'est pas permise.

V.2.7.3. Interaction Corps/Milieu

Nous introduisons dans le modèle pour les deux freins étudiés l'interaction entre les différents corps considérés dans le modèle avec le milieu. Ces interactions sont la convection et le rayonnement avec le milieu dont la température est de 25°C.

Le disque étant en rotation pendant le deuxième STEP, il est soumis à une convection forcée ; cette dernière a été étudiée précédemment par l'outil Flow Simulation de SolidWorks® pour les deux disques considérés et cela pour chacun des matériaux étudiés. Nous avons ainsi extrait le coefficient moyen de transfert de chaleur par convection pour chacune des différentes surfaces des disques aux vitesses considérées de rotation des disques dans le modèle.

L'ensemble des pièces considérées évacuent la chaleur par rayonnement, même si cette dernière est très faible par rapport à la chaleur évacuée par convection, le coefficient de transfert par rayonnement a été introduit au modèle pour l'ensemble des pièces pour être plus fidèle à la réalité du refroidissement des principaux organes du freinage.

V.2.7.4. Interaction avec les corps non considérés

Les surfaces d'application des conditions aux limites [Figure V-4] représentent en fait un contact entre les pièces considérées avec des pièces non considérées avec lesquelles il y a certaines interactions que nous devons prendre en compte dans notre modèle.

Les plaquettes sont en contact d'une part avec les pistons qui lui transmettent la pression hydraulique et, d'autre part, avec l'étrier du frein qui ne permet qu'un degré de liberté de glissement. Ainsi, il y a une évacuation de la chaleur par conduction entre les plaquettes et les pistons et entre les plaquettes et l'étrier.

Le disque est en contact avec le moyeu dans le cas du Frein -A-. Ce dernier transmet la rotation au disque mais il y a également une chaleur qui est évacuée par conduction vers le moyeu. La couronne de friction du disque (Frein -B-) est boulonnée avec le corps de liaison et la chaleur est donc évacuée vers ce corps par conduction.

Nous résumons dans le (Tableau V-6) les différentes valeurs des interactions entre les corps considérés qui sont en contact, entre ces corps et le milieu ainsi que les corps non considérés dans les modèles étudiés.

	Plaquettes vs Garnitures	Garnitures vs Disque	Plaquettes et Garnitures vs Milieu	Disque vs Milieu	Disque vs Moyeu	Plaquettes vs Etrier
Contact	liées parfaitement	0.35	/	/	/	/
Conductance (W/K)	106	106	/	/	106	106
Convection [W/(mm ² .K)]	/	/	15	Tableau V-7	/	/
Rayonnement [W/(mm ² .K)]	/	/	0.8	Tableau V-7	/	/

Tableau V-6 - Interactions globales entre les organes des freins et le milieu

Les différents disques de frein étudiés se refroidissent pendant le frottement par convection forcée et par rayonnement. Le coefficient d'échange par rayonnement introduit dans le modèle pour chaque matériau de disque est obtenu par la bibliographie. Quant au coefficient de convection introduit, il a été obtenu pour chacun des deux disques étudiés par une simulation numérique par l'outil Flow Simulation de SolidWorks®. Le coefficient de transfert par convection forcée dépend des propriétés physiques du milieu atmosphérique ainsi que de la dynamique et de la géométrie du disque en question. Etant donné que la convection forcée a un rôle important dans la variation et la répartition de la température, nous allons considérer des coefficients moyens spécifiques à chaque surface pour chacune des deux géométries de disques étudiées.

- Conditions de refroidissement :
- Fluide : Air (25 °C).
- Humidité 50 %.
- Densité d'aire 1kg/m³.
- Ecoulement laminaire et turbulent.
- Rugosité surfaces 50 µm.

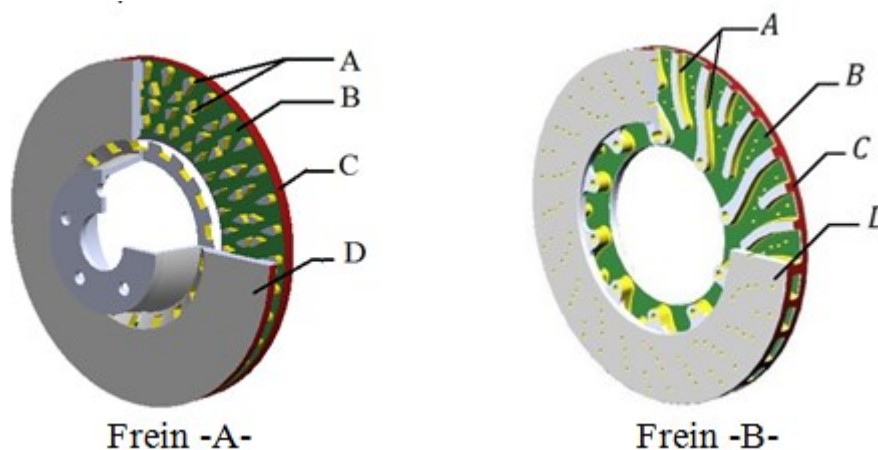


Figure V-5 - Regroupement des surfaces des disques

Coefficients d'échange.		Frein -A-			Frein -B-		
		FG15 0	FG300	INOX	SiC/6061 Al	A359/SiC 20p	C/C-SiC
Rayonnement [W/(mm ² .K)]		0.2	0.2	0.15	0.65	0.2	0.85
Convection [W/(mm ² .K)]	Surface A	33			38		
	Surface B	27			45		
	Surface C	45			69		
	Surface D	37			49		

Tableau V-7 - Coefficients de convection et de rayonnement des disques de frein

V.3. Résultats et discussions

V.3.1. Résultats du frein à disque métallique (Frein -A-)

Dans le système de freinage à étrier mobile (Figure I-5) étudié pour le Frein -A-, la pression est appliquée par un piston sur l'une des plaquettes et contrée par l'étrier. Ainsi, une comparaison sera faite entre les deux surfaces de frottement en terme de variation et répartition de la température et de la pression de contact.

V.3.1.1. Température

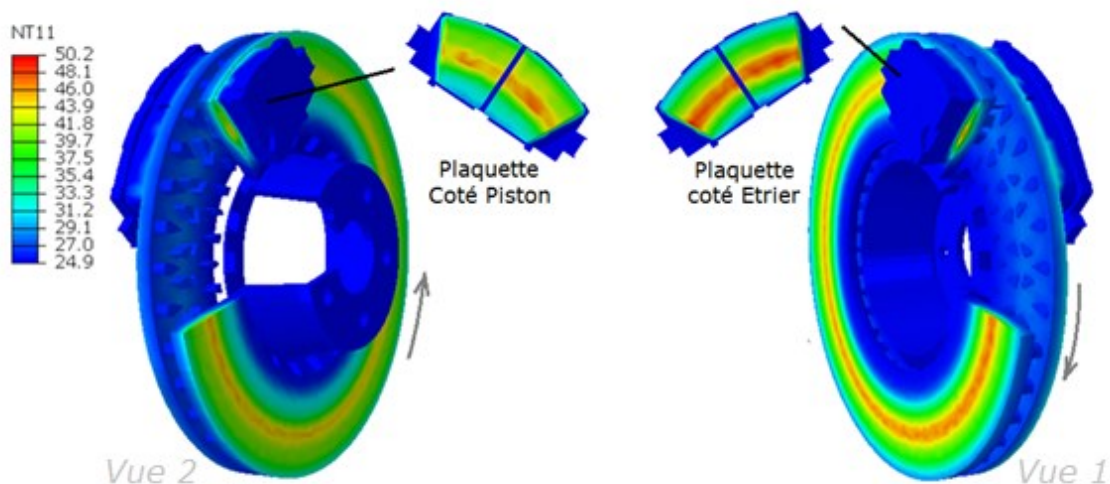


Figure V-6 - Champs de température (Frein -A-)

Le champ de température au niveau des surfaces de frottement du disque est sous forme d'un sillage étroit concentré au niveau du rayon moyen de frottement, intense à la sortie de la surface de frottement puis il diminue en s'éloignant des garnitures. Cette diminution est due au refroidissement par convection forcée et par rayonnement du disque. On observe aussi, malgré la courte séquence de frottement, que l'échauffement atteint légèrement le cœur du disque au niveau des ailettes et cela est dû à la diffusibilité thermique du disque en FGL 150.

Au niveau des garnitures, il y'a présence du même sillage observé sur le disque, concentré au voisinage du rayon moyen de frottement, légèrement plus intense au niveau du bord d'attaque.

On enregistre à la fin du frottement un échauffement relativement plus important au niveau de l'interface de frottement qui correspond à la plaquette pressée par l'étrier.

Nous étudions la variation de la température au niveau d'un nœud (sur lequel nous observons la température à la fin du frottement) pour chacune des deux surfaces de frottement du disque. Nous étudions aussi la variation de la température maximale au niveau des surfaces de frottement des deux garnitures (Figure I-1).

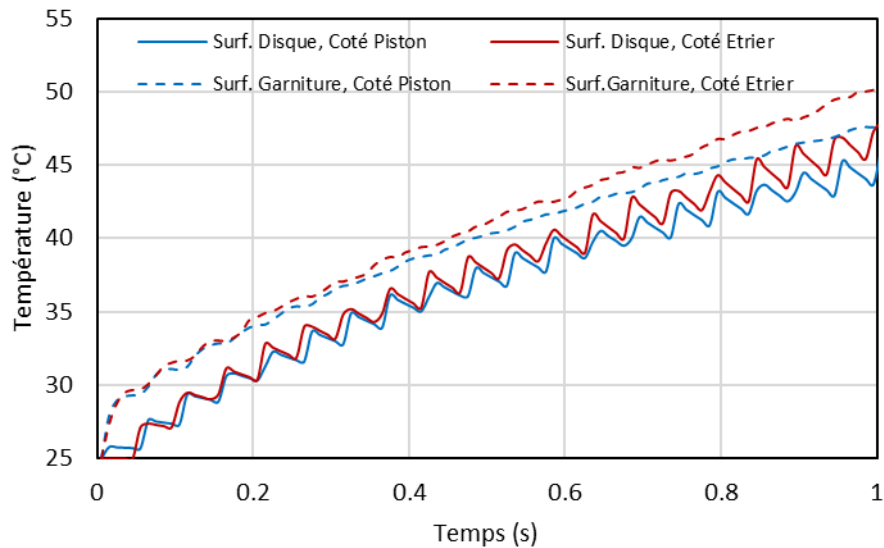


Figure V-7 - Variation de la température (Fein -A-)

La tendance générale des courbes de température a une forme logarithmique. Les deux courbes qui représentent la variation de la température au niveau des surfaces du disque de frein ont une forme de dents de scie, chacune de ces dents représente un cycle de frottement dans lequel il y a pour chacun des nœuds de la surface de frottement du disque une phase ascendante d'échauffement et une phase descendante de refroidissement par convection forcée et par rayonnement. La configuration des ailettes de refroidissement en forme de crampons favorise le refroidissement du disque et participe à stabiliser la température surfacique du disque dès les premiers instants du frottement, chose que nous n'avons pas observée dans les cas du frottement Pion/disque.

On remarque qu'il y a un écart permanent de 2 °C entre la température enregistrée au niveau des surfaces des garnitures et celle enregistrée au niveau des surfaces du disque. Cet écart se traduit d'une part, par la grande différence entre la diffusibilité thermique entre le matériau du disque (FGL 150) et le matériau de garniture (Composite C/C) et d'autre part, par la présence d'une résistance thermique considérée dans le modèle, qui traduit la présence du troisième corps dans la réalité du contact.

On remarque aussi la présence d'un écart entre la température de l'interface de frottement du côté du piston et de l'interface du côté de l'étrier. Cet écart a tendance d'augmenter au fur et à mesure du frottement pour atteindre au bout d'une seconde de frottement les 2° C.

Pour comprendre cet écart de température enregistré entre les deux interfaces de frottement, il est nécessaire d'explorer la variation et le champ de pression de contact pendant le frottement.

V.3.1.2. Pression de contact

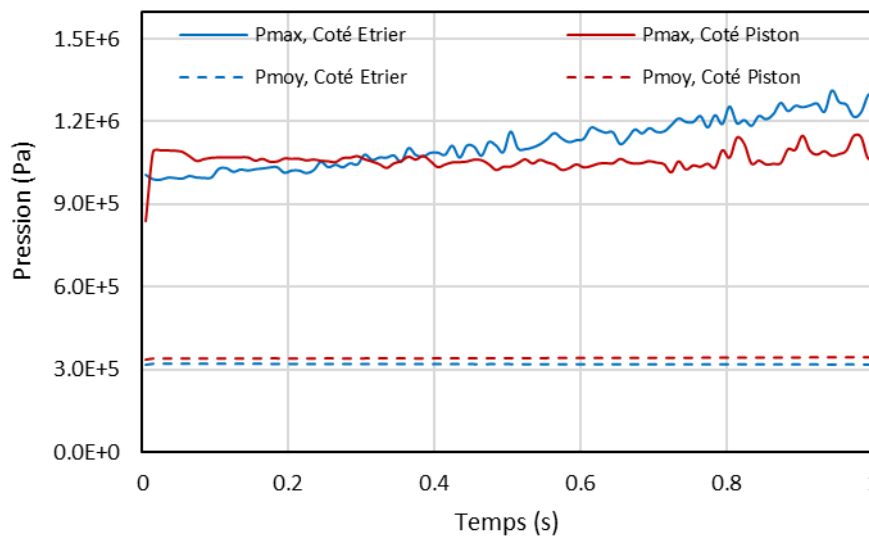


Figure V-8 - Variation de la pression de contact (Frein -A-)

Nous observons (Figure V-8) une certaine stabilité dans la variation de la pression maximale dans la surface de frottement de la première garniture qui est du côté du piston. Mais dans le cas de la seconde garniture qui est du côté de l'étrier mobile, on observe clairement une courbe ascendante avec une augmentation de 25 % de la pression maximale initiale, avec une différence à la fin de la courte séquence de frottement d'une pression maximale supérieure de 20 % que de celle observée au niveau de la surface de la première garniture du côté du piston.

La pression moyenne est relativement constante pour les deux cas de frottement, avec une pression moyenne supérieure de 8 % dans le cas de la garniture du côté du piston que celle de la garniture du côté de l'étrier mobile.

Pour expliquer les différences observées dans les variations de la pressions moyenne et la pressions maximale entre la garniture du côté du piston et celle du côté de l'étrier, nous devons explorer le champ de pression aux instants initial et final dans les surfaces de frottement des garnitures.

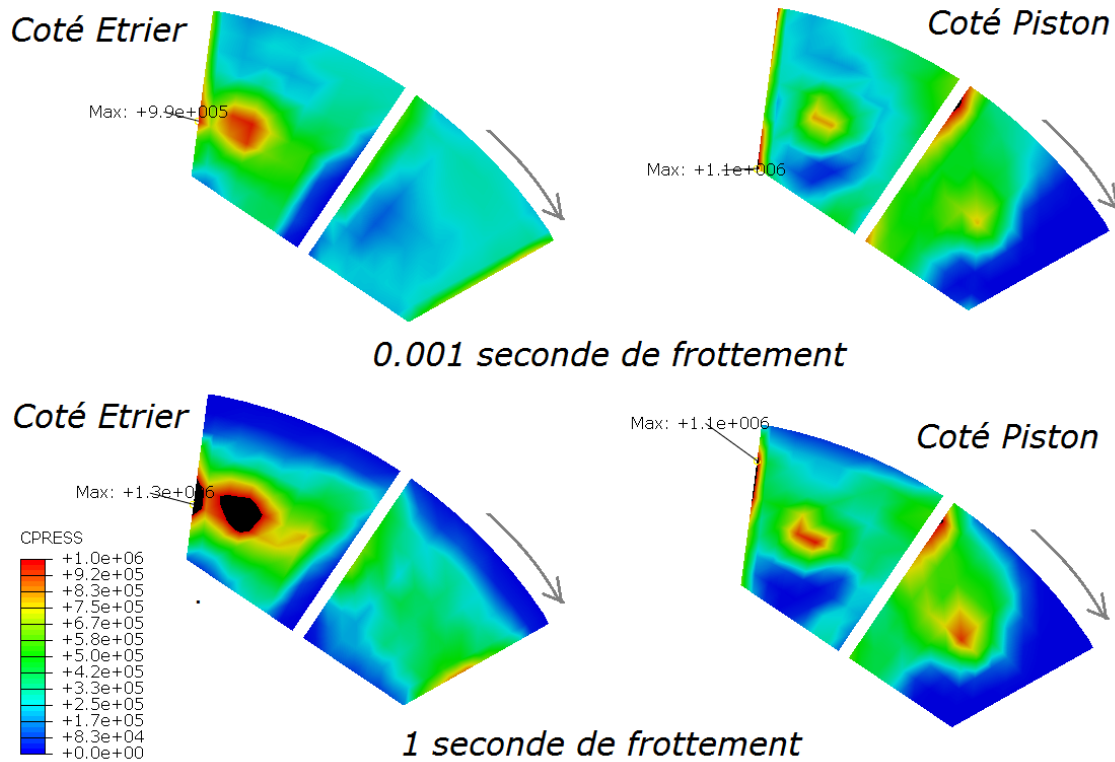


Figure V-9 - Champ de pression au niveau des surfaces des garnitures (Frein -A-)

On observe clairement que le champ de pression est assez large au début du frottement dans la surface de la garniture qui est du côté de l'étrier, mais ce champ se rétrécit à la fin du frottement où on enregistre la plus grande valeur dans le bord d'attaque de la garniture. En contrepartie la pression de contact dans la surface de frottement de la garniture qui est du côté du piston n'est pas parfaite et ne couvre qu'une partie de la seconde parcelle de la surface de frottement de la garniture.

Ce changement observé dans la concentration de la pression de contact dans les surfaces de frottement des deux garnitures est lié à la seule variable du modèle qui est la température. Cette dernière participe indirectement à l'augmentation de la pression maximale de contact par l'effet de la dilatation thermique.

V.3.1.3. Contraintes dans les disques :

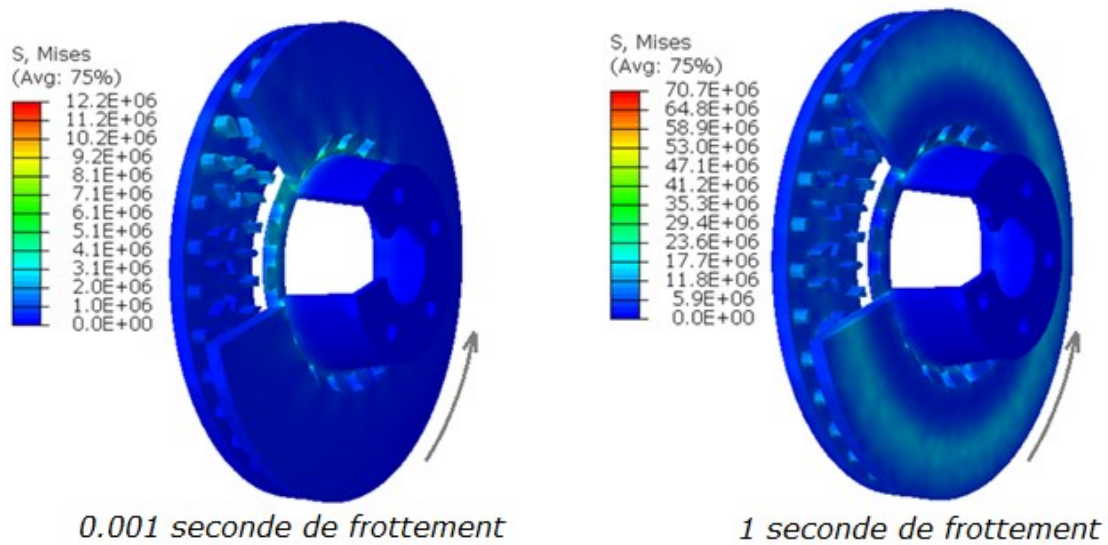


Figure V-10 - Champ de contraintes Von-Mises dans le disque (Frein -A-)

Au début du frottement, le disque de frein est soumis à un chargement purement mécanique qui consiste en la rotation du disque au tour de son axe, à la pression et au frottement des garnitures qui sont à leurs tour soumises à une pression dans la direction de l'axe du disque. Le champ de contrainte se manifeste à cet instant au niveau des crampons qui se positionnent entre les garnitures.

A la fin du frottement, la contrainte maximale augmente à 70 MPa et on observe la présence d'un champ de contrainte au niveau de la surface de frottement du disque à l'image du sillage observé dans le champ de température (Figure V-6). Ces contraintes observées à la fin du frottement sont dues principalement à la dilatation thermique en plus du chargement purement mécanique.

Ainsi, un échauffement de 25 °C a permis l'augmentation de 5,8 fois la contrainte équivalente Von-Mises pour atteindre 55 % de sa limite élastique.

V.3.1.4. Couple de freinage :

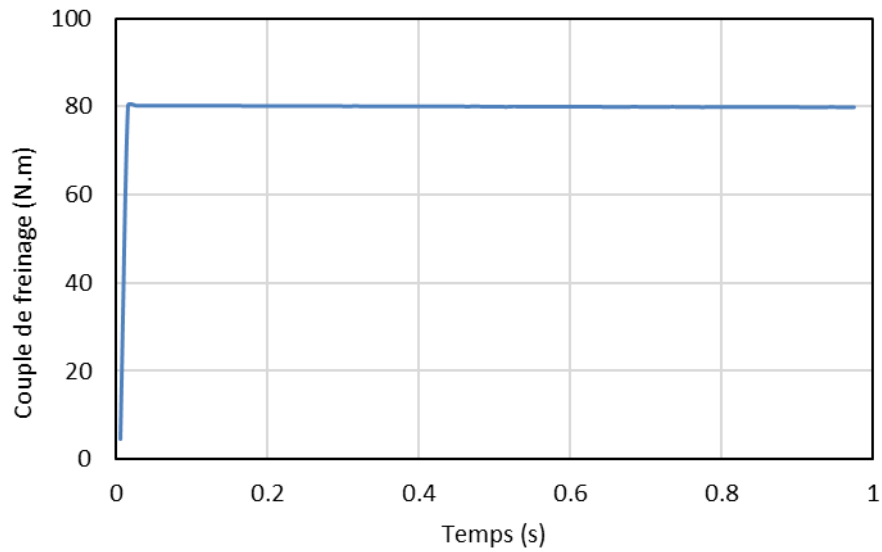


Figure V-11 - Couple de freinage (Frein -A-)

On observe clairement que le couple de freinage enregistré dans le cas du Frein -A- est stable à 80 N.m. Cette stabilité est logique étant donné que la pression appliquée est constante et que le coefficient de frottement affecté au modèle ne dépend pas de la température, même si ce n'est pas le cas dans la réalité du frottement.

V.3.2. Résultats du frein à disques composites (Frein -B-) :

V.3.2.1. Température :

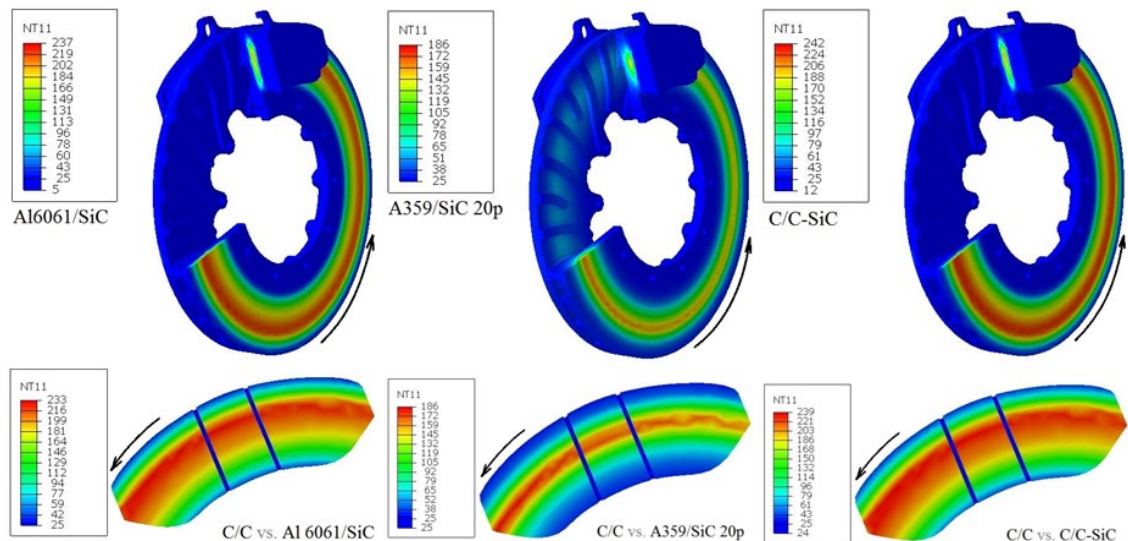


Figure V-12 - Champ de température au niveau (Frein -B-)

Nous constatons que dans les trois disques étudiés, le champ de température forme un sillage au niveau de la piste de frottement ; ce sillage est intense à la sortie du contact du disque avec la garniture, puis il diminue en s'éloignant de la zone de contact et cela s'explique par le refroidissement de la surface du disque par convection forcée et par rayonnement.

Le champ de température est concentré près du périmètre extérieur de la piste de frottement, cela s'explique par le flux de chaleur généré par frottement, qui est relié à la vitesse linéaire de frottement, cette dernière étant proportionnelle au rayon.

Le sillage dans les disques en Al6061/SiC et C/C-SiC est plus large que celui du disque en A359/SiC 20p, en conséquence à la faible conductivité thermique qui provoque une faible pénétration de la chaleur dans le cœur du disque et favorise un échauffement plutôt surfacique. Par contre, la surface de frottement du disque en A359/SiC 20p a une température moindre de ~21% que celle des deux autres disques.

Au niveau des garnitures, on observe le même sillage que celui observé dans les disques, avec une légère différence de températures maximales entre les disques et les garnitures à certains instants.

On extrait la variation de la température des nœuds dont on a enregistré la température maximale en fin de frottement au niveau des surfaces de frottement des disques et des garnitures et pour les trois cas de frottement étudiés du Frein -B-.

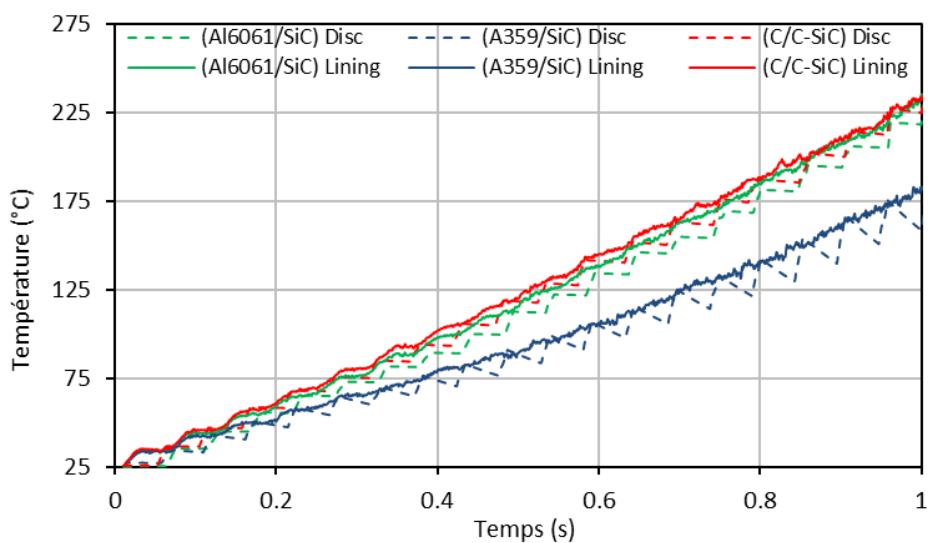


Figure V-13 - Variation de la température du niveau des surfaces des disques et garnitures (Frein -B-)

La variation de la température dans les nœuds de chacun des disques étudiés est en forme de paliers, chaque palier correspond à un cycle de frottement. La première courte partie ascendante correspond à la phase d'échauffement par frottement et la seconde partie descendante correspond à la phase de refroidissement par convection forcée et par rayonnement.

La pente de la partie ascendante qui représente l'échauffement a la même inclinaison pour les trois disques étudiés, car le frottement de ces derniers génère la même chaleur par les mêmes conditions dynamiques de frottement ; or la pente de la seconde phase de refroidissement est différente pour les trois disques à cause de la spécificité des propriétés thermiques de chaque matériau des trois disques.

Les courbes de la variation de la température au niveau des nœuds des garnitures de frein ont des ondulations au début du frottement dont chacune représente un cycle de frottement. Ces ondulations représentent l'entassement du sillage de température de chaque cycle sur celui du précédent.

V.3.2.2. Pression de contact :

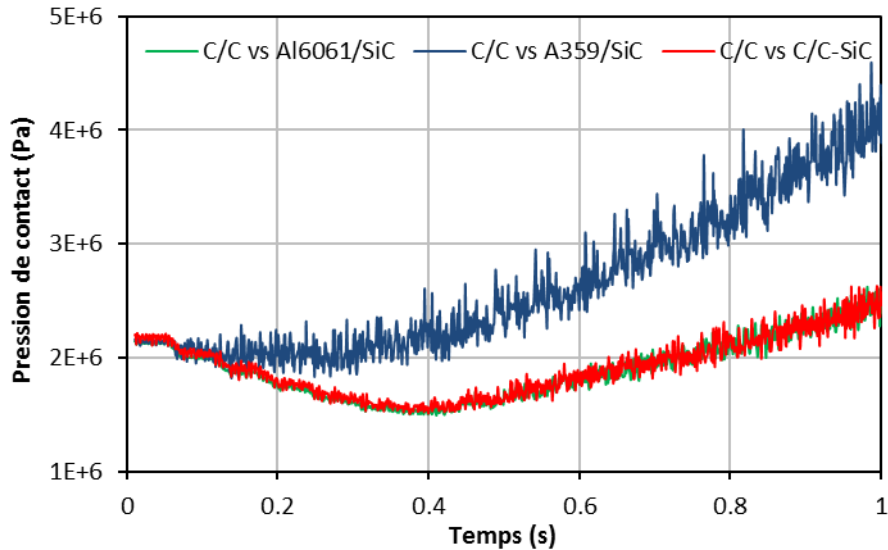


Figure V-14 - Variation de la pression maximale de contact dans la surface de frottement des garnitures (Frein -B-)

Nous avons analysé la variation de la pression au niveau des éléments qui se trouvent dans les surfaces de frottement des garnitures pour chacun des cas étudiés, et nous avons tracé dans la Figure V-14 la variation maximale pour chacun des trois cas de frottement du Frein -B-.

On observe que la pression maximale de contact diminue dans une première phase avant 0.4 s, puis augmente dans une seconde phase pour les deux cas de frottement des garnitures organiques C/C contre les disques en C/C-SiC et Al6061/SiC.

Quant au cas du frottement des garnitures contre le disque en A359/SiC p20, il connaît plutôt une seule phase d'augmentation de la pression maximale de frottement pour atteindre une pression de contact relativement supérieure (de ~15%) aux pressions de contact enregistrées pour les deux premiers cas.

Pour comprendre les différentes phases observées de la variation de la pression de contact ainsi que la cause de la grande valeur de pression enregistrée dans le dernier cas cité de frottement, on doit observer le champ de pression au niveau des garnitures dans l'instant initial (0.001 s) l'instant de changement de phase (0.4 s) et l'instant final (1 s).

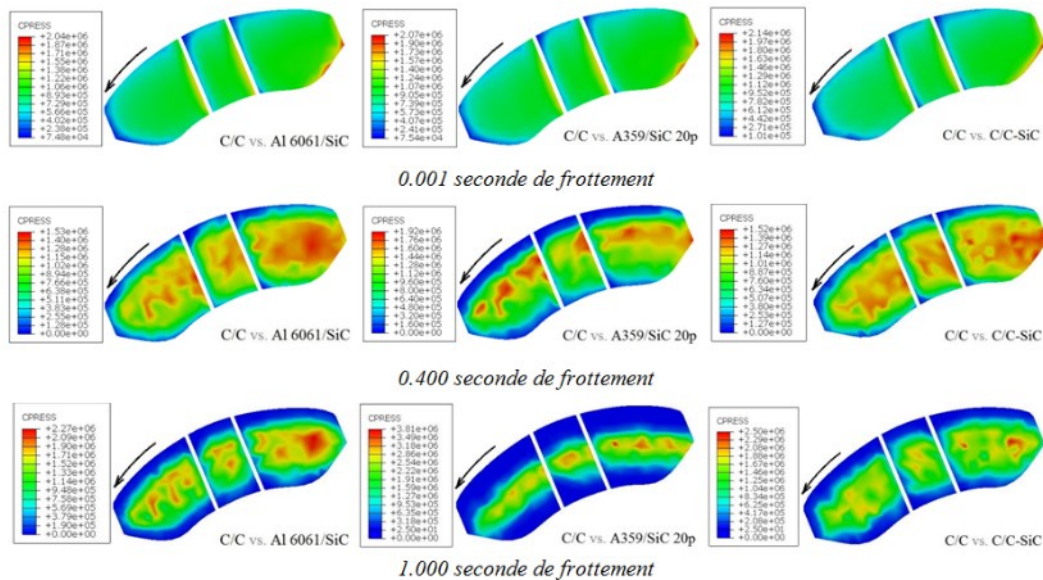


Figure V-15 -Champs de pression de contact au niveau des garnitures (Frein -B-)

Il est clair qu'au début du frottement (0.001 s), la pression de contact est concentrée dans le bord d'attaque de la surface de frottement de chacune des garnitures pour les trois cas de frottement, avec des valeurs maximales de pressions relativement proches et qui sont comprises entre 2,04 à 2,14 MPa à cet instant initial.

Pendant la première phase de frottement et jusqu'à l'instant de 0,4 s, la pression de contact diminue de 25% pour les deux cas de frottement des garnitures organiques C/C contre les disques céramiques Al6061/SiC et C/C-SiC ; cette diminution s'accompagne par une autre répartition de la pression de contact avec une concentration assez étendue

au milieu des trois parcelles de surface de frottement des garnitures. Etant donné que la vitesse et la charge appliquées pendant le frottement sont constantes, la variation de la pression de contact est causée principalement par la température, cette dernière provoque des dilatations qui font déformer les surfaces de frottement et par conséquent provoquent la diminution de la pression maximale au niveau des surfaces des garnitures.

Dans la seconde phase, la valeur de la pression de contact maximale augmente et se concentre au milieu des surfaces de frottement des garnitures selon la forme du sillage de la température observé dans la Figure V-12. L'absence des deux phases pour le cas du frottement des garnitures contre le disque céramique A359/SiC p20 ainsi que la grande valeur de la pression de contact atteinte à la fin du frottement s'expliquent par le passage direct de la concentration de la pression au niveau du bord d'attaque au début du frottement à une concentration étroite au milieu de la surface des garnitures à l'image du sillage de la température (Figure V-12).

V.3.2.3. Contraintes dans les disques

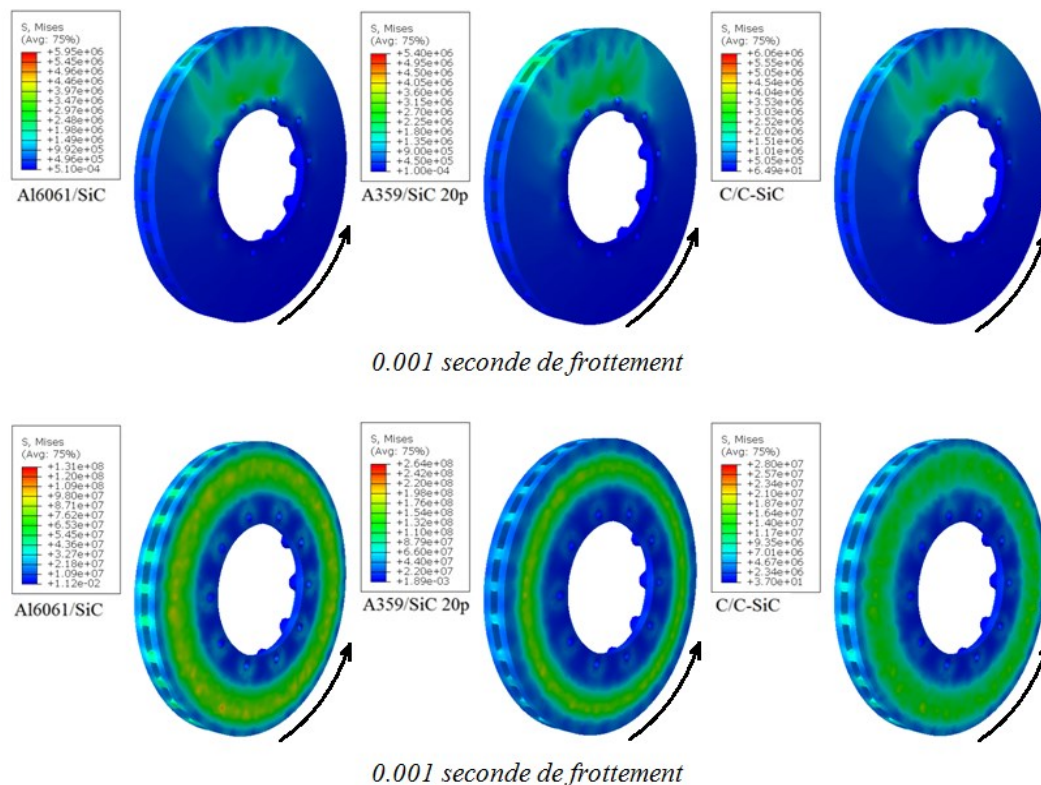


Figure V-16 - Champs des contraintes équivalentes Von-Mises au niveau des disques (Frein -B-)

Dans les tous premiers instants de frottement, chacun des trois disques étudiés est

soumis à des sollicitations de frottement purement mécaniques. Le champ des contraintes équivalentes Von-Mises est concentré au niveau de la partie du disque qui frotte contre les garnitures avec la manifestation de l'empreinte des ailettes sur le champ de contraintes au niveau de la surface de frottement.

Dans une seconde phase, l'échauffement du disque provoque des déformations qui sont dues à la dilatation thermique. Cette dernière participe, en plus des sollicitations mécaniques (Pression et vitesse de rotation constantes), à créer un champ de contrainte à l'image du champ de température, assez large pour les deux disques en Al6061/SiC et en C/C-SiC et relativement étroit pour le disque en A359/SiC 20p.

Les contraintes augmentent considérablement pendant le frottement pour atteindre 131 MPa pour le disque en Al6061/SiC et 264 MPa pour le disque en A359/SiC 20p sous l'effet de la température et de la dilatation thermique, nous enregistrons cependant une très faible valeur de 28 MPa pour le cas du disque en C/C-SiC à la fin du frottement.

V.3.2.4. Couple de freinage :

Nous rappelons que dans le modèle du frein -B- étudié, nous avons supposé un coefficient de frottement constant pour les trois couples de matériaux étudiés, nous avons aussi imposé une même pression constante sur les plaquettes pendant la phase de frottement et nous avons maintenu constante la vitesse de rotation des disques pour les trois cas étudiés du frein -B-, cela dans l'intérêt de voir l'influence de l'échauffement sur la variation du couple de freinage à travers cette étude.

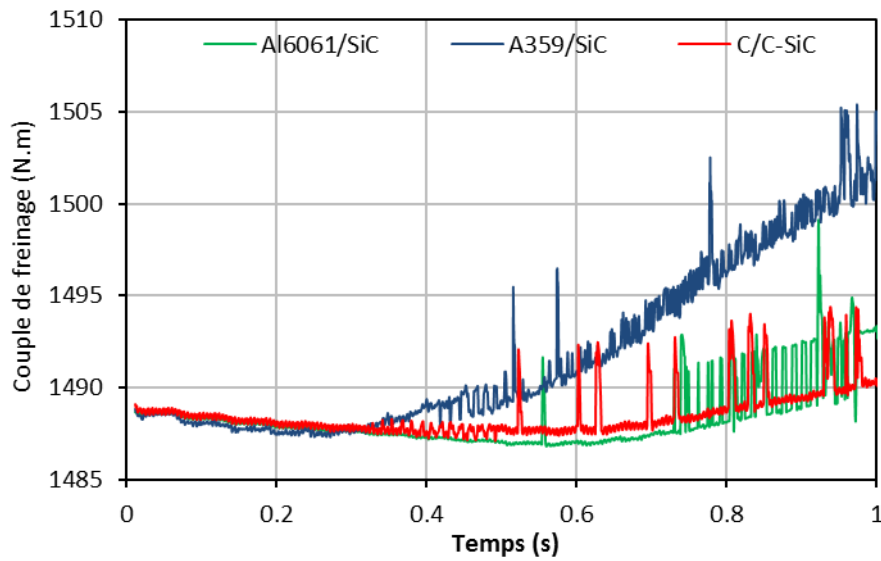


Figure V-17 - Variation du couple de freinage (Frein -B-)

On voit dans le graphe une légère variation du couple de freinage enregistrée dans le cas du freinage du C/C contre le disque céramique A359/SiC 20p, le couple de freinage augmente dans ce cas de 1,2 % pendant cette phase. Dans les deux autres cas la variation est quasi nulle.

Même si la variation observée est relativement légère, il est clair que le champ de la pression de contact et la variation de sa concentration sous l'effet de la température n'influent pas seulement sur les dégradations et la durée de vie des corps en frottement mais aussi sur la constance du couple de freinage et par conséquent sur les performances du frein.

V.4. Conclusion

Nous avons repris dans ce chapitre, le modèle de simulation par MEF appliqué sur le frottement Pion/Disque (Chapitre III) et validé par l'étude expérimentale du frottement Pion/Disque (Chapitre II) pour l'appliquer au frottement du freinage à disque. Nous avons choisi deux différentes conceptions de frein à disque, la première conception représente un système de freinage à disque métallique doté d'un étrier mobile et la seconde représente un frein à disque composite doté d'un étrier fixe.

Nous avons observé clairement dans les deux freins étudiés que la répartition et la variation de la température influencent grandement le champ de pression de contact aux niveaux des surfaces des garnitures. Le champ de température, sous forme d'un sillage plus au moins étroit, provoque des dilatations thermiques hétérogènes, qui déforment à leur tour les surfaces de frottement et influencent grandement le champ de pression de contact.

Les résultats du frein à disque métallique et à étrier mobile (Frein -A-) nous ont permis de comparer le champ et la variation de la température et la pression de contact au niveau des surfaces de frottement Disque/Garnitures et ainsi mettre l'accent sur l'influence de la forme d'application de la pression sur chaque plaquette par le système de freinage à étrier mobile. Nous avons ainsi pu constater que la garniture du côté de l'étrier subit un plus grand échauffement et enregistre une plus grande valeur de la pression maximale de contact en comparaison avec la garniture du côté du Piston.

Les résultats de l'étude comparative du frein à disque composite et à étrier fixe (Frein -B-) nous ont permis de mettre l'accent sur l'importance de la répartition de la température au niveau des pistes de frottement, car cette répartition influence grandement le champ de pression ; plus le sillage de la température est large moins la concentration de pression de contact est importante et moins on a d'usure.

Parmi les trois disques à céramique étudiés (Frein -B-), le disque composite à matrice organique C/C-SiC a eu le meilleur comportement thermomécanique en comparaison avec les disques composites à matrice métallique qui sont le Al6061/SiC et le A359/SiC p20. Même si nous avons enregistré le plus faible échauffement sur le A359/SiC p20, il a eu le plus mauvais champ de pression de contact, cela est dû

indirectement à la mauvaise répartition de la température dans ce cas, sous forme d'un sillage relativement étroit au niveau de ses pistes de frottement.

Concernant la variation du couple de freinage dans le cas du Frein -A-, nous avons observé une stabilité tout au long du frottement, contrairement au cas de frottement (relativement plus sévère) du Frein -B- où nous avons observé une faible variation dans le couple de freinage de la même forme que la variation de la pression maximale de contact avec le même bruit de fréquence ~ 300 Hz. Ce bruit est dû à des ondulations qui se sont formées au niveau des surfaces de frottement du frein -B- par trente (30) ailettes de refroidissement qui sont à l'intérieur du disque. Les traces des ailettes ont été observées aussi dans le champ de contraintes au début du frottement (Figure V-16) au niveau des surfaces du disque du Frein -B-.

Le champ de contraintes au début du frottement est purement mécanique et il est concentré dans le disque au niveau des garnitures avec la manifestation de l'empreinte des ailettes au niveau de la surface de frottement surtout dans le cas du Frein -B-. Avec l'échauffement du disque, le champ de contrainte change de forme et augmente considérablement au bout d'une seconde de frottement, pour enregistrer une augmentation de contraintes équivalentes Von-Mises (au bout d'une seconde de frottement par rapport au premier incrément de frottement) de :

- 5,8 fois pour le cas du disque en FGL150 du Frein -A- ;
- 22 fois pour le cas du disque en Al6061/SiC du Frein -B- (Echauffement 212 °C) ;
- 48 fois pour le cas du disque en A359/SiC p20 du Frein -B- (Echauffement 161 °C) ;
- 4,6 fois pour le cas du disque en C/C-SiC du Frein-B- (Echauffement 217 °C) ;

Malgré les conditions sévères de frottement, le disque en composite C/C-SiC a fait preuve du meilleur comportement thermomécanique et d'un grand potentiel à résister à des conditions de frottement encore plus sévères que celles proposées dans cette étude.

CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES

La reproduction de l'étude expérimentale du frottement pion/disque par une simulation thermomécanique par la méthode des éléments finis en utilisant le code de calcul Abaqus nous a permis, d'une part, de valider le modèle numérique proposé en terme de variation et de répartition de la température et, d'autre part, de comprendre certains phénomènes tribologiques. La variation de la hauteur du pion mesurée expérimentalement reflète non seulement la perte de matière par usure mais elle englobe une course permanente pendant le frottement entre la dilatation thermique et l'usure abrasive. Nous avons ainsi combiné les variations des hauteurs des pions extraits de la simulation numérique (reflétant la dilation thermique) avec les mesures expérimentales pour déduire les variations des hauteurs des pions causés par usure abrasive.

La reproduction du frottement pion bombé/disque par un modèle MEF thermoplastique à l'échelle de la rugosité et dans les conditions expérimentales nous a permis de voir les températures flashes qui se sont manifestées à l'échelle de la rugosité ainsi que la déformation plastique des sommets des aspérités pendant une courte séquence de frottement. Les traces de ces déformations plastiques ont été observées suite à l'analyse par le MEB de l'empreinte du frottement du pion bombé.

L'application du modèle de simulation par la MEF en utilisant le code de calcul ABAQUS/Implicite au cas de frottement des freins à disque (à étriers fixe et mobile) nous a permis de comprendre l'influence de la répartition et la variation de la température sur la variation et le champ de pressions de contact aux niveaux des surfaces de frottement des garnitures et aussi le champ de contraintes au niveau du disque. Nous avons pu ainsi voir des phénomènes dont certains sont difficiles à observer expérimentalement dans ces conditions sévères de frottement, tels que :

- ✓ Le champ de température aux niveaux des surfaces de frottement du disque et des garnitures ;
- ✓ La variation du champ de contraintes au niveau du disque sous l'effet de la température et de la configuration des ailettes du disque ;
- ✓ La variation du champ de pression aux niveaux des surfaces de frottement des garnitures sous l'effet de la température et de l'architecture de l'étrier ;

- ✓ La variation du couple de freinage sous l'effet de la température et le bruit au niveau de la courbe du couple de freinage sous l'effet de l'architecture des ailettes de refroidissement.

Ce modèle proposé peut donc aider les concepteurs des systèmes de freinage dans le choix des matériaux des organes de friction ainsi qu'à l'amélioration et au développement de l'architecture du disque, des plaquettes et de l'étrier pour un comportement thermomécanique et tribologique optimal des organes de friction.

Comme perspective, nous espérons développer le modèle thermomécanique du frottement sec à l'échelle macroscopique, en considérant la perte irréversible de matière par usure abrasive, et le confronter à d'autres résultats expérimentaux. On prévoit aussi d'adapter le modèle numérique aux mécanismes de freinage utilisés dans les autres domaines de transport (ferroviaire, aéronautique...) et aussi l'adapter aux systèmes d'embrayage.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] N. Bukowiecki, P. Lienemann, M. Hill, M. Furger, A. Richard, F. Amato, A.S.H. Prévôt, U. Baltensperger, B. Buchmann, R. Gehrig, PM10 emission factors for non-exhaust particles generated by road traffic in an urban street canyon and along a freeway in Switzerland, *Atmospheric Environment*. 44 (2010) 2330–2340.
- [2] D. Wakeling, T. Murrells, D. Carslaw, J. Norris, L. Jones, The Contribution of Brake Wear Emissions to Particulate Matter in Ambient Air, *Ricardo Energy & Environment*. (2017).
- [3] J. Gelb, Disc brake debris connection system, US 8,191,691 B2, 2012.
- [4] H.R. Hertz, D.. Jones, G.. Schott, Miscellaneous papers, 1896.
- [5] E. Felder, Usure des polymères Étude expérimentale. Mécanique du contact, *Techniques de l'ingénieur Propriétés Générales Des Plastiques*. base docum (2005).
- [6] G. Inglebert, T. Da Silva Botelho, I. Lemaire Caron, Théorie du contact de Hertz Contacts ponctuels ou linéiques, *Techniques de l'ingénieur Surfaces et Thermomécanique Du Contact*. base docum (2011).
- [7] H.J. Mathieu, E. Bergmann, R. Gras, Traité des matériaux - Analyse et Technologie Des Surfaces, Lausanne, 2003.
- [8] J. Durand, V. Yastrebov, H. Proudhon, G. Cailletaud, Analyse du contact entre surfaces rugueuses par la méthode des éléments finis et par un nouveau modèle numérique, in: 10e Colloq Natl En Calc Des Struct, 2011: p. 8 p.
- [9] J. Boulanger, Tolérances et écarts géométriques et d'états de surface, *Techniques de l'ingénieur*. (1991).
- [10] M. Hamizi, H. Ait Aider, A. Alliche, N.E. Hannachi, Finite element method for the rising and the slip of column-plate base for usual connections, in: EPJ Web Conf, 2010: p. 09001p1-09001p9.
- [11] K. François, Méthodes duales pour les problèmes de contact avec frottement par, 2008.
- [12] L. Champaney, Contact unilatéral entre solides élastiques, in: 'Eléments Finis' Du DESS Dyn Des Struct Mod Dans Leur Environnement, 2001: pp. 1–19.
- [13] G. Chevallier, étude des vibrations de broutement provoquées par le frottement sec

- application aux systemes d'embrayage, Universite Paris Vi Pierre Et Marie Curie THESE, 2005.
- [14] M. Cartier, P. Kapsa, Usure des contacts mécaniques - Problématique et définitions, *Techniques de l'Ingénieur*. 33 (2001) 1–10.
- [15] N. Fillot, etude mécanique de l'usure Modélisation par Eléments Discrets des débits de troisième corps solide, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2004.
- [16] T.M.-L. Nguyen-Tajan, Modelisation thermomecanique des disques de frein par une approche eulerienne, ECOLE POLYTECHNIQUE, 2010.
- [17] Y. Berthier, Maurice Godet's Third Body, *Tribology Series*. 31 (1996) 21–30.
- [18] M. Renouf, Simulations numériques en tribologie - Contact sec et lubrification solide, *Techniques de l'ingénieur*. Frottement (2010) 1–4.
- [19] N. Fillot, I. Iordanoff, Y. Berthier, Modelling third body flows with a discrete element method a tool for understanding wear with adhesive particles, *Tribology International*. 40 (2007) 973–981.
- [20] D. Richard, I. Iordanoff, M. Renouf, Y. Berthier, Thermique des contacts glissants en présence de troisième corps solide, *d* (2007) 27–31.
- [21] Y. Berthier, H.P. Cao, V.H. Nhu, M. Renouf, A. Saulot, Tribologie numérique: couplage et dialogue entre méthodes discrète et continue, *9e Colloque National En Calcul Des Structures*. 1 (2009) 155–160.
- [22] H. Cao, Modelisation par éléments discrets rigides et/ou déformables des milieux granulaires et des troisiemes corps solides, *These de Doctorat, INSA-Lyon*. (2011) 2011–45.
- [23] V.-D. Nguyen, V. Magnier, J.-F. Brunel, P. Dufrénoy, P. Coorevits, Modélisation de la dissipation d'énergie d'un freinage par la Méthode des Éléments Discrets, *Colloque National En Calcul Des Structures*. CSMA 2011 (2011) 1–7.
- [24] J.-J. Carré, Technologie du freinage Organes de friction, *Techniques de l'ingénieur Transmission de Puissance Mécanique: Accouplement, Embrayage, Freinage*. base docum (2013).
- [25] Stéphane Gaston, La fonte dans tous ses états, *techno sans frontière*. technologi (2009) 6–13.
- [26] J. Guichard, Freinage à très hautes performances Exemple aéronautique, (n.d.).
- [27] vonRoll casting, Caractéristiques des produits ferreux, www.vonroll-casting.ch.

- (2008).
- [28] M. Hegger, Construire: atlas des matériaux, PPUR Presses polytechniques, 2009.
- [29] P. Millet, Diagramme de phases des alliages Fer-Carbone, (2010).
- [30] Pxpccimet SA, Acier Inoxydable pour les disque de frein, (2008).
- [31] L. JIANG, Y. JIANG, L. YU, N. SU, Y. DING, Thermal analysis for brake disks of SiC/6061 Al alloy co-continuous composite for CRH3 during emergency braking considering airflow cooling, *Transactions of Nonferrous Metals Society of China*. 22 (2012) 2783–2791.
- [32] C. Zhang, L. Zhang, Q. Zeng, S. Fan, L. Cheng, Simulated three-dimensional transient temperature field during aircraft braking for C/SiC composite brake disc, *Materials & Design*. 32 (2011) 2590–2595.
- [33] A. Belhocine, M. Bouchetara, Thermomechanical modelling of dry contacts in automotive disc brake, *International Journal of Thermal Sciences*. 60 (2012) 161–170.
- [34] W.S. Chung, S.P. Jung, T.W. Park, Numerical analysis method to estimate thermal deformation of a ventilated disc for automotives, *Journal of Mechanical Science and Technology*. 24 (2010) 2189–2195.
- [35] P. Hwang, X. Wu, Investigation of temperature and thermal stress in ventilated disc brake based on 3D thermo-mechanical coupling model, *Journal of Mechanical Science and Technology*. 24 (2010) 81–84.
- [36] S.-S. Kang, S.-K. Cho, Thermal deformation and stress analysis of disk brakes by finite element method, *Journal of Mechanical Science and Technology*. 26 (2012) 2133–2137.
- [37] A.L. Bulthé, Caractérisation expérimentale du contact frottant disque garniture sous sollicitations sévères de freinage. Prise en compte des interactions tribologie, thermique et physico-chimie., Ecole Centrale de Lille ; Université des Sciences et Technologie de Lille - Lille I, 2006.
- [38] J.-J. Carré, Théorie du freinage, B 5 570, Techniques de l'Ingénieur, 1989.
- [39] Y.C. Yang, W.L. Chen, A nonlinear inverse problem in estimating the heat flux of the disc in a disc brake system, *Applied Thermal Engineering*. 31 (2011) 2439–2448.
- [40] H. Zaidi, J. Frêne, Température du contact glissant, (2011).
- [41] Yves Debard, Méthodes des éléments finis : thermique, Université du Mans, 2011.

- [42] A. Belhocine, M. Bouchetara, Thermal analysis of a solid brake disc, *Applied Thermal Engineering*. 32 (2012) 59–67.
- [43] N. Fillot, I. Iordanoff, Y. Berthier, Modelling third body flows with a discrete element method—a tool for understanding wear with adhesive particles, *Tribology International*. 40 (2007) 973–981.
- [44] L. Jiang, Y. Jiang, L. Yu, N. Su, Y. Ding, Thermal analysis for brake disks of SiC/6061 Al alloy co-continuous composite for CRH3 during emergency braking considering airflow cooling, *Transactions of Nonferrous Metals Society of China*. 22 (2012) 2783–2791.
- [45] A. Belhocine, M. Bouchetara, Thermal behavior of full and ventilated disc brakes of vehicles, *Journal of Mechanical Science and Technology*. 26 (2013) 3643–3652.
- [46] A. Belhocine, W.Z.W. Omar, A numerical parametric study of mechanical behavior of dry contact slipping on the disc-pads interface, *Alexandria Engineering Journal*. 55 (2016) 1127–1141.
- [47] J. Flint, J. Hultén, lining-deformation-induced modal coupling as squeal generator in a distributed parameter disc brake model, *Journal of Sound and Vibration*. 254 (2002) 1–21.
- [48] A.B. Aghdam, M.M. Khonsari, On the correlation between wear and entropy in dry sliding contact, *Wear*. 270 (2011) 781–790.
- [49] A.R. AbuBakar, H. Ouyang, Wear prediction of friction material and brake squeal using the finite element method, *Wear*. 264 (2008) 1069–1076.
- [50] A. Belhocine, M. Bouchetara, Thermomechanical behaviour of dry contacts in disc brake rotor with a grey cast iron composition, *Thermal Science*. 17 (2013) 599–609.
- [51] A. Söderberg, S. Andersson, Simulation of wear and contact pressure distribution at the pad-to-rotor interface in a disc brake using general purpose finite element analysis software, *Wear*. 267 (2009) 2243–2251.
- [52] V.A. Yastrebov, J. Durand, H. Proudhon, G. Cailletaud, Rough surface contact analysis by means of the Finite Element Method and of a new reduced model, *Comptes Rendus Mécanique*. 339 (2011) 473–490.
- [53] U. Sellgren, S. Björklund, S. Andersson, A finite element-based model of normal contact between rough surfaces, *Wear*. 254 (2003) 1180–1188.
- [54] J.F. Jerier, J.F. Molinari, Normal contact between rough surfaces by the Discrete

- Element Method, *Tribology International*. 47 (2012) 1–8.
- [55] W. Pu, J. Wang, D. Zhu, Friction and flash temperature prediction of mixed lubrication in elliptical contacts with arbitrary velocity vector, *Tribology International*. 99 (2016) 38–46.
- [56] H.A. Abdel-Aal, Flash Temperature Theory, in: *Encycl Tribol*, Springer US, Boston, MA, 2013: pp. 1182–1194.
- [57] H.Z. Zaidi, J. Frêne, Température de l'interface des contacts glissants à sec, in: 19ème Congrès Fr Mécanique, 2009: pp. 1–6.
- [58] D. Varrica, F. Bardelli, G. Dongarrà, E. Tamburo, Speciation of Sb in airborne particulate matter, vehicle brake linings, and brake pad wear residues, *Atmospheric Environment*. 64 (2013) 18–24.
- [59] V. Roubicek, H. Raclavska, D. Juchelkova, P. Filip, Wear and environmental aspects of composite materials for automotive braking industry, *Wear*. 265 (2008) 167–175.
- [60] A. Haiahem, L. Flamand, J.L. Mansot, Compressional behaviour of a lubricant in a static contact under high pressure., *Acta Tribol.*, 3(1-2) (1995) 21–24.
- [61] E. Guillot, Etude expérimentale des transferts de chaleur à une interface pièce - outil de coupe, 2009.
- [62] S.H. Kim, H. Jang, Friction and Vibration of Brake Friction Materials Reinforced with Chopped Glass Fibers, *Tribology Letters*. 52 (2013) 341–349.
- [63] G. Colas, Utilisation raisonnée de contaminants pour caractériser la rhéologie des 1ers et 3ème corps solides : Application à la tribologie en ambiances spatiales, (2013).
- [64] Anne-Lise Bulthé, Caractérisation expérimentale du contact frottant disque-garniture sous sollicitations sévères de freinage. Prise en compte des interaction tribologie, thermique et physico-chimie, 2006.
- [65] D. Saïd, Etude de l'influence des paramètres tribologiques dans un contact Pion / Disque Procédure expérimentale, in: ACMA, Fez, Morocco, 2012: p. 6.
- [66] E. Felder, Usure des polymères Aspects thermiques et applications, *Techniques de l'ingénieur Matériaux et Tribologie*. base docum (2005).
- [67] M. Cartier, Usure des contacts mécaniques, *High Temperature*. (1997) 1–2.
- [68] O. Roussette, Y. Desplanques, G. Degallaix, Comportement tribologique et analyse du contact sous sollicitations thermiques sévères de freinage Résumé :

- Abstract :, in: 17ème Congrès Français de Mécanique, Troyes, 2005.
- [69] A.-L. Cristol-Bulthé, Y. Desplanques, G. Degallaix, Y. Berthier, Mechanical and chemical investigation of the temperature influence on the tribological mechanisms occurring in OMC/cast iron friction contact, *Wear*. 264 (2008) 815–825.
- [70] M. Gouider, Tribologie des composites Carbone/Carbone : Echelles et contributions relatives de la mécanique et de la physico-chimie, 2004.
- [71] CRTI, URASM / El-Hadjar - Annaba, (n.d.).
- [72] A. Diha, D. Hamza, Thème : Influence de la déformation à froid sur les propriétés mécaniques et microstructurales des fils d ' aluminium tréfilés à l ' ENICAB -, 2016.
- [73] R. Hooke, Micrographia: Or, Some Physiological Descriptions of Minute Bodies Made by Magnifying Glasses, with Observations and Inquiries Thereupon, Science Heritage, 1667.
- [74] M. Maalekian, E. Kozeschnik, H.P. Brantner, H. Cerjak, Comparative analysis of heat generation in friction welding of steel bars, *Acta Materialia*. 56 (2008) 2843–2855.
- [75] S. Suzuki, F.E. Kennedy, The Detection of Flash Temperatures in a Sliding Contact by the Method of Tribo-Induced Thermoluminescence, *Journal of Tribology*. 113 (1991) 120.
- [76] M. Renouf, F. Massi, N. Fillot, A. Saulot, Numerical tribology of a dry contact, *Tribology International*. 44 (2011) 834–844.
- [77] D.M. Mulvihill, M.E. Kartal, D. Nowell, D. a. Hills, An elastic-plastic asperity interaction model for sliding friction, *Tribology International*. 44 (2011) 1679–1694.
- [78] H. Blok, The flash temperature concept, *Wear*. 6 (1963) 483–494.
- [79] G. Johnson, W. Cook, A constitutive model and data for metals subjected to large strains, high strain rates and high temperatures, ... of the 7th International Symposium on (1983).
- [80] G. List, G. Sutter, J.J. Arnoux, Validation of a micro-contact model to evaluate the mean friction factor at high sliding speed, *Congrès Français de Mécanique*. 21 (2013) 1–6.
- [81] H. Ben Abdelounis, H. Zahouani, A. Le Bot, J. Perret-Liaudet, M. Ben Tkaya,

- Numerical simulation of friction noise, *Wear*. 271 (2011) 621–624.
- [82] J. Charmet, Mécanique du solide et des matériaux-Élasticité-Plasticité-Rupture, 2000.
- [83] D. François, Essais mécaniques des métaux : Essais de dureté, *Techniques de l'ingénieur*. (2005).
- [84] Jean-Jacques Carré, Technologie du freinage : Freins à disque, *Technique de l'ingénieur*. 33 (1993).
- [85] J.-J. CARRÉ, Technologie du freinage : Organes de friction, *Techniques de l'ingénieur*. (1990).
- [86] J.-P. Boudot, Modélisation des bruits de freinage des véhicules industriels, 1995.
- [87] S.P. Gavin, Self-ventilating disc brake rotor, United States Patent, 7,006,306 B2, 2006.
- [88] K. Boike, R.L. Colburn, Internally vented brake disk with improved heat dissipation, 2013.
- [89] A. Evans, C. San Marchi, A. Mortensen, Metal Matrix Composites in Industry, Springer US, New York, 2003.
- [90] P. Kumar, V.K. Srivastava, Tribological behaviour of C/C–SiC composites—A review, *Journal of Advanced Ceramics*. 5 (2016) 1–12.
- [91] Didier Majcherczak, Etude thermique d'un contact glissant: approche numérique et expérimentale-Application au freinage, Université des sciences et techniques de Lille, 2003.

ANNEXES

A. calibrage du tribomètre pion/disque

Avant d'entamer les essais tribologiques, nous procédons au calibrage et à l'étalonnage du tribomètre ainsi qu'à l'identification des signaux de sortie du système d'acquisition du tribomètre.

A.1. Identification de la force normale appliquée

Le tribomètre LORIOT est doté d'un système hydraulique à partir duquel la charge normale est appliquée au niveau du pion. Ce système possède deux manomètres : l'un est à aiguille et l'autre est digital. La pression dans le circuit hydraulique est appliquée à l'aide d'un volant de commande.

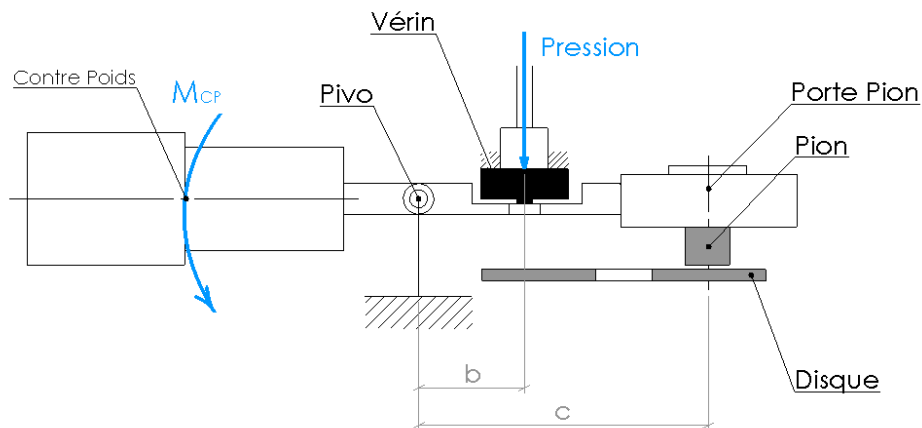


Figure A-1 - Schéma du bras porte Pion

La force normale au niveau du pion est issue d'une pression hydraulique appliquée par un vérin sur le bras qui porte le Pion en son extrémité. Le bras est également doté d'un contrepoids à son autre extrémité qui fait dégager le Pion quand la pression est au-dessous d'une certaine valeur d'équilibre P_{eq} .

On peut calculer la force normale au niveau du pion qui correspond à la pression appliquée au niveau du vérin, en ayant comme données : la surface fonctionnelle de pression s au niveau du vérin, les distances b et c ainsi que la pression d'équilibre P_{eq} qui fait basculer le bras.

$$P_{\acute{e}q} = 1.66 \text{ bars} = 0.166 \text{ MPa} \quad (\text{A-1})$$

Avec la surface du piston du vérin $s=1104 \text{ mm}^2$ et les longueurs a et b sont respectivement égales à 12 mm et 35 mm

En équilibre, le moment M_{CP} du contre poids est :

$$M_{CP} = P_{\acute{e}q} \cdot s \cdot b = 2199,2 \text{ N.mm} \quad (\text{A-2})$$

Pour une pression $P > 1.66 \text{ bars}$

N , la force normale correspondante :

$$N = \frac{s \cdot b}{c} \cdot P - \frac{M_{CP}}{c} \quad (\text{A-3})$$

En introduisant les valeurs de c , b , s et M_{CP} dans l'équation précédente, nous aurons :

$$N = 37,85 \cdot P - 62.83 \quad (\text{A-4})$$

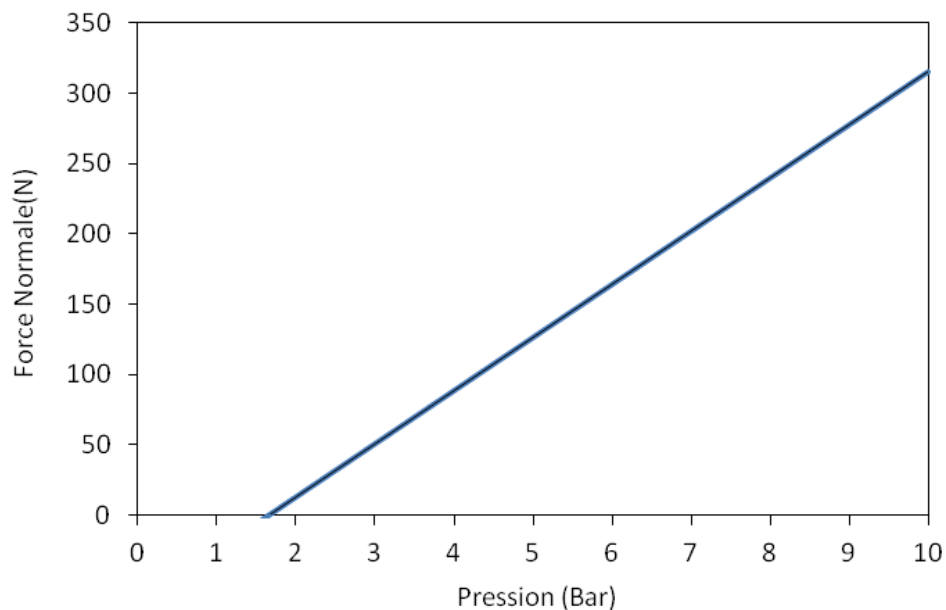


Figure A-2 - Force normale au niveau du pion en fonction de la pression appliquée

A.2. Etalonnage de la température mesurée

Le tribomètre LORIOT est doté de deux thermocouples, l'un est placé pour mesurer la température au voisinage de la surface flottante du disque et l'autre peut être placé au voisinage de la surface de frottement du Pion. Ces deux thermocouples sont reliés chacun

à un afficheur de température étalonné ainsi qu'à un système d'acquisition pour l'enregistrement de la variation de température pendant le frottement Pion/Disque.

L'acquisition enregistre le signal correspondant à la variation de la température brute en microvolt (μV) qui doit être transformé en Degré Celsius ($^{\circ}\text{C}$). Pour cela, nous avons chauffé le thermocouple du disque à l'aide d'un sèche-cheveux en notant l'instant et la valeur de chaque variation de température au niveau de l'afficheur par rapport au chronomètre de l'acquisition dont l'enregistrement a été lancé préalablement.

La (Figure A-3) montre la courbe de correspondance entre la température en degré Celsius et la valeur en microvolt du signal acquis :

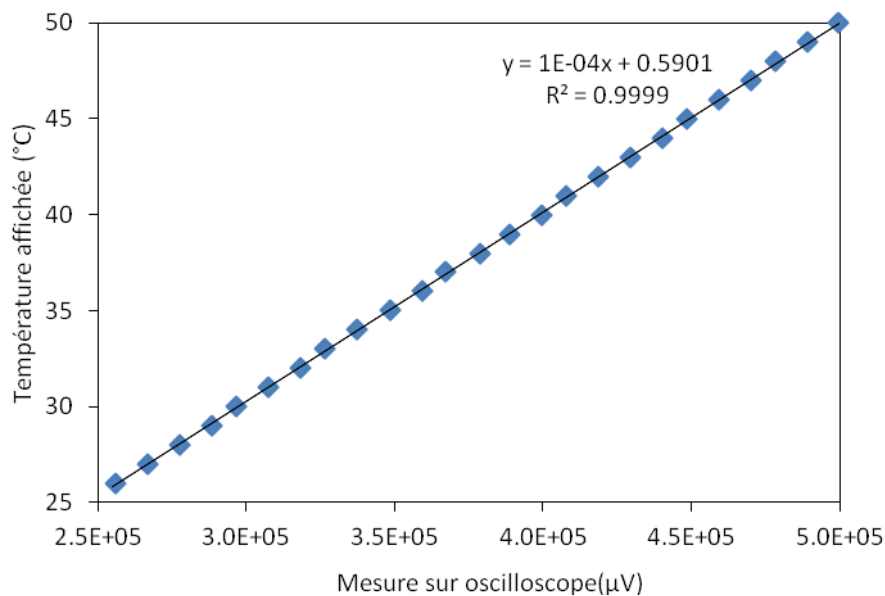


Figure A-3 - Courbe de calibration de la température sur l'oscilloscope et sur l'étalon

A.3. Calibration de la force tangentielle

Le porte pion du tribomètre LORIOT est doté d'un capteur de force horizontal. Ce dernier est relié à un système d'acquisition qui permet d'enregistrer le signal brut du capteur en microvolt.

Pour obtenir la correspondance entre le signal acquis et la force tangentielle au niveau du pion, nous avons mis en œuvre un mécanisme [Figure 4] nous permettant d'avoir au niveau du Pion une acquisition des signaux pour différents poids utilisés {1, 2, 3, 5} kg. Nous avons pu ainsi avoir la courbe de correspondance entre la force tangentielle et le signal acquis [Figure 5].

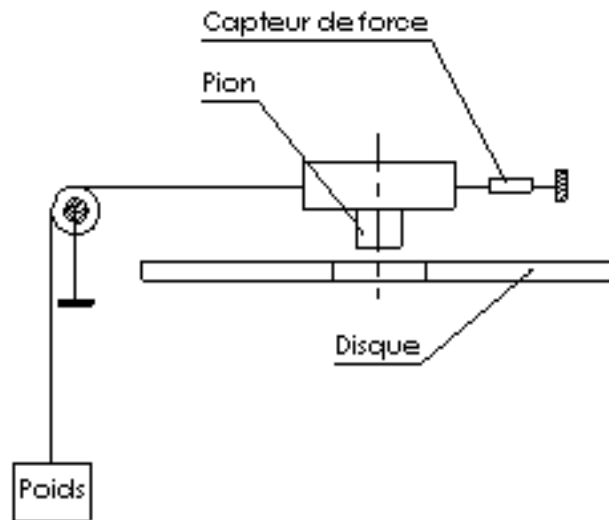


Figure A-4 - Schéma d'étalonnage du capteur de la force tangentielle.

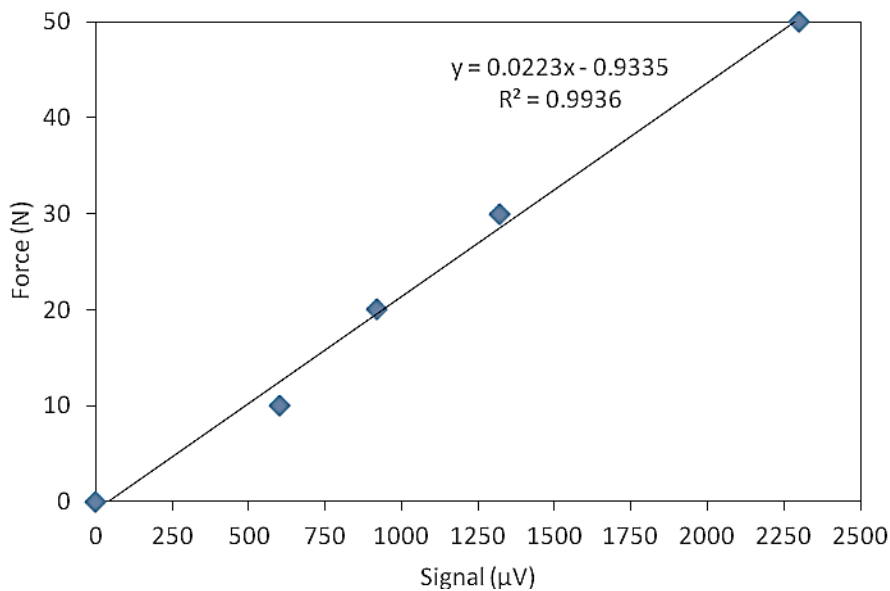


Figure A-5 - Courbe de calibration de la force tangentielle

A.4. Calibration du déplacement vertical du pion

Nous avons mesuré à l'aide d'un comparateur le déplacement vertical du porte pion au niveau du centre du pion et nous avons enregistré le signal du capteur correspondant à chaque mesure, ainsi, nous avons eu le coefficient de calibration entre le signal mesuré en μV et le déplacement vertical du Pion [Figure 6].

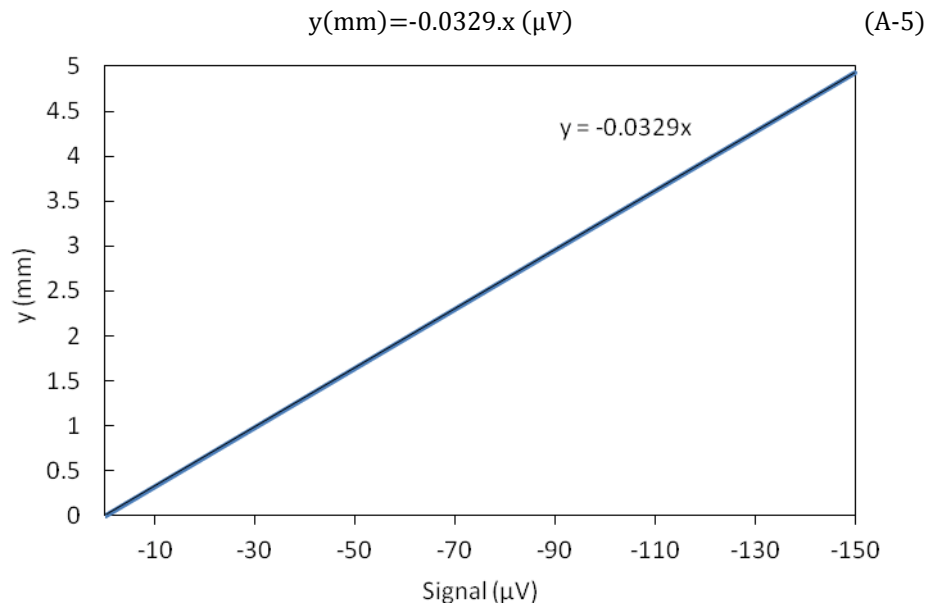
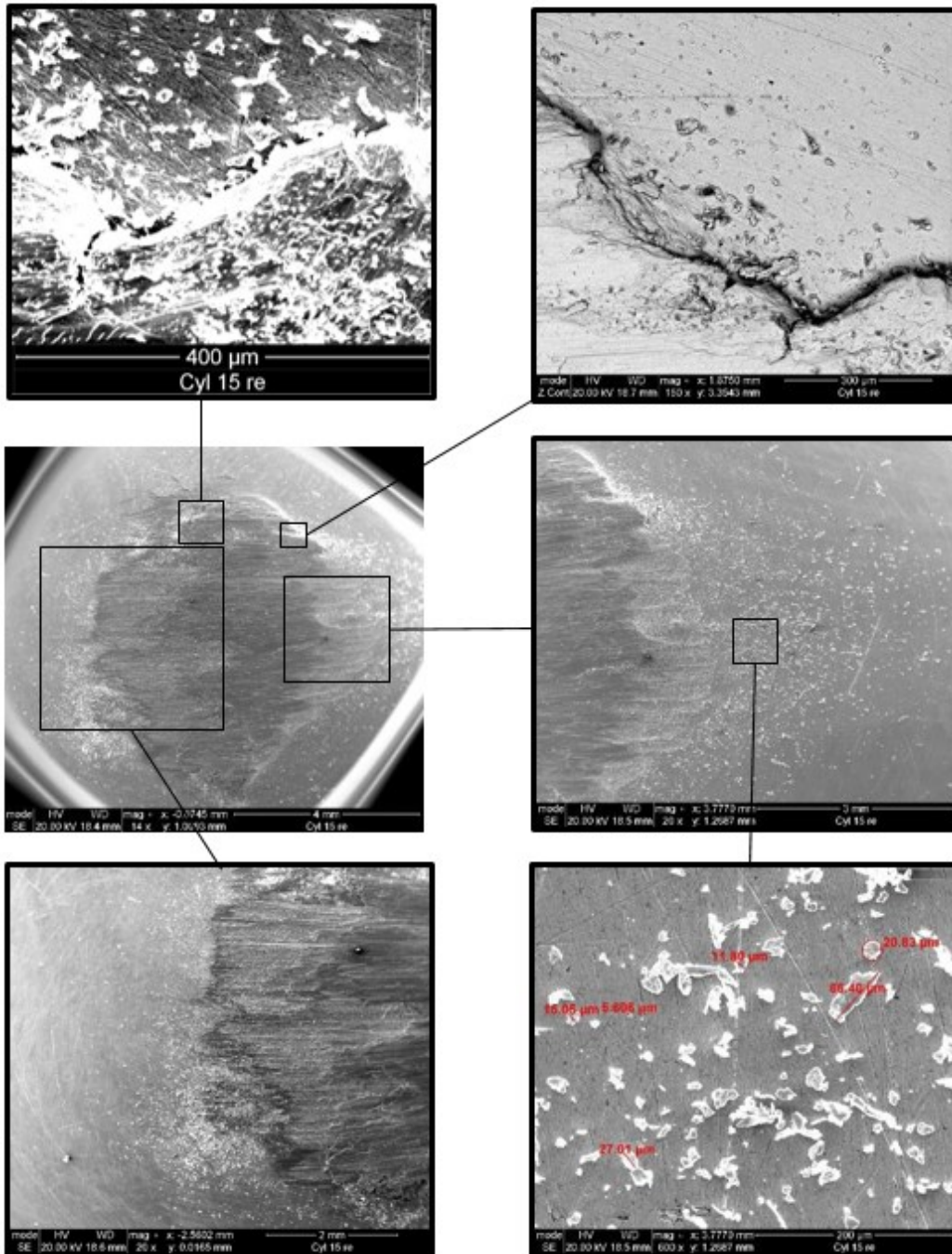


Figure A-6 - Courbe de calibration du déplacement vertical du Pion

Le capteur du déplacement vertical du pion permet de quantifier l'usure à travers la perte de longueur du pion ; cette usure représente théoriquement, pour le pion bombé, une perte de matière sous forme d'un volume d'une calotte sphérique caractérisée par le rayon R de la surface bombée et par la hauteur h mesurée par le capteur.

B. Autres résultats d'analyse de l'empreinte du pion bombé par le MEB



C. Application matlab développée pour les calculs de freinage

C.1. Interface de saisie et des résultats

Le programme est développé à base des équations analytiques du freinage. Il ne s'applique qu'au freinage automobile et permet à partir des caractéristiques du véhicule, de son système de freinage, de la route et des conditions cinématique de calculer les différentes énergies et efforts de freinage pour l'ensemble du véhicule et pour l'un de ses deux freins avant.

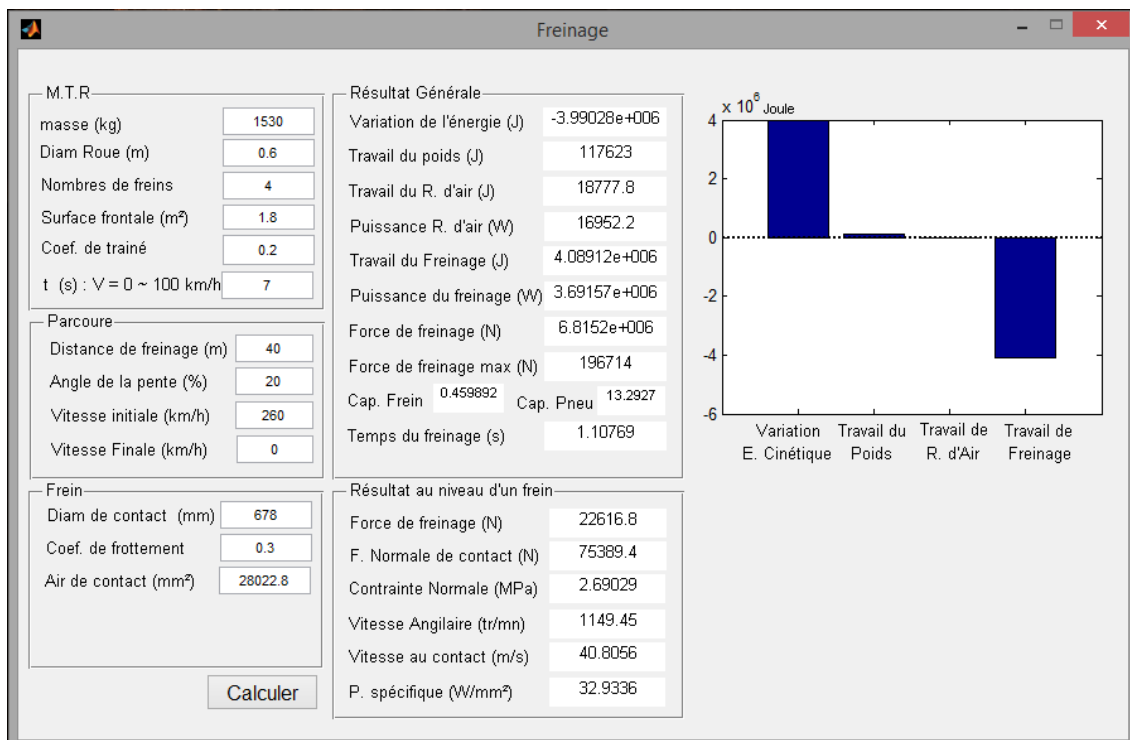


Figure C-7 – Interface de saisie et des résultats

C.2. Programme de calcul

```

function pushbutton1_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to pushbutton1 (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      structure with handles and user data (see GUIDATA)
V1 = str2num(get(handles.edit28, 'string'));
V2 = str2num(get(handles.edit29, 'string'));
D = str2num(get(handles.edit4, 'string'));
m = str2num(get(handles.edit1, 'string'));
l = str2num(get(handles.edit26, 'string'));
nbr = str2num(get(handles.edit10, 'string'));
alfa = str2num(get(handles.edit27, 'string'));
S = str2num(get(handles.edit24, 'string'));
Cx = str2num(get(handles.edit25, 'string'));
T = str2num(get(handles.edit31, 'string'));
d = str2num(get(handles.edit6, 'string'));
f = str2num(get(handles.edit8, 'string'));
s = str2num(get(handles.edit7, 'string'));
pi=3.14159265

V=(V1+V2)/2
v=V/3.6
v1=V1/3.6
v2=V2/3.6
vc=v*d/(D*1000)
t=l/v
n=60*v/(pi*D)
VEc=m*(v2^2-v1^2)/2
Wp=m*9.8*1*alfa/sqrt(100*100+alfa*alfa)
Wr=Cx*S*1*v^2
Pr=Cx*S*v^3
Wf=(-VEc+Wp-Wr)
Pf=Wf*v/l
Ff=Wf/D
Ff1=Wf*D*1000/(d*1*nbr)
FN1=Ff1/f
Cn=FN1/s
Ffm=900*m/T
CF=Wf*D*1000/(d*1*Ffm)
CP=(v1^2)/(1*19.62*(0.7-alfa/100))
Ps=Pf/(nbr*s)

Y=[-VEc,Wp,-Wr,-Wf]
h=Bar(Y, 'DisplayName', 'V', 'YDataSource', 'V');figure(gcf)
set(get(h(1), 'BaseLine'), 'LineWidth', 2, 'LineStyle', ':')
clc
set(handles.text31, 'string', VEc);
set(handles.text32, 'string', Wp);
set(handles.text33, 'string', Wr);
set(handles.text59, 'string', Pr);
set(handles.text34, 'string', Wf);
set(handles.text35, 'string', Pf);
set(handles.text55, 'string', FN1);
set(handles.text57, 'string', Ff1);
set(handles.text71, 'string', Ff);
set(handles.text80, 'string', Ffm);
set(handles.text66, 'string', vc);
set(handles.text68, 'string', n);

```

ANNEXE C – APPLICATION MATLAB DEVELOPPEE POUR LES CALCULS DE FREINAGE

```
set(handles.text76,'string',t);  
set(handles.text84,'string',CF);  
set(handles.text86,'string',CP);  
set(handles.text87,'string',Ps);  
set(handles.text89,'string',Cn);
```