

Influence des garnitures de frein sur les sollicitations thermiques des disques TGV et conséquences sur les risques de fissuration

Paul Wicker

▶ **To cite this version:**

Paul Wicker. Influence des garnitures de frein sur les sollicitations thermiques des disques TGV et conséquences sur les risques de fissuration. Autre. Ecole Centrale de Lille, 2009. Français. ⟨NNT : 2009ECLI0025⟩. ⟨tel-00579663⟩

HAL Id: tel-00579663

https://theses.hal.science/tel-00579663v1

Submitted on 24 Mar 2011

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



HAL Authorization

N° d'ordre 116

ECOLE CENTRALE DE LILLE

THESE

présentée en vue
d'obtenir le titre de

DOCTEUR

en

Spécialité : MECANIQUE

par

PAUL WICKER

DOCTORAT DELIVRE PAR L'ECOLE CENTRALE DE LILLE

Titre de la thèse :

INFLUENCE DES GARNITURES DE FREIN SUR LES SOLLICITATIONS THERMIQUES DES DISQUES TGV ET CONSEQUENCES SUR LES RISQUES DE FISSURATION

Thèse soutenue le 17 décembre 2009 devant le jury :

Président	L. REMY	DR CNRS, CDM Ecole des Mines, Paris
Rapporteur	H.P. LIEURADE	Conseiller scientifique, CETIM Senlis
Rapporteur	C.M. SONSINO	Professeur, LBF Fraunhofer Institute, Darmstadt, Germany
Examinateur	K. DANG VAN	DR CNRS, LMS Ecole Polytechnique, Palaiseau
Examinateur	A. CONSTANTINESCU	DR CNRS, LMS Ecole Polytechnique, Palaiseau
Examinateur	J.J. THOMAS	Direction de l'Innovation et de la Recherche, SNCF, Paris
Directeur de thèse	G. DEGALLAIX	Professeur, Ecole Centrale de Lille, Villeneuve d'Ascq
Directeur de thèse	P. DUFRENOY	Professeur, Université Lille 1 – Polytech'Lille, Villeneuve d'Ascq

Thèse préparée au sein du LABORATOIRE DE MECANIQUE DE LILLE

Ecole Doctorale SPI 072 (Lille I, Lille III, Artois, ULCO, UVHC, EC Lille)

Remerciements

Les travaux présentés dans ce mémoire ont été menés au sein de l'équipe de recherche *Freinage Contact Surface* dirigée par M. DESPLANQUES, et elle-même intégrée au Laboratoire de Mécanique de Lille dirigé par M. STANISLAS. Je tiens à les remercier de m'avoir accueilli au laboratoire et d'avoir mis à ma disposition les moyens nécessaires à cette étude.

Ce travail a été dirigé par Monsieur le Professeur Gérard DEGALLAIX et Monsieur le Professeur Philippe DUFRENOY. Je tiens à les remercier de leur aide tout au long de cette thèse et de m'avoir soutenu et parfois supporté dans les moments de découragement.

Je tiens aussi à remercier Monsieur Luc Rémy d'avoir présidé mon jury de thèse ainsi que Monsieur Cetin Morris SONSINO et Monsieur Henri-Paul LIEURADE d'avoir accepté d'être les rapporteurs de ce travail.

Plus globalement, je remercie tous les membres du jury pour l'intérêt qu'ils ont porté à ce travail et pour leurs remarques pertinentes et précieuses pour la poursuite des recherches sur la problématique abordée.

Cette thèse s'est déroulée dans le cadre d'une convention CIFRE entre le LML et l'Agence d'Essai Ferroviaire (AEF) de la SNCF. J'ai par conséquent été amené à travailler avec de nombreuses personnes qui m'ont aidé et se sont intéressées à mon travail.

Je souhaite donc adresser mes plus vifs remerciements :

A Monsieur Jean-Jacques THOMAS, responsable de l'unité de recherche Physique du système ferroviaire de la SNCF, et à Madame Florence MARGIOCCHI, chercheuse dans ce même service et responsable du projet CrisFis.

A Messieurs Frédéric BUMBIELER et Wallerand d'HARDIVILLIERS, mes responsables au sein du service Matériaux-Environnement-Structures de l'AEF. Ainsi qu'à Messieurs Yann CHEYNET, David BEAUBIER et Gilles GONCALVES qui m'ont aidé à réaliser diverses expertises et mesures.

A Messieurs Hervé POIDEVIN, Serge SALES, Claude LAVERDET et David BOURSE, du service freinage à poste fixe de l'AEF, dont le professionnalisme et l'ouverture d'esprit ont permis de réussir trois campagnes expérimentales de freinage ambitieuses et exigeantes.

A tous mes collègues chercheurs du LML avec lesquels j'ai passé de très bons moments de travail et de détente.

A tous mes proches, parents et amis, qui m'ont soutenu tant moralement que matériellement.

Table des matières

Introduction **6**
Chapitre I **8**
I- Problématique du freinage et choix d'une stratégie d'étude **8**
I-1 Cas de fissuration de disques de frein de TGV 8
I-1.1 Retour d'expérience, disques fissurés en service 8
I-1.2 Essais de freinage d'endurance sur banc d'essai industriel 9
I-1.3 Synthèse 15
I-2 Problématique du freinage 16
I-2.1 Aspect tribologique à l'échelle du contact 16
I-2.2 Aspect thermique à l'échelle du contact 18
I-2.3 Localisations thermiques sur les disques de frein 21
I-2.4 Détermination de la sollicitation thermomécanique dans les disques 31
I-3 Stratégie d'étude 35
Chapitre II **38**
II- Identification du chargement thermique des disques **38**
II-1 Campagne expérimentale 38
II-1.1 Protocole expérimental 38
II-1.2 Moyens d'essais et instrumentation 42
II-2 Résultats expérimentaux 47
II-2.1 Coefficient de frottement 47
II-2.2 Analyse des mesures de température dans les garnitures 49
II-2.3 Analyse des gradients thermiques observés sur les disques par thermographie IR 54
II-2.4 Synthèse 63
II-3 Conclusion du chapitre 64
Chapitre III **66**
III- Evaluation de la criticité des gradients thermiques par modélisation thermomécanique **66**
III-1 Utilisation du chargement thermique mesuré par thermographie infrarouge 66
III-1.1 Présentation du modèle thermomécanique par éléments finis (EF) 66
III-1.2 Cas d'un freinage isolé 67
III-1.3 Cas d'une succession de freinages 69
III-1.4 Synthèse 71
III-2 Utilisation de chargements thermiques modèles 72
III-2.1 Présentation des chargements thermiques modèles 72
III-2.2 Résultats obtenus pour les chargements modèles 75
III-3 Recherche des paramètres influents sur les risques d'endommagement des disques 83
III-3.1 Influence de la température maximale, du flux surfacique et de la décélération de freinage sur les valeurs de travail plastique 83
III-3.2 Proposition de paramètres issus des champs thermiques spatiaux et temporels ... 85
III-3.3 Comparaison avec les résultats expérimentaux 89
III-3.4 Synthèse 93
III-4 Conclusion du chapitre 94

Chapitre IV **95**
IV- Influence de la conception des garnitures sur la localisation thermique **95**
IV-1 Modélisation 3D disque / garniture : prise en compte de la géométrie et des caractéristiques thermiques et mécaniques des garnitures 95
IV-1.1 Présentation du modèle 3D pour « cercles chauds » : algorithme mis en œuvre . 95
IV-1.2 Champs de température et de pression obtenus pour les garnitures G1, G2, G3 et G4 97
IV-1.3 Synthèse 99
IV-2 Etude de sensibilité des propriétés thermiques et mécaniques des matériaux de friction 100
IV-2.1 Influence des propriétés thermiques 100
IV-2.2 Influence des propriétés mécaniques 102
IV-2.3 Préconisations pour la conception de garnitures améliorées vis-à-vis des risques d'endommagement du disque 104
IV-3 Comportement thermomécanique de garnitures industrielles et conclusions relatives aux risques de fissuration 106
IV-3.1 Présentation des garnitures industrielles : géométrie et mode d'assemblage des garnitures 106
IV-3.2 Caractéristiques mécaniques des garnitures 107
IV-3.3 Analyse et comparaison des signatures thermiques des garnitures G2b, G5 et G6 109
IV-4 Conclusion 119
Conclusions et perspectives **121**
Bibliographie **125**

Annexe I **134**
Calcul des caractéristiques de freinage **134**
Annexe II **136**
Propriétés et loi de comportement de l'acier 28CrMoV5-08 ..... **136**
A.II-1 Propriétés en température de l'acier 28CrMoV5-08 136
A.II-2 Loi de comportement de l'acier 28CrMoV5-08 137
A.II-2.1 Formulation de la loi de comportement élasto-plastique 137
A.II-2.2 Paramètres de la loi de comportement 137
Annexe III **140**
Module de compression du matériau de friction et rigidité en flexion des garnitures **140**
A.III-1 Module de compression des plots 140
A.III-1.1 Protocole de mesure 140
A.III-1.2 Résultats 141
A.III-2 Rigidité du système déformable situé entre les plots et la plaque support de la garniture G5 142
A.III-2.1 Protocole de mesure 142
A.III-2.2 Résultats 143
A.III-2.3 Calcul de la rigidité du palonnier 143
A.III-2.4 Module de compression équivalent du système {2 plots + palonnier} 144
A.III-3 Rigidité en flexion des garnitures 144
A.III-3.1 Protocole de mesure 144
A.III-3.2 Résultats 145
A.III-4 Synthèse 146

Annexe IV 147
Protocole expérimental des essais de freinage réalisés avec les garnitures G2, G5 et G6 147
A.IV-1 Protocole expérimental 147
A.IV-1.1 Rodage des garnitures 147
A.IV-1.2 Freinages à vitesse et puissance de freinage croissantes 147
A.IV-1.3 Séquence de freinages 148
A.IV-2 Moyens d'essais et instrumentation 149
A.IV-2.1 Le banc d'essai (MF2) 149
A.IV-2.2 Instrumentation du disque 149
A.IV-2.3 Instrumentation des garnitures 150
A.IV-2.4 Dispositif de thermographie IR 150

Introduction

Cette thèse a été réalisée dans le cadre d'une convention CIFRE entre l'Agence d'Essai Ferroviaire (AEF) de la SNCF et l'équipe « freinage » du Laboratoire de Mécanique de Lille. Ce travail s'inscrit dans le cadre du projet de recherche CrisFis, regroupant la SNCF (direction de l'Innovation et de la Recherche et l'AEF), des fabricants de garnitures de frein (Carbone Lorraine, Freinrail) ainsi que des laboratoires de recherche (LML, LMS, INRETS), et dont l'objet était l'étude conjointe des problématiques de crissement et de fissuration des disques de frein du TGV. L'objectif de ce projet de recherche était de proposer aux fabricants de garnitures des voies d'améliorations pour la conception de garnitures à la fois moins crissantes et présentant des risques de fissuration réduits. Ce mémoire concerne l'aspect relatif à la fissuration uniquement. Il faut noter qu'une autre thèse, celle de J. Wong, soutenue le 17 décembre 2007, a également contribué à cet aspect du projet CrisFis. Certains de ses résultats seront décrits précisément car utiles aux développements ou aux choix effectués, d'autres sont issus de travaux communs et seront précisés en tant que tels.

Lorsque l'on s'intéresse à un mode de transport, on pense avant tout, en général, à la technologie à mettre en œuvre pour garantir la propulsion en fonction notamment des masses à déplacer et des vitesses visées. Or le freinage est la fonction primordiale permettant de maîtriser un déplacement afin de garantir la sécurité des personnes et des biens transportés. Dans le cadre des transports terrestres, bon nombre de procédés de freinage existent mais le freinage par friction demeure le plus utilisé en cas d'arrêt d'urgence car considéré comme le plus fiable. Dans le cadre du transport ferroviaire à grande vitesse, le système de freinage du TGV doit pouvoir assurer à lui seul l'arrêt complet d'un train lancé à 320 km/h en moins de 3000 mètres. On comprend dans ces conditions que la SNCF, en tant qu'exploitant du TGV, soit particulièrement attentive à cet organe de sécurité.

Lors d'un freinage, l'énergie cinétique du train est dissipée presque totalement par frottement entre les disques et les garnitures. Les disques de frein sont par conséquent soumis à des élévations de température importantes et ce de façon cyclique. La répétition de ces sollicitations peut conduire à l'apparition de fissures macroscopiques dans le disque.

La SNCF a mis en évidence, de par son retour d'expérience, une influence du type de garniture utilisé sur l'occurrence de fissures dans les disques. Ceci a pu être confirmé par des essais au banc de freinage représentatifs du service, réalisés avec les 4 types de garniture utilisés en service commercial, qui ont montré que deux de ces garnitures sur les quatre conduisaient à la fissuration des disques.

Même si la fissuration des disques a été clairement identifiée comme étant un phénomène de fatigue thermique avec frottement, le contexte scientifique de la problématique du freinage fait intervenir de nombreux phénomènes physiques et ce à différentes échelles. Ainsi, on observe fréquemment, en surface des disques, des transformations métallurgiques, la présence de faïençage, de couches d'oxydes et de l'usure dont les interactions sont encore mal connues. De plus, la présence de localisations thermiques variables dans le temps et dans l'espace rend difficile l'évaluation du chargement thermique, donnée initiale et incontournable du problème. Enfin, la prédiction de l'amorçage d'une fissure en fatigue, dans ces conditions, demeure un problème très complexe.

Compte tenu de la problématique industrielle et scientifique, il a été choisi, dans le cadre de cette thèse, d'étudier dans un premier temps quelles influences ont les garnitures sur les sollicitations thermiques vues par le disque. Dans un second temps, il est proposé de définir un critère de sévérité de ces sollicitations vis-à-vis du risque de fissuration. Enfin, dans un troisième temps, nous chercherons à identifier les paramètres de la garniture les plus influents sur la formation des localisations thermiques liées aux risques d'endommagement du disque. Ceci conduira à des préconisations pour la conception de garnitures améliorées réduisant les risques de fissuration et dont nous nous attacherons à vérifier la pertinence.

Ce mémoire est structuré en quatre chapitres :

Le **chapitre I** est articulé en trois parties. La première partie présente le contexte global de l'étude ainsi que les expertises réalisées par la SNCF sur les disques de frein fissurés. En effet, les résultats d'essais et les expertises présentés dans cette partie sont à l'origine de toute cette étude. La deuxième partie est un éclairage bibliographique de la problématique générale du freinage. L'objectif ici est de mettre en évidence la complexité des phénomènes physiques mis en jeu lors d'un freinage de par l'aspect multi-échelle et multi-physique des mécanismes et de par la coexistence de couplages forts entre eux. L'accent est porté sur les études qui ont déjà pu être réalisées sur le comportement thermomécanique des disques de frein dont ceux du TGV. La troisième partie constitue l'énoncé de la stratégie suivie dans cette étude.

Le **chapitre II** présente les essais de freinage que nous avons réalisés afin d'analyser le comportement thermique de 4 couples disque-garnitures. Les mesures de température effectuées dans les garnitures ainsi que les localisations thermiques visualisées sur les disques par thermographie infrarouge sont analysées afin d'identifier et de caractériser finement le chargement thermique induit par les différents types de garnitures sur le disque. Ceci conduira à l'identification de « signatures thermiques » des garnitures sur le disque.

Le **chapitre III** s'attache à étudier l'effet des localisations thermiques sur les sollicitations thermomécaniques subies par le disque, au moyen d'indicateurs d'endommagement. Une modélisation basée sur l'utilisation de chargements modèles s'inspirant des « signatures thermiques » identifiées expérimentalement permettra de dégager les principaux paramètres ayant une influence sur les indicateurs d'endommagement du disque. Enfin, des paramètres thermiques spécifiques à cette étude sont proposés dans le but de juger de la sévérité des garnitures testées. Ils conduiront à l'établissement d'un graphe de « criticité » dans lequel il est aisé de positionner de façon comparative les différentes garnitures. Le terme de « criticité » est ici emprunté au domaine nucléaire pour désigner, dans notre cas, les risques de fissuration liés au chargement thermique induit par les garnitures.

Le **chapitre IV** s'intéresse à l'influence de la conception des garnitures sur la répartition des champs de pression et de température en surface du disque. L'utilisation de modèles simplifiés permet tout d'abord d'étudier l'influence des paramètres thermiques et mécaniques sur les localisations thermiques. Ceci conduit à des préconisations en vue de la conception de garnitures à comportement amélioré. Enfin, deux nouvelles garnitures de conception radicalement différentes sont comparées par le biais d'essais de caractérisation d'une part et par des essais de freinage d'autre part. Elles sont analysées au regard des critères de « criticité » proposés au chapitre III.
Le mémoire se terminera par l'exposé des principales conclusions et la proposition d'un certain nombre de perspectives tant scientifiques qu'industrielles.

Chapitre I

I- Problématique du freinage et choix d'une stratégie d'étude

Ce chapitre présente, dans la partie I-1, le contexte industriel de la fissuration des disques de frein du TGV en détaillant les expertises faites par la SNCF tant sur des disques fissurés en service que dans le cadre d'une campagne expérimentale au banc d'essai. Dans la partie I-2, la problématique générale du freinage est présentée en mettant l'accent sur les aspects thermiques et thermomécaniques mis en jeu à des échelles allant de celle du contact à celle de la structure. Cette revue bibliographique est orientée de façon à poser les bases de notre étude. Dans la partie I-3, une stratégie d'étude est proposée en tenant compte du contexte tant industriel que scientifique de la problématique.

I-1 Cas de fissuration de disques de frein de TGV

I-1.1 Retour d'expérience, disques fissurés en service

Au début des années 2000, la SNCF a constaté une augmentation sensible du nombre de disques de frein de TGV fissurés. Les macrofissures observées sur les disques retirés du service étaient toutes radiales et longues de plusieurs dizaines de millimètres. Des expertises ont donc été menées afin de déterminer les principales caractéristiques des fissures observées et proposer des préconisations de maintenance afin d'éviter tout risque de défaillance grave.
Précisons que les disques sont remplacés sur la base d'un critère de contrôle concernant la longueur de la fissure et sa distance par rapport à un des bords libres du disque.

Quatre grands types de fissures ont été répertoriés par la SNCF (**figure 1-1**) :
- Type I : fissures radiales rectilignes non débouchantes issues d'une zone d'amorçage unique,
- Type II : fissures radiales non débouchantes présentant un aspect « tourmenté » résultant de la coalescence de plusieurs fissures pré-existantes,
- Type III : fissures radiales rectilignes débouchant sur le bord extérieur,
- Type IV : longues fissures radiales débouchantes présentant un aspect « tourmenté » comprenant une phase de fissuration progressive par fatigue suivie d'une rupture fragile.

Les fissures de type I et II constituent la majorité des fissures observées sur les disques retirés du service. Aucune fissure ne s'est propagée en profondeur jusqu'à la mi-épaisseur du disque. La profondeur maximale atteinte était de 15 mm. Enfin, le cas d'une fissure débouchante de type III n'est apparu qu'une seule fois et a été relié à un défaut de propreté inclusionnaire du matériau du disque. Les fissures de type IV sont liées à ces mêmes causes et sont elles aussi très rares.

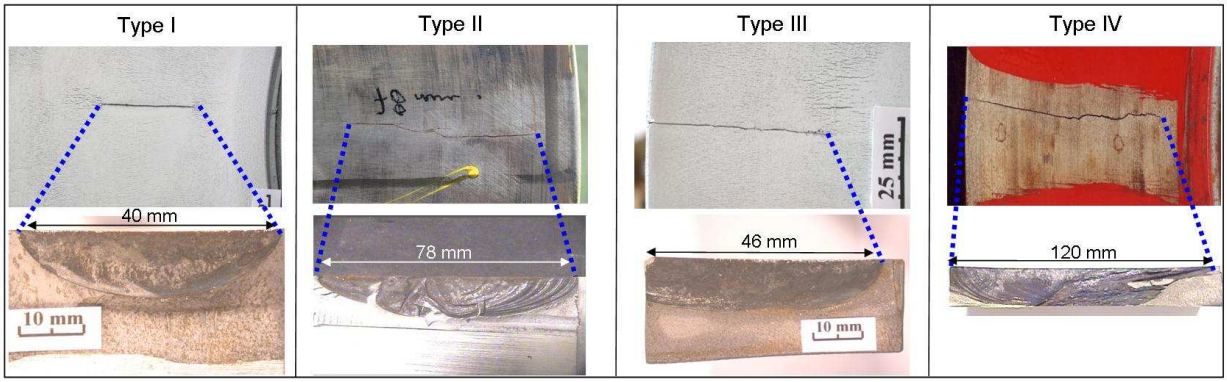


Figure 1-1 : Exemple des quatre différents types de fissures

L'observation de la surface de friction des disques de frein, menée au LML, a mis en évidence la présence d'un réseau de fissures (ou faïençage) plus ou moins marqué et constitué de fissures principalement radiales avec la présence de ramifications de fissures circonférentielles (**figure 1-2**) **[Dufrenoy_02[a]]**. Ce type de fissuration est lié à un phénomène de fatigue thermique. On retrouve ce type d'endommagement dans un très grand nombre d'applications industrielles soumises à des variations de température : freins à friction **[Nguyen-Tajan_02]**, **[Bagnoli_09]**, **[Mackin_02]**, moules **[Persson_04, Persson_05]** et outillages de mise en forme à chaud **[Brucelle_99, Oudin_02, Velay_03, Ebara_08]**, conduites de fluide dans le nucléaire **[Maillot_03, Maillot_05]**, cylindres de laminoir, collecteurs d'échappement **[Charkaluk_99, Szmytka_07]**.

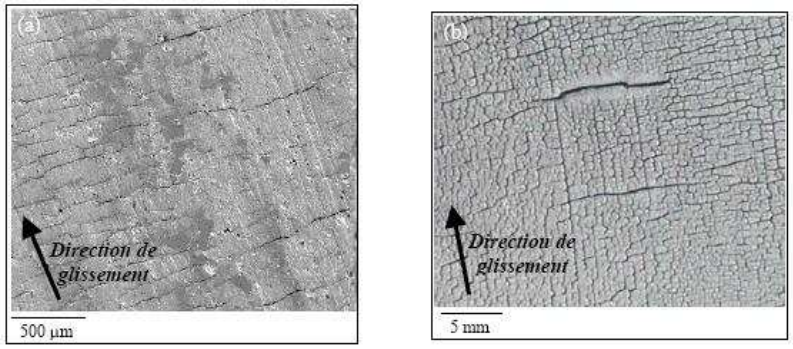


Figure 1-2 : Réseaux de faïençage en surface de disques issus du service

Rappelons que, dans le cas du freinage, l'énergie à dissiper correspond globalement à l'énergie cinétique du train, l'inertie des masses tournantes, les pertes par frottement aérodynamique et de roulement étant généralement négligées. Cette énergie est convertie sous forme de chaleur due au frottement. Du fait des faibles pressions de contact (0,5 MPa au maximum), le chargement thermique est considéré comme prépondérant sur le chargement mécanique lié à l'effort presseur ou encore centrifuge. Il est donc logique d'observer des endommagements liés à la fatigue thermique sur les disques de frein subissant des variations de température du fait des freinages successifs.

I-1.2 Essais de freinage d'endurance sur banc d'essai industriel

Afin de prévenir l'occurrence de fissures macroscopiques dans les disques de frein, un programme d'essai a été conçu pour déterminer les principaux facteurs influant sur ce phénomène. Une analyse statistique des freinages récurrents en exploitation a permis de bâtir un programme d'endurance simulant un an d'exploitation commerciale. Ce programme est composé de freinages d'arrêt, de maintien et de ralentissement dont la succession est

déterminée par un tirage aléatoire. Il intègre, de plus, quatre modules identiques de freinages de ralentissements répétés à des positions prédéterminées du programme de freinage. L'application de ce programme a permis de reproduire la fissuration des disques lors d'essais d'endurance au banc de freinage à échelle 1 réalisés à l'Agence d'Essai Ferroviaire (AEF) de la SNCF en 2001. Le banc d'essais utilisé est un banc à simulation d'inertie, la puissance à freiner étant fournie par le moteur d'entraînement. Une ligne d'arbre entraînée par un moteur synchrone porte quatre disques équipés du système de freinage TGV.
Quatre couples disque-garnitures différents ont été testés au banc selon ce programme. Les disques sont tous identiques, en acier 28CrMoV5-08, et quatre jeux de garnitures provenant de quatre fournisseurs différents ont été utilisés. Repérées G1 à G4, ces garnitures sont toutes en matériau composite fritté à matrice métallique, le plus souvent Fe-CuSn, renforcée par des particules de céramiques et diverses charges. Deux demi-garnitures équipent chaque face du disque, chaque demi-garniture comportant neuf plots fixés sur une plaque support (**figure 1-3**). Le diamètre et la distribution des plots diffèrent peu d'une garniture à l'autre. Le mode de fixation des plots sur la plaque support dépend du fournisseur et peut conduire à une rigidité en flexion de la garniture plus ou moins grande.



Figure 1-3 : Présentation des quatre types de garnitures de l'étude

I-1.2.1 Fissuration macroscopique

Les expertises réalisées dans le cadre d'une collaboration LML-SNCF sur les disques suite à cette campagne d'essais ont mis en évidence l'influence du type de garniture sur les endommagements observés sur les disques de frein et sur l'occurrence de fissures macroscopiques **[Dufrenoy_02[b]]**, **[Hamam_02]**, **[Bumbieler_03]**.
Deux stades d'endommagement des disques de frein sont observés. Le premier stade est l'apparition rapide, en quelques freinages, d'un faïençage couvrant toute la surface du disque et ce quel que soit le type de garniture utilisé. La morphologie de ce faïençage varie néanmoins suivant le type de garniture.
Le second stade d'endommagement est l'apparition de fissures macroscopiques dont la longueur en surface atteint plusieurs dizaines de millimètres. Seules les garnitures G2 et G4 ont conduit à la formation de fissures macroscopiques au bout de trois mois de service simulés. Les disques freinés par les garnitures G1 et G3 ne présentaient aucune fissuration macroscopique après un an de service simulé. La SNCF a alors décidé de solliciter à nouveau ces deux derniers disques respectivement par les garnitures G2 et G4, dites fissurantes. Après 5 mois de service simulés supplémentaires, le disque sollicité dans un deuxième temps par les garnitures de type G2 était fissuré. Un cinquième disque a été freiné uniquement par des garnitures G1 et n'a pas présenté de fissure macroscopique au bout d'un an de service simulé.
La **figure 1-4** montre, pour chacun des deux disques fissurés, une vue en surface et le faciès de fissuration. Les fissures sont radiales, comme toutes celles observées sur les disques issus du service. On peut distinguer deux types de fissures macroscopiques sur les disques selon que leur trajet de propagation est rectiligne ou chahuté.
La garniture G2 a conduit à une fissure radiale rectiligne, de type I (**figure 1-4**). L'observation du faciès de rupture permet de conclure à un seul site d'amorçage suivi d'une propagation en mode I. La propagation en surface est indépendante du faïençage environnant. En profondeur,

on observe un rapprochement des lignes frontales de fatigue qui traduit une diminution de la vitesse de propagation, puis au-delà de 15 mm de profondeur une bifurcation vers un plan parallèle à la surface du disque. Ce ralentissement de la propagation et cette bifurcation sont expliqués par un changement des directions principales de contrainte que montrent les calculs thermomécaniques **[Bumbieler_03, Dufrenoy_02[b]]**.
La garniture G4 a conduit à une fissure radiale avec un trajet chahuté, de type II (**figure 1-4**). L'observation du faciès met en évidence plusieurs sites d'amorçage situés dans des plans différents. Dans ce cas de figure, c'est la coalescence de plusieurs fissures de faïençage qui crée une fissure macroscopique.

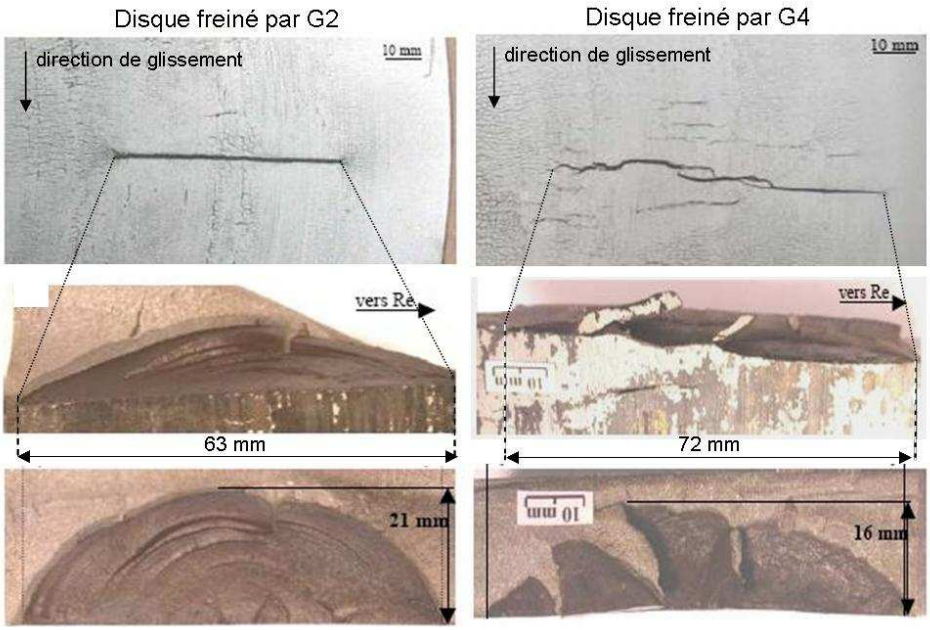


Figure 1-4 : Vue en surface et faciès de rupture de la fissure provoquée par G2 et par G4 **[Hamam_02]**

Il faut noter que les fissures, après leur détection visuelle sur la surface de friction lors d'un contrôle « mensuel », ont gardé une longueur en surface constante ou évoluant très peu ensuite au cours de l'essai.

I-1.2.2 Niveaux d'usure

La **figure 1-5** présente les relevés d'usure radiale de chaque disque réalisés à l'aide d'un comparateur **[Hamam_02]**. Les garnitures G2 et G4 ayant conduit à la fissuration ont engendré les valeurs de profondeur d'usure sur le disque respectivement minimale et maximale, soit 0,22 mm de profondeur d'usure pour le disque freiné avec G2 et 1,8 mm de profondeur d'usure pour le disque freiné avec G4.

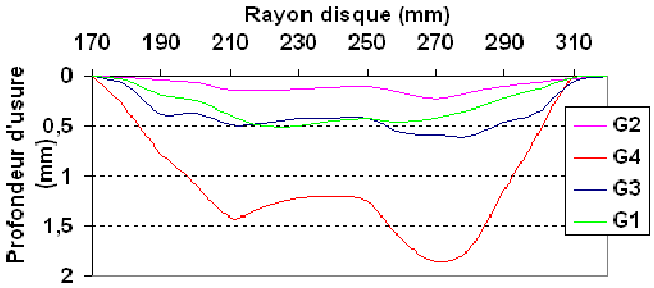


Figure 1-5 : Usure des quatre disques testés au banc **[Hamam_02]**

Le profil à deux bosses du profil d'usure peut être relié au flux de chaleur dissipé le long du rayon du disque. Cette évolution est proportionnelle à la longueur circonférentielle de friction des garnitures. La **figure 1-6** représente l'évolution de la longueur circonférentielle de friction en fonction du rayon, pour les quatre garnitures. On obtient quatre courbes différentes du fait de la disposition différente des plots suivant le type de garniture. On retrouve toutefois la même forme de courbe à deux bosses pour les 4 garnitures (**figure 1-6**). La non-uniformité de la longueur de frottement entraîne immanquablement la non-uniformité de la répartition du flux de chaleur et de l'usure.

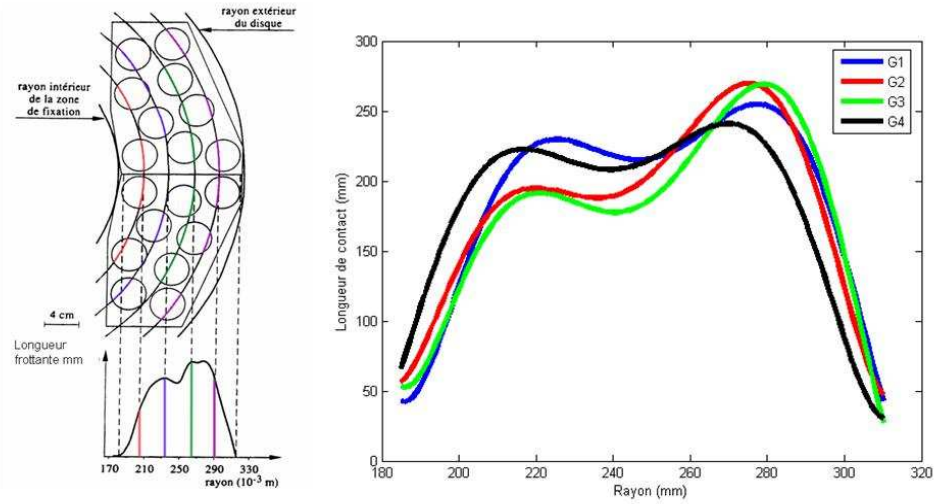


Figure 1-6 : Evolution de longueur de friction des garnitures en fonction du rayon **[Hamam_02]**

En outre, l'usure des garnitures est elle aussi un enjeu industriel important en termes de coût de maintenance. Ainsi, pour un an de service simulé, il a été utilisé 6 jeux de garniture pour G1, 2 jeux pour G2 et G3 et 12 jeux pour G4.

I-1.2.3 Morphologie des différents types de faïençage obtenus

Le premier stade de fissuration correspond à l'apparition très rapide, en quelques freinages, d'un faïençage couvrant toute la surface du disque et ce quel que soit le type de garniture utilisé. La **figure 1-7** montre la morphologie typique du faïençage en surface des quatre disques, après 12 mois de service simulé (environ 12000 freinages), dans des zones où il est particulièrement marqué. On observe que les réseaux sont très différents d'une garniture à l'autre à la fois en termes de géométrie et de densité. Pour les différents réseaux, la direction radiale est prépondérante, avec une nuance pour la garniture G4 puisque celle-ci conduit à un réseau en cellules fermées.
Le faïençage produit par G2 est constitué de fissures radiales auxquelles se branchent des fissures circonférentielles, à la différence de celui de G4 (cellules fermées).
Le faïençage du disque freiné par la garniture G3 puis G4 semble être une superposition de deux types de faïençage. Le réseau est nettement plus marqué radialement par de longues fissures, ce qui laisse penser que ce faïençage provient de la garniture G3. De plus, de nombreuses ramifications circonférentielles formant même des cellules fermées semblent être dues à la garniture G4.
La garniture G1 conduit à un faïençage nettement radial avec de nombreuses fissures déjà longues en surface.
Notons que cette description est restrictive car une analyse approfondie menée dans le cadre de l'étude menée par le LML et la SNCF a pu montrer que des morphologies de faïençage parfois très différentes peuvent coexister sur le même disque. La **figure 1-8** présente, à titre

d'exemple, une portion angulaire de la surface du disque freiné par la garniture G2. Même si les observations précédentes restent valables (faïençage essentiellement radial avec des ramifications circonférentielles), on peut distinguer certaines zones pour lesquelles le faïençage est de type cellules fermées ou encore circonférentiel avec des ramifications radiales, ou uniquement radial au niveau des rayons intérieur et extérieur.

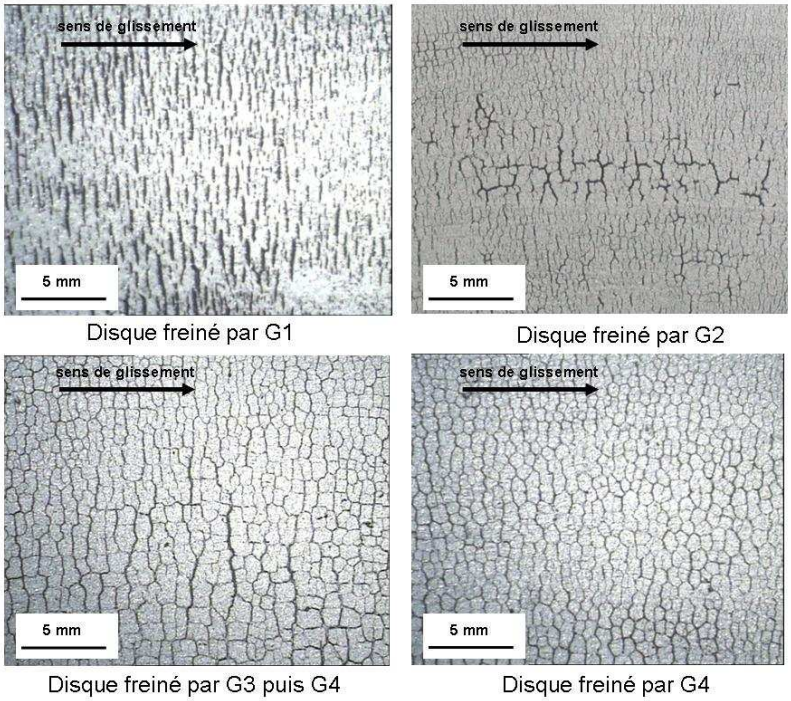


Figure 1-7 : Morphologie du faïençage pour l'ensemble des disques **[Hamam_02]**

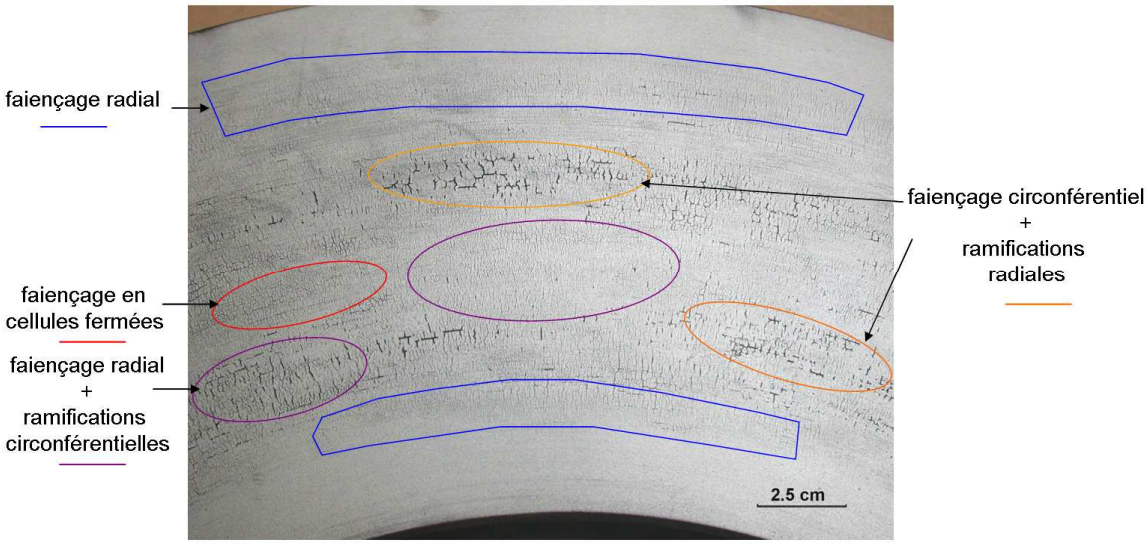


Figure 1-8 : Coexistence de différentes morphologies de faïençage pour le disque freiné par G2

Des relevés de faïençage en profondeur réalisés par polissages progressifs (pas de 0,1 mm) **[Hamam_02]** confirment la prédominance, en profondeur, de la direction radiale du faïençage sur la direction circonférentielle. Toutefois, dans le cas du disque freiné par G4, la profondeur atteinte est la même quelle que soit la direction (**figure 1-9**). D'autre part, la moindre profondeur du réseau de faïençage pour ce disque doit être relativisée en raison de l'usure du disque beaucoup plus élevée, comme signalé plus haut.

Profondeur maximale du faïençage (mm)	G1	G2	G3/G4	G4
Direction radiale	1,3	1	0,8	0,5
Direction circonférentielle	0,3	0,8	0,5	0,5
Rapport radiale / circonférentielle	4,33	1,25	1,6	1

Figure 1-9 : Profondeur des réseaux de faïençage observés sur les 4 disques **[Hamam_02]**

Il apparaît ainsi clairement que les garnitures ont une forte influence sur la morphologie du faïençage. Or, la géométrie du faïençage étant liée à la sollicitation thermomécanique **[Pommier_02, Feng_90, Miquel_02]**, on peut légitimement penser que les garnitures engendrent des sollicitations thermiques différentes sur le disque.

I-1.2.4 Modification de la microstructure des disques

Les disques de frein en acier 28CrMoV5-08 sont obtenus par forgeage puis subissent un traitement thermique de trempe (austénitisation à 975°C pendant 5 heures) suivi d'un revenu (635°C pendant 9 heures). La composition chimique est présentée **figure 1-10**. La microstructure d'origine est de type bainitique avec des caractéristiques mécaniques élevées (Re = 970 MPa à 20°C et 600 MPa à 600°C). Cette microstructure est stable jusqu'à 600°C quel que soit le chargement appliqué **[Samrout_96]**.

	Carbone	Chrome	Molybdène	Vanadium
Concentration (%)	0.28	1.25	0.8	0.2 < x < 0.4

Figure 1-10 : Composition chimique de l'acier 28CrMoV5-8 constituant les disques de frein

Du fait de l'observation fréquente de zones thermiquement affectées dans les applications de freinage **[Anderson_90, Samrout_96]**, la microstructure des 4 disques testés a été analysée. La **figure 1-11.a** représente à titre d'exemple la vue en coupe d'une tranche du disque freiné par la garniture G4 après polissage et attaque au Nital à 10% **[Hamam_02]**. On observe une zone blanche sur plusieurs millimètres sous la surface de friction correspondant à la zone thermiquement affectée. Cette zone a une épaisseur variant de 4 à 6 mm suivant les disques. Son allure à deux bosses peut être mise en parallèle avec la répartition radiale du flux de chaleur. La **figure 1-11.b** représente l'évolution de la microstructure en fonction de l'épaisseur au sein de la couche thermiquement affectée. Trois zones peuvent être distinguées : une zone de microstructure très fine avec présence de martensite près de la surface (à gauche), une zone où la microstructure est celle du matériau de disque vierge (à droite) et une zone intermédiaire (au milieu) avec des grains de taille intermédiaire comparable à une microstructure de revenu. La très petite taille de grain (inférieure au µm), au niveau de la surface de friction, est due au phénomène répétitif de chauffage/refroidissement au cours des freinages. Pendant un refroidissement rapide (en surface) après le premier freinage, la transformation de l'austénite en martensite se fait plus facilement dans les joints triples des grains, la taille de grain de la structure formée est donc plus petite. Après le deuxième freinage, la structure se retransforme en austénite et le phénomène recommence en diminuant à chaque fois la taille de grain **[Hamam_02]**. De plus, les mesures de dureté en profondeur concordent avec l'évolution de la microstructure. La dureté, maximale en surface (de 350 à 430 HV), décroît jusqu'à un minimum à environ 4 mm de la surface puis remonte jusqu'à environ 350 HV à cœur, valeur proche de celle du matériau vierge **[Hamam_02]**.

Ces observations sont conformes à celles faites par Samrout **[Samrout_96]**. Il est important de préciser que des observations similaires ont été faites sur les autres disques testés.

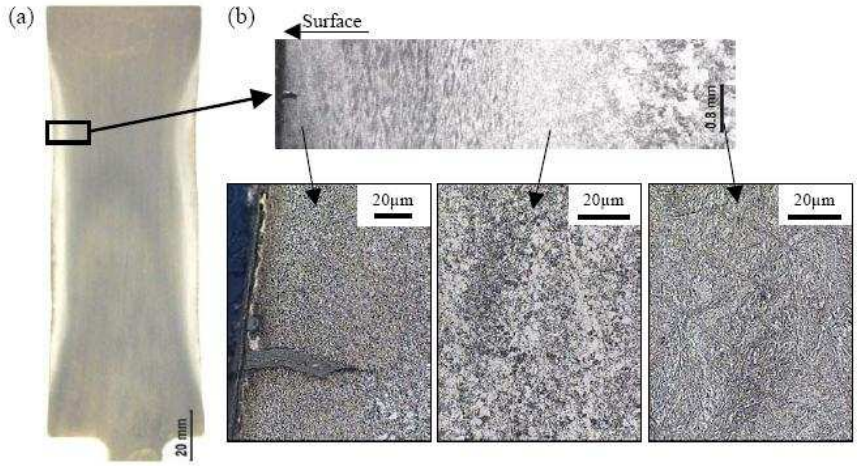


Figure 1-11 : Analyses microstructurales dans l'épaisseur du disque freiné avec la garniture G4 **[Hamam_02]**

I-1.3 Synthèse

L'observation des disques de TGV fissurés en service fait apparaître des fissures longues de plusieurs dizaines de millimètres en surface. Ces fissures n'atteignent généralement pas les bords libres du disque et ne se propagent généralement pas en profondeur au-delà de 15 mm. Elles sont provoquées par un phénomène de fatigue thermique du fait des variations de température aux cours des freinages successifs. En effet, le chargement thermique vu par le disque est prépondérant par rapport au chargement mécanique dû à la pression des garnitures.
La mise au point d'un programme d'endurance TGV représentatif du service a permis de reproduire la fissuration des disques sur un banc d'essai industriel de freinage. Sur les quatre types de garnitures habituellement utilisées en service, deux conduisent à la fissuration des disques après 1 an de service simulé. Ce résultat est confirmé par le suivi en ligne d'essieux équipés exclusivement de chacun des quatre types de garnitures. La fissuration des disques est donc dépendante du type de garniture utilisé.
Les expertises post-mortem réalisées sur les disques ont mis en évidence deux stades d'endommagement. Le premier stade est l'apparition rapide d'un faïençage de surface ceci quel que soit le type de garniture. Le second stade est l'occurrence de fissures macroscopiques de plusieurs dizaines de millimètres de long, seules les garnitures G2 et G4 ayant conduit à la fissuration macroscopique des disques après un an de service simulé.
Pour chaque couple disque/garniture, une morphologie caractéristique du faïençage peut être identifiée. Ceci peut donc indiquer une influence du type de garniture sur la sollicitation thermomécanique vue par le disque.
Dans le cas du disque freiné par G2, la propagation de la fissure macroscopique semble indépendante du faïençage environnant alors que, pour celui freiné par G4, la fissure macroscopique est formée par coalescence de plusieurs fissures de faïençage. Ceci implique donc des différences de modes de propagation de fissures.
Les niveaux d'usure des disques et des garnitures sont assez variables et ne permettent pas de distinguer les garnitures dites « fissurantes » des deux autres. Les garnitures G2 et G4, « fissurantes », sont respectivement celles qui génèrent l'usure minimale et maximale aussi bien pour le disque que pour les garnitures elles-mêmes.

Enfin, pour tous les disques, la microstructure sous la surface évolue du fait de la répétition des cycles de chauffage-refroidissement engendrée par la succession des freinages.
L'influence des garnitures sur l'endommagement des disques est clairement établie. Les différentes morphologies de faïençage semblent pouvoir être reliées à des différences de sollicitation thermique.
La méconnaissance du chargement thermique engendré par les garnitures, la superposition de deux stades de fissuration ainsi que les phénomènes d'usure et de transformations microstructurales rendent très délicate une approche quantitative de durée de vie des disques de frein de TGV.
Par la suite, une étude bibliographique des différents phénomènes physiques mis en jeu au cours du freinage permettra de dégager une stratégie d'étude adaptée à la complexité d'une telle problématique.

I-2 Problématique du freinage

I-2.1 Aspect tribologique à l'échelle du contact

La tribologie recouvre l'étude des corps en contact en s'intéressant à la lubrification hydrodynamique, au frottement et à l'usure. Dans le cas du freinage, la tribologie concerne les aspects relatifs au frottement sec et à l'usure. La notion de troisième corps a été introduite par Godet **[Godet_84]** et approfondie par Berthier **[Berthier_88, Berthier_96]** afin de décrire et d'étudier les mécanismes mis en jeu à l'interface de deux corps en contact, définis comme les deux premiers corps. Dans notre application de frein à disque, les deux premiers corps sont donc le disque et la garniture.
L'étude de ces contacts s'appuie sur trois concepts :

- le triplet tribologique (mécanisme, premiers corps, troisième corps),
- les mécanismes d'accommodation de vitesse,
- le circuit tribologique.

Le troisième corps est défini comme un milieu hétérogène essentiellement formé de débris issus des deux premiers corps (dimension matériau). Cette fine couche de quelques micromètres d'épaisseur est le siège de l'accommodation des vitesses relatives (dimension cinématique) des deux premiers corps et assure la transmission des efforts de contact (dimension systémique) comme le montre la **figure 1-12**. Elle englobe les « couches statiques » adhérentes aux surfaces des premiers corps et une « couche cinématique » au sein de laquelle les particules de troisième corps s'arrangent et se déplacent continuellement.

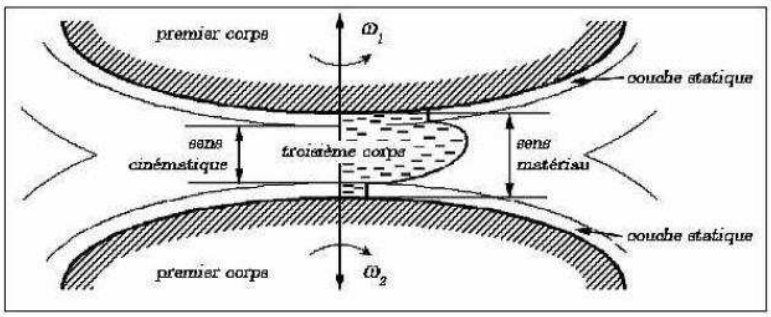


Figure 1-12 : Définition du 3ème corps **[Godet_82]**

De nombreuses observations des surfaces de contact en freinage ont permis de mettre en évidence la présence de plaques planes et de lits de poudres [**Roussette_05, Osterle_04,**

Eriksson_00, Eriksson_02]. Les plaques planes assurent la portance et l'accommodation de vitesse. Elles sont constituées des débris piégés le long d'obstacles résistant à l'usure (fibres, particules céramiques…) qui sont compactés sous l'effet de la pression. Les lits de poudres alimentent la formation des plaques planes qui peuvent croître puis se fragmenter, et dont les débris vont alimenter à leur tour les lits de poudres. La **figure 1-13** présente des observations de la surface d'un pion de garniture TGV après des essais de freinage réalisés sur le tribomètre de freinage du LML **[Copin_00, Desplanques_02]**. Le pion est constitué d'un matériau fritté à matrice métallique principalement composé de fer, de cuivre et d'étain (Fe-CuSn). Les observations de la surface du plot avant freinage révèlent la présence de particules de graphite et de carbures ainsi que des porosités dans la matrice inhérentes au procédé de frittage. Après freinage, les plaques planes occupent la majeure partie de la surface de contact apparente, les lits de poudres sont principalement constitués d'oxydes de fer et de cuivre. D'autre part, des empilements de plaques planes témoignent de l'évolution continuelle de la surface de friction au cours du freinage. Même si la morphologie du troisième corps et la surface de friction sont en évolution permanente, il est montré qu'après quelques freinages le troisième corps atteint un régime « établi » se caractérisant à l'échelle macroscopique par une bonne répétitivité de l'évolution du coefficient de frottement **[Copin_00]**.

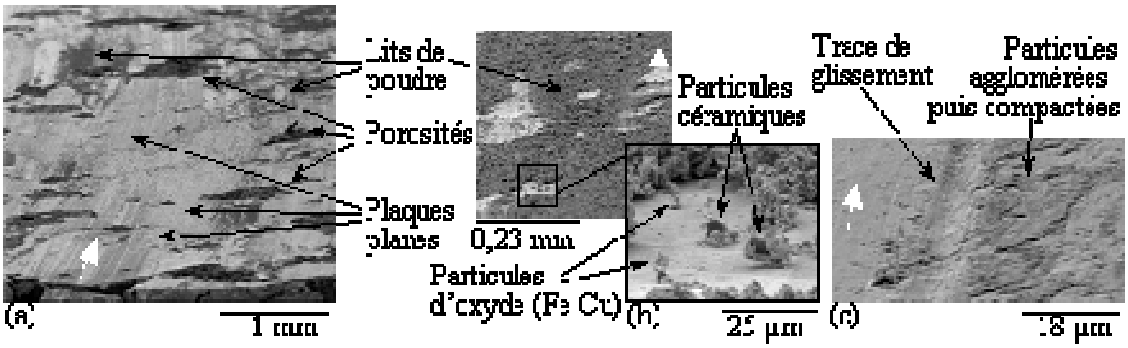


Figure 1-13 : Observations macro et microscopique de la surface d'un pion **[Copin_00]**

La notion de circuit tribologique a été introduite pour définir les différents débits de troisième corps circulant dans le contact **[Berthier_88, Descartes_01, Eriksson_00]**.
La **figure 1-14** a été proposée pour schématiser le circuit tribologique et les divers mécanismes identifiés à l'issue d'essais de freinage réalisés sur le tribomètre de freinage du LML, ici avec des garnitures en matériau composite à matrice organique **[Desplanques_02, Desplanques_07, Roussette_05]**.

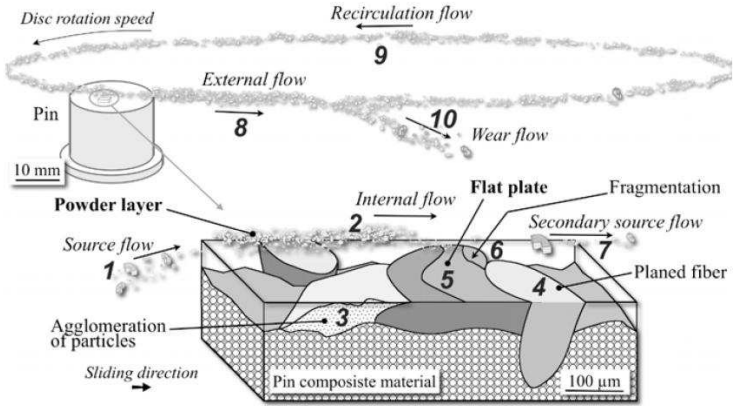


Figure 1-14 : Représentation schématique du circuit tribologique **[Desplanques_02]**

Le débit source est constitué de particules issues des deux premiers corps (1). Les particules circulant dans le contact forment le débit primaire (2). Les particules forment des lits de

poudres ou s'accumulent en amont d'obstacles (4) (fibres arasées pour les garnitures en composite organique) et sont compactées (3) pour former des plaques planes (5). Sous l'effet de l'oxydation et de la pression, ces plaques peuvent se fragmenter (6). Les débris issus de la fragmentation des plaques planes (6) forment le débit secondaire (7). Le débit externe (8) regroupe les particules quittant le contact et le réintégrant à l'issue d'un tour du disque (débit de recirculation 9) et celles le quittant définitivement (débit d'usure 10).
Les aspects physico-chimiques mis en jeu au sein du contact ont été aussi étudiés pour déterminer l'effet de la température sur la composition du troisième corps (oxydation, dégazage, perte de masse…) **[Bulthé_06, Bulthé_07, Roussette_05, Kasem_08]**.
Le troisième corps joue un rôle très important dans tous les phénomènes de contact et est le lieu de nombreux phénomènes physiques et de couplages entre ces phénomènes ayant des répercussions significatives sur le comportement du système de freinage à l'échelle macroscopique (coefficient de frottement, usure, aspects thermiques, aspects physico-chimiques, aspects vibratoires). L'étude du troisième corps et de son comportement est par conséquent primordiale pour la bonne compréhension de la complexité du freinage.
Cependant, la forte hétérogénéité du troisième corps (en termes de gradients thermiques, de pression de contact, de matériaux…) rend toutefois nécessaire le recours à de très fortes simplifications dans l'étude du freinage à l'échelle macroscopique. Ainsi, par exemple, la prise en compte de l'interface se fait très souvent, à l'échelle du système, par le biais du coefficient de frottement et d'une résistance thermique de contact afin de coupler l'aspect mécanique et l'aspect thermique du problème

I-2.2 Aspect thermique à l'échelle du contact

I-2.2.1 Génération de chaleur au contact

La **figure 1-15** représente schématiquement les différentes énergies dissipées par le frottement **[Uetz_78]**. La production de chaleur représente plus de 90% des énergies mises en jeu. On comprend alors bien l'importance des aspects thermiques dans la problématique du freinage.
Les mécanismes de génération de chaleur au contact sont complexes et pour certains d'entre eux encore mal connus.
Bardon **[Bardon_94]** distingue deux types de sources de chaleur :

- une génération de chaleur de type surfacique au niveau des aspérités en contact,
- une génération de type volumique au sein du troisième corps due à l'érosion des surfaces par un fort cisaillement.

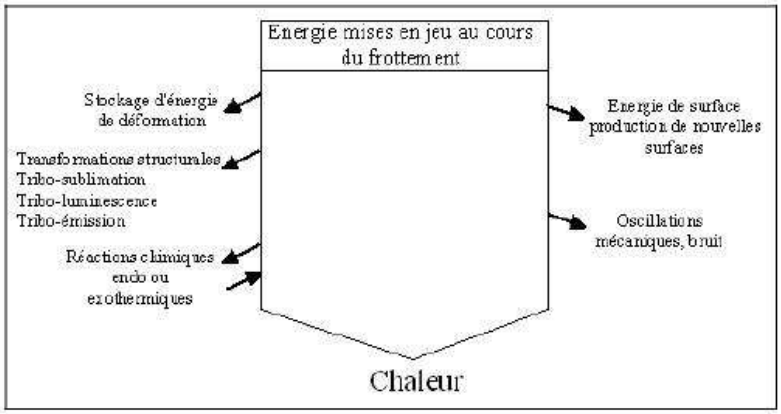


Figure 1-15 : Les différentes formes d'énergies mises en jeu au cours du frottement **[Uetz_78]**

Les mécanismes de génération de chaleur à l'échelle du contact sont encore difficiles à appréhender. Pour les applications de freinage, on se place le plus souvent d'un point de vue macroscopique en considérant que l'énergie mécanique est intégralement dissipée en chaleur. On peut alors exprimer la puissance thermique dissipée à l'aide des paramètres mécaniques macroscopiques :

$$\phi = \mu(V) * F_N * V \tag{1.1}$$

où μ est le coefficient de frottement, V la vitesse de glissement et F_N l'effort normal appliqué à la garniture. L'effort retardateur est lié à l'effort normal et au coefficient de frottement par la loi de Coulomb. La question se pose alors de savoir comment le flux généré lors du freinage se répartit entre les deux composants en contact.

I-2.2.2 Partition du flux thermique entre les solides en contact

L'objet de ce paragraphe est de présenter comment est déterminée la part du flux thermique entrant dans le disque et celle entrant dans la garniture. Pour notre application, le partage du flux entre le disque et la garniture est régi par le coefficient *p* (compris en 0 et 1) traduisant le pourcentage du flux total de freinage entrant dans le disque. La fraction du flux total entrant dans la garniture est donc donnée par la valeur de (1-*p*). La **figure 1-16** illustre la modélisation thermique correspondant à cette approche.

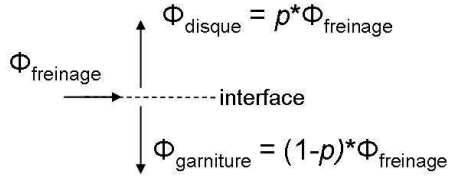


Figure 1-16 : Partition du flux de freinage en fonction des effusivités des matériaux des deux corps en contact

Ce coefficient est évalué dans le cadre de l'hypothèse de contact parfait (lisse) et statique, et en considérant une température de surface identique pour les deux solides en contact **[Vernotte_56]** et **[Archard_58]**. Il est constant et dépend du rapport des effusivités des deux matériaux pondéré par la surface de friction de chacun des composants en contact :

$$p = \frac{S_D.\xi_D}{S_D.\xi_D + S_G.\xi_G} \tag{1.2}$$

où $\xi_i = \sqrt{\lambda_i.\rho_i.c_{pi}}$ est l'effusivité et S_i la surface du disque (D) ou de la garniture (G).

Cette approche, quoique très simplifiée, se révèle suffisante pour les applications de freinage **[Brunel_07]**. De plus, ces grandeurs nécessaires pour estimer le partage de flux sont macroscopiques et relativement faciles à obtenir.

Pour rendre compte de la différence de température entre les deux solides en contact, certains auteurs ont proposé d'intercaler une résistance thermique de contact à l'interface. Cette résistance peut traduire la constriction des lignes de flux thermique due à l'imperfection du contact dans l'hypothèse d'un contact statique en régime établi **[Bardon_94, Laraqi_96, Larzabal_99]**. Mazo **[Mazo_78]** utilise une résistance thermique de glissement pour tenir compte de la constriction thermique due au glissement entre deux corps en contact parfait. Dans le cas d'un contact imparfait glissant, en régime établi, Chanterenne et Bardon **[Chanterenne_95, Bardon_94]** associent en série une résistance de constriction statique et une résistance de constriction glissante. Pour des applications de freinage roue-semelle, Vernersson [**Vernersson_06]** utilise un modèle avec deux résistances thermiques associées en série pour tenir compte de la résistance thermique de la roue d'une part (ou du disque) R_D et

de celle de la garniture R_G d'autre part. Ces résistances servent à rendre compte de la chute de température à l'interface de contact et englobent à la fois la notion de résistance thermique de contact imparfait et de résistance de contact glissant. Le flux de freinage (Φ_F) est produit à l'interface et se répartit alors entre la roue (ou le disque) et la garniture en fonction de la valeur des résistances thermiques et des températures moyennes de surface de chaque composant (**figure 1-17**). On a ainsi :

$$\Phi_D = \frac{R_G}{R_D + R_G}\Phi_F + \frac{T_G - T_D}{R_D + R_G} \tag{1.3}$$

$$\Phi_G = \frac{R_D}{R_D + R_G}\Phi_F + \frac{T_D - T_G}{R_D + R_G} \tag{1.4}$$

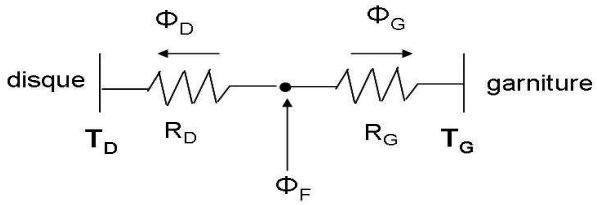


Figure 1-17 : Modèle thermique de Vernersson **[Vernersson_06]**

Brunel **[Brunel_07]** a montré que cette modélisation est analogue à celle de Mazo. Du fait de l'extrême difficulté à identifier les paramètres thermiques (conductivité thermique et épaisseur du troisième corps), les résistances thermiques R_D et R_G sont ajustées par simulation numérique en comparant les températures obtenues pour la roue et la semelle avec des mesures faites par thermographie infrarouge sur la face latérale du contact.

Certaines modélisations analytiques plus fines proposent de tenir compte de la production de chaleur à l'interface du contact **[Laraqi_92, Chanterenne_95]**. Ces modélisations augmentent considérablement le nombre de paramètres à identifier, qui, de plus, varient avec le temps. Dans le cadre d'une approche macroscopique, il est alors quasiment impossible de les utiliser.

Les phénomènes liés au freinage étant fortement transitoires, Brunel **[Brunel_07]** a comparé les modèles de Mazo et de Vernersson pour un calcul thermique transitoire. Il apparaît que ces deux modèles sont quasiment identiques et qu'ils conduisent à la même partition du flux thermique sur une grande partie de la durée du freinage. De plus, cette répartition du flux évolue peu pendant le freinage ce qui permet de justifier le choix fait dans cette étude d'utiliser un coefficient de partage de flux constant.

Pour rendre compte de l'aspect transitoire des phénomènes thermiques, Majcherczak a souligné l'importance de rendre compte des aspects de stockage et de production de chaleur au sein de l'interface de contact **[Majcherczak_03]**. Du fait de la complexité des modèles analytiques de contact transitoire proposés, il propose une modélisation numérique du troisième corps. Celui-ci est considéré comme homogène et continu. Le flux thermique dans l'épaisseur dépend du profil d'accommodation de vitesse qui peut varier afin de privilégier une production soit volumique soit surfacique de la chaleur. Les paramètres thermo-physiques (λ, ρ, c_p) et l'épaisseur de la couche de troisième corps sont ceux évalués par Day **[Day_83]** et **[Day_90]** pour le contact roue-semelle. Les résultats numériques obtenus sont en bon accord avec les observations expérimentales. Néanmoins, les paramètres d'épaisseur et de conductivité thermique du troisième corps ainsi que le profil d'accommodation de vitesse retenu ont une grande influence sur les niveaux de température atteints. Or ces paramètres sont extrêmement difficiles à identifier de par la forte hétérogénéité du troisième corps, son évolution permanente et son confinement. Enfin, ces paramètres varient suivant la nature

physico-chimique du troisième corps et ont de fortes probabilités de varier suivant les conditions de température et de pression régnant dans le contact.

I-2.2.3 Synthèse

La production de chaleur à l'interface de contact est régie par des phénomènes physiques complexes et encore mal connus. Pour les applications de freinage se positionnant à l'échelle du composant industriel, il sera par conséquent considéré dans la suite que toute l'énergie mécanique est convertie en chaleur suivant la relation (1).
La partition du flux thermique généré à l'interface entre les deux solides en contact a été étudiée par de nombreux auteurs pour des configurations de contact plus ou moins réalistes. La littérature est riche en modélisations concernant les problèmes de transfert thermique entre deux corps en contact. Il devient néanmoins rapidement très complexe d'identifier les paramètres géométriques et thermiques locaux nécessaires pour une modélisation fine. La difficulté s'accroît si l'on s'intéresse à des situations de contact glissant et pour des régimes transitoires. Pour les applications industrielles, la partition de flux calculée en fonction du rapport des effusivités pondéré par la géométrie des surfaces de contact du disque et de la garniture est suffisante. Cette relation a l'avantage de faire intervenir des paramètres macroscopiques relativement aisés à obtenir. Ce choix implique une partition constante du flux au cours du freinage. Cette simplification demeure acceptable, tel que vérifié par Brunel, dans la mesure où on observe peu de variations de cette partition avec des modèles plus élaborés **[Brunel_07]**.

I-2.3 Localisations thermiques sur les disques de frein

Le paragraphe précédent a mis en évidence les difficultés liées à la génération du flux de chaleur à l'échelle du contact. La distribution et l'évacuation de ce flux sont liées à l'irrégularité des surfaces et engendrent des localisations thermiques à l'échelle du contact. A l'échelle du composant, on observe aussi des localisations thermiques macroscopiques. Sur les organes de friction (freins, embrayages) peuvent apparaître des zones chaudes en forme de cercles chauds et/ou de points chauds de différentes tailles (**figure 1-18**).

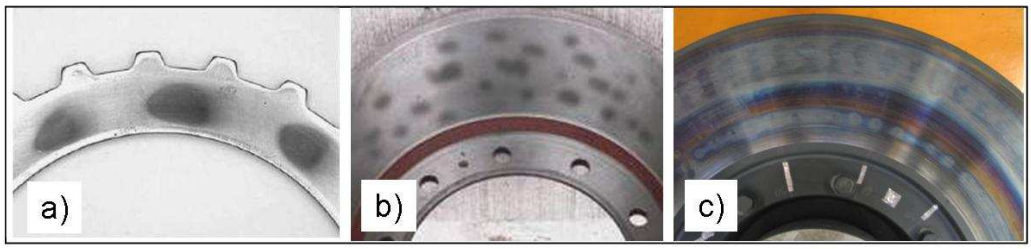


Figure 1-18 : Traces de localisations thermiques sur un disque d'embrayage (a), sur un disque de frein de poids lourd (b) et sur un disque de frein de TGV (c)

L'origine de ces gradients thermiques est souvent difficile à déterminer de par les forts couplages existant entre les diverses échelles et les divers phénomènes physiques mis en jeu :

- couplage thermomécanique,
- échanges thermiques,
- propriétés des matériaux variant avec la température,
- contact frottant,
- dynamique du système disque/garniture,
- usure (tribologie des surfaces).

Barber a montré que les déformations thermiques dues à la localisation du contact sur des aspérités modifient les conditions de contact **[Barber_67]**. En effet, il y a des couplages entre dilatations thermiques, usure et modification des aires de contact et donc des pressions de contact. C'est la superposition de ces phénomènes qui engendre la formation des localisations thermiques.
Ces localisations thermiques de surface entraînent des gradients de température dans le volume des pièces en contact. Les déformations thermiques différentielles dues à ces gradients thermiques conduisent à des contraintes au sein des pièces en contact. Dans le cas des disques de frein, l'alternance des freinages correspond à une alternance de chauffages-refroidissements qui sollicite de ce fait le disque en fatigue thermique. De plus, l'élévation de température favorise l'apparition de déformations plastiques qui peuvent se révéler endommageantes à plus ou moins long terme pour le disque. D'autre part, les déformations permanentes engendrées soit par plastification soit par modification microstructurale modifient les conditions de contact et peuvent engendrer des vibrations, une baisse du coefficient de frottement ainsi qu'une répartition non uniforme des usures. Pour toutes ces raisons, l'étude de ces différents gradients thermiques revêt un intérêt tant scientifique qu'industriel.
Par la suite, nous présenterons les différents gradients thermiques observés expérimentalement pour les disques de frein de TGV ainsi que les principaux mécanismes conduisant à leur formation.

I-2.3.1 Constatations expérimentales

I-2.3.1.1 Types de gradients thermiques

Pour les applications automobiles, Anderson et Knapp ont proposé **[Anderson_90]** une classification des gradients thermiques observés sur les disques de frein et sur les freins à tambour en fonction de leur taille, de leur température et de leur durée. Toutefois, le freinage ferroviaire se distingue du freinage automobile par des niveaux d'énergie dissipée très supérieurs, des géométries 2,5 à 3 fois plus grandes, des vitesses de glissement généralement plus élevées, des géométries de garnitures différentes et des pressions d'application plus faibles (0,5 MPa au maximum contre 2 à 8 MPa dans l'automobile). Celles-ci sont dues notamment au faible niveau d'adhérence du contact roue-rail. Du fait de la taille du disque, les densités de flux thermique dissipé sont de l'ordre de 10% de celles du freinage automobile. L'importance des énergies et des temps de freinage alliés à des pressions faibles favorisent ainsi les variations de portée des garnitures et la formation de gradients thermiques macroscopiques. La **figure 1-19** permet d'illustrer les différences entre automobile et ferroviaire dans le cas d'un freinage d'arrêt à 100 km/h.

Application	Energie par disque (kJ)	Temps de freinage (s)	Puissance moyenne (kW)	Puissance surfacique (kW/m²)	Diamètre (mm)
Automobile	165	4	41,3	1640	227
Ferroviaire	1550	22,2	69,4	170	640

Figure 1-19 : Comparaison entre les caractéristiques des freinages automobile et ferroviaire

Dufrénoy a proposé une classification, pour le domaine ferroviaire, quelque peu différente de celle d'Anderson et Knapp **[Dufrenoy_95[a]]**. Les différents types de gradients thermiques sont observés au moyen d'une caméra infrarouge au cours d'essais de freinages ferroviaires réalisés sur un banc d'essai à échelle 1. Le disque est de type TGV non ventilé et les

garnitures sont en matériau composite à matrice organique. La **figure 1-20** représente les thermogrammes infrarouges du disque correspondant à chaque type de gradient thermique. La **figure 1-21**, quant à elle, détaille les principales caractéristiques des gradients thermiques identifiés.

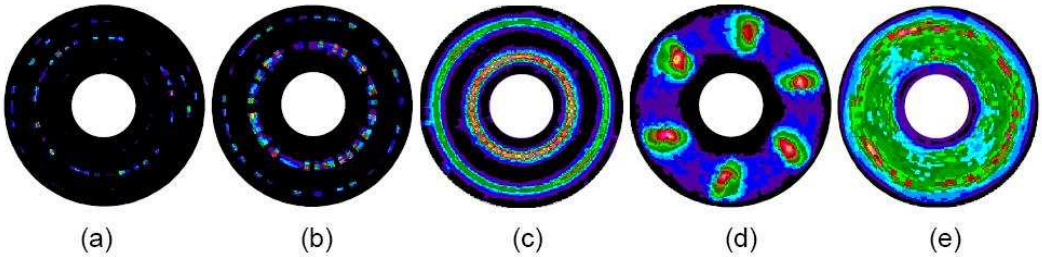


Figure 1-20 : Thermogrammes des gradients thermiques observés sur les disques de freins ferroviaires **[Dufrenoy_95[a]]**

	Type de gradient thermique	Taille (mm)	Niveau thermique (°C)	Durée
(a)	Aspérités	< 1	1200	< 1 ms
(b)	Gradients sur cercles chauds	Longueur : 5 à 20	650 à 1000	0,5 à 10 s
(c)	Cercles chauds	Largeur : 5 à 50	Jusque 800	> 10 s avec déplacements
(d)	Points chauds macroscopiques	40 à 110	Jusque 1100	> 10 s souvent "stabilisés"
(e)	Gradients de diffusion	80 à 200	20 à 300	> 10 s

Figure 1-21 : Classification des gradients thermiques pour les disques de freins ferroviaires **[Dufrenoy_95[a]]**

Cinq différents types de gradients thermiques sont considérés :

- les gradients de type « aspérités » sont des élévations brutales de température sur les zones de contact issues des aspérités les plus prononcées. Ils correspondent au type « asperity » de la classification d'Anderson et Knapp,
- les « gradients sur cercles chauds » correspondent à de petits points chauds toujours associés à des cercles chauds dans le ferroviaire. Ce type peu s'apparenter, en plus grand, au type « focal critique » de la classification automobile. Ils sont donc le lieu de transformations métallurgiques et peuvent constituer des sites d'endommagement privilégiés,
- les « cercles chauds » se forment dès les premiers instants du freinage. Ils s'intensifient et se déplacent radialement pendant le freinage et d'un freinage à l'autre,
- les « points chauds macroscopiques » sont de grande taille, régulièrement espacés suivant la circonférence, pouvant être dédoublés sur le rayon interne et externe du disque et engendrant des températures très élevées pouvant être supérieures à 1000°C. Ils sont antisymétriques d'une face à l'autre et stationnaires sur la surface du disque contrairement aux « cercles chauds ». On constate qu'ils réapparaissent à chaque freinage avec une intensité qui peut être variable,
- les « gradients de diffusion » peuvent apparaître du fait du refroidissement non uniforme de surfaces d'échanges avec l'environnement. Ils sont souvent observés lors de freinages de maintien pour lesquels les durées importantes atténuent progressivement les gradients thermiques locaux. Ils correspondent au type « regional » de la classification d'Anderson et Knapp.

Dans la littérature, ce sont les gradients thermiques de type « cercles chauds » et « points chauds macroscopiques » qui sont couramment étudiés. La particularité du freinage TGV est

l'apparition très fréquente des « points chauds macroscopiques » (Macroscopic Hot Spot, MHS). Le fait qu'ils soient quasi-stationnaires implique une répétition des échauffements dans les mêmes zones d'un freinage à un autre. De plus, la modification de la géométrie globale du disque conduit à une baisse des performances de freinage.
Le paragraphe suivant présente les scénarios d'apparition des points chauds macroscopiques tirés d'observations expérimentales faites dans le cadre de freinages type TGV.

I-2.3.1.2 Scénarios d'apparition des points chauds macroscopiques

Pour étudier dans quelles conditions les points chauds apparaissent, Panier **[Panier_02, Panier_04]** a réalisé des essais de freinage sur un banc d'essais à échelle 1 sur disque TGV équipé de garnitures composites à matrice organique. Une séquence d'essai constituée de freinages à vitesse croissante et à énergie constante a permis de mettre en évidence un scénario « classique » de formation des points chauds (**figure 1-22**).
Tout d'abord, un ou plusieurs cercles chauds apparaissent au début du freinage. Ils sont dûs à une répartition radiale non uniforme du contact et se déplacent radialement au gré des dilatations et usures des surfaces en contact (**figure 1-22.a**) On parle de bouclages thermomécaniques.
Des petits points chauds régulièrement espacés angulairement peuvent ensuite apparaître sur ces cercles chauds. On parle de gradients sur cercle chaud (**figure 1-22.b**). Puis, de 5 à 7 points chauds beaucoup plus étendus se forment en surface du disque. Ils sont régulièrement répartis circonférentiellement et fixes dans le repère du disque. Une fois formés, ils réapparaissent ensuite systématiquement lors des freinages suivants (**figure 1-22.c**).

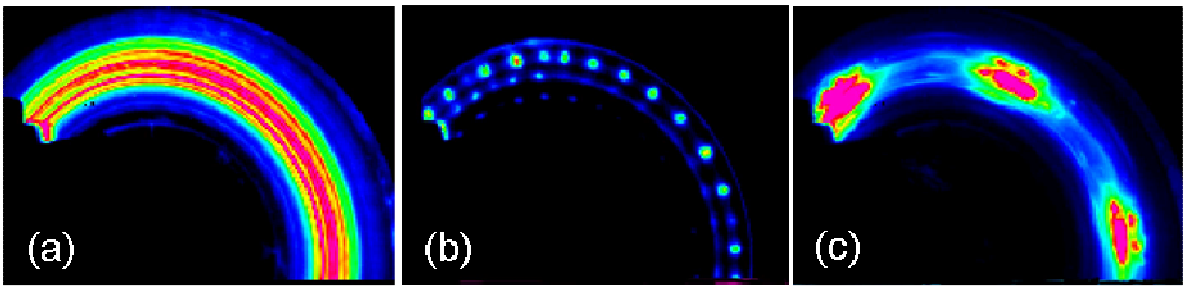


Figure 1-22 : Scénario classique d'apparition des points chauds macroscopiques

L'auteur insiste sur le fait que ce scénario peut connaître des variantes. Il peut être observé l'apparition de gradients sur cercles chauds sans la formation préalable de cercles chauds. De larges cercles chauds peuvent apparaître en fin de freinage. Ils sont liés à la diffusion de la chaleur issue des gradients sur cercle chaud. Leur niveau de température est plus faible que les cercles chauds étroits observés en début de freinage.
La formation des points chauds macroscopiques n'occulte pas forcément les autres types de gradients thermiques. Les points chauds macroscopiques peuvent exister simultanément avec des cercles chauds au cours d'un freinage de faible énergie. De même, des gradients sur cercles chauds peuvent ne pas être totalement masqués par des points chauds macroscopiques.
Il apparaît toutefois difficile de relier les caractéristiques d'un freinage (énergie, puissance, vitesse) à l'occurrence du freinage critique au cours duquel les points chauds macroscopiques se forment pour la première fois. Néanmoins, le couple énergie et puissance de freinage semblent être le « binôme » à prendre en compte dans la mesure où il conditionne les niveaux de température nécessaires à l'apparition des points chauds macroscopiques. Panier a aussi pu montrer que le type et l'architecture de la garniture ont aussi une influence sur l'apparition de ces gradients **[Panier_04]**.

I-2.3.1.3 Caractéristiques des points chauds macroscopiques (MHS)

Les principales caractéristiques des points chauds exposées dans cette partie sont issues d'observations expérimentales réalisées au cours de freinages à échelle 1. Il est important de préciser que les points chauds macroscopiques apparaissent systématiquement sur les disques TGV non ventilés alors qu'ils sont rarement observés dans le cas de disques ventilés dont la rigidité de flexion est bien plus importante.

I-2.3.1.3.a Périodicité et antisymétrie des points chauds macroscopiques

Comme il a été dit plus haut, les points chauds macroscopiques sont périodiquement répartis sur la surface du disque et leur nombre peut varier entre 5 et 7. L'antisymétrie a été mise en évidence par Dufrénoy **[Dufrenoy_95[a]]** en visualisant simultanément, à l'aide d'un miroir, avec une caméra de thermographie IR les deux faces d'un disque de frein de TGV au cours d'un freinage (**figure 1-23**). L'antisymétrie est aussi mise en évidence après le freinage par les zones de dépôt de troisième corps situées au niveau des points chauds.
Le fait que ces localisations thermiques sont périodiques, antisymétriques et atteignent des niveaux de température élevés indique qu'elles correspondent à une déformation ondulatoire du disque. Cette déformation structurale est stabilisée du fait des niveaux de température élevés conduisant à des déformations permanentes par écoulement plastique et par transformations métallurgiques. L'amplitude de ces ondulations est de l'ordre de 0,15 mm mais la mesure peut être rendue très délicate du fait notamment de la présence de couches de troisième corps. Kao **[Kao_00]** a mesuré, quant à lui, une amplitude de 0,1 mm pour des points chauds apparus sur des disques de frein automobile.

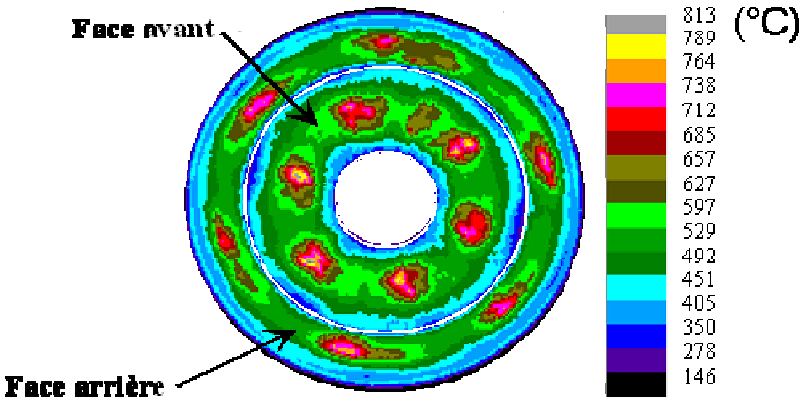


Figure 1-23 : Antisymétrie des points chauds macroscopiques, thermogramme simultané des deux faces du disque **[Dufrenoy_95[a]]**

I-2.3.1.3.b Influence de la garniture

Panier **[Panier_04]** a mis en évidence expérimentalement l'influence de la longueur de contact de la garniture sur le nombre de points chauds macroscopiques. Il propose d'évaluer le nombre de points chauds par la relation empirique suivante :

Nombre de points chauds = Périmètre moyen du disque / Longueur angulaire de la garniture.

Compte tenu des hypothèses simplificatrices utilisées, cette relation conduit à une approximation satisfaisante.
En outre, la rigidité de la garniture a une influence sur la sévérité des gradients thermiques **[Panier_04]**. Une garniture assouplie par l'ajout d'une sous-couche élastique conduit à un champ de température et à des gradients thermiques beaucoup plus faibles qu'une garniture « classique » plus rigide **[Panier_02, Panier_04]**. Cependant, si les gradients thermiques sont

plus faibles avec la garniture souple, le coefficient de frottement correspondant est lui aussi diminué, ce qui entraîne un allongement de la distance d'arrêt. De plus, une trop grande souplesse de la garniture peut provoquer des pertes d'efficacité en cas de freinage sous humidité.

I-2.3.1.3.c Migration des points chauds macroscopiques

Une très lente migration angulaire de ces points chauds a été mise en évidence pour une succession de freinages **[Dufrenoy_98]**. Le décalage angulaire est identique pour tous les points chauds et se produit dans le sens inverse de rotation du disque. On peut observer cette migration angulaire sur la **figure 1-24** représentant les thermogrammes pris en fin de freinage pour cinq freinages successifs. D'un freinage à l'autre, on observe aussi que les points chauds sont radialement centrés sur le rayon moyen de la piste de frottement ou apparaissent dédoublés radialement.

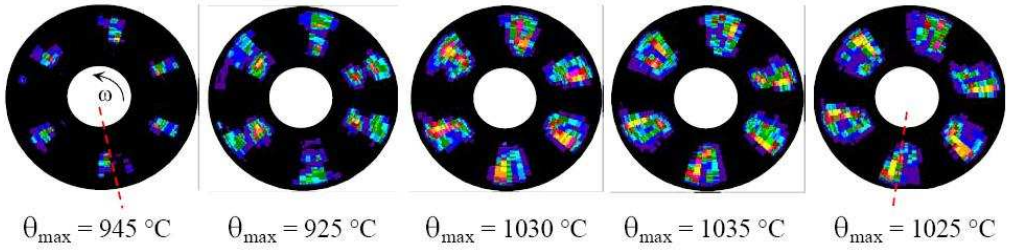


Figure 1-24 : Migration angulaire des points chauds pour une succession de freinages **[Dufrenoy_98]**

La migration angulaire est expliquée par Panier **[Panier_02]** par la dissymétrie des points chauds. En effet, l'observation des thermogrammes révèle que les points chauds ne sont pas tout à fait symétriques d'un point de vue thermique. Du fait de la rotation du disque, la pression est maximale en amont du point chaud. Les températures maximales, et de ce fait l'écoulement plastique, sont localisés dans cette zone. Ceci peut expliquer la faible migration des points chauds dans le sens opposé à celui de la rotation du disque (**figure 1-25**).

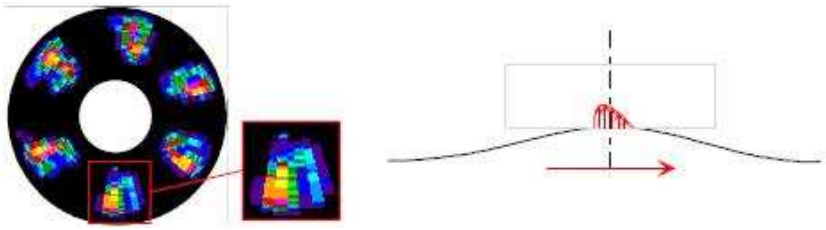


Figure 1-25 : Illustration de la dissymétrie d'un point chaud et de la localisation de la pression de contact en amont du point chaud **[Panier_02]**

I-2.3.2 Analyse des mécanismes de formation des gradients thermiques

L'objectif de cette partie est de présenter les modélisations permettant d'expliquer la formation des cercles chauds et des points chauds macroscopiques observés sur le disque dans le cas du freinage TGV.

I-2.3.2.1 Les cercles chauds

Dufrenoy **[Dufrenoy_95[b]]** a mis en évidence, pour les freins à disque ferroviaires, l'effet des bouclages thermomécaniques à l'image de ceux des freins aéronautiques et automobiles **[Kennedy_74, Day_90]** conduisant à la formation des cercles chauds et à leur déplacement

radial sur la surface de friction du disque. Pour ce faire, un modèle éléments finis 2D axisymétrique du disque tenant compte de l'effet des dilatations et de l'usure sur la répartition des pressions de contact a été développé **[Dufrenoy_95[b]]**. La géométrie réelle de la garniture est considérée. La non-uniformité de la répartition radiale du contact est ainsi prise en compte au même titre que la non-uniformité de la répartition de l'effort presseur au dos de la garniture (**figure 1-26.a** et **1-26.b**). La vitesse de glissement évoluant linéairement entre le rayon intérieur et extérieur du disque, la conjonction de tous ces paramètres entraîne dès le départ une non-uniformité de la répartition du flux de chaleur. On a donc apparition de localisations thermiques, sans même considérer les phénomènes de non-uniformité à l'échelle du contact.

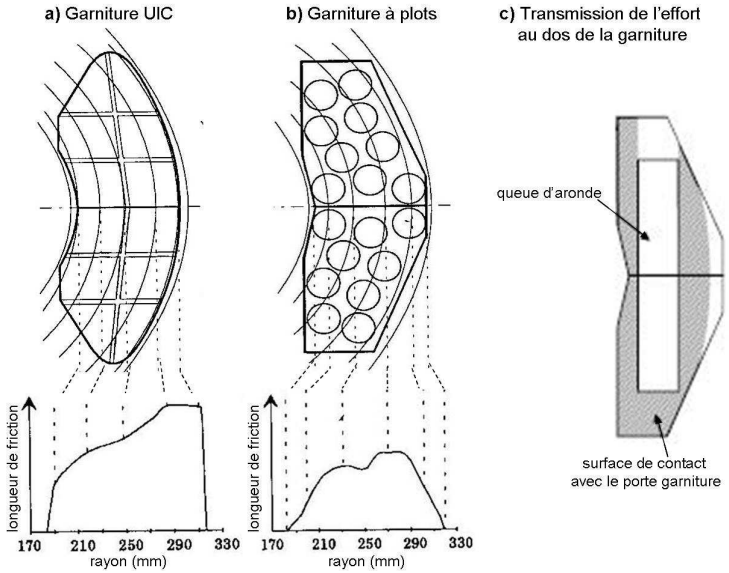


Figure 1-26 : Influence de la forme de la garniture sur la répartition du contact (a) et (b) et surface de transmission de l'effort entre le porte-garniture et la garniture (c) **[Dufrenoy_95[b]]**

La **figure 1-27** représente l'évolution des localisations thermiques sur le disque au cours d'un freinage d'arrêt. En début de freinage, la pression est uniformément répartie, puis, du fait de la géométrie de la garniture (longueur de contact) et de l'application de l'effort de part et d'autre de la queue d'aronde de la garniture, on observe la formation de deux cercles chauds. Cette localisation est accentuée par la dilatation de la garniture plus importante en son centre que sur les bords libres (**figure 1-27** en bas à droite). Par la suite, la prise en compte de l'usure permet un déplacement des zones de contact. En fin de freinage, la température décroît, avec la diminution de la vitesse, et par conséquent les dilatations sont plus faibles. On a alors une compétition entre les phénomènes d'usure et de dilatation. Compte tenu des hypothèses faites (loi d'usure, évolution des paramètres en fonction de la température…) ce modèle ne peut pas être considéré comme prédictif. Néanmoins, les mécanismes physiques mis en jeu sont qualitativement bien reproduits.

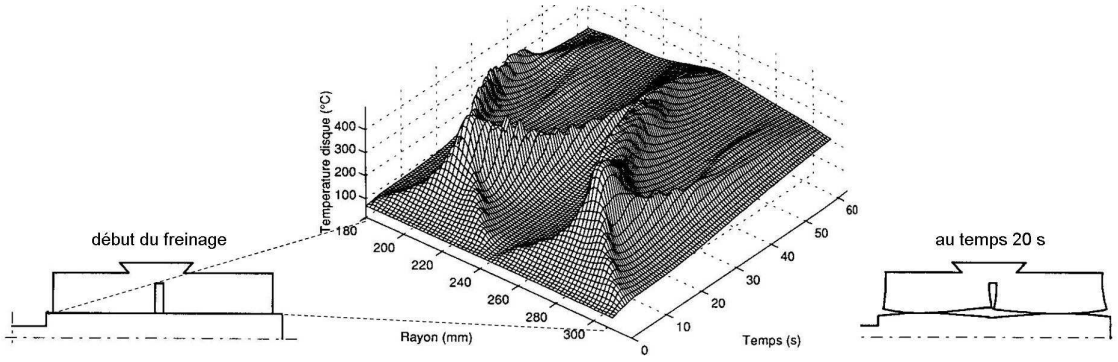


Figure 1-27 : Migration des cercles chauds due aux dilatations thermiques et à l'usure **[Dufrenoy_95[b]]**

I-2.3.2.2 Les points chauds macroscopiques

La formation des points chauds macroscopiques a été principalement abordée par deux approches : la théorie des instabilités thermoélastiques et le flambage du disque.
Après avoir brièvement présenté ces deux approches et les résultats qu'elles donnent pour l'application au disque de frein de TGV, l'approche proposée par **[Panier_05]** sera présentée. Cette troisième approche permet de retracer fidèlement la formation des points chauds macroscopiques en prenant en compte les conditions aux limites et les propriétés des matériaux.

I-2.3.2.2.a Les instabilités thermoélastiques (TEI)

Lorsqu'il y a conduction ou génération de chaleur au sein du contact entre deux solides, les déformations thermoélastiques résultantes peuvent avoir une influence importante sur la distribution de la pression de contact. Dans ce cas, des problèmes d'unicité et de stabilité peuvent survenir et la solution stationnaire peut être non unique et/ou instable **[Dundurs_76]**, **[Duvaut_79], [Barber_89], [Andrews_93]**. Pour un système frottant, Barber a montré que sous certaines conditions de vitesse, de pression et d'usure, le phénomène continu de bouclage thermomécanique peut brutalement devenir instable **[Barber_69]**, **[Hills_86]**. Les modélisations numériques proposées par d'autres auteurs **[Yi_99], [Azarkhin_85], [Zagrodzki_01], [Cho_02]** pour prédire l'apparition de points chauds identifiés dans des applications automobiles conduisent à des résultats intéressants pour les embrayages mais plus contrastés pour les disques de frein.
Pour étudier l'occurrence de points chauds macroscopiques liée au TEI, Panier a appliqué le modèle analytique de Lee et Barber **[Lee_94]** initialement développé dans le cadre du frein à disque automobile **[Panier_02]**. La stabilité est étudiée par l'introduction d'une perturbation dans le champ de température. La limite de stabilité permet de déterminer une vitesse critique de glissement au-delà de laquelle se produit l'instabilité. Dans le cadre d'une géométrie de disque TGV, ce modèle donne une vitesse critique de 30 km/h pour la formation de 12 points chauds. Ce résultat n'est pas réaliste compte-tenu des observations faites expérimentalement.
Les différentes limites de cette approche sont répertoriées par Dufrénoy **[Dufrenoy_04]** :

- la géométrie complète du disque, souvent dissymétrique, et les dimensions finies de la garniture ne sont pas prises en compte. Pourtant elles ont un impact sur la déformation structurale et sur l'évolution de la perturbation,
- la stabilité est conditionnée par une vitesse de glissement critique. Or les essais de freinages réalisés par Panier **[Panier_02]** sur des disques de frein de TGV n'indiquent pas d'influence de la vitesse sur la formation des points chauds macroscopiques. Le paramètre prépondérant étant plutôt le niveau thermique atteint,

- la notion de processus évolutif de déformation n'est pas considérée mais uniquement la recherche d'un seuil d'instabilité,
- ces approches restent dans le cadre de l'élasticité alors que les points chauds macroscopiques correspondent à une déformation structurale permanente du disque. Il est donc important de prendre en compte le comportement inélastique du disque du fait des niveaux thermiques atteints dans les zones de localisation du contact.

L'approche par les instabilités thermoélastiques n'est donc pas adaptée pour expliquer la formation des points chauds macroscopiques dans le cadre du freinage sur disque TGV.

I-2.3.2.2.b Le flambage du disque

L'antisymétrie des points chauds et leur répartition périodique sont dues à une déformation structurale du disque qui peut être considérée comme issue d'un flambage du disque. De plus, le chargement thermique conduit à des contraintes orthoradiales de compression compatibles avec le flambage. Le flambage élastique d'un disque sous sollicitation thermique a été étudié notamment par **[Shih_95, Fan_96, Hernik_09]**. Etant donné la déformation permanente du disque, même après refroidissement, il est indispensable de considérer le cas du flambage plastique. Le flambage plastique sous sollicitation thermique est plus complexe à étudier de par la non-linéarité de la loi de comportement du disque et nécessite l'utilisation de modèles numériques. La charge critique thermique de flambage a été calculée par éléments finis, par Panier, pour plusieurs configurations de champ thermique **[Panier_02]**. Dans l'hypothèse de flambage élastique, la charge critique est atteinte pour une température de 19000°C pour une déformation en 5 lobes. Dans l'hypothèse de flambage plastique, la température de flambage est de 10500°C pour une déformation à 6 lobes. Il apparaît donc que l'hypothèse de flambage élastique et/ou plastique n'est pas réaliste pour expliquer la formation des points chauds macroscopiques.

I-2.3.2.2.c Déformation ondulatoire progressive du disque

La formation des points chauds macroscopiques sur les disques de frein de TGV ne peut ni être expliquée par le phénomène d'instabilités thermoélastiques ni par le phénomène de flambage thermique du disque. Panier *et al* ont proposé un scénario de déformation hors plan évolutive du disque. Pour ce faire, les phénomènes transitoires d'échauffement et de variation de vitesse sont pris en compte. La loi de comportement élasto-plastique du disque est considérée. Enfin, aucune perturbation n'est prédéfinie mais les conditions aux limites de la géométrie et du chargement sont très fidèlement reproduites **[Panier_05]**. On présente par la suite les trois étapes de ce scénario.

1ère étape : flexion et déformation stationnaire du disque

Les disques TGV étant montés par paire sur le moyeu, leur géométrie n'est pas symétrique par rapport au plan médian. D'autre part, le chargement thermique est considéré comme symétrique par rapport au plan médian du disque mais non-uniforme circonférentiellement du fait de la discontinuité angulaire issue du contact entre le disque et la garniture **[Dufrenoy_95[a]]**, **[Panier_02]**. La prise en compte de la dissymétrie de la fixation du disque ainsi que du gradient thermique circonférentiel entraîne une déformation du disque en flexion circonférentielle créant une ondulation à deux bosses. Celle-ci est élastique et stationnaire par rapport à la garniture telle une onde tournant sur le disque.

Dans le cas où la sollicitation thermique entraîne un écoulement plastique du matériau du disque, ces déformations deviennent alors stationnaires sur le disque. De ce fait, une deuxième zone de localisation est créée à 180° de la première. On a alors deux zones de localisation antisymétriques par face du disque. Cette déformation à deux lobes a pu être

observée dans l'automobile **[Kao_00]** et au cours d'essais de freinage sur disque TGV **[Panier_02]**.

2ème étape : transition à 6 points chauds

Le chargement de deux gradients thermiques antisymétriques par face ainsi que les conditions aux limites mécaniques de fixation conduisent à une seconde étape de déformation du disque en 6 lobes. Cette ondulation entraîne une localisation du contact sur ces 6 zones et à la formation de 6 points chauds antisymétriques (**figure 1-28**).

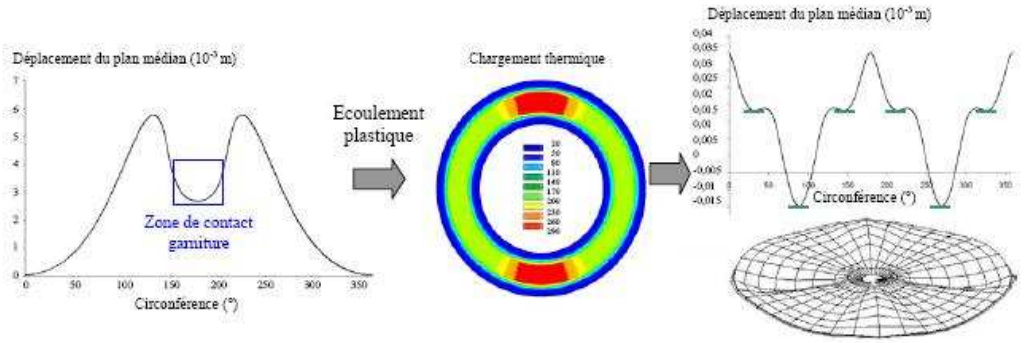


Figure 1-28 : 2ème étape du scénario PWD

3ème étape : stabilisation de la déformation

Le chargement thermique avec 6 points stabilise la déformation ondulatoire du disque. L'écoulement plastique au sommet des points chauds permet de figer les points chauds. Leur amplitude décroît avec le refroidissement avec une valeur résiduelle de l'ordre de 0,1 mm. Cette déformation structurale du disque explique donc la réapparition de ces mêmes points chauds pour les freinages suivants, comme Panier **[Panier_02]** l'a bien montré numériquement et expérimentalement.

I-2.3.3 Synthèse

L'importance des énergies et des temps de freinage alliés à des pressions faibles et à la géométrie non ventilée des disques de frein de TGV favorisent la formation de gradients thermiques macroscopiques sur leur surface. Dans la littérature, sur les cinq types de gradients répertoriés, ce sont les localisations les plus sévères, et souvent celles présentant les températures les plus élevées, qui sont souvent considérées comme les plus critiques. De ce fait, les « points chauds macroscopiques » ont été particulièrement étudiés. Les disques de freins ferroviaires présentent assez systématiquement 5 à 7 points chauds macroscopiques, pouvant cohabiter avec la présence de cercles chauds ou de gradients sur cercles chauds, régulièrement espacés sur la circonférence et antisymétriques d'une face à l'autre. Ils sont stationnaires sur le disque pendant la durée d'un freinage mais se décalent progressivement angulairement dans le sens opposé à la rotation du disque durant une succession de freinages. Ils peuvent être radialement centrés sur le rayon moyen du disque ou être dédoublés sur les rayons intérieur et extérieur. La longueur de friction et la raideur de la garniture ont une influence respectivement sur leur nombre et sur leur intensité thermique.

La formation des « cercles chauds » est expliquée par la non-uniformité initiale des pressions de contact due à la géométrie des garnitures et au mode de transmission de l'effort presseur au dos de la garniture. Leur migration radiale est liée au phénomène de bouclage thermomécanique issu du couplage entre usure et dilatations thermiques.

La prise en compte du mode de fixation du disque et du gradient thermique circonférentiel dû au passage sous la garniture permet d'expliquer la formation des « points chauds

macroscopiques » par une déformation ondulatoire progressive du disque. Cette déformation est rendue permanente du fait de l'écoulement plastique dans les zones chaudes.
Il faut noter que les « gradients sur cercles chauds » observés dans le ferroviaire ont été très peu étudiés et leur formation reste mal expliquée.
Dans ce paragraphe, les modèles numériques présentés ont été utilisés pour expliquer qualitativement la formation des gradients thermiques. Par la suite, nous nous intéresserons à des méthodes de détermination quantitatives des sollicitations thermomécaniques.

I-2.4 Détermination de la sollicitation thermomécanique dans les disques

La détermination de la sollicitation thermomécanique dans les disques de frein est généralement faite par une approche thermique/mécanique découplée : le chargement thermique est calculé puis la sollicitation mécanique est déterminée par le biais d'une loi de comportement du matériau du disque.
La géométrie 3D du système disque-garniture, la mobilité du chargement thermique due à la rotation du disque et les phénomènes de couplage entre les dilatations thermiques et l'usure entraînant la redistribution des pressions de contact sont autant de phénomènes difficiles à modéliser. Dans bon nombre d'études présentées dans la littérature, les modèles proposés s'attachent à déterminer numériquement la sollicitation thermique à partir de la modélisation plus ou moins complexe du contact disque-garniture. Après avoir brièvement exposé les principales voies de modélisation du chargement thermique et leurs limites, les lois de comportements disponibles pour le matériau du disque du TGV seront rapidement présentées.

I-2.4.1 Méthodes utilisées pour la détermination du chargement thermique

Différents auteurs ont proposé des modélisations 2D axisymétriques du système disque-garniture **[Kennedy_74, Day_84, Day_90, Kao_94]**. Dilatation et usure peuvent être prises en compte afin de traduire les interactions ou « bouclages » entre les champs de température et de pression dans la direction radiale au cours du freinage. La dissymétrie du chargement d'une face par rapport à l'autre peut être mise en évidence en intégrant à ce type de modèle l'architecture dissymétrique du disque et de son actionneur **[Zagrodzki_90, Choi_03]**. Ces modèles ne permettent toutefois de reproduire que des chargements thermiques de type « cercles chauds » **[Tirovic_90, Dufrenoy_95[a], Nguyen-Tajan_02]**. Pour traiter la problématique des localisations circonférentielles, il est nécessaire d'utiliser des modèles 3D.
Les travaux de plusieurs auteurs tenant compte de la fixation du disque et de la géométrie de l'actionneur avec des modèles EF classiques **[Tirovic_91, Kao_00, Cho_02, Gao_02, Gao_07]** permettent de reproduire un champ de pression non uniforme et d'accéder aux déformations de flexion du disque (mise en cône et faible ondulation circonférentielle) **[Kao_00]**. Toutefois, l'hypothèse de comportement élastique du matériau du disque interdit de prédire la formation de points chauds tels que ceux observés sur les disques de TGV. De plus, la difficulté de cette problématique provient du traitement du terme de transport dans l'équation de la chaleur lié à la rotation rapide du disque, le flux étant généré sous la garniture fixe. Pour un résultat fiable, une résolution thermique incrémentale classique par EF nécessite un maillage très fin. Ceci conduit à des temps de calculs prohibitifs. Il apparaît donc que la résolution thermique constitue le nœud du problème.
D'autres auteurs **[Floquet_96, Vallet_99]** ont utilisé une méthode hybride FFT-FEM permettant de résoudre, dans une peau d'épaisseur limitée en surface du disque, l'équation de la chaleur dans le domaine fréquentiel par une transformation de Fourier. Pour chaque harmonique (20 harmoniques suffisent pour un disque de frein automobile), un calcul thermique 2D axisymétrique est effectué. Cette méthode permet d'accéder au gradient

thermique dû à la rotation du disque. Néanmoins, cette méthode nécessite un nombre important de calculs et devient très complexe pour des géométries de disques non axisymétriques.
La méthode stationnaire passage par passage a été proposée par Nguyen et Rahimian **[Nguyen_81]** puis développée par Maitournam **[Maitournam_89]** pour les problèmes de structures soumises à des chargements mobiles. Le principe de base est de résoudre le problème non plus dans le repère de la structure mais dans un repère lié au chargement, c'est-à-dire dans celui lié à la garniture dans le cas du système de frein à disque. Les équations du problème sont établies en « remplaçant » toutes les dérivées temporelles par des dérivées spatiales. Les régions à très forts gradients étant la plupart du temps fixes dans le repère de calcul (qui est le repère du chargement), le raffinement du maillage se limite à ces quelques zones. Les opérations de remaillage sont évitées et le nombre de degrés de liberté du modèle est réduit, d'où des gains de temps importants de résolution. Dans le cadre du freinage automobile, Nguyen-Tajan *et al.* ont proposé une généralisation de l'algorithme stationnaire passage par passage aux problèmes de chargement variable au cours d'un cycle **[Nguyen-Tajan_01, Nguyen-Tajan_02]**. En particulier, cet algorithme permet de prendre en compte l'évolution au cours du temps de l'amplitude du chargement et de tenir compte ainsi de la variation de la vitesse du disque au cours des freinages.
Dans le cadre du freinage ferroviaire, les temps de freinage longs et les dimensions importantes du disque rendent ce type de résolution 3D encore trop coûteux en termes de temps de calcul. De plus, dans ces modèles, la pression de contact n'est pas remise à jour durant le freinage ; elle est au mieux calculée à l'instant initial et supposée constante durant tout le freinage. Or, la durée très importante des freinages ferroviaires nécessite de tenir compte des variations de pression de contact. Suivant l'idée de Tirovic **[Tirovic_90]**, une alternative proposée par Dufrénoy et Panier **[Dufrenoy_95[a], Panier_02]** consiste à appliquer le chargement thermique de manière transitoire sur une tranche de disque correspondant à un modèle 2D axisymétrique (approche dite 3D/2D Temporelle à Reconstitution Spatiale (TRS)). Sur la durée d'un tour, le flux thermique est appliqué sur la tranche de disque uniquement pendant la période correspondant au passage sous la garniture. Pendant le temps résiduel, un refroidissement par convection est considéré. La connaissance de l'évolution de la température de la tranche du disque sur une révolution permet d'obtenir la cartographie des températures du disque à chaque instant grâce à un programme de reconstruction 3D. Un exemple de résultat est montré **figure 1-29**, pour un freinage ferroviaire à 100 $km.h^{-1}$ avec pression de contact uniforme.
L'hypothèse d'axisymétrie implique celle du flux orthoradial nul. Cette hypothèse a été discutée et validée, dans le cas du freinage ferroviaire, par Panier qui a confronté les résultats de cette modélisation avec ceux d'un modèle 3D complet du disque **[Panier_02]**. Dans le cadre du freinage roue/semelle, Brunel a enrichi cette méthode en y intégrant la mise à jour des pressions de contact durant le freinage et la résolution thermomécanique avec des temps de résolution limités **[Brunel_07]**.
Les méthodes de résolution thermique 3D présentées ci-dessus (FFT-FEM, algorithme stationnaire passage par passage, 3D/2D TRS) s'avèrent complexes à mettre en œuvre et ne reproduisent que le gradient thermique circonférentiel dû au contact discontinu avec la garniture. Or, dans le cadre du freinage ferroviaire, ce gradient thermique peut être considéré de second ordre comparativement aux localisations couramment rencontrées et présentées au paragraphe I-B.3.1. Ces modèles sont pertinents dans le cas de l'automobile (où la présence de points chauds est en principe limitée par la conception du disque et la sollicitation) mais ils s'avèrent trop restrictifs pour les applications ferroviaires.

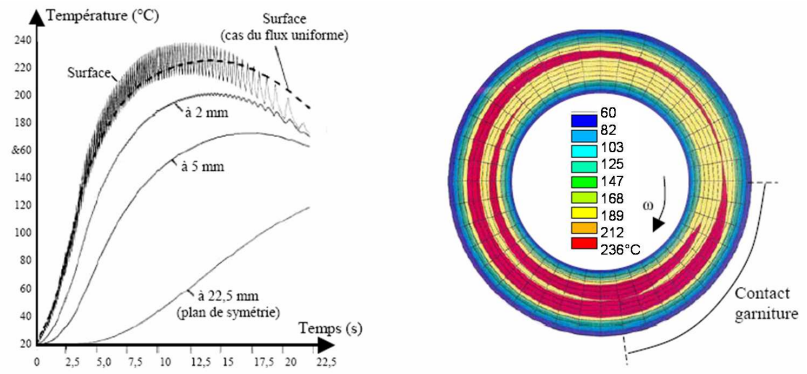


Figure 1-29 : Evolution et carte de température du disque pour un freinage ferroviaire à 100 km.h^{-1} obtenues avec le modèle TRS **[Dufrenoy_95[a]]**

I-2.4.2 Loi de comportement du matériau du disque de frein de TGV

Pour l'acier 28CrMoV5-8 constituant les disques de frein du TGV, on dispose dans la littérature de deux lois de comportement :

- la première loi de comportement utilisée est élasto-plastique à écrouissage cinématique multi-linéaire, identifiée, par la SNCF, à partir d'essais de traction monotone réalisés pour des températures entre de 20°C et 1100°C. Le changement de phase se produisant à environ 700°C est pris en compte par le biais de la variation du cœfficient de dilatation,
- la seconde loi de comportement est élasto-viscoplastique cyclique intégrant la thermoélasticité, des écrouissages isotropes et cinématiques non linéaires, la viscoplasticité et l'effet mémoire de la déformation plastique. Elle a été identifiée à partir d'essais de fatigue oligocyclique isotherme et d'essais de relaxation isotherme, de 20°C à 600°C, en dessous de la température de changement de phase (environ 700°C) **[Samrout_96, Samrout_97, Samrout_98]**.

Les sollicitations thermomécaniques calculées à l'aide de ces deux lois de comportement ont été comparées par Bodovillé *et al* **[Bodovillé_01]**. La comparaison entre ces deux lois a été faite pour une succession de sept freinages identiques. Le chargement thermique est imposé en surface sous la forme d'un cercle chaud dont l'énergie correspond à celle d'un freinage d'arrêt à 300 km/h. Un calcul thermique transitoire permet de calculer le champ de température dans le volume du disque puis un calcul mécanique découplé est réalisé pour calculer l'état de contrainte-déformation dans le disque **[Bodovillé_01]**. L'échauffement du disque conduit à l'apparition de déformations plastiques de compression du fait de l'entrave aux dilatations et de la baisse de la limite d'élasticité avec la température. En refroidissant, le disque peut donc être soumis à des contraintes de traction comme cela est généralement observé en fatigue thermique **[Malm_79]**.
Les deux lois de comportement sont comparées sur la **figure 1-30** en termes d'évolution de la contrainte et de la déformation plastique dans la direction circonférentielle pour laquelle leurs amplitudes sont les plus élevées. Il apparaît que le modèle élasto-plastique tend à surestimer les valeurs des contraintes, en sousestimant les déformations plastiques et conduit à une stabilisation plus rapide de la sollicitation par rapport au modèle élasto-viscoplastique. En effet, d'une part, les limites d'élasticité identifiées à partir des essais cycliques sont plus faibles que celles identifiées au cours des essais monotones (dû à l'adoucissement cyclique du matériau). Et d'autre part, l'identification « monotone » ne comprend qu'un seul écrouissage cinématique qui tend à une stabilisation rapide de la réponse en contrainte-déformation.

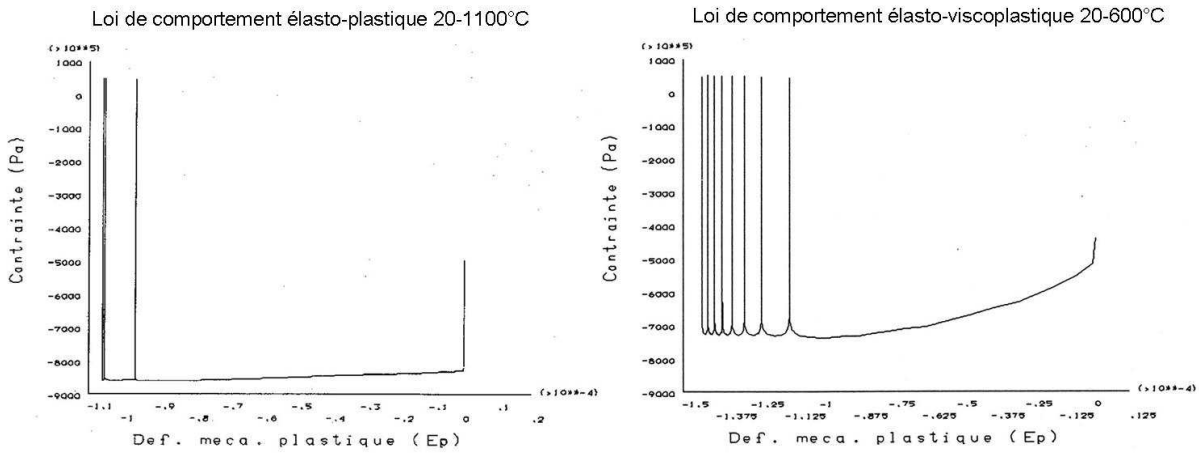


Figure 1-30 : Comparaison des courbes contrainte-déformation plastique, dans la direction circonférentielle, obtenues avec la loi de comportement élasto-plastique et la loi de comportement élasto-viscoplastique du disque pour une succession de 7 freinages 300-0 km/h en présence d'un cercle chaud **[Bobovillé_01]**

Les auteurs préconisent d'employer la seconde loi pour une meilleure évaluation de la sollicitation thermomécanique **[Bodovillé_01, Dufrénoy_02[a]]**. Néanmoins, cette loi de comportement s'avère beaucoup plus délicate à intégrer numériquement et son identification est limitée à une température de 600°C. Or, en présence de points chauds la température du disque peut localement atteindre plus de 1000°C.

I-2.4.3 Synthèse

La détermination de la sollicitation thermomécanique dans les disques de frein nécessite en premier lieu la connaissance du chargement thermique appliqué au disque. Or, dans notre application, cette étape est très complexe du fait de la rotation du disque et des différentes localisations thermiques observées. Le modèle proposé par Panier **[Panier_02]** permet d'expliquer qualitativement la formation des points chauds macroscopiques mais ne peut en aucun cas être utilisé à des fins quantitatives. Les modèles quantitatifs 3D proposés dans la littérature s'attachent à reproduire le gradient thermique circonférentiel issu de la discontinuité angulaire du contact mais ne permettent pas de reproduire les gradients thermiques de type points chauds macroscopiques qui sont observés sur les disques de TGV. A ce jour, il est donc impossible de déterminer de manière prédictive, par le biais de la modélisation, un chargement thermique représentatif des localisations thermiques circonférentielles observées sur les disques de TGV.
Du point de vue de la détermination des sollicitations mécaniques dans le disque, deux lois de comportement sont disponibles pour le matériau du disque de TGV. La première est élasto-plastique à écrouissage cinématique et a été identifiée à partir d'essais monotones réalisés entre 20°C et 1000°C. La seconde est élasto-viscoplastique à écrouissages isotrope et cinématique non linéaire et a été identifiée à partir d'essais cycliques et d'essais de relaxation entre 20°C et 600°C. Il est préconisé d'employer la seconde loi pour une meilleure évaluation de la sollicitation thermomécanique (prise en compte de l'adoucissement cyclique et de la viscosité du matériau). Cependant, la gamme de température pour laquelle cette loi de comportement a été identifiée n'est pas suffisante puisque limitée à 600°C, alors qu'en présence de points chauds le disque peut atteindre localement une température supérieure à 1000°C. De plus, cette loi de comportement est plus complexe à intégrer numériquement que la première.

Enfin, il est important de rappeler que ces identifications ne concernent que le matériau vierge non modifié par les transformations microstructurales successives, systématiquement observées en surface des disques.

I-3 Stratégie d'étude

L'objectif de cette thèse est d'étudier les risques de fissuration des disques de frein du TGV en fonction du type de garniture utilisé et de proposer, vis-à-vis de cette problématique, des voies d'amélioration pour la conception de garnitures. Le cadre industriel de cette étude nous impose naturellement de nous placer à l'échelle du composant. L'interface de contact ne sera par conséquent pas étudiée très finement mais ne sera prise en compte que par le biais d'un coefficient de frottement moyen.
Les essais d'endurance réalisés avec quatre couples disque-garniture différents ont permis de mettre en évidence l'influence du type de garniture sur l'occurrence de fissures macroscopiques. L'étude bibliographique a permis de mettre en exergue la complexité des phénomènes physiques mis en jeu au cours du freinage et leur aspect multi-échelle. Toutefois, la fissuration des disques de frein de TGV est clairement reliée à un phénomène de fatigue thermique. En effet, le chargement mécanique dû à la pression des garnitures est négligeable par rapport au chargement thermique issu de la friction des garnitures sur le disque.
Les études « classiques » en fatigue thermomécanique sur éprouvette de type élément de volume **[Rémy_03, Haddar_03, Haddar_05, Beck_06, Hahner_08]** ou en fatigue thermique sur éprouvette de type structure **[Koster_96, Braillard_04, Curtit_04, Maillot_03, Fissolo_01, Fissolo_09, Ancelet_05, Ancelet_07]** ont montré la nécessité de la connaissance précise du chargement, qu'il soit uniquement thermique ou qu'il soit superposé à un chargement mécanique. Or, dans notre cas, le chargement thermique est inconnu. En effet, les seules données connues d'un freinage sont l'énergie et l'effort de freinage. Or, ceux-ci ne permettent en aucun cas d'en déduire le champ réel de température appliqué au disque.
L'étude bibliographique a en effet montré que des gradients thermiques apparaissent sur le disque et qu'ils évoluent, tant en forme qu'en intensité, durant le freinage et d'un freinage à un autre. De plus, le fait d'observer des morphologies de faïençage différentes, pour une même succession de freinages, semble indiquer des différences significatives de sollicitation thermomécanique suivant le type de garniture utilisé. Si les études antérieures, menées dans le cadre du freinage TGV, ont permis de mieux comprendre la formation des gradients thermiques du type points chauds et cercles chauds, elles demeuraient uniquement qualitatives. Elles étaient, en outre, réalisées avec des garnitures en composite à matrice organique dont le comportement et la géométrie sont très différents des garnitures à plots en matériaux frittés de notre application. Enfin, il n'existe actuellement pas de modèle capable de reproduire de manière prédictive les gradients thermiques observés sur les disques de TGV.

La stratégie d'étude que nous allons présenter se doit d'être homogène afin que chaque aspect de la problématique soit traité avec le même degré de finesse en fonction de l'échelle considérée.

- Dans un premier temps -objet du **chapitre II**-, une campagne expérimentale de freinages à l'échelle 1 sera réalisée afin d'identifier le plus précisément possible le chargement thermique induit par chacun des quatre types de garnitures. La prise en compte de la géométrie réelle des composants est primordiale pour un maximum de représentativité. Un soin particulier sera apporté à l'instrumentation thermique afin de disposer d'informations à la fois sur les gradients thermiques de surface et sur les niveaux thermiques dans le volume du

disque et dans les garnitures. Le programme d'essais sera bâti à partir de freinages issus du programme d'endurance de la SNCF et choisis en fonction d'un critère d'élévation de température moyenne du disque. Cette campagne expérimentale devra permettre d'établir la « signature thermique » de chaque type de garniture.

- Dans un deuxième temps -objet du **chapitre III**-, une fois le chargement thermique identifié, une stratégie de modélisation thermomécanique doit permettre d'évaluer, au moyen d'indicateurs simples, les types de sollicitations thermiques les plus sévères vis-à-vis des risques d'endommagement. Le chargement thermique en surface du disque sera considéré comme une condition limite de chargement. Seuls le disque et sa fixation sur le moyeu seront modélisés.

Deux cas seront étudiés :

- Chargement mesuré : le chargement thermique mesuré expérimentalement par thermographie est utilisé comme donnée d'entrée du calcul thermique. Dans ce cas, une hypothèse est faite sur la valeur de l'émissivité de surface afin de convertir la puissance rayonnée captée par la caméra en température.
- Chargement « modèle » : l'idée est ici de représenter les localisations thermiques par des formes géométriques modèles (bandes circulaires, cercles, ellipses…), de taille constante et considérées comme fixes sur le disque. L'utilisation de chargements thermiques « modèles » constitue une alternative intéressante dans l'objectif d'étudier plus finement l'influence des paramètres thermiques sur les sollicitations thermomécaniques et d'analyser quel type de sollicitation est le plus sévère vis-à-vis de l'endommagement du disque.

Quel que soit le choix du chargement de surface utilisé, un calcul thermique transitoire est ensuite effectué afin de déterminer le champ de température dans le volume du disque. Enfin, un calcul mécanique découplé permet de déterminer les champs de contrainte et de déformation dans le disque.

Cette procédure sera répétée pour un nombre restreint de freinages successifs. La loi de comportement utilisée pour le matériau du disque sera de type élasto-plastique multilinéaire à écrouissage cinématique. Ce choix se justifie de par sa simplicité d'intégration et la nécessité de limiter les temps de calcul.

Des indicateurs simples d'endommagement seront ensuite calculés pour chaque chargement modèle dans le but de hiérarchiser les types de localisations thermiques les plus critiques vis-à-vis des risques d'endommagement du disque. Un graphe de « criticité » faisant le lien entre les sollicitations thermiques et les valeurs d'indicateurs d'endommagement pourra ainsi être bâti.

Le positionnement des garnitures dans ce graphe, en fonction de leur comportement thermique, permettra de juger de leur « criticité » vis-à-vis des risques de fissuration.

Compte tenu des hypothèses faites sur le chargement thermique et sur la loi de comportement, cette démarche ne sera en aucun cas quantitative. En effet, dans la réalité, le disque subit des transformations métallurgiques, il présente une fissuration multiple du fait de la présence de faïençage et des usures non-uniformes. Tous ces phénomènes sont très complexes et ne seront pas pris en compte à ce stade de notre étude où la priorité est donnée à l'analyse des sollicitations thermiques et de leur impact sur les risques de fissuration.

- Dans un troisième et dernier temps –objet du **chapitre IV**-, l'influence des paramètres mécaniques et thermiques des garnitures sur la propension à créer des localisations thermiques sera étudiée. A partir d'études de sensibilité effectuées sur des modèles numériques simplifiés, des préconisations pour la conception de garnitures à risque de

fissuration réduit seront proposées. Différentes garnitures prototypes proposées par les partenaires industriels du projet CrisFis seront ensuite évaluées et classées a priori en fonction des préconisations faites. Une campagne expérimentale de freinages permettra d'établir les signatures thermiques des prototypes. Celles-ci permettront de positionner les garnitures dans le graphe de « criticité » défini au chapitre III et de juger de leur comportement thermique. Enfin, le classement des garnitures a priori établi par rapport à leurs caractéristiques mécaniques et thermiques de celles-ci sera comparé au classement obtenu a posteriori à partir des signatures thermiques.

Chapitre II

II- Identification du chargement thermique des disques

Ce chapitre a pour but d'analyser le comportement thermique des quatre couples disque-garnitures G1, G2, G3, G4. Une campagne expérimentale réalisée sur un banc d'essai de freinage à l'échelle 1 de l'AEF est présentée dans un premier temps. Le programme d'essai ainsi que l'instrumentation sont détaillés. Dans un second temps, les mesures de température faites dans les garnitures et les gradients thermiques observés par thermographie infrarouge en surface des disques sont analysés dans l'objectif d'identifier des « signatures thermiques » associables à chaque garniture.

II-1 Campagne expérimentale

Le but de ces essais est d'étudier le chargement thermique du disque induit par chaque type de garniture et de mettre en évidence, autant que possible, pour chacun des quatre couples disque-garniture une « signature thermique » caractéristique de son comportement. Dans cette section, on présentera le protocole expérimental en justifiant le choix des freinages retenus dans les séquences de freinage, puis l'instrumentation du disque et des garnitures.

II-1.1 Protocole expérimental

Les essais sont réalisés avec quatre couples disque-garnitures neufs (disques en acier 28CrMoV5-08 et garnitures en matériaux frittés). On utilise quatre disques TGV de géométrie Dehousse et quatre garnitures de types différents :

- Disque Dehousse / garniture G1
- Disque Dehousse / garniture G2
- Disque Dehousse / garniture G3
- Disque Dehousse / garniture G4

Pour chaque couple, on procède au rodage préalable des garnitures sur un cinquième disque indépendant, dédié uniquement au rodage des garnitures.
Pour chaque couple garniture rodée/disque neuf, on applique d'abord un cycle de 20 freinages à vitesse et puissance de freinage croissantes. Puis, on répète trois fois une séquence de 18 freinages constituant le programme d'identification de la sollicitation thermique à proprement parler. Tous les freinages sont issus du programme d'endurance de la SNCF : freinages d'arrêts (FA), freinages de ralentissements successifs (FRS), freinages de ralentissements répétés (FRR).

II-1.1.1 Rodage des garnitures

Comme il a été précisé précédemment, les garnitures sont toutes initialement neuves. Elles sont toutes rodées sur un même disque indépendant et peu usé. Le rodage consiste en une succession de freinages d'arrêt 120-0 km/h avec une force d'application de freinage Fn = 25 kN. On se base sur un critère de 80% de la surface de garniture frottée pour arrêter et valider le rodage (**figure 2-1**). Du fait des différences d'usure entre les types de garnitures, le nombre de freinages d'arrêt nécessaire pour satisfaire le critère a varié entre 75 et 150 freinages (**figure 2-2**).



Figure 2-1 : Garnitures G1 après rodage

Garnitures	Nombre de freinages
G1	100 FA
G2	150 FA
G3	130 FA
G4	75 FA

Figure 2-2 : Nombre de freinages de rodage pour chaque type de garniture

II-1.1.2 Freinages à vitesse et puissance de freinage croissantes

Une fois le rodage des garnitures effectué, une succession de 20 freinages d'arrêt est réalisée pour chaque couple disque neuf garniture. Les vitesses initiales de ces freinages s'échelonnent de 30 km/h à 300 km/h et différents efforts de freinage sont appliqués. Cette séquence a été construite à partir des observations faites par Panier **[Panier_02]** concernant les mécanismes de formation des points chauds. L'objectif de cette séquence est par conséquent d'observer la formation progressive des points chauds sur le disque pour les différents types de garnitures et de réaliser une montée progressive de la température du disque. Le niveau de température a été en effet identifié par Panier *et al* comme prépondérant dans les mécanismes de formation des points chauds macroscopiques **[Panier_02]**.
La **figure 2-3** détaille ces 20 freinages d'arrêt, tous issus du programme d'endurance TGV de la SNCF.

FREINAGES	Vitesse initiale	Energie (MJ)	Effort (kN)	P maxi (kW)
FA1	30 km/h	0.14 MJ	4,15 kN	7.6 kW
FA2	30 km/h	0.14 MJ	20,4 kN	37.4 kW
FA3	60 km/h	0.56 MJ	4,15 kN	15.2 kW
FA4	60 km/h	0.56 MJ	11,2 kN	41.1 kW
FA5	60 km/h	0.56 MJ	20,4 kN	74.9 kW
FA6	90 km/h	1.25 MJ	4,15 kN	22.9 kW
FA7	90 km/h	1.25 MJ	11,2 kN	61.7 kW
FA8	90 km/h	1.25 MJ	20,4 kN	112.3 kW
FA9	160 km/h	3.95 MJ	4,15 kN	40.6 kW
FA10	160 km/h	3.95 MJ	11,2 kN	109.6 kW
FA 12	160 km/h	3.95 MJ	20,4 kN	200 kW
FA 13	270 km/h	11.25 MJ	4,15 kN	68.5 kW
FA 14	220 km/h	7.47 MJ	11,2 kN	150.7 kW
FA 15	300 km/h	13.9 MJ	4,15 kN	76.2 kW
FA 16	220 km/h	7.47 MJ	20,4 kN	274.6 kW
FA 17	270 km/h	11.25 MJ	11,2 kN	185 kW
FA 18	270 km/h	11.25 MJ	20,4 kN	337 kW
FA 19	300 km/h	13.9 MJ	11,2 kN	205.5 kW
FA 20	300 km/h	13.9 MJ	20 kN	367 kW

Figure 2-3 : Détail des freinages à vitesse et puissance de freinage croissantes

La **figure 2-4.a** représente l'évolution, pour les 20 freinages, des vitesses initiales de freinage et des forces de freinage. A partir de ces données, on détermine la progression des énergies et des puissances de freinage (**figure 2-4.b**). Enfin, on calcule, par le modèle de Newcomb **[Newcomb_59]**, l'élévation maximale de la température moyenne du disque au cours du freinage (**figure 2-4.c**). Même si la progression des vitesses initiales et des puissances de freinage n'est pas rigoureusement croissante, c'est la progression de la température moyenne du disque qui est ici visée.

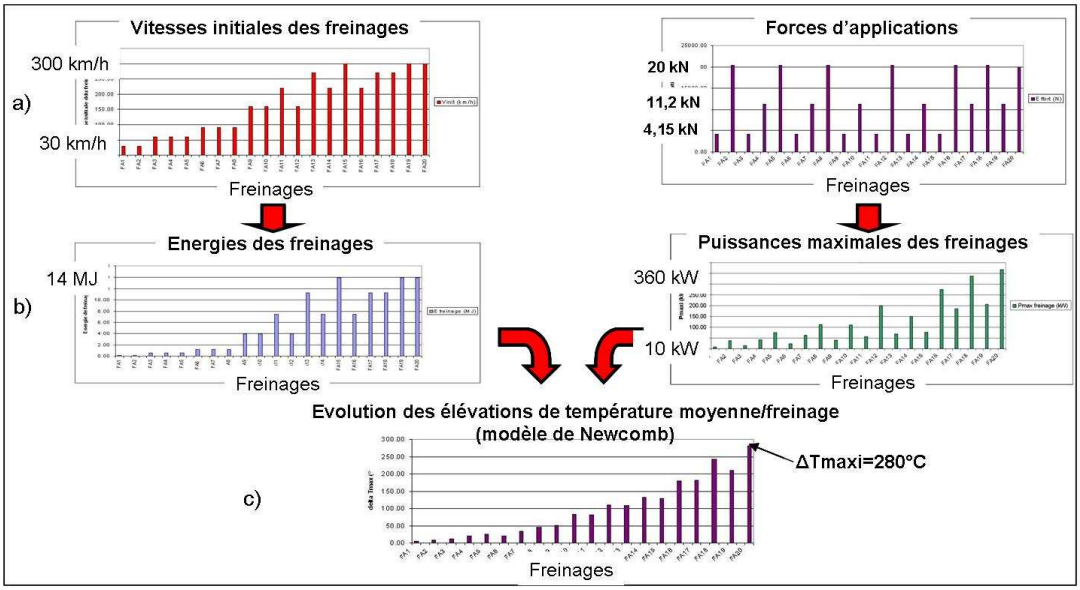


Figure 2-4 : Elaboration du cycle à vitesse et puissance de freinage croissantes
a) Evolution des vitesses initiales de freinage et des efforts de freinage associés
b) Evolution des énergies et puissances de freinage calculées
c) Evolution des élévations de température moyenne/freinage (modèle de Newcomb)

II-1.1.3 Séquence de freinages d'identification du chargement thermique

A la suite des freinages à vitesse et puissance croissantes, on sollicite le disque avec une succession de trois séquences identiques de 18 freinages. Chaque séquence est composée de freinages d'arrêt (FA), de freinages de ralentissements successifs (FRS) et de freinages de ralentissements répétés (FRR) qui sont définis dans la **figure 2-5**.

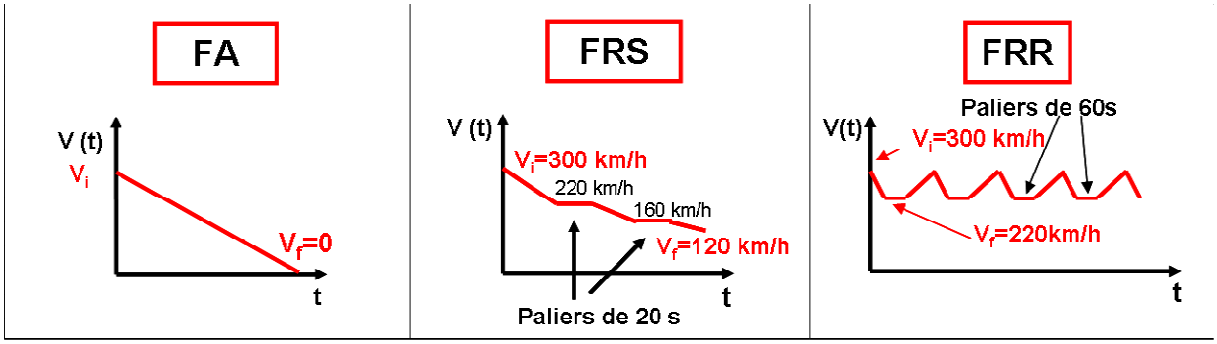


Figure 2-5 : Description des différents types de freinage

La **figure 2-6** présente la succession des 18 freinages composant cette séquence.

Condition de succession des freinages : $T_{disque} \leq 120°C$

FREINAGES	Vitesse initiale	Vitesse finale	Energie (MJ)	Effort (kN)	P maxi (kW)
FA1	160 km/h	0 km/h	4 MJ	4,15	41 kW
FA2	270 km/h	-	11.3 MJ	11,2	185 kW
FA3	270 km/h	-	11.3 MJ	4,15	69 kW
FA4	300 km/h	-	13.9 MJ	20	367 kW
FR5	300 km/h	150 km/h	10.4 MJ	11,2	206 kW
FA6	270 km/h	0 km/h	11.3 MJ	4,15	69 kW
FRS7	300 km/h	220 km/h	6.4 MJ	4,15	76 kW
FRS7	220 km/h	160 km/h	3.5 MJ	4,15	56 kW
FRS7	160 km/h	120 km/h	1.7 MJ	4,15	41 kW
FA8	270 km/h	0 km/h	11.3 MJ	11,2	185 kW
FRR 100	300 km/h	220 km/h	6.4 MJ	20	367 kW
FRR 101	300 km/h	-	-	-	-
FRR 102	300 km/h	-	-	-	-
FRR 103	300 km/h	-	-	-	-
FRR 104	300 km/h	-	-	-	-
FRR 200	300 km/h	220 km/h	6.4 MJ	10	184 kW
FRR 201	300 km/h	-	-	-	-
FRR 202	300 km/h	-	-	-	-
FRR 203	300 km/h	-	-	-	-
FRR 204	300 km/h	-	-	-	-

Figure 2-6 : Séquence de 18 freinages répétée trois fois

Tous les freinages de cette séquence sont également issus du programme d'endurance TGV de la SNCF. Ils ont été choisis en considérant d'une part leur niveau d'énergie et de puissance et d'autre part l'élévation maximale de la température moyenne du disque à laquelle ils conduisent d'après le modèle de Newcomb **[Newcomb_59]**. La condition de succession entre deux freinages est que la température moyenne du disque devienne inférieure ou égale à 120°C. Cette température moyenne est calculée à partir de quatre valeurs de température mesurées, sur les deux faces du disque, au moyen de quatre thermocouples frottants.

II-1.2 Moyens d'essais et instrumentation

La **figure 2-7** représente le dispositif expérimental dans sa globalité. On dispose d'un banc d'essai échelle 1 de l'Agence d'Essai Ferroviaire (AEF) de la SNCF, de quatre disques instrumentés de thermocouples, de quatre types de garnitures, elles aussi instrumentées de thermocouples, et d'une caméra de thermographie infrarouge (IR) pour visualiser les gradients thermiques en surface du disque. Les mesures des températures et des paramètres de freinage (force normale de freinage, couple de retenue, vitesse du train simulée…) sont stockées sur une centrale d'acquisition basse fréquence (2 Hz) de 50 voies. Les films thermographiques sont stockés sur le PC d'acquisition de la caméra IR.

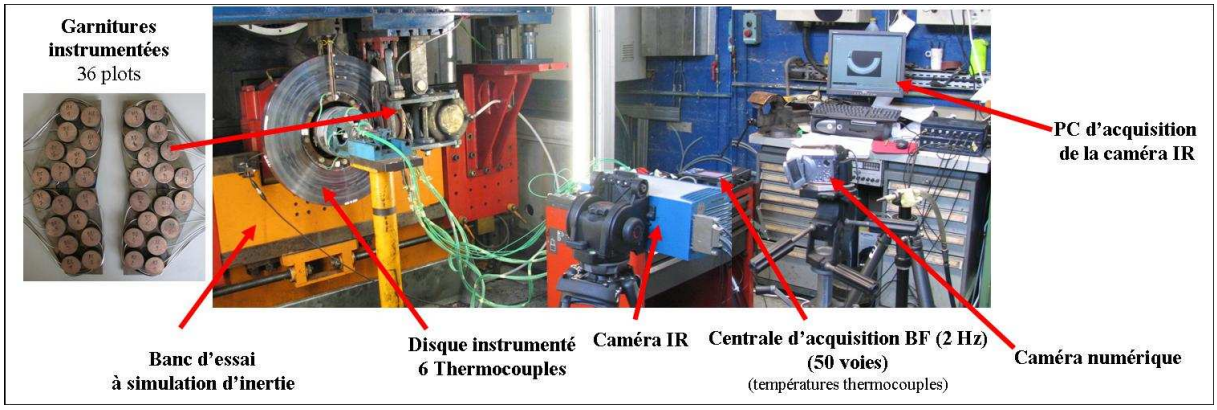


Figure 2-7 : Vue d'ensemble du dispositif expérimental

II-1.2.1 Le banc d'essai

Le banc d'essai utilisé est un banc à simulation d'inertie, la puissance à freiner étant fournie par le moteur d'entraînement et un volant d'inertie. Le disque à freiner est fixé sur une ligne d'arbre entraînée par un moteur synchrone (masse à freiner par disque M = 4 tonnes). Le système de freinage est identique à celui équipant les TGV. A chaque instant, le couple appliqué au disque, sa vitesse, ainsi que la force appliquée sur les garnitures par le piston (force de freinage) sont mesurés. Ce banc permet de ne tester qu'un seul disque à la fois (**figure 2-7**). Ceci a l'avantage d'éviter les disparités au niveau de la répartition d'énergie de freinage dissipée dans chaque disque qu'il peut y avoir lorsque l'on réalise l'essai sur un essieu équipé de 4 disques. De plus, cette configuration permet une meilleure accessibilité pour l'instrumentation.
Les caractéristiques générales du banc d'essai sont :

Emaxi = 30 MJ
Masse = 1 à 10 tonnes
Pmaxi = 362 kW
Cmaxi = 5350 N.m
Nmaxi = 2200 tr/min
Vmaxi = 370 km/h

II-1.2.2 Instrumentation du disque

Comme il a déjà été spécifié, les quatre disques utilisés sont des disques Dehousse en acier forgé 28CrMoV5-08. Ces disques sont instrumentés de 6 thermocouples chemisés de 2 mm de diamètre, de type K, situés dans l'épaisseur du disque à 8 et 16 mm de la surface de frottement et sur 3 positions angulaires (**figure 2-8**). Les thermocouples sont positionnés à

partir du diamètre extérieur. Les fils de chaque thermocouple sont amenés à un collecteur tournant par un perçage traversant le disque, puis reliés à la centrale d'acquisition.
L'objectif de cette instrumentation était, à l'origine, de calculer, par une méthode de calcul inverse, la température en un point de la surface T'_{12}, à partir des mesures de T_1 et T_2 en profondeur, respectivement à 8 et 16 mm de la surface de contact **[Raynaud_97]** (**figure 2-8**). Cependant, cette méthode a été appliquée par Brunel **[Brunel_07]** dans le cas d'une roue ferroviaire, et s'est révèlée peu adaptée pour notre application du fait de son extrême sensibilité à la position des points de mesure de température. A défaut de pouvoir systématiquement effectuer le calcul inverse, les données disponibles permettent de connaître les niveaux de température atteints dans le disque et peuvent servir à la comparaison avec les calculs effectués par éléments finis. Enfin, il ne faut pas oublier qu'il s'agit de mesures locales qui ne pourront par conséquent pas s'extrapoler à la totalité de la surface du disque.

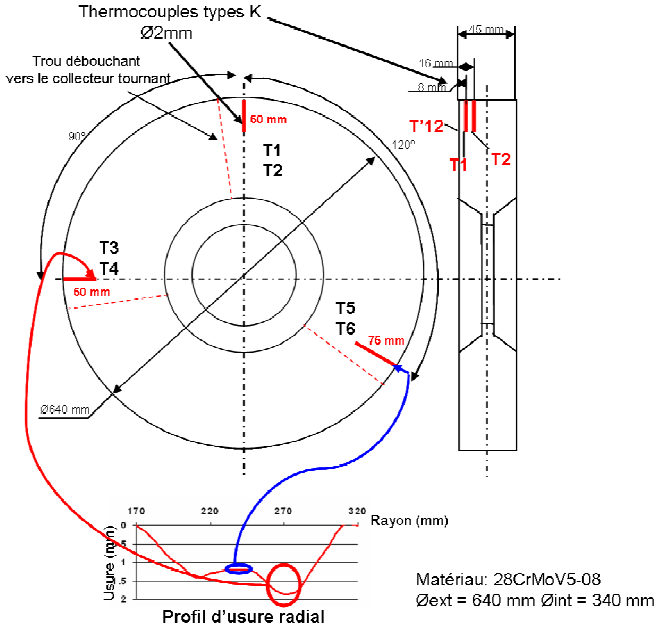


Figure 2-8 : Positionnement des thermocouples dans le disque

La position radiale des thermocouples a été déterminée à partir des relevés de profil d'usure systématiquement observés sur les disques ayant subi un grand nombre de freinages (**figure 2-8** en bas). Un tel profil à deux bosses est représentatif de la distribution radiale des pressions de contact sur le disque et donc de la répartition du flux thermique. Il est donc logique de placer des mesures de température dans ces zones. Deux paires (T1-T2 et T3-T4) de thermocouples sont placés au niveau du plus grand creux (R = 270 mm, soit 50 mm par rapport au diamètre extérieur). Leur espacement angulaire est de 90°. Cette disposition angulaire est justifiée par la périodicité des points chauds. En effet, on a, en général, apparition sur le disque de 6 points chauds, espacés de 60°. Dans l'éventualité où une paire de thermocouples se situerait entre deux points chauds, la deuxième paire, à 90°, serait alors située sous un point chaud. La troisième paire de thermocouples (T5-T6) est positionnée radialement au milieu de la piste de frottement et angulairement à 120° de la première paire (T1-T2).
De plus, quatre thermocouples frottants sont disposés sur chaque face du disque (deux thermocouples par face). Ces mesures de température s'apparentent à des températures de surface moyennes sur un rayon donné. C'est la moyenne de ces quatre températures qui permet de vérifier le critère de succession des freinages : $T_{moy} \leq 120°C$.

II-1.2.3 Instrumentation des garnitures

Les garnitures, neuves à l'origine, proviennent de quatre fournisseurs différents. Elles sont référencées G1, G2, G3, G4. Quand on parle de garniture, il s'agit en fait de 4 demi-garnitures, montées par paires en vis-à-vis sur chacune des faces du disque. Chaque demi-garniture est constituée d'une plaque-support de conception plus ou moins simple portant 9 plots cylindriques de diamètre 40 mm. Pour les 4 fournisseurs, les plots sont en matériau composite à matrice métallique de type Fe-CuSn, dont la composition et le procédé de fabrication sont propres à chaque fournisseur.
Chaque plot de a été instrumenté d'un thermocouple de type K (plage de mesure de 20°C à 1000°C), situé à 8 mm de la surface de contact et au centre du plot (**figure 2-9.a**). Comme le montre la **figure 2-9.b**, on réalise ainsi 36 mesures de température pour chaque jeu de garniture testée.

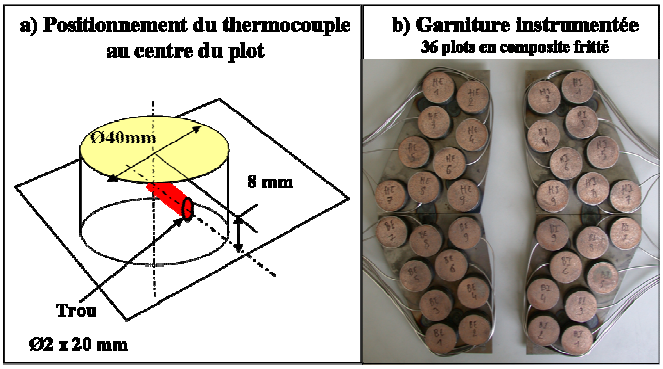


Figure 2-9 : **a)** Positionnement du thermocouple au centre du plot
b) Vue générale d'une garniture instrumentée avec 36 thermocouples

L'objectif de ces mesures de température est de déterminer le nombre de plots en contact au cours des freinages et de comparer les niveaux de température atteints pour les différents types de garnitures. En effet, comme nous le verrons par la suite, l'intensité et la rapidité de l'élévation de la température dans les plots permettent de déterminer si les plots sont en contact ou non. Toutefois, l'analyse et la comparaison de ces températures doivent se faire en gardant à l'esprit l'importance des caractéristiques thermiques (λ, ρ et c_p) des matériaux des plots sur les mesures réalisées. De plus, la distance des thermocouples vis-à-vis de la surface de contact évolue du fait de l'usure. Enfin, il ne faut pas oublier que ces mesures sont locales et qu'elles ne peuvent pas rendre compte d'une répartition non uniforme de la température dans les plots.

II-1.2.4 Dispositif de caméra de thermographie infrarouge (IR)

Comme la réponse des thermocouples frottants utilisés classiquement sur ce type de banc ne donne qu'une estimation de la valeur moyenne de la température de surface, nous avons eu recours en plus pour tous les essais à une caméra de thermographie infrarouge. Les films thermographiques obtenus peuvent être exprimés soit en degrés de luminance, soit en niveaux de température si l'émissivité du disque est connue. Là encore, il y a lieu d'être prudent dans l'interprétation des thermogrammes car l'émissivité du disque au cours du freinage dépend de l'état de surface local, de la présence ou non de troisième corps, et même de la température. L'émissivité de la surface du disque n'est donc ni uniforme ni constante au cours d'un freinage. Les mesures de température par thermocouples dans les plots de garniture permettront ainsi de compléter de façon pertinente l'analyse des thermogrammes.

II-1.2.4.1 Prise de vue et pilotage de la caméra

La **figure 2-10** représente la zone visée avec la caméra IR. La caméra est placée à 1,50 m du disque et équipée d'un objectif de 25 mm. Compte tenu des dimensions du disque, la prise de vue est faite sur une zone couvrant un secteur de disque d'environ 130° (**figure 2-10**). On a donc choisi de faire 3 images par tour dans le but de reconstituer un disque entier. De fait, cette reconstitution ne tient pas compte du gradient de température circonférentiel existant entre l'entrée et la sortie du contact. Mais elle permet de représenter fidèlement les configurations de cercles chauds et de points chauds dans la mesure où les points chauds sont répartis périodiquement sur le disque (généralement tous les 60°) et restent stationnaires pendant la durée du freinage.

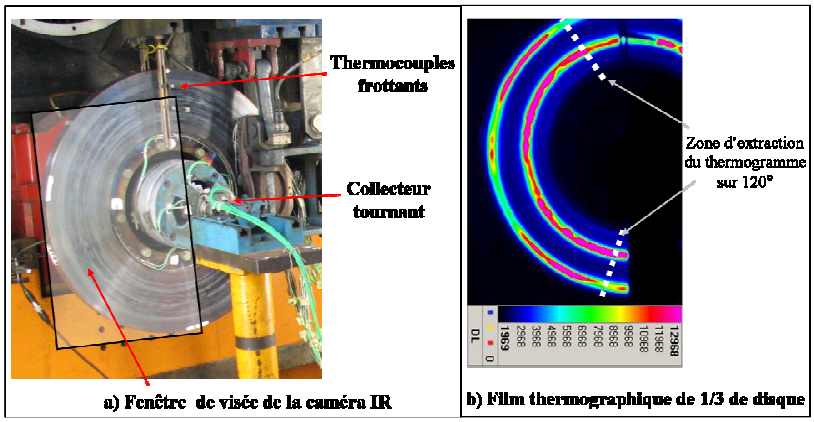


Figure 2-10 : **a)** Fenêtre de visée de la caméra IR sur un tiers du disque
b) Film thermographique du tiers de disque

Pour prendre 3 images par tour, la caméra est commandée par un capteur optique qui détecte le passage de 3 pastilles réfléchissantes disposées à 120° les unes des autres sur l'axe d'entraînement du disque (**figure 2-11**).

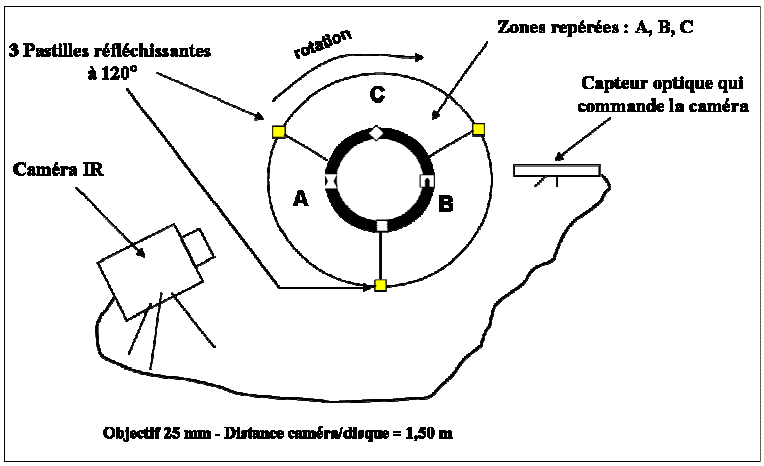


Figure 2-11 : Commande de la caméra de thermographie infrarouge

II-1.2.4.2 Acquisition des thermogrammes

La thermographie infrarouge consiste à mesurer le rayonnement infrarouge émis par un corps. Différents ouvrages traitent de la mesure infrarouge **[Pajani_89]**, **[Gaussorgues_99]**. La caméra utilisée utilise la méthode dite de *snap shot*. Le capteur de rayonnement thermique est une matrice à deux dimensions constituée de détecteurs InSb infrarouges, appelés pixels, qui

convertissent le rayonnement infrarouge en signal électrique (DL : Digital Level). Les mesures thermographiques ont été réalisées à l'aide d'une caméra JADE (acquise par le LML), conçue et fabriquée par la société CEDIP.
Comme il a déjà été spécifié, les thermogrammes représentent la cartographie de l'intensité du rayonnement infrarouge provenant du disque et exprimée en degrés de luminance. Pour réaliser la conversion en température, on dispose de courbes d'étalonnage établies sur un corps noir ($\varepsilon = 1$), pour une gamme de température et un temps d'intégration (IT) donnés. Le temps d'intégration correspond au temps durant lequel les capteurs enregistrent le rayonnement infrarouge. Ce temps d'intégration doit être choisi en fonction de l'intensité du rayonnement infrarouge. Plus l'intensité du rayonnement est forte et plus le temps d'intégration doit être court pour ne pas saturer les détecteurs IR.
Durant un freinage, les variations spatiales et temporelles de température sont très importantes (de 20°C à plus de 1000°C). Il est, de ce fait, souvent difficile de réaliser une acquisition thermographique avec un temps d'intégration optimal permettant de couvrir toute la gamme de température. Pour pallier ce problème, les acquisitions thermographiques sont réalisées avec deux temps d'intégration permettant de couvrir une gamme de 150°C à 1200°C. On dispose d'un premier étalonnage établi avec un temps d'intégration IT1 = 310 µs et couvrant une gamme de température de 150°C à 400°C (température corps noir) et d'un second étalonnage établi avec un temps d'intégration IT2 = 28 µs et couvrant une gamme de température de 400°C à 1200°C (température corps noir). La **figure 2-12.a** représente les courbes d'étalonnage correspondant à chacun des deux temps d'intégration. La **figure 2-12.b** montre la courbe d'étalonnage résultante utilisée pour la conversion de DL en température pour les films thermographiques « recomposés », c'est-à-dire réalisés avec les 2 temps d'intégration. Enfin, la **figure 2-12.c** permet de visualiser le thermogramme d'une même zone réalisé avec l'IT1 (**figure 2-12.c** à gauche), avec l'IT2 (**figure 2-12.c** au milieu) et après recomposition (**figure 2-12.c** à droite). On remarque que le thermogramme recomposé conduit à une visualisation plus juste des gradients thermiques, alors que le thermogramme réalisé avec l'IT1 est saturé pour les niveaux hauts de DL tandis que le thermogramme réalisé avec l'IT2 filtre les niveaux de DL faibles et donne une importance accrue aux niveaux élevés de DL.
Il est à noter que la caméra IR ne peut pas faire d'acquisition simultanée avec les 2 temps d'intégration mais procède à une acquisition séquentielle. Une première image est enregistrée avec le temps d'intégration IT1, puis une deuxième image est enregistrée avec le temps d'intégration IT2. Dans notre configuration (3 images par tour), ceci implique un décalage temporel entre deux images de la même zone obtenues avec les 2 temps d'intégration (**figure 2-12**). En effet, la première image correspondant à la zone A est réalisée avec l'IT1, la deuxième image correspondant à la zone B (après rotation d'un 1/3 de tour du disque) est réalisée avec l'IT2, puis la troisième image correspondant à la zone C est réalisée avec l'IT1, et ainsi de suite. Au final, la recomposition d'une des 3 zones du disque se fait avec 2 images réalisées à un tour d'intervalle. La **figure 2-13** présente les différentes étapes nécessaires pour construire le film thermographique pour chaque zone du disque. On dispose, pour un même freinage, de 2 films thermographiques correspondant chacun à une acquisition avec un des deux temps d'intégration. Il faut tout d'abord extraire de chacun de ces films toutes les images correspondant à la même zone (on a 3 zones qui représentent 1/3 du disque, notées A, B, C). Pour chaque zone, on construit un film thermographique recomposé à partir d'images réalisées avec les 2 IT différents et prises à un tour d'intervalle. On obtient ainsi 3 films thermographiques recomposés pour chaque tiers du disque. Il faut donc 2 tours de disque pour construire l'image d'un disque complet (**figure 2-13**). Cette méthode de reconstruction s'appuie sur l'hypothèse que la scène thermique évolue peu en 2 tours de disque. Cette hypothèse est acceptable puisque, pour un freinage d'arrêt de 300 à 0 km/h, on effectue

environ 1100 tours de disque. Notons qu'il n'est pas indispensable, pour l'analyse, de reconstruire un film thermographique du disque entier. Par la suite, on représentera donc des thermogrammes ne représentant qu'un tiers de disque.

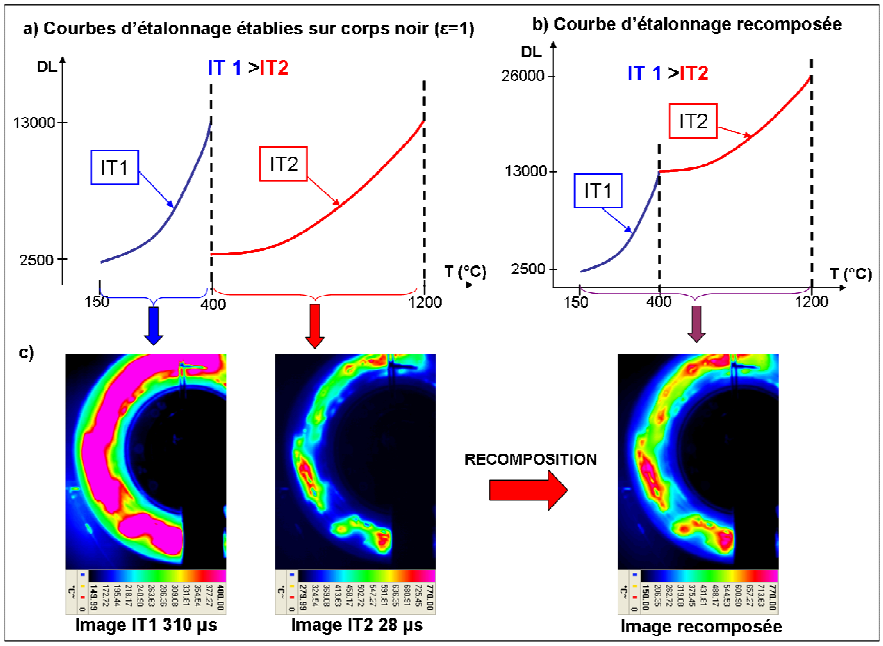


Figure 2-12 : **a)** Courbes d'étalonnage établies sur corps noir pour deux temps d'intégration différents (IT1 = 310 µs et IT2 = 28 µs),
b) Courbe d'étalonnage résultante utilisée pour les films thermographiques recomposés,
c) Thermogrammes obtenus avec l'IT1 (310 µs), l'IT2 (28 µs) et après recomposition

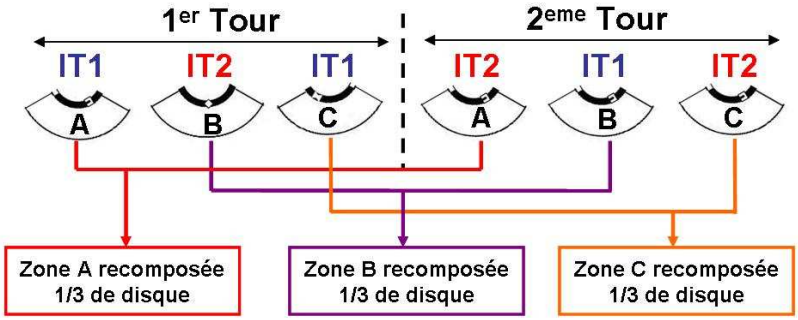


Figure 2-13 : Schéma de reconstruction du film thermographique dans le cas d'une acquisition de 3 images/tour utilisant 2 temps d'intégration

II-2 Résultats expérimentaux

II-2.1 Coefficient de frottement

La **figure 2-14** présente les courbes d'évolution du coefficient de frottement en fonction de la vitesse pour deux freinages d'arrêt isolés (respectivement 300-0 km/h, Fn = 20 kN et 270-0 km/h, Fn = 11,2 kN) et pour un freinage de ralentissement (300-220 km/h, Fn = 20 kN), extraits de chacune des trois séquences, et ce, pour les quatre types de garnitures. La valeur du coefficient de frottement est ici obtenue de façon globale à partir des mesures de l'effort normal de freinage et du couple de retenue. A noter que ces graphes se lisent de la droite vers la gauche.

Pour un type de freinage et un type de garniture donnés, on constate que les courbes obtenues ont des allures similaires quelle que soit la séquence d'essai dont est extrait le freinage. Pour la garniture G4, on constate une baisse significative du coefficient de frottement en fin de freinage dans le cas des freinages d'arrêt ; cette baisse peut être reliée à la dégradation rapide du matériau de la garniture à partir d'un certain niveau de température. Il a en effet été mis en évidence une usure importante de cette garniture par rapport aux trois autres.

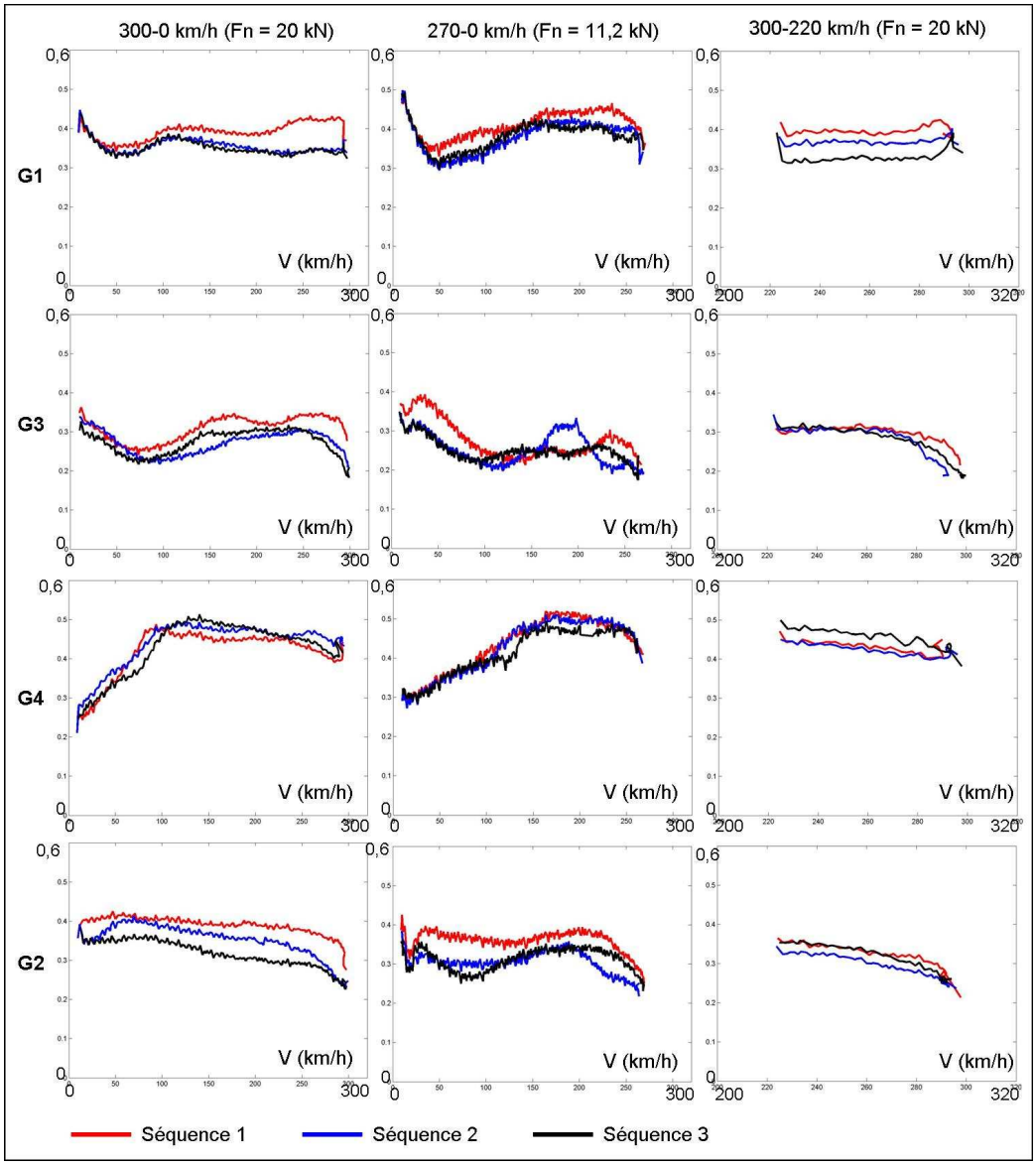
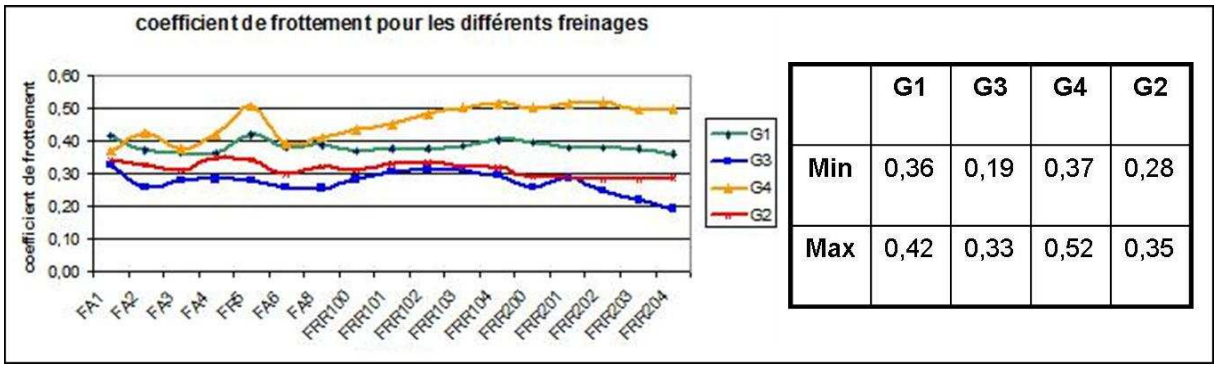


Figure 2-14 : Evolution du coefficient de frottement en fonction de la vitesse, pour 2 freinages d'arrêt et un freinage de ralentissement extraits de chacune des 3 séquences, pour chaque garniture

Le graphe de la **figure 2-15** donne, pour chaque garniture, la valeur moyenne, sur les trois séquences, des coefficients de frottement moyen calculé sur la totalité de chaque freinage, et ceci pour chaque type de freinage (FA et FRR). La garniture G4 présente les valeurs les plus importantes, tandis que la garniture G3 présente les valeurs les plus faibles. D'un type de freinage à l'autre, on constate peu ou pas de variation de ces valeurs pour les garnitures G1, G3 et G2, mais les valeurs du coefficient de frottement moyen pour la garniture G4 sont sensiblement plus élevées dans le cas des freinages de ralentissement que dans les cas de freinages d'arrêt isolés.

Ces différences impliquent naturellement des temps de freinage différents et par conséquent des valeurs de puissance maximale de freinage différentes suivant le type de garniture et de freinage. Il semble important de noter que ce facteur ne semble pas, à cette échelle, avoir de relation particulière avec la fissuration, puisque, parmi les 2 garnitures ayant provoqué la fissuration des disques, la garniture G4 présente le coefficient de frottement le plus élevé ($0,37 < \mu < 0,52$) alors que la garniture G2 a une valeur de coefficient de frottement relativement faible ($0,28 < \mu < 0,35$).
Globalement, on observe une assez bonne reproductibilité du coefficient de frottement pour un freinage et une garniture donnés.



	G1	G3	G4	G2
Min	0,36	0,19	0,37	0,28
Max	0,42	0,33	0,52	0,35

Figure 2-15 : Moyenne sur les trois séquences des valeurs de coefficient de frottement moyen en fonction du type de freinage, pour chaque garniture (G1, G3, G4 et G2)

II-2.2 Analyse des mesures de température dans les garnitures

II-2.2.1 Reproductibilité des mesures de température

La **figure 2-16** présente les évolutions des températures dans les 9 plots d'une demi-garniture pour le même freinage d'arrêt FA8 extrait de chacune des 3 séquences de 18 freinages et pour chaque type de garniture (G1, G3, G4 et G2). L'intensité et la rapidité de l'élévation de la température dans les plots permettent de déterminer si les plots sont en contact ou non. Rappelons que l'analyse et la comparaison de ces courbes doivent se faire en gardant à l'esprit l'influence, sur les mesures réalisées (thermocouples à 8 mm de la surface de contact), des caractéristiques thermiques (λ, ρ et c_p) des plots, qui sont différentes pour les 4 types de garniture.
Du fait des phénomènes d'usure, le contact ne s'effectue pas toujours sur les mêmes plots d'une séquence à l'autre. Les trois séquences successives ne sont donc pas exactement superposables mais les courbes ont des allures proches, en termes de niveau de température atteint et de nombre de plots en contact, pour un type de garniture donné. Les mêmes observations ont pu être faites pour les autres freinages du programme d'essai. Cette bonne reproductibilité des mesures de température dans les garnitures permet de conclure que les comportements observés sont caractéristiques de chacune des garnitures.
L'analyse plus précise de l'allure des courbes de température en fonction du type de garniture et du type de freinage est faite dans le paragraphe suivant consacré à l'analyse du comportement thermique des garnitures.

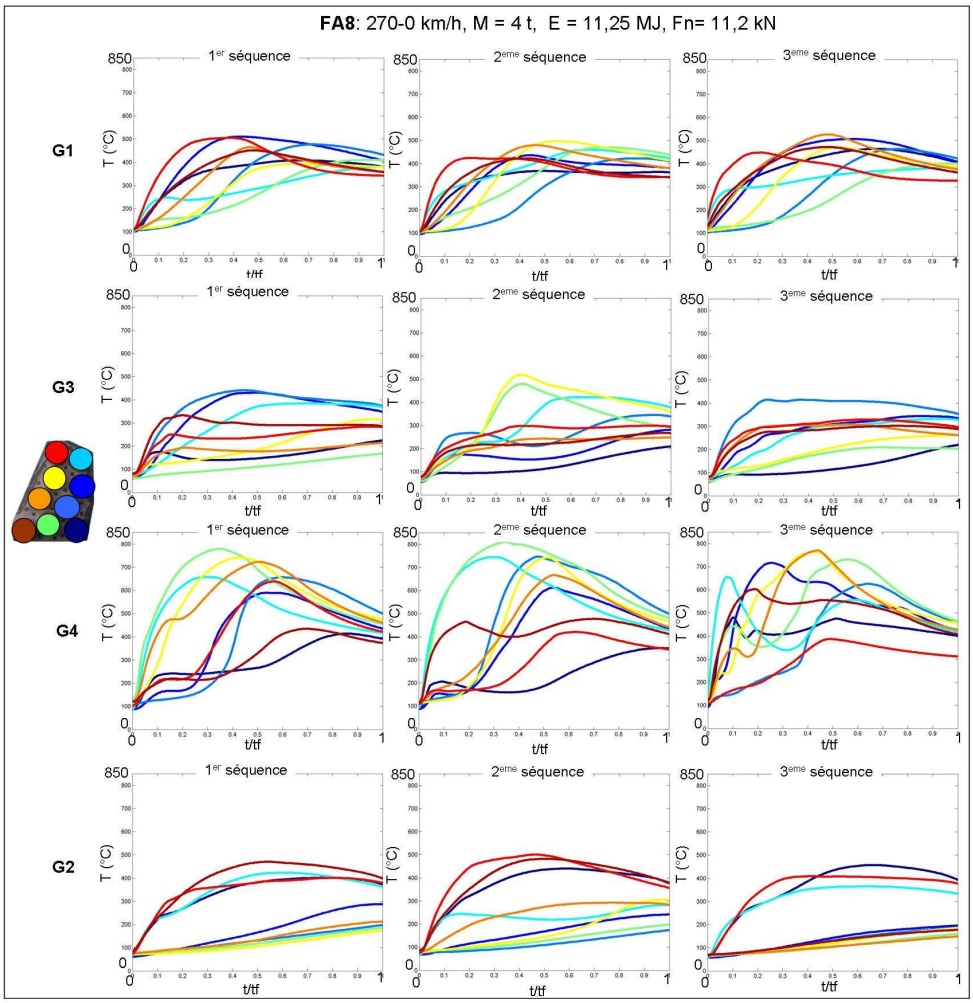


Figure 2-16 : Reproductibilité des mesures de température dans les garnitures (G1, G3, G4, G2), pour le freinage FA8 (270-0 km/h, Fn = 11,2 kN), extrait des 3 séquences de freinages

II-2.2.2 Comportement thermique des garnitures

Les **figures 2-17** et **2-18** présentent les évolutions des températures dans les plots de chaque garniture pour un freinage d'arrêt FA6 (270-0 km/h et Fn = 4,15 kN) et pour une succession de 5 freinages de ralentissements répétés FRR100-104 (300-220 km/h et Fn = 20 kN). Sur ces figures, on distingue, de gauche à droite :

- d'une part les courbes d'évolution de température pour les neufs plots d'une demi-garniture,
- d'autre part une vue 3D de ces évolutions de température en fonction du temps, normalisé par la durée du freinage, et de la position radiale des plots exprimée en pourcentage de la largeur de la piste de frottement,
- et enfin une vue de dessus de la représentation 3D précédente.

Pour le freinage FA6 (**figure 2-17**), on constate des différences entre les garnitures en termes de température maximale atteinte : 300°C pour G3 contre 500°C pour G4, tandis que G1 et G2 ont des maxima proches 400°C et 420°C. De même, le nombre de plots en contact varie suivant le type de garniture. Pour la garniture G3, on dénombre 7 plots en contact, tandis qu'il y en a 4 pour la garniture G1 et seulement 3, à un instant donné, pour G2 et G4. Enfin, pour G1, G3 et G2, il n'y a aucune alternance des contacts, ce sont donc toujours les mêmes plots qui frottent pendant toute la durée du freinage. L'alternance des contacts est plus marquée pour G4, avec un seul plot en contact à certains instants. L'usure élevée des plots pour cette

garniture en est sûrement la cause. Sur les vues 3D, on observe bien les localisations thermiques au niveau de différents rayons. La garniture G3 présente la température la plus uniforme sur toute la surface de frottement. Les garnitures G1 et G2 localisent le contact au niveau des rayons intérieur, médian et extérieur. Ces localisations radiales s'atténuent à la fin du freinage dans le cas de la garniture G1, alors qu'elles restent très prononcées pour la garniture G2. Dans le cas de la garniture G4, l'alternance des contacts engendre des localisations thermiques sévères au niveau de certains plots et provoque le déplacement de gradients thermiques sur le disque (migration des cercles chauds ou des points chauds).

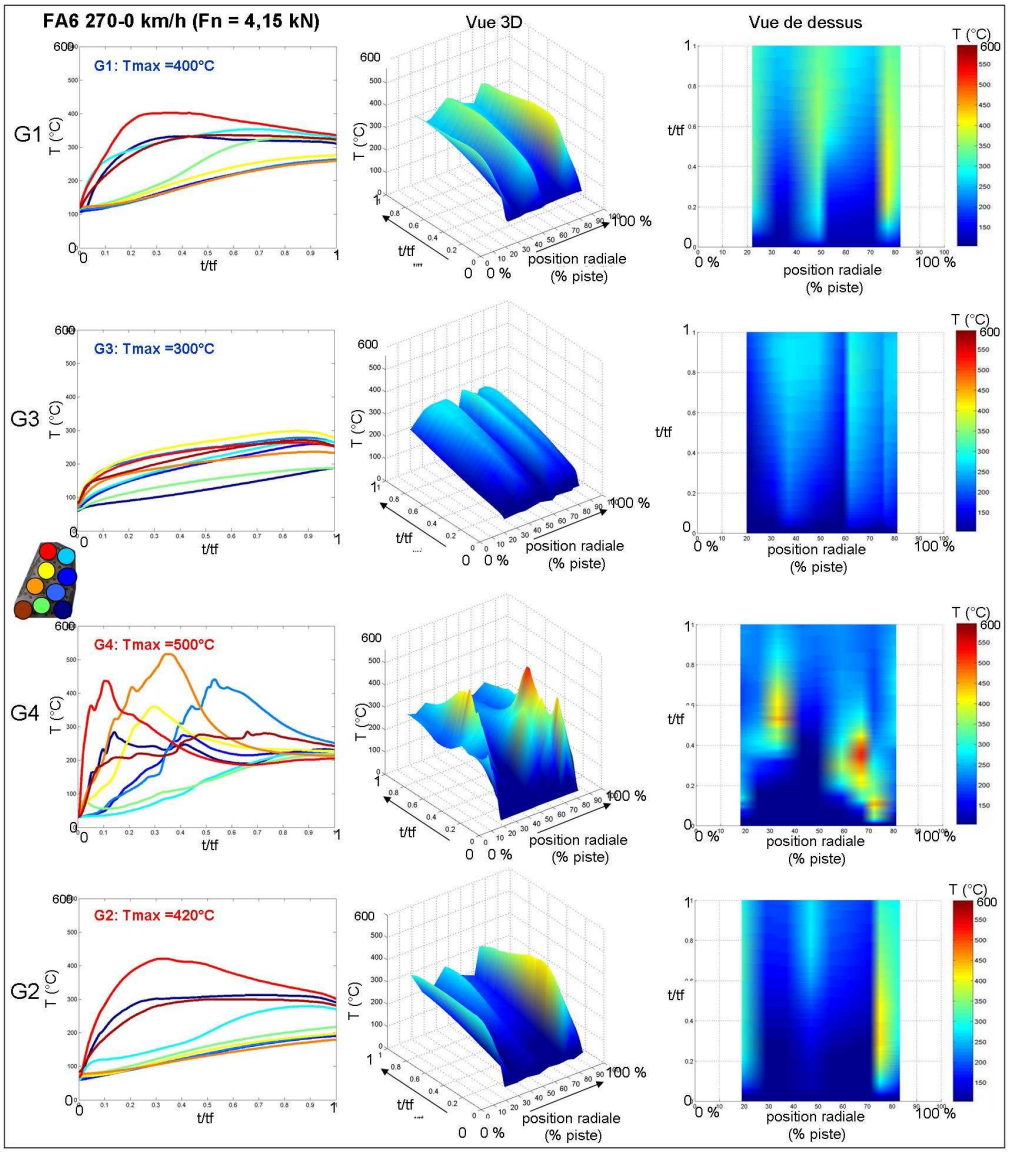


Figure 2-17 : Mesures de température dans les plots des garnitures G1, G3, G4 et G2, pour le freinage d'arrêt FA6 (270-0 km/h, Fn = 4,15 kN)

Pour les freinages de ralentissements répétés FRR100-104 (**figure 2-18**), on note également des différences importantes. Les niveaux de température atteints sont globalement plus élevés que pour le freinage FA6 du fait du cumul de chaleur. Là encore, la garniture G3 présente les plus faibles niveaux de température (Tmax = 650°C) alors que G4 et G2 conduisent aux plus élevés (Tmax = 800°C).

Pour les garnitures G1 et G3, tous les plots sont en contact durant les cinq freinages de ralentissement, alors que pour la garniture G4, c'est à partir du troisième freinage seulement

que tous les plots semblent être en contact. Lors du premier et du deuxième freinage, 3 plots ne sont pas en contact. Pour la garniture G2, seulement 6 plots sont en contact durant tous les freinages. Les vues 3D confirment ces observations et montrent qu'à partir du troisième freinage tous les plots sont en contact pour les garnitures G1, G3, G4, réduisant ainsi les localisations thermiques radiales. Par contre, pour la garniture G2, on observe que les localisations sur certains rayons restent importantes pour les 5 freinages. Aucune alternance des plots en contact n'est toutefois observée durant un même freinage de ralentissement, et ce quelque soit le type de garniture. Il est probable que le phénomène d'alternance n'a pas le temps de se produire car la durée de ce type de freinage n'est que 10% de celle d'un freinage d'arrêt du type FA6. On observe par contre une alternance des plots en contact d'un freinage de ralentissement à un autre de la séquence.

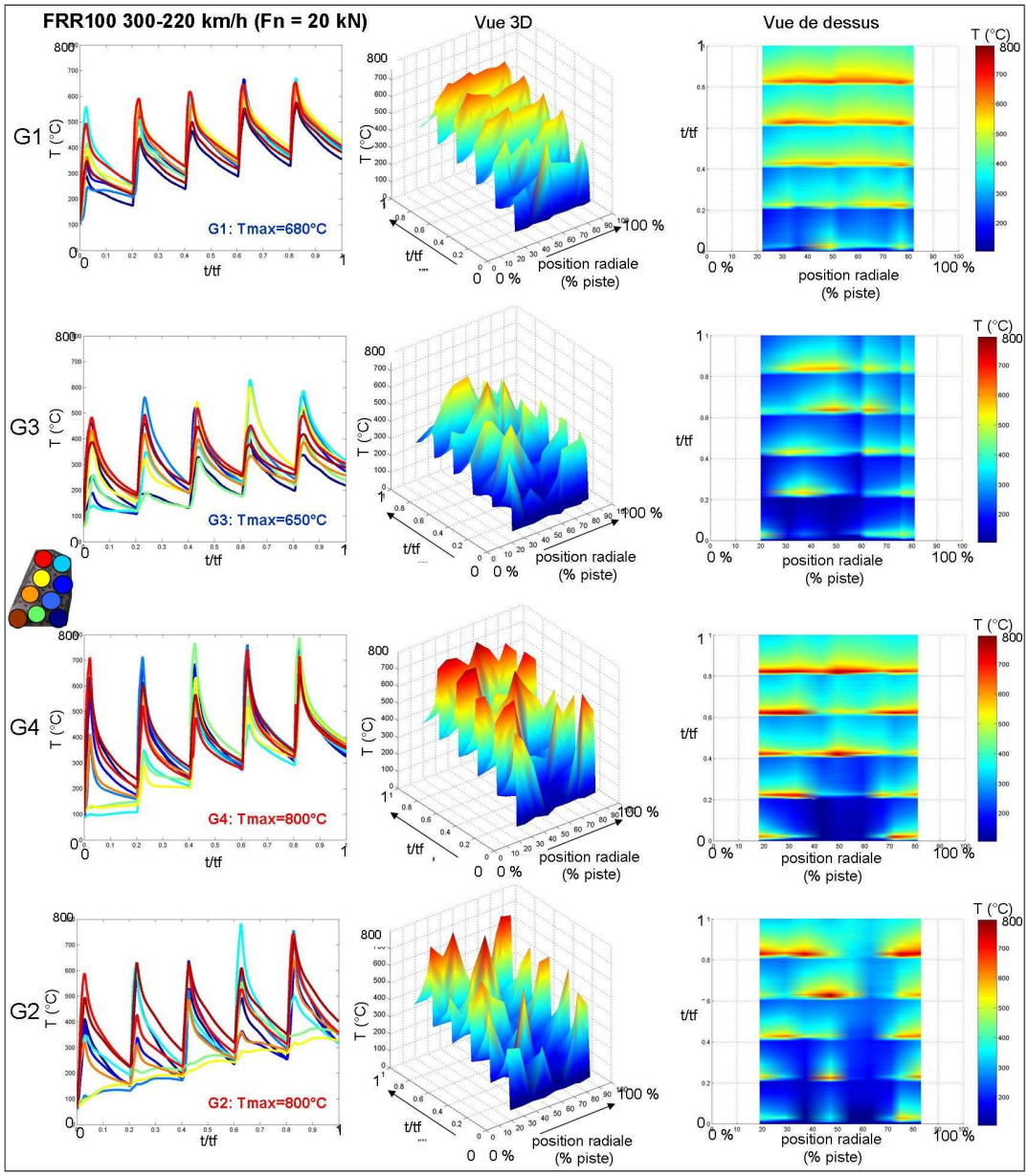


Figure 2-18 : Mesures de température dans les plots des garnitures G1, G3, G4 et G2, pour les 5 freinages de ralentissements répétés FRR100 à 104 (300-220 km/h, Fn = 20 kN)

La **figure 2-19** représente la température maximale de chaque plot d'une demi-garniture en fonction de sa position radiale (exprimée en pourcentage de la largeur de la piste de

frottement) et du freinage considéré, issu de la première séquence de freinage. Les observations faites précédemment pour certains freinages peuvent être généralisées aux autres freinages. On peut ainsi dégager une tendance générale pour chaque type de garniture :

- Pour la garniture G3, les niveaux de température atteints sont les plus faibles (Tmax = 654°C). Malgré une faible alternance, sur les 6 à 8 plots en contact, ces niveaux de température peuvent être assez différents d'un plot à l'autre.
- Pour la garniture G1, les niveaux de température atteints sont similaires à ceux de G3 (Tmax = 660°C). On compte généralement 7 à 8 plots en contact, sauf dans le cas des freinages avec une faible force d'application (FA3, FRS7, FA6 ; où Fn = 4,15 kN), pour lesquels le contact se fait essentiellement au niveau des rayons intérieur, médian et extérieur. Il n'y a quasiment pas d'alternance, c'est-à-dire qu'un plot initialement en contact le reste tout au long du freinage.
- Pour la garniture G2, les niveaux de température atteints sont beaucoup plus élevés que ceux de G1 et G3 et du même ordre de grandeur que ceux de G4 (Tmax = 817°C). On ne dénombre, le plus souvent, que 3 à 5 plots en contact. Il n'y a pas d'alternance des plots en contact pendant la durée du freinage. Ceci conduit à de fortes localisations du contact sur les rayons intérieur et extérieur.
- Pour la garniture G4, les niveaux de température atteints sont les plus élevés (Tmax = 834°C). Du fait d'une alternance élevée des plots en contact, le nombre de plots en contact est fortement variable et demeure assez faible. Cette alternance conduit à une forte migration radiale des zones d'échauffement.

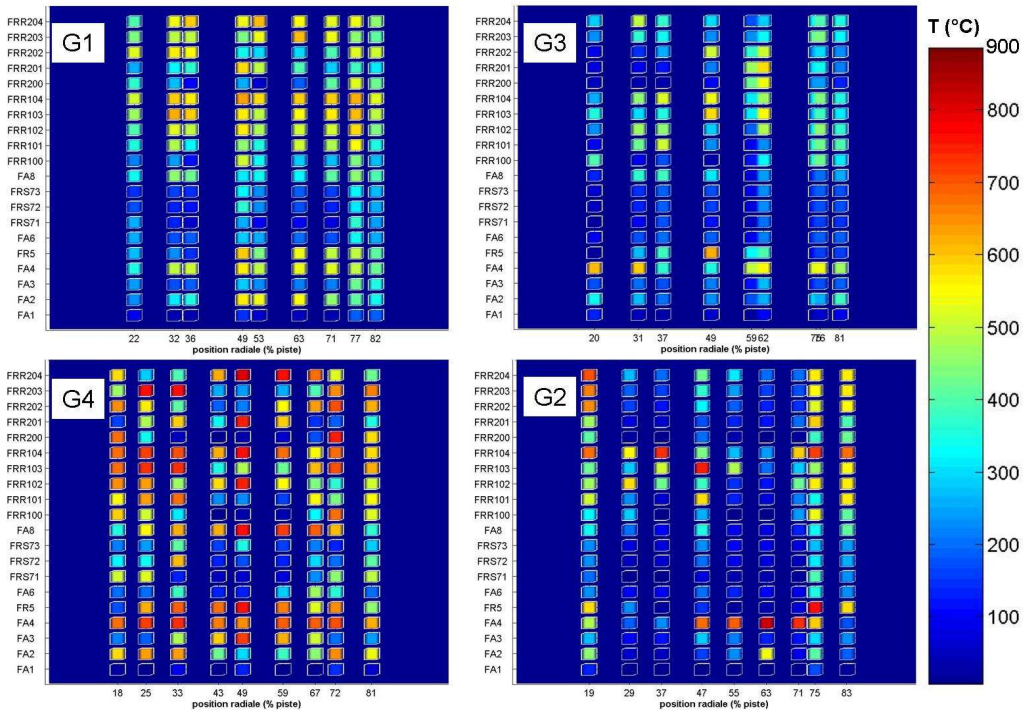


Figure 2-19 : Température maximale de chaque plot d'une demi-garniture, pour chaque freinage de la première séquence, pour les garnitures G1, G3, G4, G2

La **figure 2-20** présente un récapitulatif du comportement thermique global de chaque garniture. Pour chaque indicateur considéré, il est précisé, à droite du tableau, quelle est la tendance favorable en termes de comportement thermique.

Comportement thermique des garnitures	G1	G2	G3	G4	
Niveaux de Température	-	+	- -	+ +	« - » *favorable*
Nb de plots en contact simultanément	+	- -	+ +	-	« + » *favorable*
Alternance des plots en contact durant un freinage	-	- -	-	+ +	« + » *favorable*
Alternance des plots en contact d'un freinage à l'autre	+	- -	-	+	« + » *favorable*

Figure 2-20 : Récapitulatif du comportement thermique des 4 garnitures G1, G2, G3, G4

II-2.3 Analyse des gradients thermiques observés sur les disques par thermographie IR

II-2.3.1 Reproductibilité des gradients thermiques observés

La **figure 2-21** représente les thermogrammes de la surface du disque réalisés pour les quatre garnitures, à l'instant de température maximale, pour le premier des cinq freinages de ralentissements répétés, FRR100 (300-220 km/h et Fn = 20 kN), extrait des trois séquences de 18 freinages. Les niveaux thermiques sont exprimés ici en température de luminance, c'est-à-dire en considérant une émissivité uniforme et égale à 1. Rappelons que du fait de l'évolution permanente de l'état de surface et de la température du disque, l'émissivité varie tant spatialement que temporellement. On s'intéresse donc ici plus aux « gradients thermiques » qu'aux valeurs de température à proprement parler.
Une rapide observation permet de noter des différences significatives de gradients thermiques circonférentiels suivant le type de garniture et de freinage. On remarque la prédominance de cercles chauds, quelque soit le type de garniture. Pour les garnitures G3 et G4, les gradients thermiques circonférentiels sont assez faibles. Par contre, les garnitures G1 et G2 conduisent à des gradients thermiques circonférentiels plus marqués et la garniture G2 engendre des points chauds sur deux cercles chauds.
Pour chaque type de garniture, on constate que les thermogrammes extraits des trois séquences successives ont la même allure. Ceci semble donc indiquer que les réponses thermiques associées à un type de freinage sont globalement reproductibles pour une garniture donnée. Ce résultat est particulièrement important, car même si des variations existent, liées aux dilatations et aux usures et donc à l'historique des freinages, isoler une séquence semble toutefois représentatif du comportement d'une garniture.
Par la suite, nous nous intéresserons aux différents types de gradients thermiques rencontrés pour différents freinages et ceci en considérant d'abord les thermogrammes obtenus à l'instant de température maximale. Puis nous analyserons la migration des localisations thermiques au cours du temps pendant un freinage, et enfin la migration des localisations thermiques d'un freinage à l'autre.

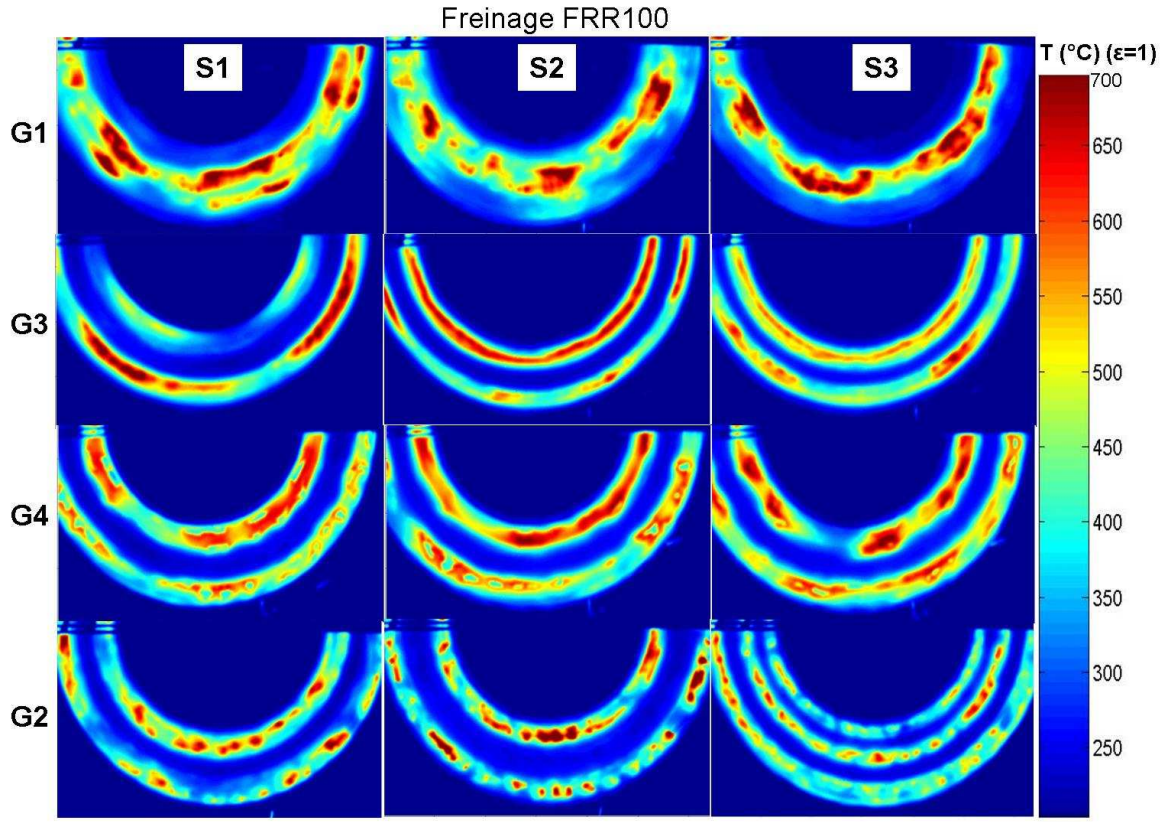


Figure 2-21 : Thermogrammes, à l'instant de température maximale, pour les 4 types de garnitures, durant le freinage de ralentissement FRR100 (300-220 km/h, Fn = 20 kN), à chaque séquence S1, S2 et S3

II-2.3.2 Les principaux types de gradients thermiques observés

La **figure 2-21** présentée précédemment (cas d'un freinage de ralentissement), pour illustrer l'aspect reproductibilité des gradients thermiques engendrés par les différents couples disque-garniture, a déjà permis d'associer différents types de gradients thermiques aux garnitures utilisées. Les garnitures G3 et G4 conduisent à deux cercles chauds avec des gradients thermiques circonférentiels assez faibles. Par contre, la garniture G1 conduit plutôt à de larges points chauds avec des localisations thermiques circonférentielles plus marquées. Quant à la garniture G2, elle entraîne systématiquement la formation de petits points chauds sur deux cercles chauds. Pour le freinage d'arrêt FA4 de la 2ème séquence noté S2FA4 (300-0 km/h) (**figure 2-22**), les garnitures conduisent toutes à la formation de 5 ou 6 points chauds. Pour la garniture G3, les gradients thermiques circonférentiels sont plus faibles que pour les 3 autres garnitures. Les garnitures G1 et G4 conduisent systématiquement à 6 points chauds macroscopiques. La garniture G2, quant à elle, provoque des points chauds très irréguliers. La garniture G3 conduit à la plus faible température maximale (Tmax = 698°C), les garnitures G1 et G4 ont des niveaux thermiques proches (Tmax = 776°C pour G1 et Tmax = 768°C pour G4) et G2 conduit à la plus haute température (Tmax = 877°C).
Les **figures 2-23** et **2-24** présentent les thermogrammes réalisés, pour les quatre garnitures, à l'instant de la température maximale dans le cas de deux freinages d'arrêt FA8 et FA6 de la 2ème séquence, notés S2FA8 (270-0 km/h et Fn = 11,2 kN) et S2FA6 (270-0 km/h et Fn = 4,15 kN). Le freinage S2FA6 dont l'effort de freinage est plus faible que celui du S2FA8 a par conséquent un temps de freinage plus long et une puissance de freinage plus faible que le S2FA8.

Pour le freinage S2FA8, la garniture G3 a entraîné un cercle chaud, la G4 des points chauds, la G2 des gradients sur deux cercles chauds et enfin la garniture G1 des points chauds légèrement dédoublés. La garniture G2 conduit à la plus faible température maximale (Tmax = 624°C) et G4 à la plus élevée (Tmax = 757°C). Les disques freinés par G1 et G3 atteignent des températures intermédiaires (Tmax = 666°C pour G3 et Tmax = 721 °C pour G1).
Pour le freinage S2FA6, dont l'énergie est identique à celle du S2FA8 mais avec un effort de freinage plus faible, on constate des niveaux thermiques globalement plus faibles, certainement du fait d'une puissance de freinage plus faible que pour le S2FA8. Pour toutes les garnitures, des cercles chauds apparaissent avec toutefois des gradients thermiques angulaires plus marqués et des niveaux thermiques plus élevés pour la garniture G4 (Tmax = 712°C pour G4 contre 364°C pour G2, 395°C pour G1 et 432°C pour G1).

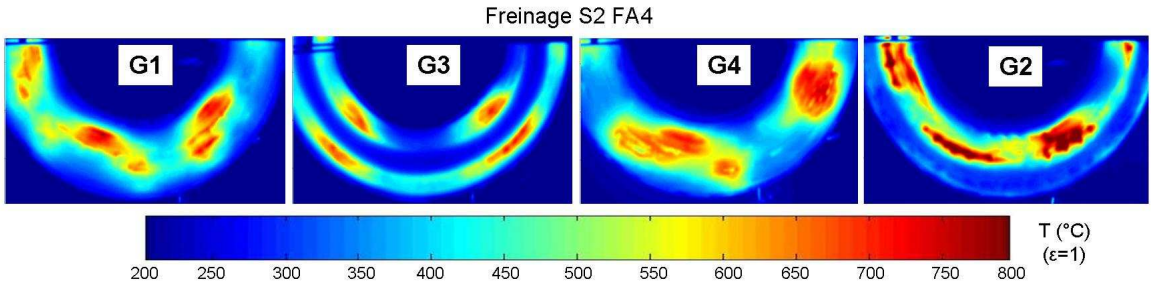


Figure 2-22 : Thermogrammes, à l'instant de température maximale, pour les quatre types de garnitures, durant un freinage d'arrêt de 300 à 0 km/h, Fn = 20 kN

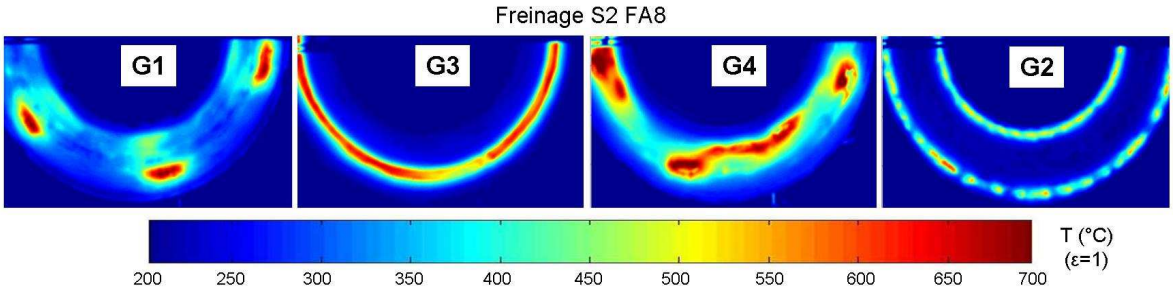


Figure 2-23 : Thermogrammes, à l'instant de température maximale, pour les quatre types de garnitures, durant un freinage d'arrêt de 270 à 0 km/h, Fn = 11,2 kN

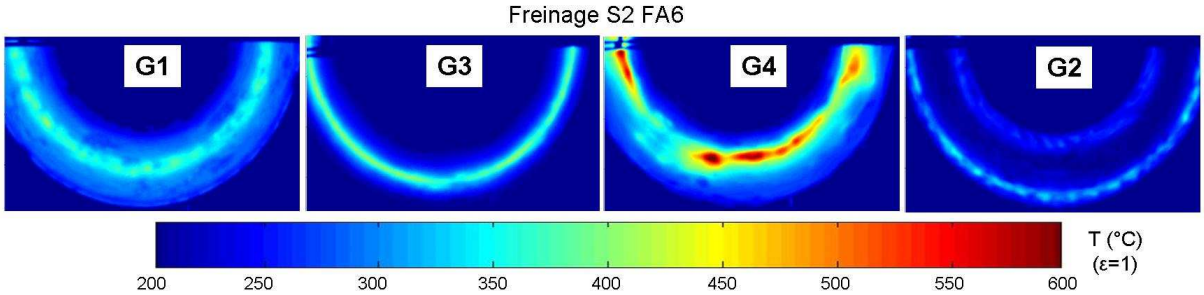


Figure 2-24 : Thermogrammes, à l'instant de température maximale, pour les quatre types de garnitures, durant un freinage d'arrêt de 270 à 0 km/h, Fn = 4,15 kN

L'observation de tous ces thermogrammes, à l'instant de température maximale, permet de mettre en évidence différents types de gradients thermiques en fonction du type de garniture et de freinage. Si pour un freinage à forte énergie et effort de freinage élevé (S2FA4) les garnitures conduisent à des gradients thermiques et à des niveaux de températures proches, pour d'autres freinages, à énergie et effort de freinage plus faibles, on peut observer de

grandes différences en termes de gradients thermiques (S2FA8, S2FRR100) ou en termes de niveaux de température (S2FA6). A ce stade, il est donc très délicat de dégager un comportement thermique global de chacun des couples disque-garnitures.
De plus, il est impératif de tenir compte de l'évolution temporelle des gradients thermiques afin de mettre en évidence leurs éventuelles migrations.

II-2.3.3 Migration du chargement thermique sur le disque au cours d'un freinage

II-2.3.3.1 Migration radiale

Les **figures 2-25** et **2-26** présentent l'évolution temporelle de la température le long d'un rayon passant par le point de température maximale atteinte pendant le freinage pour les quatre types de garnitures, dans le cas d'un freinage d'arrêt isolé extrait de la deuxième séquence d'essais (S2-FA8 : 270-0 km/h, Fn = 11,2 kN) (**figure 2-25**) et pour le premier des cinq freinages de ralentissements répétés extrait de la deuxième séquence d'essais (S2-FRR100 : 300-220 km/h, Fn = 20 kN) (**figure 2-26**). On observe d'une part une vue en 3D de T = f(r,t) et une vue en 2D représentant des courbes d'iso-température. Ces températures sont directement extraites des thermogrammes et correspondent à des températures de luminance (émissivité ε = 1).

*Cas d'un freinage d'arrêt isolé (**figure 2-25**) :*

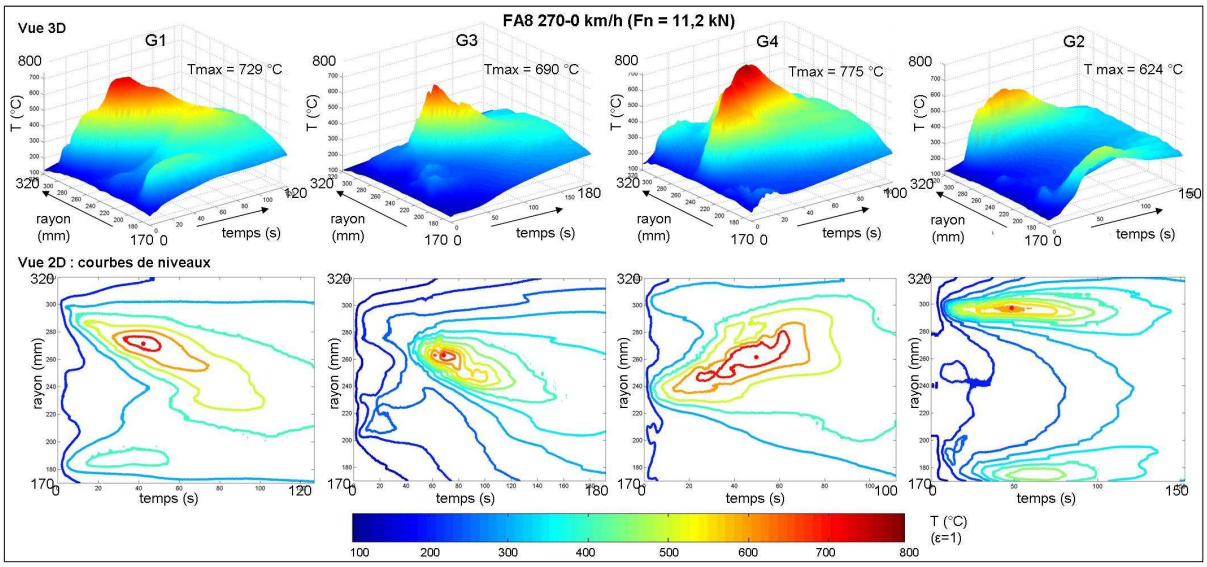


Figure 2-25 : Migration radiale des gradients thermiques sur les disques pour le freinage S2FA8

Pour la garniture G1, on constate, en début de freinage, deux localisations radiales au niveau des rayons intérieur et extérieur du disque. Rapidement, la localisation au niveau du rayon extérieur devient prépondérante et migre vers le centre de la piste de frottement. En fin de freinage (à partir des 2/3 environ du temps de freinage), la température et les gradients thermiques radiaux décroissent fortement.
Pour la garniture G3, une forte localisation radiale apparaît à partir du 1/4 du temps de freinage et migre vers le rayon moyen. En fin de freinage, la température est quasiment homogène sur toute la largeur de la piste de frottement.
Pour la garniture G4, on observe le même type de localisation thermique que pour la garniture G3, mais la migration se fait en sens inverse, du rayon moyen vers le rayon extérieur.

Pour la garniture G2, on observe une localisation radiale sévère au niveau du rayon extérieur qui ne migre pas pendant le freinage. Là encore, les localisations s'estompent à partir des 2/3 du temps de freinage.

*Cas d'un freinage de ralentissement (**figure 2-26**) :*

Dans le cas d'un freinage de ralentissement, on n'observe en revanche aucune migration radiale des localisations thermiques, et ce, du fait de la faible durée du freinage mais des phénomènes d'évanescence ou d'accentuation peuvent apparaître. Ainsi, pour la garniture G1, les trois localisations radiales présentes en début de freinage laissent place progressivement à une seule très large centrée sur le rayon moyen. Par contre, pour les garnitures G3, G4 et G2, les localisations thermiques au niveau des rayons intérieur et extérieur de la piste de frottement perdurent tout au long du freinage tout en s'amplifiant.

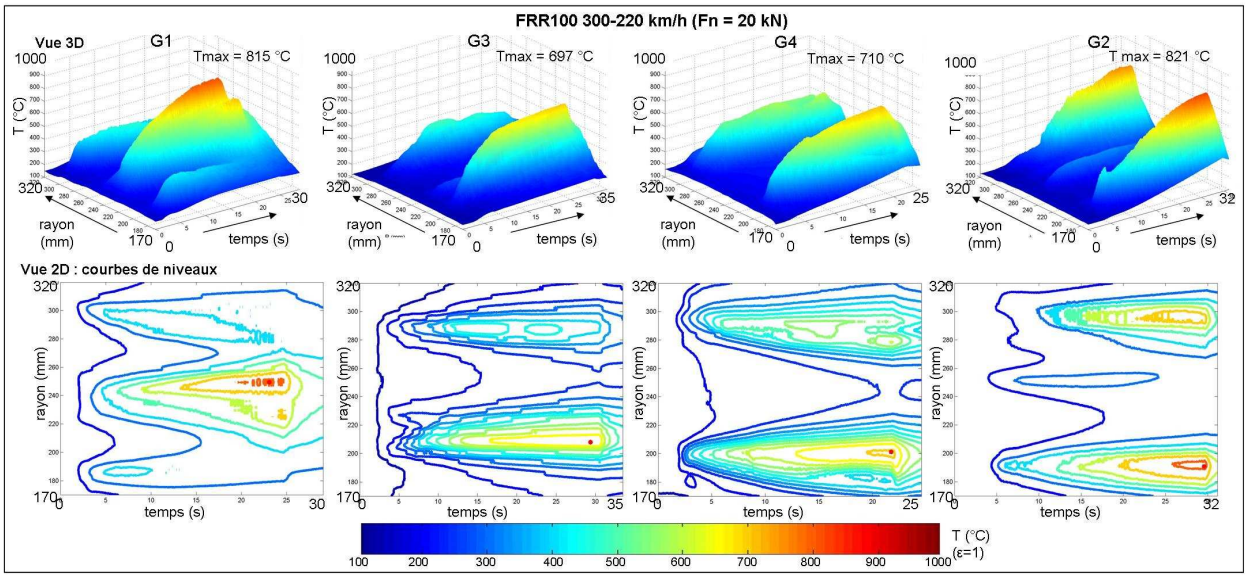


Figure 2-26 : Migration radiale des gradients thermiques sur les disques pour le freinage S2FRR100

A l'issue de ces observations, on peut dire qu'il y a peu de migration radiale du chargement thermique durant un freinage d'arrêt et que cette migration est inexistante pour un freinage de ralentissement.

II-2.3.3.2 Migration circonférentielle

Les **figures 2-27** et **2-28** présentent l'évolution temporelle de la température le long d'un arc passant par le point de température maximale atteinte pendant le freinage, et ce pour les quatre types de garnitures et pour les deux mêmes freinages (freinage d'arrêt isolé S2-FA8 : 270-0 km/h, Fn = 11,2 kN et le premier des cinq freinages de ralentissements répétés S2-FRR100 : 300-220 km/h, Fn = 20 kN). Les figures donnent une vue en 3D de T = f(θ,t) et une vue en 2D représentant des courbes d'iso-température. Ces températures sont directement extraites des thermogrammes et correspondent à des températures de luminance (émissivité ε = 1).

*Cas d'un freinage d'arrêt isolé (**figure 2-27**) :*

Pour les garnitures G1 et G4, on constate une localisation angulaire de type point chaud qui ne migre pas pendant le freinage.

Pour la garniture G3, le gradient angulaire de température est très faible, ce qui permet de conclure à une localisation thermique de type cercle chaud. Là encore, aucune migration angulaire n'est observée durant le freinage.
Pour la garniture G2, on observe trois localisations angulaires espacées de 10 à 15° l'une de l'autre. Ces localisations sont du type « points chauds sur cercle chaud » déjà observé sur les thermogrammes et caractéristique du comportement de cette garniture. Là aussi, la migration angulaire est très limitée.

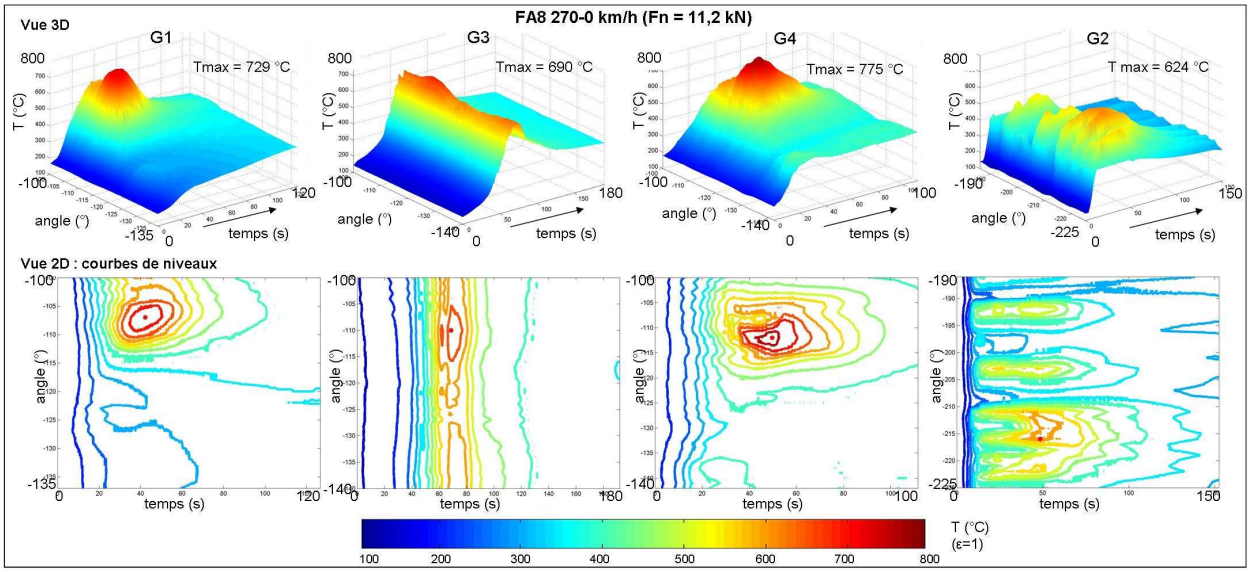


Figure 2-27 : Migration angulaire des gradients thermiques sur les disques pour le freinage S2FA8

*Cas d'un freinage de ralentissement (**figure 2-28**) :*

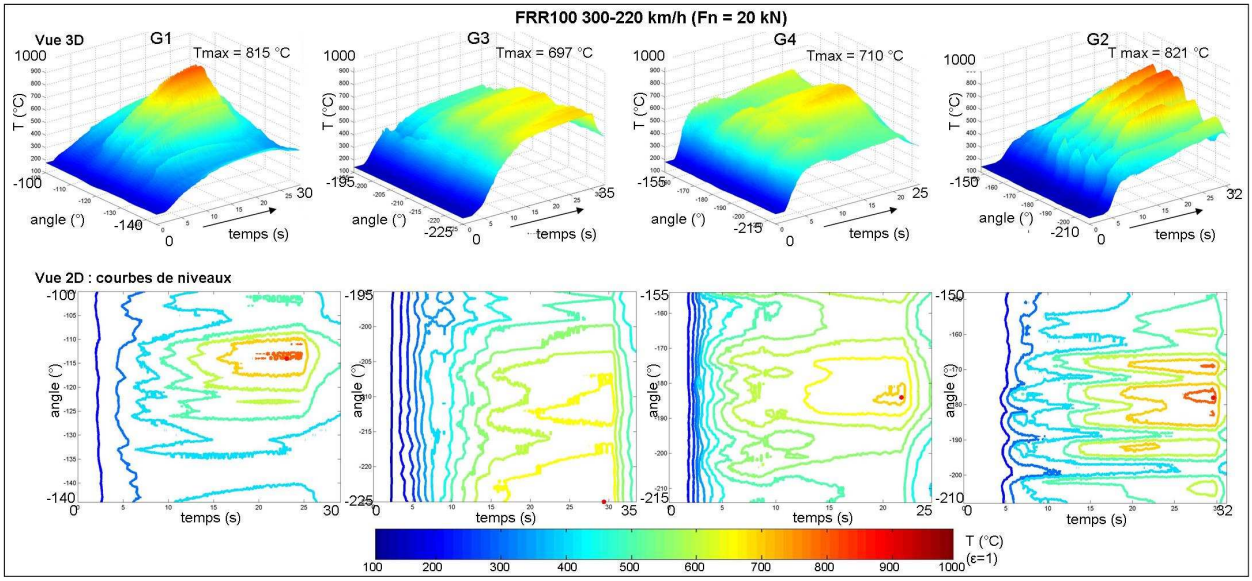


Figure 2-28 : Migration angulaire des gradients thermiques sur les disques pour le freinage S2FRR100

Pour les garnitures G1 et G4, on constate une localisation angulaire de type point chaud qui ne migre pas angulairement pendant le freinage. Le gradient thermique est néanmoins plus faible pour la garniture G4 que pour la garniture G1.

Pour la garniture G3, le gradient angulaire de température est très faible et semble s'apparenter à un large point chaud. Là encore, aucune migration angulaire n'est observée durant le freinage.
Pour la garniture G2, on observe cinq localisations angulaires espacées d'environ 10° l'une de l'autre. Ces localisations sont du type « points chauds sur cercle chaud » déjà observé sur les thermogrammes et caractéristique du comportement de cette garniture.

L'observation de l'évolution temporelle des profils angulaires de température passant par le point le plus chaud du freinage permet ainsi de conclure qu'il n'y a pas de migration angulaire de la sollicitation thermique au cours d'un freinage.

II-2.3.3.3 Synthèse

Lors d'un freinage, la sollicitation peut être amenée à se déplacer radialement du fait des phénomènes de dilatation et d'usure se produisant à l'échelle du contact. On aura donc de fortes chances d'avoir une migration radiale, même faible, du chargement thermique dans le cas de freinages d'arrêt mais en revanche, aucune migration radiale ne sera observée dans le cas de freinages de ralentissement du fait de la faible durée de ce type de freinage. D'autre part, la migration angulaire du chargement est négligeable durant un freinage quel qu'en soit le type. Il est important de préciser que, pour la garniture G2, absolument aucune migration n'est observée quel que soit le freinage.

II-2.3.4 Migration du chargement thermique pour une succession de freinages

Les **figures 2-29** à **2-32** représentent, pour chaque garniture et pour chaque freinage de la deuxième séquence, la cartographie de température moyenne de chaque pixel du thermogramme. La position radiale, en millimètre, est représentée en abscisse tandis que la position angulaire, en degré, est représentée en ordonnée. L'objectif est de visualiser quelles sont les zones du disque les plus sollicitées thermiquement durant un freinage et leur évolution d'un freinage à un autre. L'échelle de température n'est pas constante, elle varie d'un freinage à l'autre, afin de faire ressortir les zones les plus échauffées au cours du freinage.

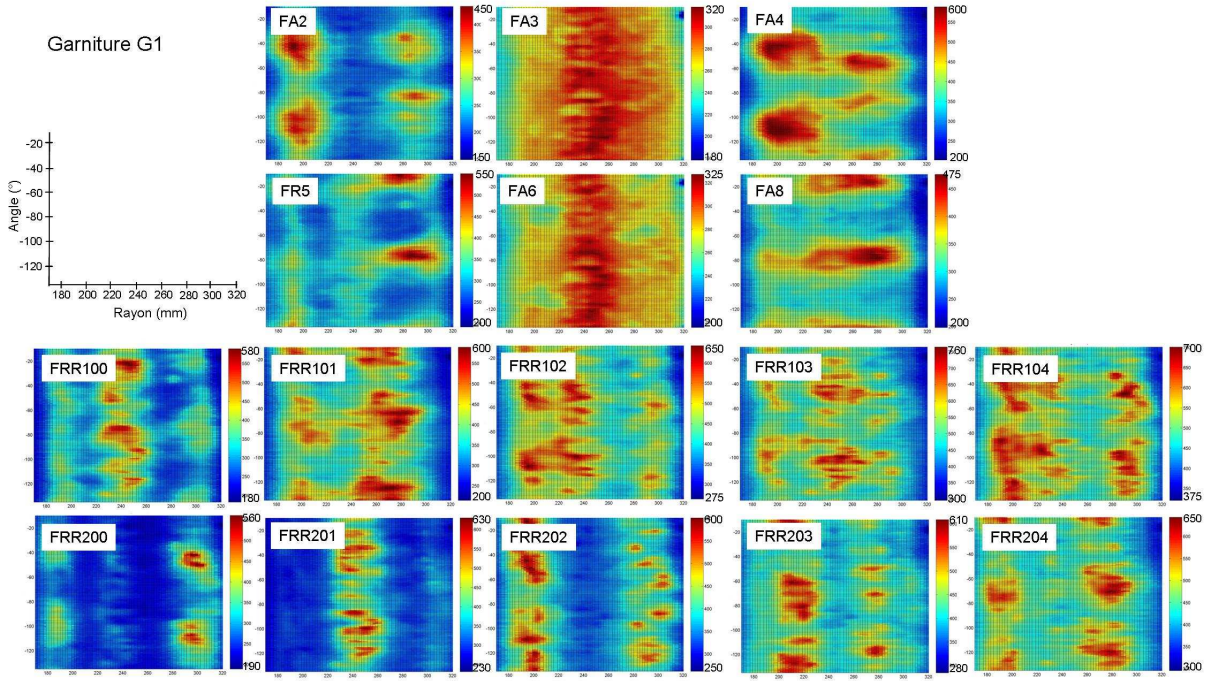


Figure 2-29 : Cartographie des températures moyennes pour chaque freinage de la deuxième séquence de freinage, pour le disque freiné par G1

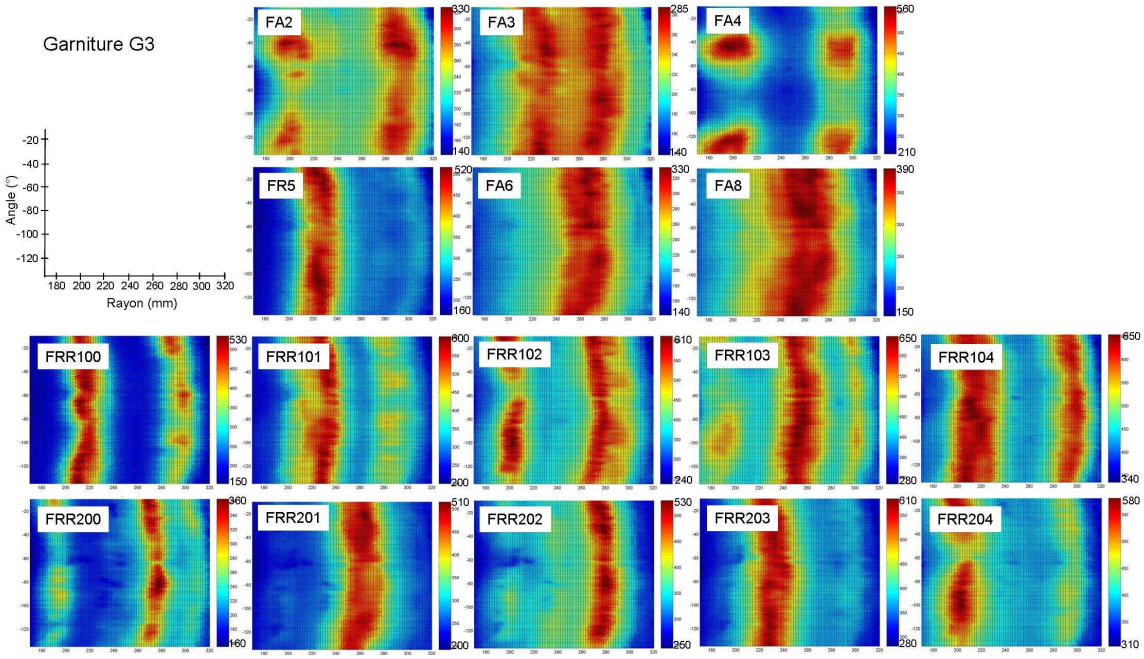


Figure 2-30 : Cartographie des températures moyennes pour chaque freinage de la deuxième séquence de freinage, pour le disque freiné par G3

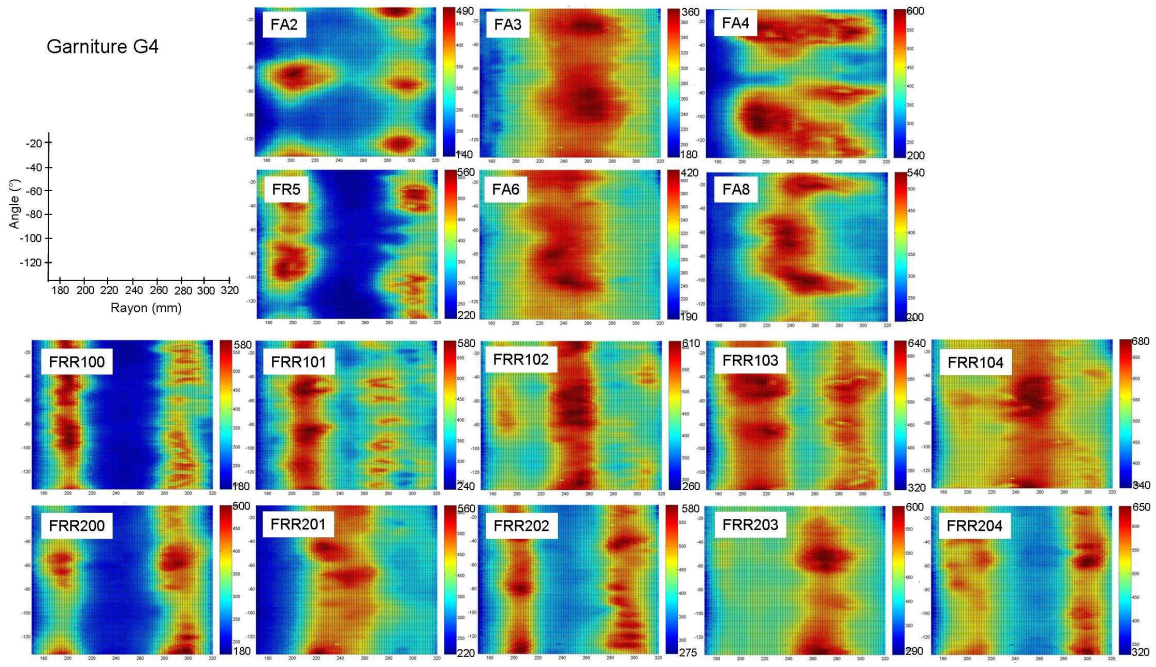


Figure 2-31 : Cartographie des températures moyennes pour chaque freinage de la deuxième séquence de freinage, pour le disque freiné par G4

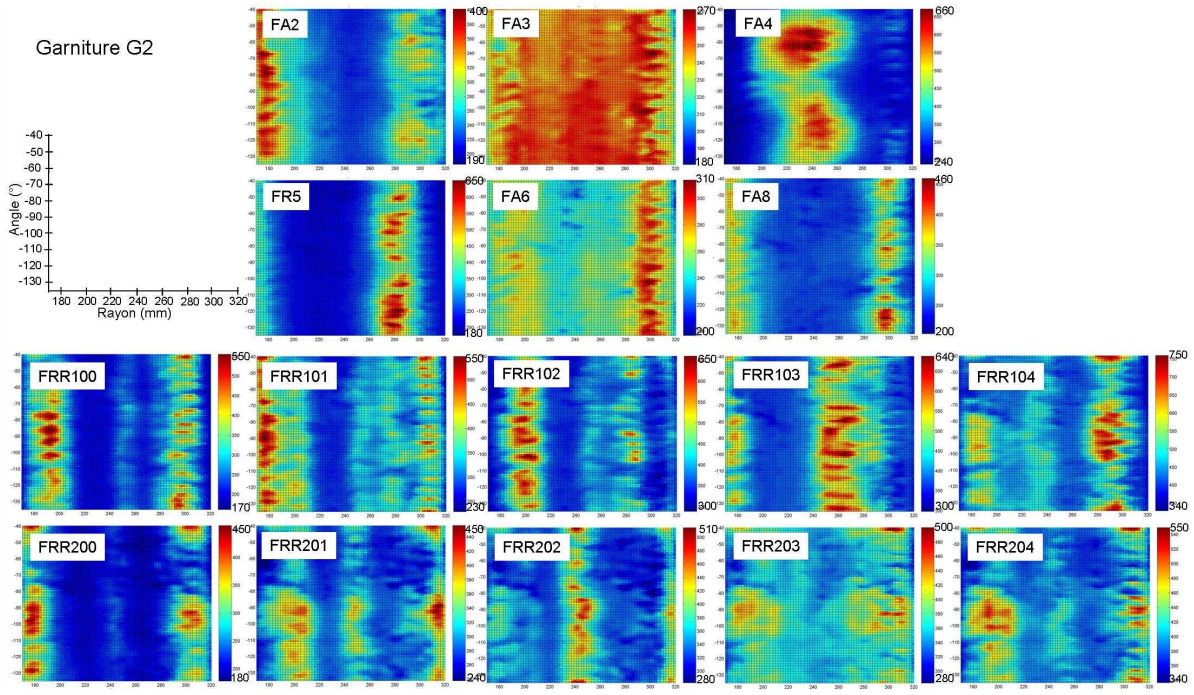


Figure 2-32 : Cartographie des températures moyennes pour chaque freinage de la deuxième séquence de freinage, pour le disque freiné par G2

Globalement, on observe que d'un freinage à l'autre les zones échauffées peuvent changer de position radiale mais ne migrent pas angulairement.

Il apparaît que :

- la garniture G3 forme principalement de un à deux « cercles chauds »,
- la garniture G1 engendre de larges « cercles chauds » et parfois des « points chauds macroscopiques »,

- la garniture G4 conduit à des « points chauds macroscopiques » superposés à des « cercles chauds »,
- la garniture G2 entraîne généralement des « points chauds sur cercle chauds » situés sur les rayons intérieur et extérieur de la piste de frottement. Cette dernière observation est d'ailleurs confirmée par les relevés des thermocouples des plots qui ne montrent aucune alternance des contacts.

On constate ainsi que l'on peut dégager une certaine « signature thermique » pour chaque couple disque-garniture. On peut remarquer que les localisations thermiques présentées, pour les freinages FA8 et FRR100, sur les thermogrammes obtenus à l'instant de température maximale sont proches de ces « signatures » pour chaque type de garniture (§II-2.3.1 et §II-2.3.2).
Pour le freinage FA4, par contre, les localisations thermiques observées sur les thermogrammes obtenus à l'instant de température maximale sont toutes du même type (points chauds macroscopiques), et ce, quelle que soit la garniture. Ce freinage ne permet donc pas de révéler les différences de comportement thermique des garnitures.

Ces « signatures thermiques » constituent donc un véritable indicateur des différences de comportement des garnitures. Il faut toutefois garder à l'esprit la complexité des phénomènes de localisation thermique qui peuvent expliquer que les gradients thermiques identifiés comme « signature thermique » ne sont pas toujours aussi marqués d'un freinage à un autre.
La **figure 2-33** présente un récapitulatif des caractéristiques des gradients thermiques observés sur les disques en fonction du type de garniture. Pour chaque indicateur considéré, il est précisé, à droite du tableau, la tendance favorable en termes de comportement thermique.

	G1	G2	G3	G4	
Type de localisation *	CC / PCM	PCC	CC	PCM + CC	
Température maximale (ε = 1)	+	-	-	++	« - » *favorable*
Migration radiale (FA)**	+	- -	+	+	« + » *favorable*
Migration circonférentielle (FA)**	-	-	-	-	« + » *favorable*

* CC : « Cercles chauds », PCM : « points chauds macroscopiques », PCC : « points chauds sur cercle chaud »

** pas de migration pour les freinages de ralentissements

Figure 2-33 : Caractéristiques des gradients thermiques observés sur les disques, pour G1, G2, G3, G4

II-2.4 Synthèse

Que ce soit pour les mesures de coefficient de frottement, de température dans les plots de garnitures ou les thermogrammes infrarouges de la surface du disque, on constate une bonne reproductibilité des mesures suivant la séquence de freinages considérée.
Les valeurs de coefficient de frottement des garnitures G4 et G1 ($0,37 < \mu < 0,52$ pour G4 et $0,36 < \mu < 0,42$ pour G1) sont assez proches et plus élevées que celles des garnitures G3 et G2 ($0,19 < \mu < 0,33$ pour G3 et $0,28 < \mu < 0,35$ pour G2). Ce paramètre ne permet pas de faire un lien avec la fissuration des disques puisque les garnitures G4 et G2 ayant provoqué la fissuration ont des valeurs de coefficient de frottement très différentes. Il en est de même pour l'usure puisque G2 conduit à la plus faible usure du disque tandis que G4 conduit à la plus élevée.

En termes de comportement thermique des garnitures, G1 et G3 conduisent aux températures les plus basses et comptent un nombre de plots en contact élevé. Pour G4 et G2, par contre, les niveaux de températures sont les plus élevés et le nombre de plots en contact est faible. Ceci provoque des hétérogénéités du champ de température. Il est important de noter que la garniture G4, du fait d'une forte usure, provoque une forte alternance des plots en contact, alors que G2 ne provoque aucune alternance durant le freinage. En effet, sur bon nombre de freinages, ce sont toujours les mêmes 3 à 4 plots qui frottent pour G2 alors que pour G4 on observe un « relais » des plots en contact tout au long du freinage. L'alternance des plots en contact d'un freinage à un autre est aussi très marquée pour G4 alors qu'elle est presque inexistante pour G2.
L'analyse des thermogrammes infrarouges de la surface des disques doit se faire sous plusieurs angles. Les thermogrammes à température maximale font apparaître des différences notables de gradients thermiques suivant le type de garniture et de freinage. Il a été mis en évidence que pour un freinage à forte énergie et effort de freinage élevé (S2FA4) les garnitures conduisent à des gradients thermiques et à des niveaux de températures proches. Pour d'autres freinages, à énergie et effort de freinage plus faibles, on peut observer de grandes différences en termes de gradients thermiques (S2FA8, S2FRR100) ou en termes de niveaux de température (S2FA6).
La prise en compte de l'évolution temporelle du chargement thermique, au cours du freinage, a permis de montrer que la migration angulaire des localisations thermiques est très faible. En ce qui concerne la migration radiale, elle n'apparaît que pour des freinages d'arrêt, les freinages de ralentissements étant trop courts pour que la migration puisse se produire. Pour G2, aucune migration n'est observée quel que soit le freinage.
Les relevés de température moyenne, pixel par pixel, révèlent les zones les plus échauffées au cours d'un freinage. Pour chaque type de garniture, on peut associer un type de gradient thermique le plus souvent rencontré. Ainsi, la garniture G1 engendre de larges cercles chauds et parfois des points chauds macroscopiques, G3 forme plutôt des cercles chauds, G4 conduit à des points chauds macroscopiques souvent superposés à des cercles chauds, G2 entraîne généralement des points chauds sur 2 cercles chauds situés sur les rayons intérieur et extérieur.

II-3 Conclusion du chapitre

Les garnitures G1, G2, G3, G4 ont été testées au banc d'essai de freinage à échelle 1 suivant un programme regroupant un petit nombre de freinages considérés comme les plus sévères en termes d'élévation de température. Un soin particulier a été apporté à l'instrumentation, en équipant de thermocouples tous les plots des garnitures et en utilisant une caméra infrarouge pour mesurer les gradients thermiques en surface des disques.
L'analyse des mesures de température dans les plots de garnitures permet de montrer que les garnitures G2 et G4 conduisent aux plus hautes températures et comptent peu de plots en contact. On constate une forte alternance des plots en contact pour G4 alors que G2 ne conduit à aucune alternance. Les garnitures G1 et G3 conduisent aux températures les plus basses et au nombre de plots en contact le plus élevé.
Du point de vue de l'analyse des thermogrammes infrarouge, on constate une bonne répétabilité des gradients thermiques observés et l'on peut associer des « signatures thermiques » à chaque type de garniture. Ainsi, globalement, la garniture G1 engendre de larges « cercles chauds » et parfois des « points chauds macroscopiques », G3 forme plutôt des « cercles chauds », G4 conduit à des « points chauds macroscopiques » souvent superposés à des « cercles chauds », G2 entraîne généralement des « points chauds sur 2

cercles chauds ». De plus, les garnitures G4 et G1 conduisent aux températures les plus élevées, G3 et G2 ayant les températures les plus basses.
Aucune migration des localisations thermiques n'est observée dans le cas des freinages de ralentissements alors qu'une migration uniquement radiale apparaît pour des freinages plus longs. Il est à noter que même pour des freinages d'arrêt, la garniture G2 ne provoque quasiment aucune migration des localisations thermiques.
L'analyse de ces sollicitations est instructive mais insuffisante pour en déduire a priori des indicateurs de fissuration. Dans la suite, la modélisation thermomécanique sera utilisée pour juger de la sévérité des niveaux de température et des localisations thermiques observées vis-à-vis des risques potentiels d'endommagement du disque. L'objectif principal du chapitre III sera ainsi de déterminer les types de localisations thermiques et les types de freinage les plus critiques.

Chapitre III

III-Evaluation de la criticité des gradients thermiques par modélisation thermomécanique

L'objectif de ce chapitre est d'évaluer la criticité des chargements thermiques observés expérimentalement vis-à-vis des risques de fissuration. Cette évaluation nécessite l'utilisation de la modélisation numérique thermomécanique. Nous présenterons dans un premier temps quelques résultats de calculs thermomécaniques obtenus en utilisant les thermogrammes infrarouges comme données d'entrée du chargement thermique. Après avoir mis en évidence les problèmes liés à cette méthode, nous présenterons ensuite des cas de calculs réalisés avec des chargements thermiques dit « modèles ». Cette approche permettra de dégager les paramètres thermiques influents sur les risques de fissuration et de proposer une classification des différents types de gradients thermiques en fonction de leur sévérité. Un graphe de « criticité » construit à l'aide des paramètres thermiques proposés permettra de classer les garnitures en fonction de leur propension à endommager le disque.

III-1 Utilisation du chargement thermique mesuré par thermographie infrarouge

Les résultats expérimentaux présentés dans le chapitre précédent ont permis de dégager une signature thermique pour chaque type de garniture mais sans pouvoir juger de l'aspect plus ou moins critique de celles-ci vis-à-vis des risques de fissuration, ce que nous appellerons dans ce mémoire « criticité ». Les cartographies de température issues des thermogrammes ont été utilisées comme données d'entrée du chargement thermique en surface du disque afin de déterminer les champs de contrainte et de déformation engendrés dans le disque par les garnitures. Précisons que ce paragraphe constitue une rapide présentation de résultats numériques obtenus par J. Wong dans le cadre de sa thèse réalisée, elle aussi, dans le cadre du projet CrisFis **[Wong_07]**.

III-1.1 Présentation du modèle thermomécanique par éléments finis (EF)

Le calcul se divise en trois étapes principales :

- tout d'abord, le champ de température « réel » extrait pour chaque image du film thermographique est appliqué en surface d'un modèle par éléments finis représentant 1/12ème de disque,
- puis, un calcul thermique transitoire 3D permet d'obtenir le champ de température dans toute l'épaisseur du disque,
- enfin, un calcul mécanique permet de déterminer les contraintes et déformations au sein du disque, à partir du chargement thermique.

La première étape fait l'objet d'une hypothèse d'émissivité uniforme et constante durant toute la durée du freinage et égale à 0,9. Ce choix est motivé par des investigations expérimentales et numériques visant à approcher une valeur d'émissivité moyenne du disque. Celles-ci ont été faites conjointement avec J. Wong et sont détaillées dans sa thèse **[Wong_07]**.
Comme le champ thermique n'est mesuré que sur une seule face du disque, il a été choisi d'utiliser un secteur angulaire de 60° du thermogramme dont une moitié angulaire est appliquée sur la face avant du disque et la seconde moitié sur la face arrière. Le choix d'un secteur angulaire de 60° est motivé par la présence fréquente de 6 points chauds régulièrement espacés circonférentiellement. La **figure 3-1** représente schématiquement le choix du secteur angulaire centré sur un point chaud puis divisé en deux afin d'être appliqué sur chaque face d'un secteur angulaire d'1/12ème de disque. La zone est choisie de façon à respecter à la fois les conditions de symétrie du disque et les conditions d'antisymétrie des points chauds d'une face par rapport à l'autre. Wong a pu montrer que le choix de la zone angulaire a peu d'influence sur le résultat final à condition que le point chaud ne soit pas trop irrégulier **[Wong_07]**.

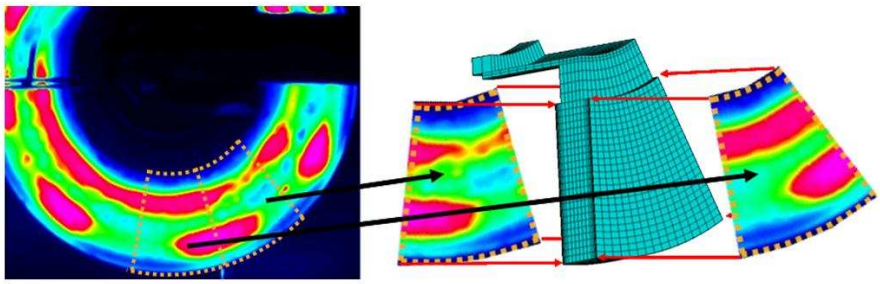


Figure 3-1 : Application du chargement thermique issu des thermographies sur les deux faces d'un secteur angulaire d'1/12ème de disque **[Wong_07]**

La deuxième étape consiste en un calcul thermique transitoire 3D réalisé sur le modèle numérique du disque présenté sur la **figure 3-1**. Pendant la durée du freinage, les champs de température en surface sont issus des thermogrammes, la phase de refroidissement est ensuite définie par décroissance exponentielle des températures de surface jusqu'à 20°C.
Le maillage est angulairement et radialement régulier, et progressivement raffiné au niveau des surfaces de frottement dans la direction axiale. La résolution est faite avec des éléments linéaires, parallélépipédiques à 8 nœuds. La fixation du disque sur l'essieu via le bol est modélisée. Enfin, les paramètres thermiques de conductivité, capacité calorifique massique et masse volumique sont ceux de l'acier 28CrMoV5-08.
La troisième étape consiste en un calcul mécanique transitoire 3D réalisé, lui aussi, avec des éléments linéaires parallélépipédiques à 8 nœuds. Wong a utilisé une loi de comportement à écrouissage cinématique multilinéaire identifiée à partir d'essais de traction monotone pour des températures de 20 à 1100°C (cf. chap. I §I-B.4.2).

III-1.2 Cas d'un freinage isolé

Dans le cas d'un freinage isolé, Wong a mis en évidence l'importance du niveau de température et du type de localisation thermique sur les champs de contrainte et déformation plastique atteints **[Wong_07]**.
La **figure 3-2** représente, à titre d'exemple, les résultats obtenus pour un freinage de ralentissement FRR100 (300-220 km/h et Fn = 20 kN) en termes de champ de température à l'instant de température maximale, de courbe contrainte-déformation plastique au point le plus plastiquement déformé au sens de Von Mises, et de champ de contraintes résiduelles après refroidissement dans les directions radiale et circonférentielle.

On observe 2 cercles chauds pour G3 et G4, des points chauds sur cercles chauds pour G2 et un large cercle chaud pour G1. La garniture G3 conduit à la température de surface maximale la plus basse alors que les garnitures G1 et G2 conduisent aux plus hautes. Les contraintes résiduelles radiales sont maximales pour G1 alors que les contraintes résiduelles circonférentielles sont maximales pour G2. Les courbes contrainte-déformation au point le plus déformé plastiquement montrent quant à elles que les variations de déformation plastique sont sensiblement plus importantes pour les garnitures G2 et G4 (ayant provoqué la fissuration) que pour les garnitures G1 et surtout G3, tant radialement que circonférentiellement. Enfin, il est remarqué que bien qu'atteignant des températures maximales sensiblement proches, les garnitures G1 et G2 n'engendrent pas les mêmes déformations plastiques maximales.

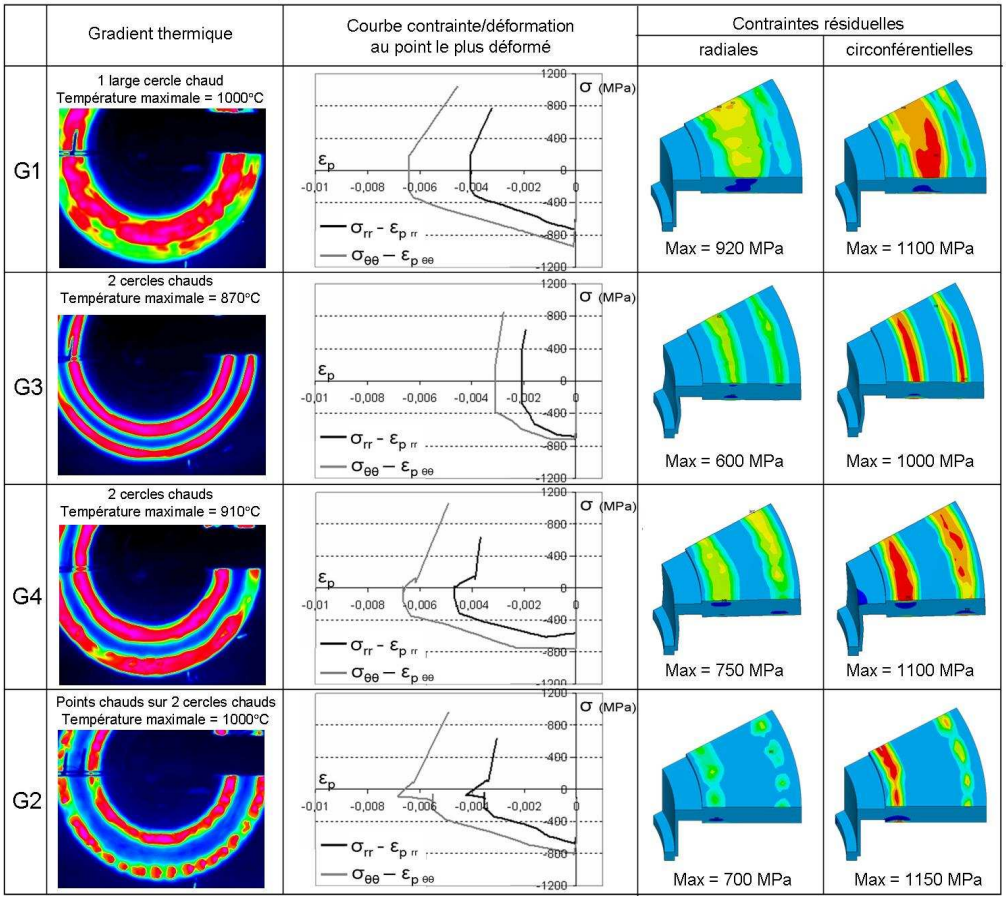


Figure 3-2 : Champ de température, courbe contrainte-déformation plastique au point le plus plastiquement déformé, et contraintes résiduelles après refroidissement pour un freinage de ralentissement, FRR100 (300-220 km/h et Fn = 20 kN) **[Wong_07]**

Il est important de préciser que pour d'autres freinages les tendances peuvent être différentes, les garnitures G2 et G4 n'étant pas toujours celles qui engendrent les niveaux de déformation plastique les plus importants. La **figure 3-3** représente par exemple les résultats obtenus pour un freinage d'arrêt FA8 (270-0 km/h et Fn = 11,2 kN). On observe des points chauds macroscopiques pour les garnitures G1 et G4, un cercle chaud pour G3 et à nouveau des points chauds sur 2 cercles chauds pour G2. Les calculs montrent que, pour ce freinage, les contraintes et les déformations sont plus importantes pour les garnitures G3 et G4 que pour G1 et G2. La garniture G4 est encore une fois une des garnitures les plus sévères, mais ce n'est pas le cas de G2, pour ce freinage.

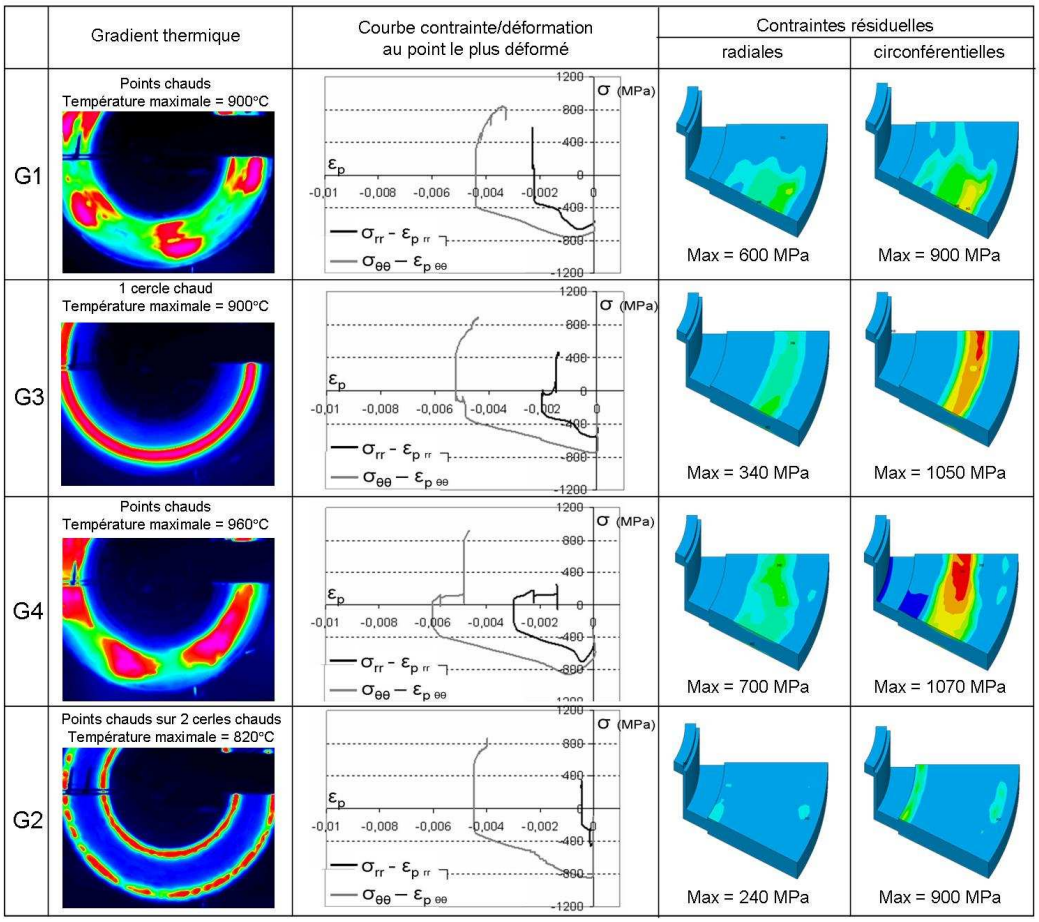


Figure 3-3 : Champ de température, courbe contrainte-déformation plastique au point le plus plastiquement déformé, et contraintes résiduelles après refroidissement pour un freinage d'arrêt isolé FA8 (270-0 km/h et Fn = 11,2 kN) **[Wong_07]**

La forte variabilité du chargement thermique entraîne ainsi de fortes variations des sollicitations thermomécaniques suivant le type de garniture et le type de freinage. L'étude d'un unique freinage n'est donc pas suffisante pour conclure sur le risque d'endommagement des disques. L'aspect cyclique des sollicitations ainsi que leur cumul sont aussi très importants à prendre en compte.

III-1.3 Cas d'une succession de freinages

Afin d'étudier le cumul de sollicitation sur le disque, Wong a proposé de calculer l'évolution des champs de contrainte et de déformation pour une séquence comprenant successivement un freinage d'arrêt (FA8) et deux séries de 5 freinages de ralentissements répétés (FRR100 et FRR200). La **figure 3-4** détaille les caractéristiques de chaque freinage de cette séquence.

FREINAGES	Vitesse initiale (km/h)	Vitesse finale (km/h)	Energie (MJ)	Effort (N)	Puissance maxi (kW)
FA8	270	0	11,3	11200	185
FRR 100	300	220	6,4	20000	367
FRR 101	300	220	6,4	20000	367
FRR 102	300	220	6,4	20000	367
FRR 103	300	220	6,4	20000	367
FRR 104	300	220	6,4	20000	367
FRR 200	300	220	6,4	10000	184
FRR 201	300	220	6,4	10000	184
FRR 202	300	220	6,4	10000	184
FRR 203	300	220	6,4	10000	184
FRR 204	300	220	6,4	10000	184

Figure 3-4 : Séquence de freinages simulée **[Wong_07]**

Les résultats numériques montrent que, quelque soit le type de garniture, le champ thermique est en constante évolution. Des alternances de cercles chauds et de points chauds sont même parfois observées. La **figure 3-5** représente pour les 4 garnitures les courbes contrainte-déformation au point le plus déformé plastiquement au sens de Von-Mises à la fin de la séquence de freinages.

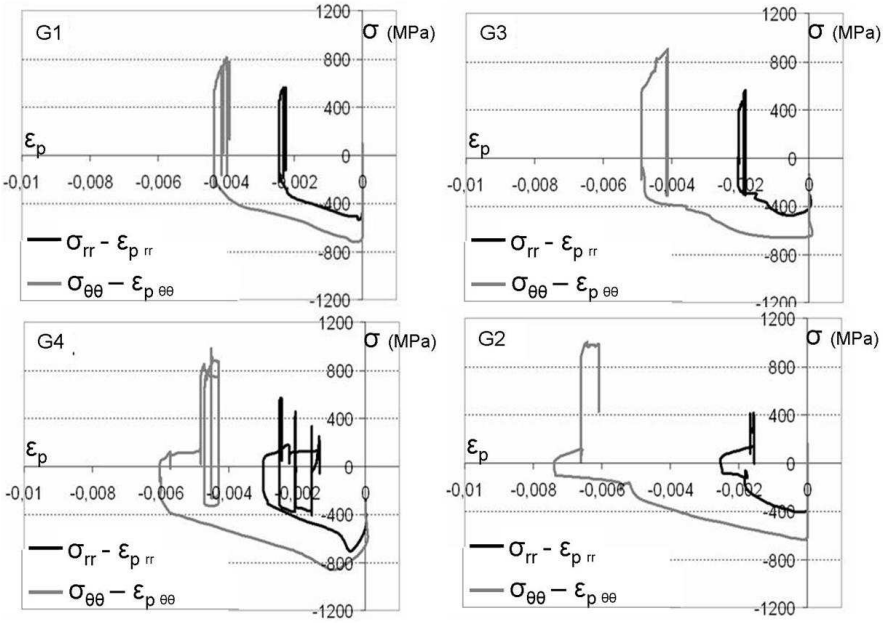


Figure 3-5 : Courbes contrainte/déformation au point le plus déformé plastiquement après refroidissement du disque pour les 4 garnitures à la fin de la séquence de freinages **[Wong_07]**

Ces courbes doivent être analysées en parallèle avec les courbes d'évolution de température au cours du temps pour le même point (**figure 3-6**). Ainsi, pour les garnitures G3 et G4, le premier freinage qui est celui qui entraîne le niveau de température le plus élevé de la séquence est aussi celui qui conduit à la plus grande déformation plastique (respectivement 0,5 et 0,6% circonférentiellement). Pour la suite de la séquence, le disque freiné par G3 présente un phénomène d'adaptation élastique alors que celui freiné par G4 connaît au 4ème et au 8ème freinage des variations de déformation plastique à relier aux pics de température observés pour ces freinages, alors que son comportement redevient globalement élastique au cours des freinages suivants.
Pour le disque freiné par la garniture G1, c'est le 2ème freinage qui entraîne la déformation plastique maximale, puis le comportement du disque redevient et reste élastique pour les

freinages suivants. Cette déformation est la plus faible relevée pour les 4 garnitures. Enfin, pour le disque freiné par G2, c'est uniquement le 5ème freinage qui provoque une déformation plastique. Les freinages suivants, n'étant pas assez sévères thermiquement, n'entraînent pas de nouvelle déformation plastique. On remarque toutefois que ce sont les garnitures G2 et G4 qui entraînent les déformations plastiques maximales durant la séquence simulée, ainsi que les déformations plastiques les plus élevées en fin de cycle après refroidissement final. Rappelons que ces deux garnitures sont celles qui ont entraîné la fissuration des disques tant au banc d'essais qu'en service.

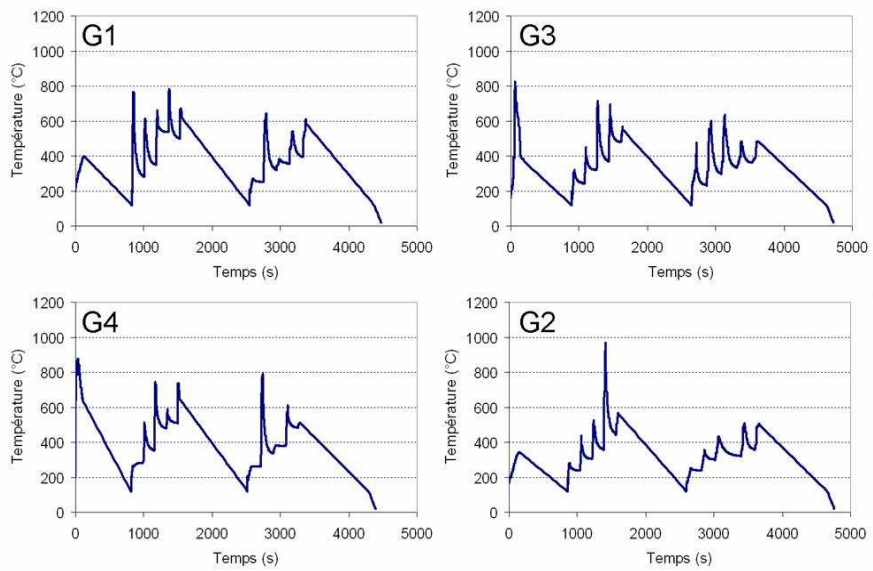


Figure 3-6 : Température au cours du temps pour la séquence de freinages simulée au point du disque le plus déformé plastiquement, pour les 4 garnitures **[Wong_07]**

Ces résultats montrent bien la difficulté d'analyser le risque d'endommagement des disques de frein par le biais des données de chargement thermique expérimentales brutes. En effet, même pour des freinages équivalents en termes d'énergie et de puissance, le chargement thermique est très variable d'un freinage à l'autre notamment du fait des variations des localisations thermiques, surtout dans la direction radiale tel que déjà vu dans le chapitre II. La sollicitation thermomécanique est par conséquent elle aussi très variable et complexe à analyser et ne permet pas, sur quelques cycles de freinages, de déboucher sur des cycles stabilisés représentatifs. La grande difficulté est en effet liée à la détermination d'un cycle thermique représentatif de la sollicitation vue par le disque au cours de sa vie en service commercial.

III-1.4 Synthèse

L'analyse thermomécanique basée sur les chargements « réels » associés à chaque garniture en partant des thermogrammes de surface s'avère très complexe. En effet, la forte variabilité du chargement thermique expérimental induit de fortes variations des résultats en termes de contrainte et déformation plastique. Dans le cas de calculs réalisés sur une séquence de freinages, il devient pratiquement impossible d'interpréter les résultats vis-à-vis d'un éventuel cumul de dommage. Toutefois, les calculs effectués sur les freinages les plus intenses semblent indiquer que les garnitures G2 et G4 sont les plus sévères en termes d'amplitude de déformation plastique et de niveau des contraintes résiduelles.
Pour être pertinente, cette méthode nécessiterait encore plus de résultats expérimentaux. Or étant donné la complexité et le coût de mise en œuvre des essais, ceci est plutôt rédhibitoire. Il

est aussi important de garder à l'esprit la difficulté d'estimer l'émissivité des disques en cours de freinage, une meilleure connaissance de celle-ci serait pourtant précieuse pour mieux connaitre les champs de température.

III-2 Utilisation de chargements thermiques modèles

Le paragraphe précédent a mis en évidence la difficulté d'utiliser directement les chargements thermiques mesurés afin d'étudier les sollicitations thermomécaniques vues par le disque. Dans cette partie, on se propose d'utiliser des sollicitations modèles en fixant a priori la taille, la forme et la localisation du chargement thermique. Ces chargements thermiques modèles ne sont pas choisis au hasard mais découlent de l'analyse des résultats expérimentaux faite dans le chapitre II, qui a permis de dégager des signatures thermiques pouvant être associées à chaque type de garniture. Du fait de la simplification du chargement thermique, il n'est pas ici question d'avoir une démarche quantitative d'évaluation de durée de vie mais d'arriver à mieux évaluer les paramètres influents sur le risque d'endommagement des disques. L'influence des niveaux thermiques et du type de localisation sera plus particulièrement étudiée.

III-2.1 Présentation des chargements thermiques modèles

A partir des observations expérimentales faites précédemment, trois « familles » de localisations thermiques peuvent être distinguées : les « cercles chauds », les « points chauds sur cercle chaud » et les « points chauds macroscopiques ». De plus, il a été observé que ces localisations peuvent occuper une ou deux positions radiales sur le disque. La **figure 3-7** représente les six cas de localisations thermiques modèles étudiés. Ils sont repérés par les lettres A, B, C, D, E, F pour plus de commodité. Il est important de préciser que ces localisations sont considérées comme fixes sur le disque, leur taille et leur position ne variant pas au cours du freinage. La présentation qui suit présente le cadre général des calculs, certaines conditions plus spécifiques comme la vitesse initiale et l'effort normal du freinage considéré ou la taille des localisations étant précisées ultérieurement.

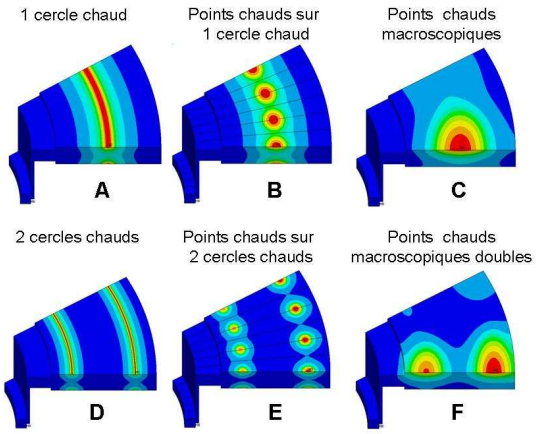


Figure 3-7 : Les 6 cas de localisations thermiques modèles étudiés

Pour chaque cas, la donnée d'entrée du calcul est le flux thermique dissipé par le disque au cours du freinage. Ce flux thermique est calculé à partir de la puissance de freinage pondérée par le coefficient de partage de flux entre le disque et la garniture (p = 0,92). Le flux est appliqué en surface du disque et réparti selon le type de localisation choisi. Le coefficient de partage est calculé suivant la formule (1.2) du chapitre I et est considéré constant sur toute la

durée du freinage. Il correspond ici à la moyenne des coefficients de partage calculés pour les quatre garnitures. La **figure 3-8** représente l'évolution temporelle de la puissance de freinage dans le cas d'un freinage d'arrêt. La puissance maximale est atteinte au bout d'une durée de 4 s correspondant au temps de mise en pression des étriers de frein. La puissance décroît ensuite linéairement jusqu'à la fin du freinage du fait de l'hypothèse de décroissance linéaire de la vitesse. Après la phase de freinage, une phase de refroidissement par convection à une vitesse de 200 km/h est simulée afin de faire décroître la température du disque jusqu'à 20°C. La vitesse de refroidissement de 200 km/h est issue des conditions expérimentales appliquées classiquement au banc d'essai.

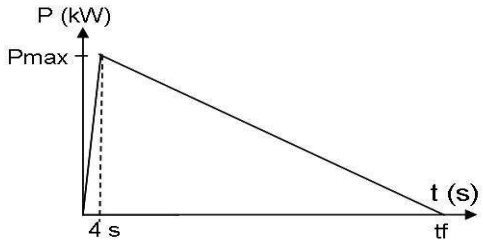


Figure 3-8 : Evolution temporelle de la puissance de freinage au cours d'un freinage d'arrêt

Le calcul thermique transitoire permet de déterminer le champ de température en surface et dans le volume du disque. Le calcul mécanique transitoire permet ensuite de déterminer les champs de contrainte et de déformation au sein du disque. Pour chaque chargement modèle, une répétition de trois freinages identiques est simulée afin d'analyser l'aspect cyclique des sollicitations thermomécaniques. Tous les calculs sont réalisés avec le code de calcul par éléments finis multi-physique ANSYS®.

III-2.1.1 Conditions aux limites et maillage

Pour les « cercles chauds », un modèle par éléments finis 2D axisymétrique est utilisé. La répartition radiale du flux de chaleur est de forme elliptique dont les paramètres sont la largeur et la position par rapport à l'axe du disque (**figure 3-9.a**). Dans le cas des « points chauds macroscopiques », un modèle 3D est nécessaire. Le flux de chaleur est appliqué, du fait des symétries, sous la forme d'un quart d'ellipsoïde (**figure 3-9.b**). Leur répartition périodique tous les 60° et leur antisymétrie conduit à modéliser une portion angulaire de 30° du disque sur laquelle un demi-point chaud est modélisé de façon antisymétrique d'une face à l'autre. Pour les « points chauds sur cercle chaud », les observations expérimentales faites dans le cas du disque freiné par G2 ont mis en évidence une distribution périodique tous les 10° environ symétrique d'une face à l'autre. De ce fait, on utilise un modèle 3D représentant une portion angulaire de 5° du disque sur laquelle un demi-point chaud par face est modélisé. Pour tous les modèles, le bol de fixation du disque sur le moyeu est également modélisé.

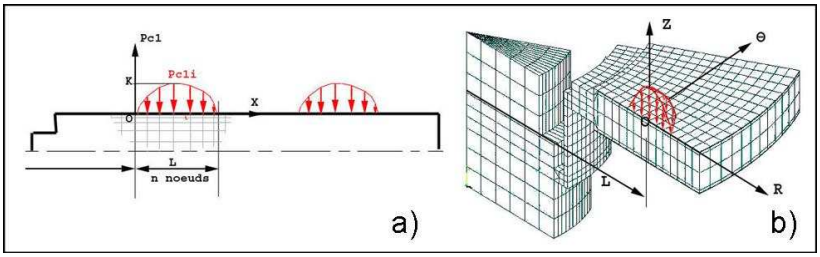


Figure 3-9 : Répartition du flux thermique dans le cas d'un cercle chaud a) et d'un point chaud b)

La **figure 3-10** représente, pour les trois différents types de modèles, les conditions aux limites thermiques et mécaniques. Des conditions limites de convection sont appliquées sur

les surfaces du bol de fixation ainsi que sur les rayons intérieur et extérieur du disque. Les zones d'application du flux thermique, pendant le freinage, sont symbolisées **figure 3-10** par un dégradé de couleur. Pendant la phase de refroidissement, la convection est en plus appliquée sur les deux faces de friction du disque. Le coefficient d'échange convectif h_s (intégrant convection et rayonnement) a été identifié expérimentalement par Dufrénoy **[Dufrénoy_95[a]]**.

$$h_s = 0.142 \frac{(0.0254 + 5.710^{-5} \frac{(\theta_p + \theta_\infty)}{2})}{2\pi r_m} \left(\frac{2\pi w r_m^2}{(13.4 + 0.121 \frac{(\theta_p + \theta_\infty)}{2}) 10^{-6}} \right)^{0.75} \quad (3.1)$$

avec : θ_p : la température de la paroi,

w : la vitesse de rotation instantanée du disque,

θ_∞ : la température de l'air ambiant, égale à 20°C,

r_m : le rayon moyen du disque.

Les conditions aux limites mécaniques consistent à bloquer les déplacements des nœuds du moyeu suivant les directions radiale et axiale. En outre, pour les modèles 3D, des conditions de symétrie suivant la direction circonférentielle sont imposées pour tous les nœuds appartenant aux sections 0 et 5° pour le modèle de points chauds sur cercles chauds et 0 et 30° pour le modèle de points chauds macroscopiques.

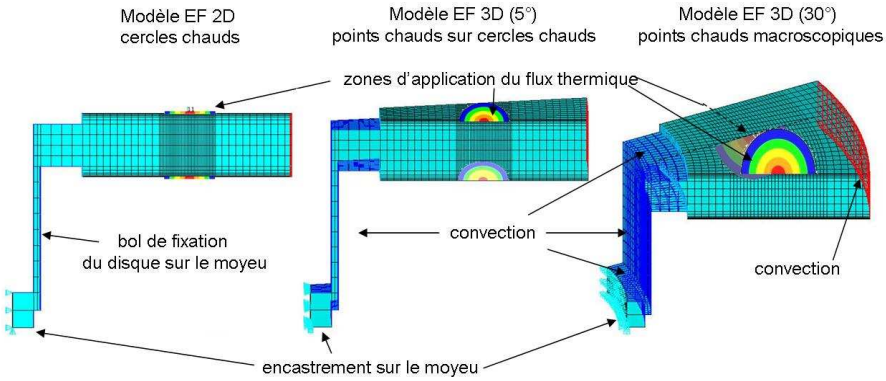


Figure 3-10 : Conditions aux limites thermiques et mécaniques pour les modèles EF mis en œuvre

Le maillage est constitué d'éléments linéaires parallélépipédiques à 8 nœuds. Il est progressivement raffiné dans l'épaisseur du disque. La hauteur des éléments est de 7,5 mm à cœur et décroît jusqu'à 0,3 mm au niveau de la surface de friction. Dans la direction radiale, le maillage est raffiné au niveau de la zone d'application du flux thermique. La largeur des mailles peut varier de 0,5 à 6 mm suivant la taille de la localisation thermique considérée. Dans la direction angulaire, le modèle de points chauds sur cercles chauds est discrétisé en 10 éléments et celui de points chauds macroscopiques est discrétisé en 20 éléments. Pour tous les modèles, les tailles de mailles ont été choisies afin d'avoir le meilleur compromis entre la précision des résultats et le coût de calcul.

III-2.1.2 Loi de comportement

La loi de comportement utilisée pour le matériau du disque est une loi élasto-plastique multilinéaire à écrouissage cinématique, le domaine élastique étant décrit par le critère de Von Mises. La formulation de cette loi de comportement est détaillée dans l'**Annexe II**.
Les paramètres ont été identifiés par Samrout **[Samrout_96]** à partir d'essais de fatigue oligocyclique isotherme pour des températures comprises entre 20 et 600°C. Comme l'acier 28CrMoV5-08 présente un fort adoucissement cyclique, il nous est apparu plus pertinent d'utiliser ces paramètres plutôt que ceux utilisés par J. Wong **[Wong_07]** qui avaient été identifiés par la SNCF à partir d'essais de traction monotone. Toutefois, à défaut de résultats au-delà de 600°C, les paramètres ont été extrapolés jusqu'à 1000°C en se basant sur les résultats des essais de traction monotone (**Annexe II**).
La **figure 3-11** représente la loi de comportement telle qu'elle a été intégrée dans le code de calcul. Pour le type de comportement choisi, seules 5 températures peuvent être prises en compte par le logiciel. Entre deux températures, les paramètres sont interpolés linéairement.

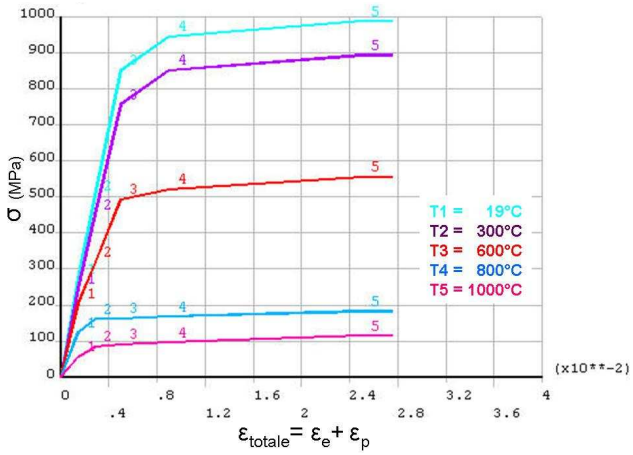


Figure 3-11 : Loi de comportement du matériau du disque : courbes d'écrouissage cyclique pour cinq températures

La **figure 3-12** synthétise les valeurs de module d'Young et de limite élastique retenues pour le calcul.

T (°C)	20	200	300	500	600	700	800	900	1000	1100
E (MPa)	186000	182000	168000	157000	140000	105000*	85263*	62000*	40000*	25000*
Re (MPa)	273	228	203	153	128	105*	80*	60*	45*	35*

* Valeurs extrapolées

Figure 3-12 : Caractéristiques mécaniques retenues pour le matériau du disque

Les autres propriétés telles que la conductivité thermique, la masse volumique, la chaleur spécifique et le coefficient de dilatation thermique en fonction de la température sont présentées en **Annexe II**.

III-2.2 Résultats obtenus pour les chargements modèles

Dans cette partie, nous présentons les principaux résultats obtenus pour les 6 chargements thermiques modèles considérés. Il est choisi de simuler un freinage d'arrêt de type FA8 (270-0 km/h, Fn = 11,2 kN) pour lequel les cas de calcul s'approchent des localisations thermiques observées expérimentalement. Pour chaque configuration, le freinage est répété trois fois pour tenir compte de l'aspect cyclique des sollicitations thermomécaniques.

L'objectif est de juger de la « criticité » des différents chargements thermiques à l'aide des indicateurs que sont la déformation plastique cumulée et le travail plastique. Pour ces calculs, 25% du flux thermique est réparti uniformément sur la surface totale du disque et les 75% restants sont appliqués sur les zones de localisations thermiques à proprement parler. Ce rapport a été choisi afin d'obtenir des niveaux de température maximale du même ordre de grandeur que ceux observés expérimentalement. Toutefois, pour tous les calculs, les localisations thermiques sont supposées stationnaires sur le disque tandis que les localisations thermiques observées expérimentalement ne se forment pas toujours dès le début du freinage.
Dans un premier temps, les chargements modèles seront comparés pour une configuration à même flux surfacique. Dans un deuxième temps, ils seront comparés pour une configuration à même température maximale. Et enfin, dans un troisième temps, l'influence du gradient thermique circonférentiel sera étudié pour les configurations de « points chauds macroscopiques » et de « points chauds sur 1 cercle chaud ».

III-2.2.1 Comparaison des chargements modèles pour un même flux surfacique

L'objectif de cette partie est d'évaluer à même valeur de flux thermique surfacique, les types de localisation thermique les plus critiques vis-à-vis des risques de fissuration. Le flux surfacique est égal au flux thermique dissipé dans le disque au cours du freinage divisé par la surface totale des localisations thermiques. Les calculs ont donc été réalisés en considérant une surface totale de localisation thermique identique pour les 6 chargements modèles.
Un premier calcul a été effectué dans le cas de « points chauds macroscopiques » dont la taille est de l'ordre de grandeur de celle observée sur les thermogrammes expérimentaux. La surface totale correspondant à la surface de 6 points chauds macroscopiques par face du disque (S = 0,1056 m²) a donc été prise comme référence. La taille des localisations thermiques pour les autres chargements modèles a donc été calculée de façon à ce que leur surface globale soit la plus proche possible de cette valeur de référence. En outre, dans le cas des localisations réparties sur deux circonférences, leur taille a été pondérée par leur position radiale afin d'avoir globalement le même flux surfacique sur les deux circonférences.
La **figure 3-13** synthétise les différents paramètres géométriques des 6 chargements modèles ainsi définis. Le paramètre « a » désigne la demi-largeur ou demi-axe d'ellipse dans la direction radiale, le paramètre « b » désigne le demi-axe d'ellipse dans la direction circonférentielle et le paramètre « S » désigne la surface totale des localisations réparties sur le disque complet. On peut vérifier que les valeurs de surface totale des localisations sont très proches à défaut d'être strictement identiques.

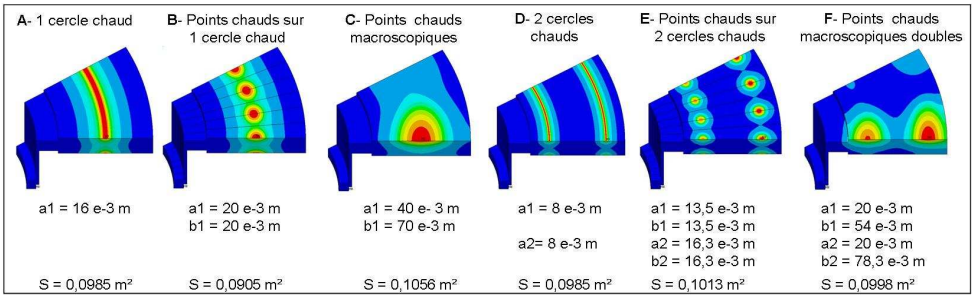


Figure 3-13 : Paramètres géométriques des 6 chargements modèles à même flux surfacique

La **figure 3-14** présente les résultats obtenus dans le cas où les localisations thermiques sont positionnées sur le rayon moyen du disque (Rp1 = 0,245 m) et la **figure 3-15** présente les résultats obtenus dans le cas où elles sont positionnées sur deux rayons (Rp1 = 0,20 m et

Rp2 = 0,29 m). Pour chaque cas, on détaille : le champ thermique à l'instant de température maximale ; les courbes contrainte-déformation plastique dans les directions circonférentielle et radiale, au point le plus déformé plastiquement au sens de Von Mises ; la cartographie de déformation plastique cumulée à l'issue des 3 freinages simulés ; et enfin la cartographie du travail plastique calculé pour le dernier freinage.

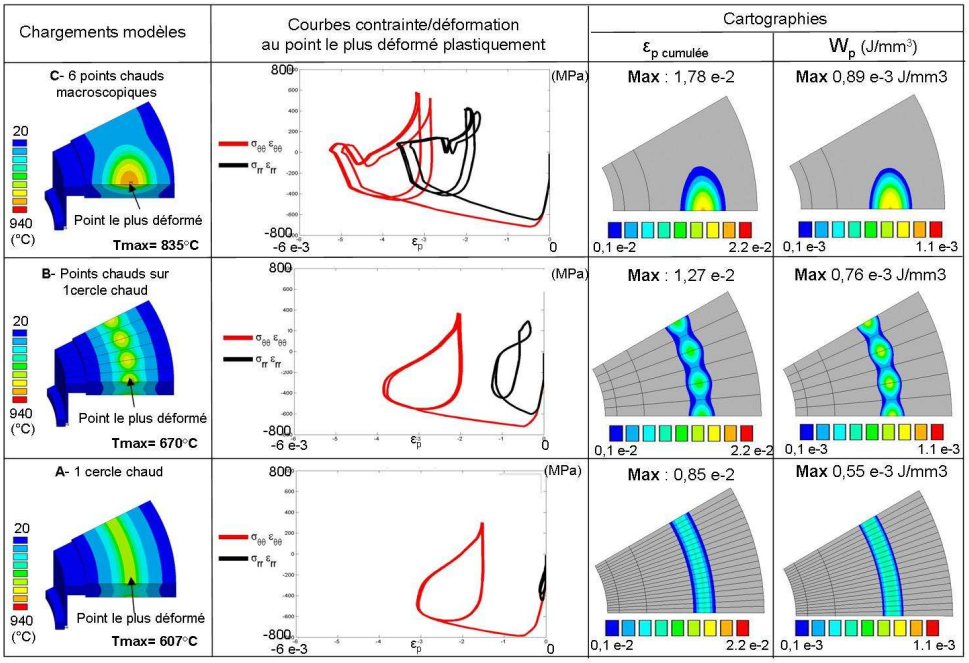


Figure 3-14 : Sollicitations thermomécaniques pour des localisations thermiques de type « points chauds macroscopiques », « points chauds sur 1 cercle chaud » et « 1 cercle chaud », à même flux surfacique (calculs A, B, C)

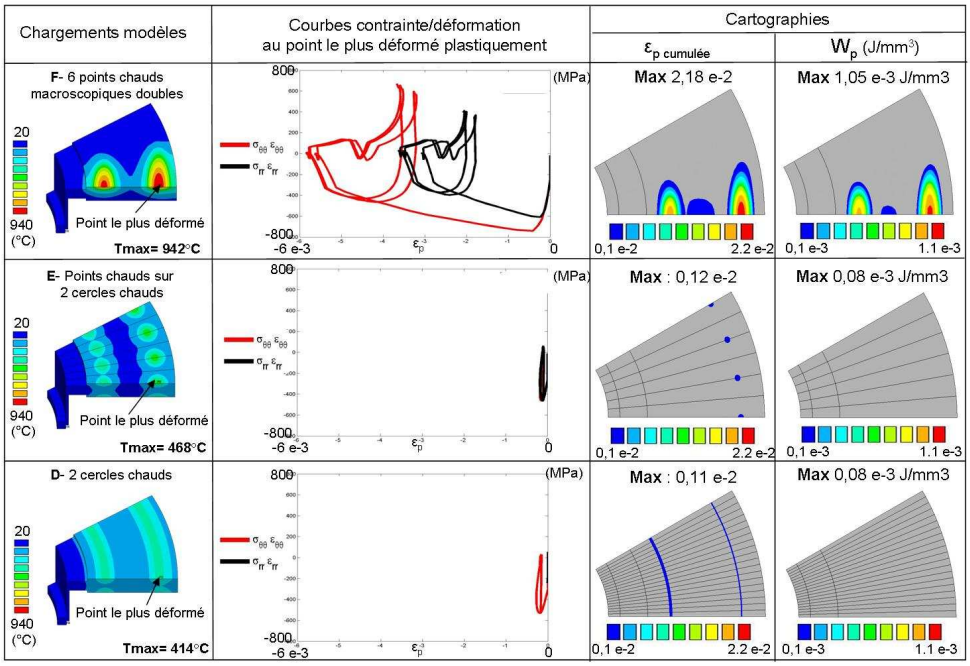


Figure 3-15 : Sollicitations thermomécaniques pour des localisations thermiques de type « points chauds macroscopiques doubles », « points chauds sur 2 cercles chauds » et « 2 cercles chauds », à même flux surfacique (calculs D, E, F)

En ce qui concerne les champs de température, on constate que les « points chauds macroscopiques doubles » (cas F) conduisent à la plus haute température (Tmax = 942°C) puis viennent les « points chauds macroscopiques » (cas C) (Tmax = 835°C), les « points chauds sur 1 cercle chaud » (cas B) (Tmax = 670°) et le cas « 1 cercle chaud » (cas A) (Tmax = 607°C) ; « points chauds sur 2 cercles chauds » (cas E) et « 2 cercles chauds » (cas D) conduisant à des températures nettement plus faibles (respectivement 468°C et 414°C). Donc, même si les surfaces de répartition de flux sont identiques, la géométrie et le nombre des localisations ont une influence significative sur les niveaux de température atteints.
D'un point de vue thermomécanique, quelque soit le type de localisation thermique et le critère (déformation équivalente maximale, déformation plastique cumulée maximale ou travail plastique maximal), les points les plus sollicités sont situés sur la surface dans les zones les plus chaudes. On constate que les courbes contrainte-déformation plastique sont stabilisées dès le deuxième freinage et correspondent à un phénomène d'accommodation plastique. Ceci peut être expliqué par la loi de comportement choisie (écrouissage cinématique) qui entraîne une stabilisation rapide des sollicitations thermomécaniques. De plus, les contraintes et déformations sont les plus élevées dans la direction circonférentielle par rapport à la direction radiale. Ceci est lié à la géométrie axisymétrique du disque. Le taux de biaxialité des sollicitations évolue suivant le type de localisation. Ainsi, on passe d'un état presque uniaxial dans le cas d'un ou de deux cercles chauds à un état biaxial dans le cas des gradients sur deux cercles chauds.
Les valeurs des indicateurs d'endommagement que sont la déformation plastique cumulée et le travail plastique confirment la hiérarchie entre les localisations établie à partir du calcul thermique. Il apparaît clairement que les cas de localisation conduisant aux températures les plus élevées sont aussi les plus endommageants. Ainsi, pour tous ces cas à même surface totale d'application du flux thermique, les « points chauds macroscopiques doubles » sont les plus critiques. Ils sont suivis des « points chauds macroscopiques », des « points chauds sur 1 cercle chaud », et du cas « 1 cercle chaud ». Par contre, les cas « points chauds sur 2 cercles chauds » et « 2 cercles chauds » conduisent à des valeurs très faibles de déformation plastique cumulée et de travail plastique.

III-2.2.2 Comparaison des chargements modèles pour une même température maximale

Afin de s'affranchir de l'effet de la température maximale et d'étudier celui de la géométrie des localisations, il a été choisi de se placer ici dans le cas où la température maximale atteinte est identique pour tous les chargements modèles. Le cas de « points chauds macroscopiques » servant de référence dans le paragraphe précédent a été repris. La température maximale obtenue à l'issue de ce calcul thermique (Tmax = 835°C) a donc été considérée comme la température de référence pour les autres cas de calcul. La taille des localisations a donc été ajustée de façon à atteindre pour tous les chargements modèles une température maximale proche. En outre, dans le cas des localisations réparties sur deux circonférences, leur taille a été pondérée par leur position radiale afin d'avoir globalement le même flux surfacique sur les deux circonférences. La **figure 3-16** synthétise les différents paramètres géométriques des 6 chargements modèles ainsi définis.

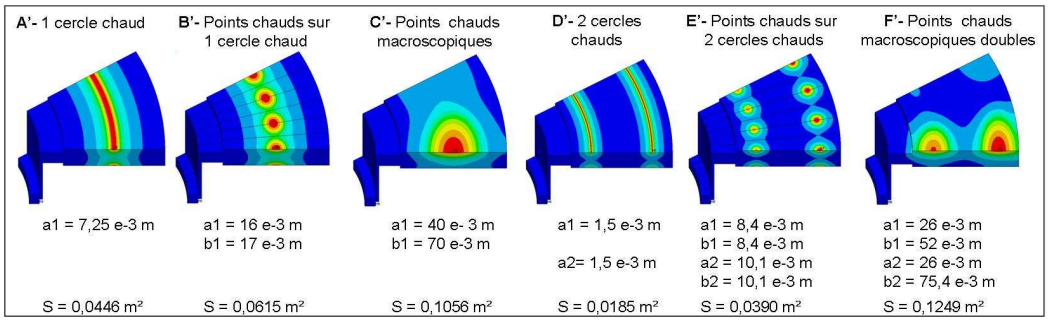


Figure 3-16 : Paramètres géométriques des 6 chargements modèles à même température maximale

Les **figures 3-17** et **3-18** présentent les résultats obtenus pour chacun des 6 chargements modèles, appelés dans les présentes conditions A', B', C', D', E', F'. Pour chaque cas, on détaille : le champ thermique à l'instant de température maximale ; les courbes contrainte-déformation plastique, dans les directions circonférentielle et radiale, au point le plus plastiquement déformé au sens de Von Mises ; la cartographie de déformation plastique cumulée à l'issue des 3 freinages simulés ; et la cartographie du travail plastique calculé pour le dernier freinage.

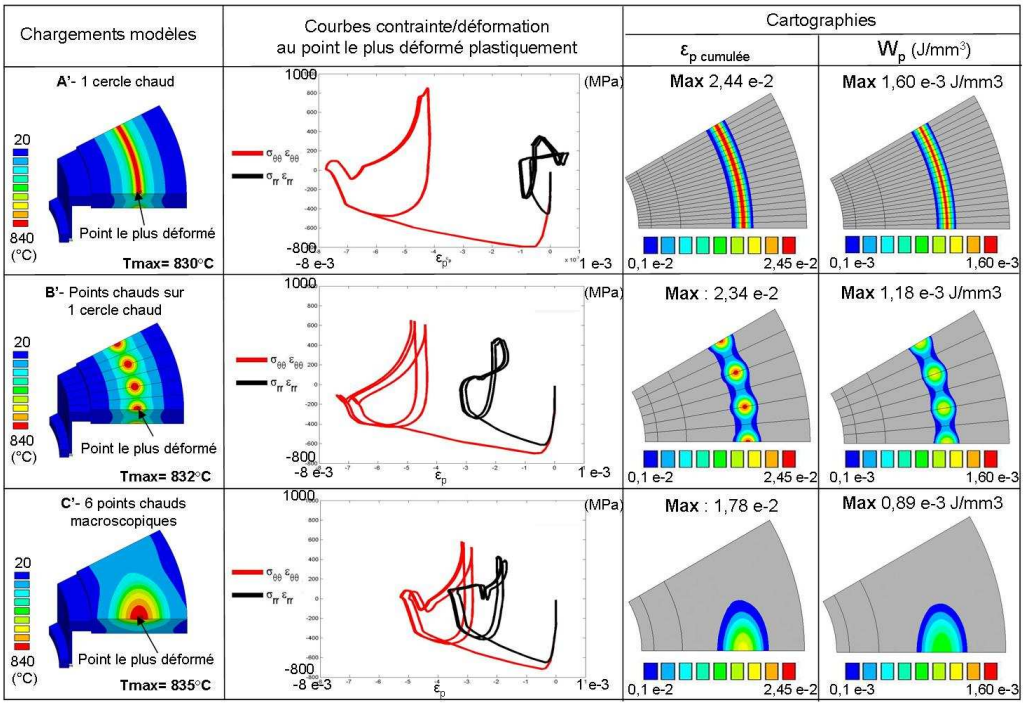


Figure 3-17 : Sollicitations thermomécaniques pour des localisations thermiques de type « 1 cercle chaud », « points chauds sur 1 cercle chaud » et « points chauds macroscopiques », à même température maximale (calculs A', B', C')

Il faut noter que les observations faites dans le précédent paragraphe concernant la localisation des points les plus sollicités et les directions prépondérantes des contraintes et déformations restent valables.

Les indicateurs d'endommagement, que sont la déformation plastique cumulée et le travail plastique, indiquent que, pour une même température maximale atteinte et que ce soit sur une ou deux circonférences, les localisations thermiques de type « cercle chaud » sont les plus critiques, suivies des « gradients sur cercle chaud » et des « points chauds macroscopiques ». En présence de points chauds, la répartition sur deux circonférences est moins critique que celle sur la seule circonférence moyenne. Plus globalement, on obtient le classement du plus

critique au moins critique suivant : « 2 cercles chauds » (cas D'), « 1 cercle chaud » (cas A'), « points chauds sur 1 cercle chaud » (cas B'), « points chauds sur 2 cercles chauds » (cas E'), « points chauds macroscopiques » (cas C') et « points macroscopiques doubles » (cas F').

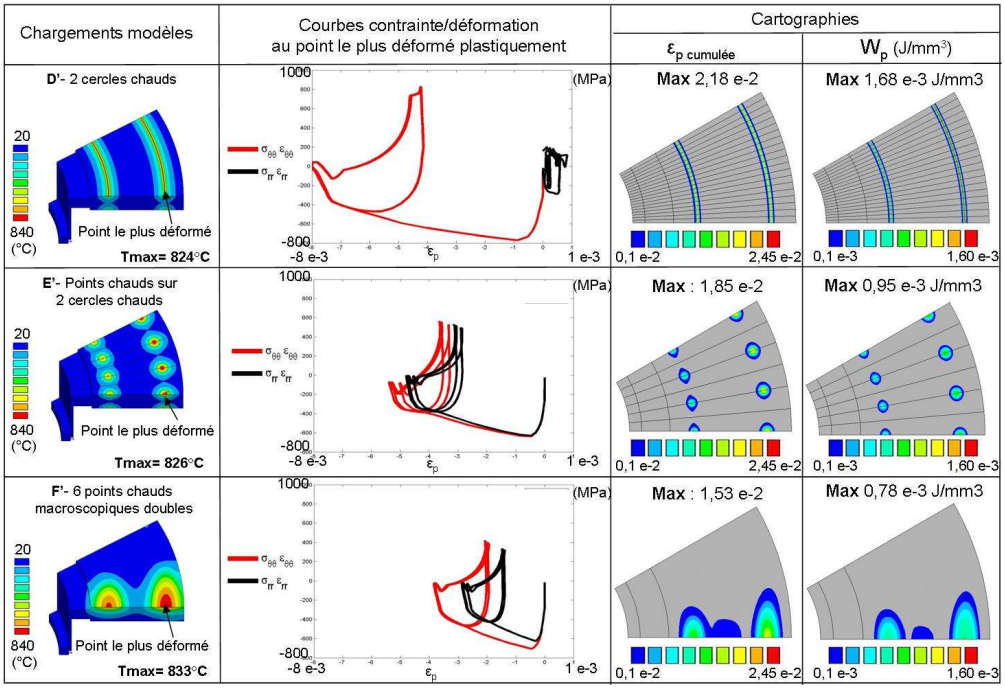


Figure 3-18 : Sollicitations thermomécaniques pour des localisations thermiques de type « 2 cercles chauds », « points chauds sur 2 cercles chauds », et « points chauds macroscopiques doubles », à même température maximale (calculs D', E', F')

Ces résultats sont physiquement compréhensibles du fait d'un effet de bridage circonférentiel supérieur dans le cas des « cercles chauds » que dans celui des « points chauds sur cercle chaud » et des « points chauds macroscopiques ». Néanmoins, il est important de remarquer que les largeurs des « cercles chauds » sont très faibles comparées à celles utilisées pour les « points chauds sur cercle chaud » et les « points chauds macroscopiques ». Dans la réalité, on observe souvent des cercles chauds plus larges (demi-largeur de l'ordre 15 mm au lieu de 7,25 et 1,5 mm et pour les présents calculs) qui conduisent alors à des températures généralement plus faibles qu'en présence de points chauds. La **figure 3-16** montre que, pour atteindre des températures maximales similaires, les surfaces totales des localisations thermiques sont les plus faibles pour les cercles chauds. Le flux surfacique étant le plus élevé dans le cas des « 2 cercles chauds » et le plus faible dans le cas des « points chauds macroscopiques doubles », l'importance de ce paramètre est clairement mise en évidence.

III-2.2.3 Influence du gradient thermique angulaire

Il apparaît également important de s'intéresser à l'effet du gradient thermique angulaire ou plus précisément à la longueur circonférentielle d'échauffement qui conditionne l'effet de bridage dû à la géométrie circulaire du disque. En effet, on observe souvent sur les thermogrammes infrarouges des cas où les points chauds sont superposés à des cercles chauds plus marqués que ceux modélisés pour le calcul B'. Ceci est aussi valable pour le cas « points chauds macroscopiques » (calcul C'). Les modèles de « points chauds sur 1 cercle chaud » et de « points chauds macroscopiques » identiques en termes de taille des localisations à ceux retenus pour la comparaison à même température maximale (rappelons que pour ces calculs,

75% du flux est appliqué sur la localisation thermique et 25% sur la surface totale du disque) ont été modifiés comme suit :

- pour le type « points chauds sur 1 cercle chaud », 22% du flux thermique est appliqué sur les points chauds et les 78% restants sont uniformément répartis sur la couronne de même largeur radiale que les points chauds (calcul noté B’’),
- pour le type « points chauds macroscopiques », 68% du flux thermique est appliqué sur les points chauds et les 32% restants sont uniformément réparti sur la couronne de même largeur radiale que les points chauds (calcul noté C’’).

Ces ratios de répartition du flux thermique ont été fixés de façon à obtenir pour les 2 cas une température maximale de 830°C proche de celle des calculs B’ et C’.

La **figure 3-19** représente le profil angulaire de température à l’instant de température maximale dans les cas de calcul de « points chauds sur 1 cercle chaud » et de « points chauds macroscopiques ». On constate que la diminution du gradient thermique angulaire est plus importante entre les cas B’ et B’’ qu’entre les cas C’ et C’’. Il en résulte une augmentation plus importante de la température moyenne angulaire dans le cas B’’ par rapport au cas C’’.

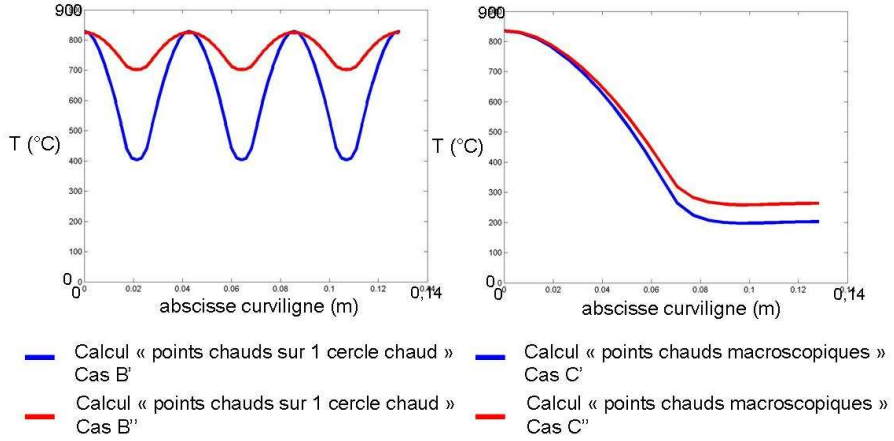


Figure 3-19 : Comparaison du profil angulaire de température à l’instant de température maximale pour les calculs B’ et B’’ et pour les calculs C’ et C’’

La **figure 3-20** et la **figure 3-21** présentent la comparaison des résultats obtenus respectivement pour les calculs « points chauds sur 1 cercle chaud » (cas B’ et B’’) et pour les calculs « points chauds macroscopiques » (cas C’ et C’’).

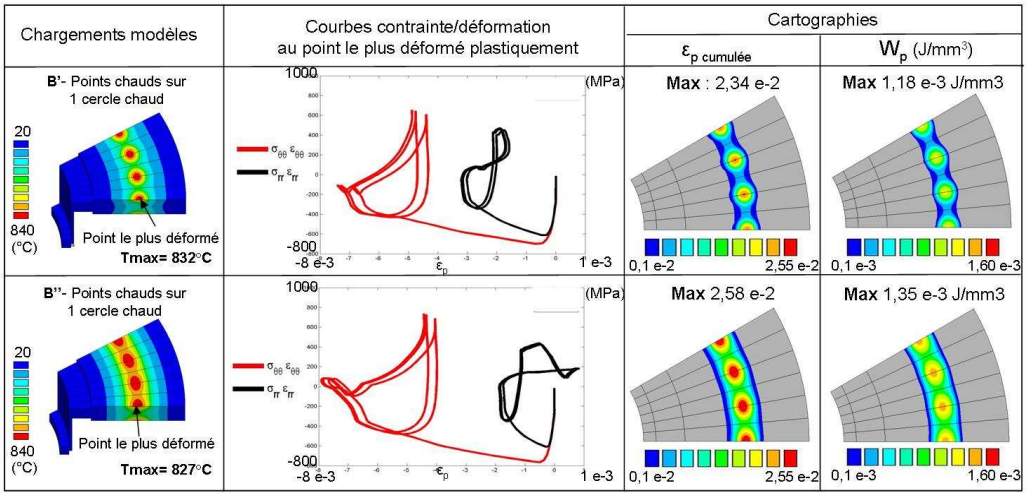


Figure 3-20 : Sollicitations thermomécaniques pour des localisations thermiques de type « points chauds sur 1 cercle chaud », pour les calculs B’ et B’’

Pour les deux types de localisation thermique, on constate qu'à même température maximale la présence d'une couronne chaude entraîne une augmentation des indicateurs d'endommagement. En effet, les cas B'' et C'' conduisent à des températures moyennes angulaires plus élevées que dans les cas B' et C' et s'approchent plus par conséquent d'une configuration « cercle chaud ».
Le gradient thermique angulaire est donc également un paramètre important dont il faut tenir compte.

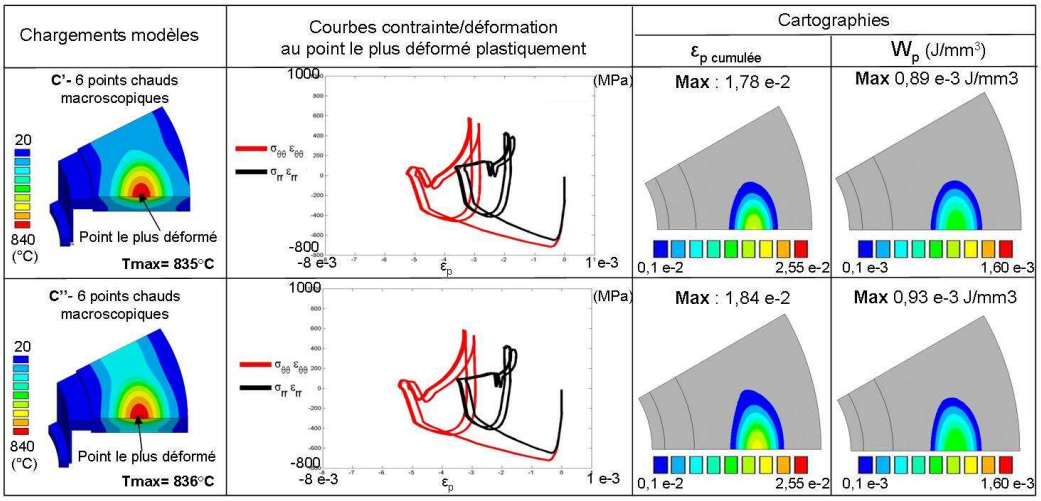


Figure 3-21 : Sollicitations thermomécaniques pour des localisations thermiques de type « points chauds macroscopiques », pour les calculs C'et C''

III-2.2.4 Synthèse

Les calculs réalisés sur les chargements modèles ont permis de mettre en évidence l'importance des paramètres température maximale, flux surfacique et température moyenne angulaire.
Pour une même température maximale atteinte, les chargements modèles de type « cercles chauds » sont plus critiques vis-à-vis des risques d'endommagement que les « points chauds sur cercle chaud » et « points chauds macroscopiques ». Il est cependant important de remarquer que les cercles chauds modélisés ont une largeur beaucoup plus faible que ceux observés expérimentalement. Pour un même freinage, il est en effet peu probable d'observer une garniture conduisant à des cercles chauds dont la température maximale est aussi élevée que celle de points chauds provoqués par une autre garniture.
Pour un même flux surfacique, la hiérarchie s'inverse, les chargements modèles de type « points chauds macroscopiques» sont plus critiques que « points chauds sur cercle chaud » et « cercle chaud ». Dans le cadre de cette hypothèse de flux surfacique identique pour tous les cas, il apparaît que c'est le paramètre température qui conditionne les valeurs de travail plastique obtenues. Les « points chauds macroscopiques » conduisant aux plus hautes températures, ils sont logiquement les plus critiques.
Il est donc assez difficile de dissocier l'effet de la température d'une part et du flux surfacique d'autre part dans la mesure où ils sont liés.
D'autre part, il a été également mis en évidence que la plus température moyenne angulaire augmente plus le travail plastique augmente. De ce fait, la superposition de points chauds sur un cercle chaud est plus critique que des points chauds bien localisés.
Il est important de rappeler que ces calculs modèles ont été réalisés pour un seul type de freinage d'arrêt et qu'il est délicat d'étendre ces constatations à tous les autres types de

freinages. Il est notamment primordial d'approfondir les investigations sur l'influence du flux surfacique et de la température pour des cas de freinages à d'autres niveaux d'énergie, de décélération, etc. C'est ce qui est entrepris dans la section suivante.

III-3 Recherche des paramètres influents sur les risques d'endommagement des disques

Le paragraphe précédent a mis en évidence l'influence de la température, du flux surfacique et de la température moyenne angulaire sur les facteurs de risque d'endommagement des disques. Il est important de tenir compte du fait que ces paramètres ont été mis en évidence dans le cas d'un seul type de freinage d'arrêt (270-0 km/h, Fn =11,2 kN). Il semble par conséquent important de vérifier si ces paramètres ont toujours la même influence lorsque l'on s'intéresse à des cas de freinages d'arrêt ayant des caractéristiques différentes. L'objectif est donc de réaliser des calculs plus complets afin de caractériser de façon un peu plus fine l'influence des différents paramètres cités précédemment et d'en rechercher d'autres éventuellement plus pertinents. De nombreux calculs différents ont donc été réalisés dans la configuration « 1 cercle chaud » qui s'avère la plus économique en termes de coût de calcul.

III-3.1 Influence de la température maximale, du flux surfacique et de la décélération de freinage sur les valeurs de travail plastique

Dans un premier temps, l'influence de la température maximale et du flux surfacique a été étudiée. Le flux surfacique est une donnée du problème thermique puisque le flux thermique est calculé à partir des caractéristiques du freinage et que la surface sur laquelle est appliqué le flux thermique est fixée a priori. La température maximale, quant à elle, constitue un résultat du calcul thermique. A effort de freinage fixé, c'est le choix de l'énergie du freinage et de la surface des cercles chauds qui permet de faire varier les valeurs de flux surfacique. Dans un diagramme flux surfacique-température maximale, les différents cas de calculs ayant le même effort de freinage ont été positionnés.
La **figure 3-22** présente les résultats de calcul obtenus pour des configurations de cercles chauds pour deux valeurs d'efforts de freinage (11 kN et 20 kN), conduisant à deux valeurs de décélération assez différentes (respectivement γ = -0,62 m.s^{-2} et γ = -1,1 m.s^{-2}). La taille et la couleur des points sont fonction des valeurs de travail plastique obtenues en post-traitement du calcul thermomécanique. Leur taille augmente et leur couleur devient de plus en plus chaude avec des valeurs croissantes de travail plastique.

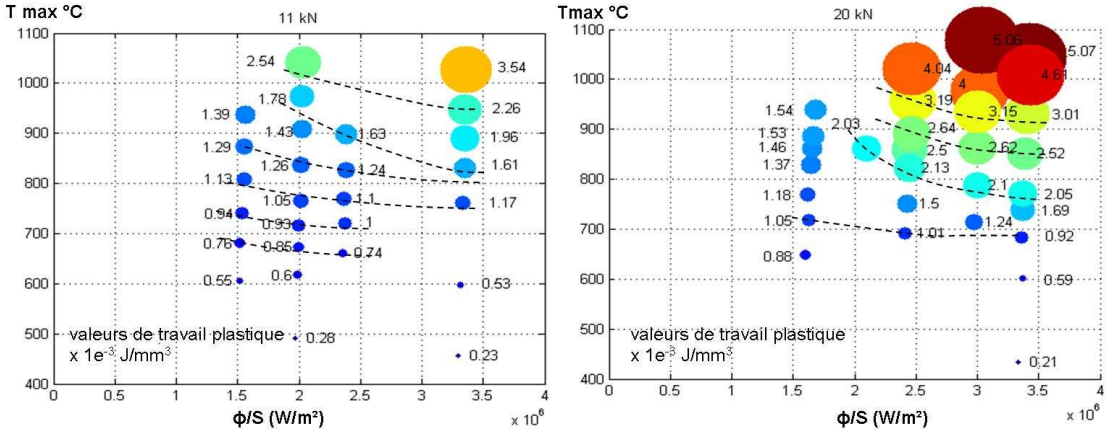


Figure 3-22 : Valeurs de travail plastique obtenues pour des cercles chauds en fonction de la température maximale et du flux surfacique pour des efforts de freinage de 11 kN (à gauche) et de 20 kN (à droite)

Pour faciliter la lecture, des courbes d'iso-valeurs de travail plastique ont été approximativement tracées en pointillés. On constate que, pour une même température, plus le flux surfacique augmente, plus le travail plastique augmente. Il apparaît que pour des températures inférieures à 700°C le flux surfacique a peu d'influence sur les valeurs de travail plastique. En effet, le coefficient de dilatation du matériau subit une forte variation aux alentours de 720°C qui conduit à une forte augmentation des niveaux de déformation plastique au-delà de cette température (**Annexe II**). Il est important de remarquer que l'effort de freinage, et donc la décélération du freinage, a une forte influence sur les valeurs de travail. En effet, pour les mêmes valeurs de température et de flux surfacique, les freinages à 20 kN s'avèrent plus critiques que ceux à 11 kN. La température maximale, le flux surfacique et la décélération sont donc des paramètres qui permettent de rendre compte du risque d'endommagement des disques en présence de cercles chauds.
La **figure 3-23** représente sur le même graphe les résultats de calculs en configuration «cercle chaud », « points chauds macroscopiques » (symboles carrés) et « points chauds sur 1 cercle chaud » (symboles triangles), pour une force d'application de 11 kN. Il apparaît que, même si les tendances sont respectées, les paramètres de flux surfacique et de température ne permettent pas, à eux seuls, de bien rendre compte des cas de localisations thermiques de type points chauds de manière similaire aux cas des cercle chauds. En effet, les « points chauds macroscopiques » sont positionnés trop haut sur le diagramme, entre les iso-valeurs de travail $1e^{-3}$ et $1{,}2e^{-3}$ J/mm^3 alors que leurs valeurs s'échelonnent entre $0{,}84e^{-3}$ et $1e^{-3}$ J/mm^3. Pour les « points chauds sur 1 cercle chaud », le point à $1{,}18e^{-3}$ J/mm^3 est situé au dessus du point à $1{,}2e^{-3}$ J/mm^3 et le point correspondant au cas de « points chauds sur 1 cercle chaud » B'' dont la valeur de travail est de $1{,}35e^{-3}$ J/mm^3 est situé sur l'iso-valeur $1{,}25e^{-3}$ J/mm^3.

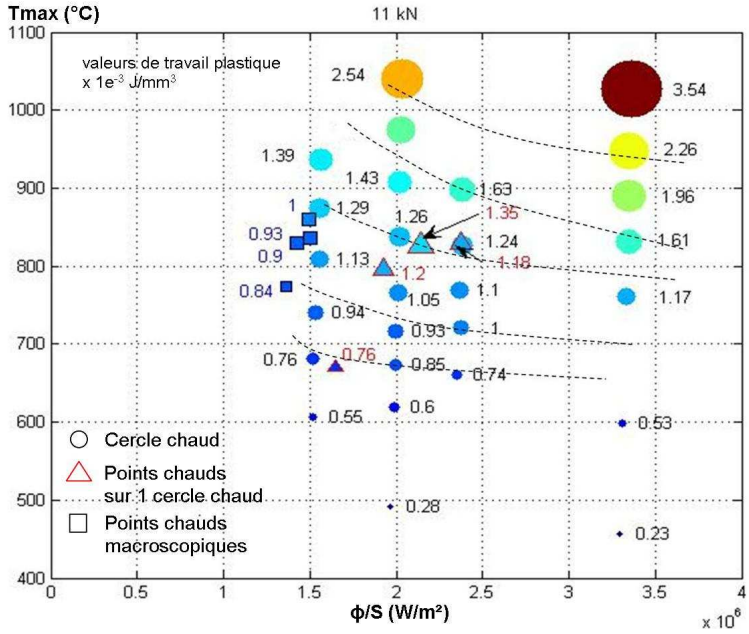


Figure 3-23 : Valeurs de travail plastique obtenues pour des cercles chauds et des points chauds en fonction de la température maximale et du flux surfacique pour un effort de freinage de 11 kN

Il apparaît donc nécessaire de trouver d'autres paramètres permettant de mieux rendre compte des localisations thermiques de type point chaud.
D'autre part, la nécessité de connaître la surface d'application du flux rend toute comparaison avec les résultats expérimentaux difficile voire impossible. En effet, il n'est pas possible de déterminer la surface réelle de contact entre les garnitures et le disque. L'identification d'autres paramètres basés sur l'exploitation des résultats en température est à ce titre plus intéressante.

Finalement, on peut constater que si la température maximale est un paramètre prépondérant, la notion de flux surfacique permet de tenir compte (même imparfaitement) de la notion de répartition spatiale de température. La décélération permet, quant à elle, de tenir compte de l'aspect temporel. Il semble donc très important de tenir compte des aspects spatiaux et temporels du champ de température dans le cadre de la recherche de nouveaux paramètres plus facilement identifiables. Ce sera l'objet du paragraphe suivant.

III-3.2 Proposition de paramètres issus des champs thermiques spatiaux et temporels

Cette partie présente les différents paramètres que nous avons identifiés dans l'objectif de dégager une classification globale des chargements modèles vis-à-vis de leur criticité. Ces paramètres ont été définis en tenant compte des observations précédentes, après différents tests et en considérant leur pertinence physique et leur facilité à être identifiés à partir des champs de température issus des calculs mais aussi à partir de thermogrammes expérimentaux.
Ces paramètres sont les suivants :

- $Lr_{400}/(Rext\text{-}Rint)$: largeur radiale maximale soumise à une température supérieure à 400°C, normalisée par la largeur radiale du disque,
- $L\theta_{400}/(2\pi.R)$: longueur de l'arc angulaire soumis à une température supérieure à 400°C, normalisée par la circonférence correspondante au rayon considéré,
- t_{400}/tf : temps durant lequel la température est supérieure à 400°C, normalisé par le temps de freinage,
- $\Delta T/\Delta t$: « vitesse » moyenne d'élévation de température,
- *Tmoy_ang* : température moyenne angulaire sur le cercle le plus chaud.

Le choix de la température seuil de 400°C est lié à la forte décroissance du module d'Young et de la limite d'élasticité au-delà de cette température (**Annexe II**). De plus, en dessous de cette température, toutes les valeurs calculées de travail plastique sont très faibles. Il est important de préciser que les paramètres Lr_{400}, $L\theta_{400}$ et *Tmoy_ang* sont identifiés à l'instant de température maximale. De la même façon, le profil temporel de température à partir duquel sont déterminés les paramètres t_{400} et $\Delta T/\Delta t$ correspond à celui du point le plus chaud (**figure 3-24**).

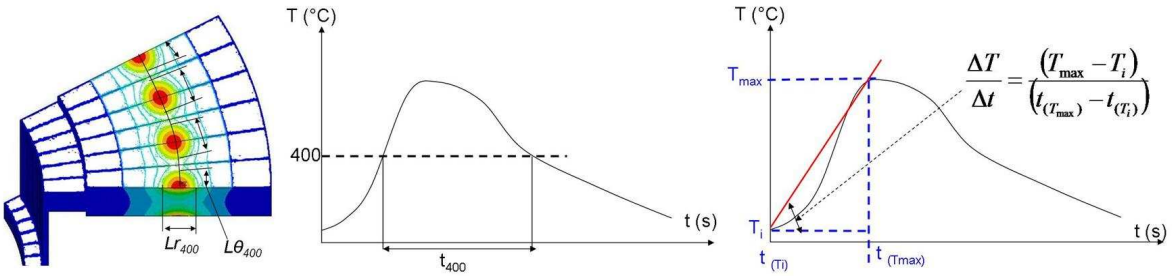


Figure 3-24 : Identification des paramètres Lr_{400}, $L\theta_{400}$, t_{400} et $\Delta T/\Delta t$

Les paramètres $L\theta_{400}/(2\pi.R)$ et *Tmoy_ang* permettent de rendre compte de l'étendue circonférentielle des localisations et de leur intensité thermique. En effet, les calculs présentés précédemment sur les cas de localisations thermiques modèles de type « points chauds sur cercle chaud » et « points chauds macroscopiques » ont permis de mettre en évidence l'importance du gradient thermique circonférentiel sur les valeurs de travail plastique. Autrement dit, pour une même valeur de température maximale atteinte, plus le paramètre $L\theta_{400}/(2\pi.R)$ augmente, plus les valeurs de travail plastique augmentent et, de la même façon,

plus la température moyenne angulaire *Tmoy_ang* augmente, plus le travail plastique augmente.
L'influence des paramètres $Lr_{400}/(Rext\text{-}Rint)$, (t_{400}/tf) et $(\Delta T/\Delta t)$ a été étudiée dans la configuration de « cercle chaud » pour des freinages de différentes énergies et flux surfaciques à même décélération. La **figure 3-25** représente l'évolution des valeurs de travail plastique en fonction du paramètre $Lr_{400}/(Rext\text{-}Rint)$ en abscisse et de *Tmoy_ang* en ordonnée, pour des freinages à même décélération (effort de freinage de 11 kN). Etant dans des configurations « cercle chaud », la température moyenne angulaire est égale à la température maximale atteinte au cours du freinage. On observe tout d'abord que les points ayant des valeurs de flux surfacique proches s'organisent suivant des droites tracées en pointillés. A flux surfacique fixé, plus Lr_{400} augmente, plus la température augmente et par conséquent plus le travail plastique augmente. A température fixée, par contre, on constate que, plus Lr_{400} augmente, plus le flux surfacique diminue et plus le travail plastique diminue. Ceci est important car cela signifie qu'un cercle chaud étroit est plus critique qu'un large cercle chaud atteignant la même température maximale.

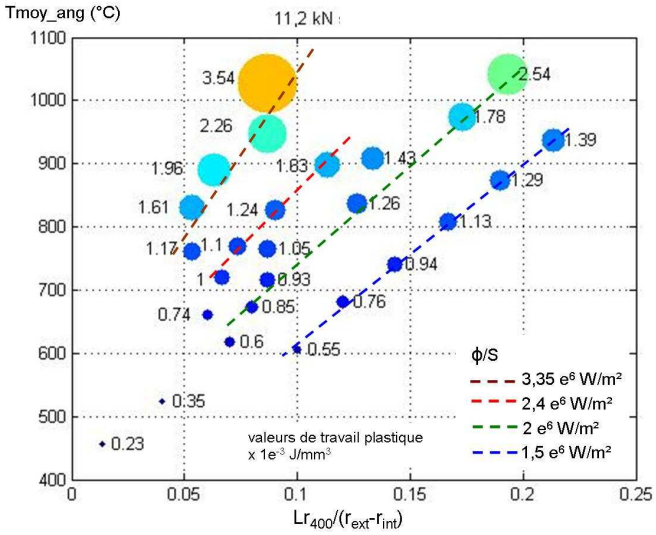


Figure 3-25 : Influence du paramètre Lr_{400} sur le travail plastique dans le cas de cercles chauds

La **figure 3-26** représente l'évolution des valeurs de travail plastique en fonction du paramètre t_{400}/tf en abscisse et de *Tmoy_ang* en ordonnée, pour des freinages à même décélération (effort de freinage de 11 kN). On observe là encore que les points ayant des valeurs proches de flux surfacique s'organisent suivant des courbes tracées en pointillés. A flux surfacique fixé, plus t_{400}/tf augmente, plus la température augmente et par conséquent plus le travail plastique augmente. A température fixée, on constate par contre que, plus t_{400}/tf augmente, plus le flux surfacique diminue et plus le travail plastique diminue également.

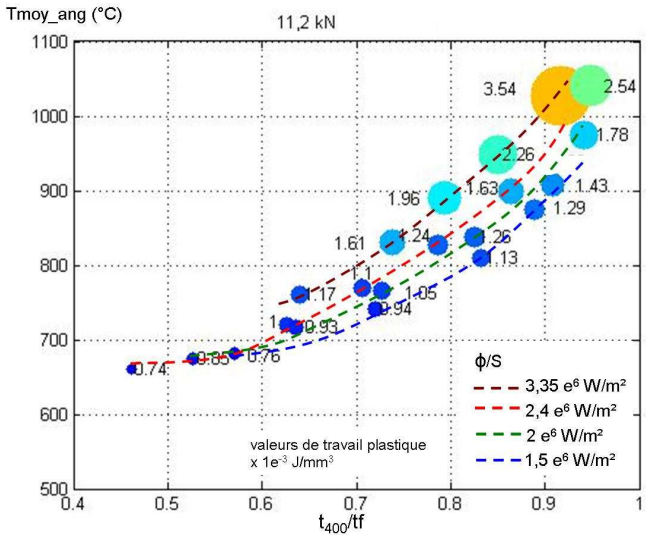


Figure 3-26 : Influence du paramètre t_{400} sur le travail plastique dans le cas de cercles chauds

La **figure 3-27** représente l'évolution des valeurs de travail plastique en fonction du paramètre *ΔT/Δt* en abscisse et de *Tmoy_ang* en ordonnée, pour des freinages à même décélération (effort de freinage de 11 kN). Là encore les points ayant des valeurs proches de flux surfacique s'organisent suivant des courbes tracées en pointillées. On constate que, pour une même température, plus *ΔT/Δt* augmente plus le travail plastique augmente. On peut donc déduire de ce constat que plus la variation temporelle de la température est rapide, plus le travail plastique est élevé. Ceci concorde d'ailleurs avec la constatation faite dans la partie précédente sur l'effet de la décélération de freinage sur les valeurs de travail plastique.

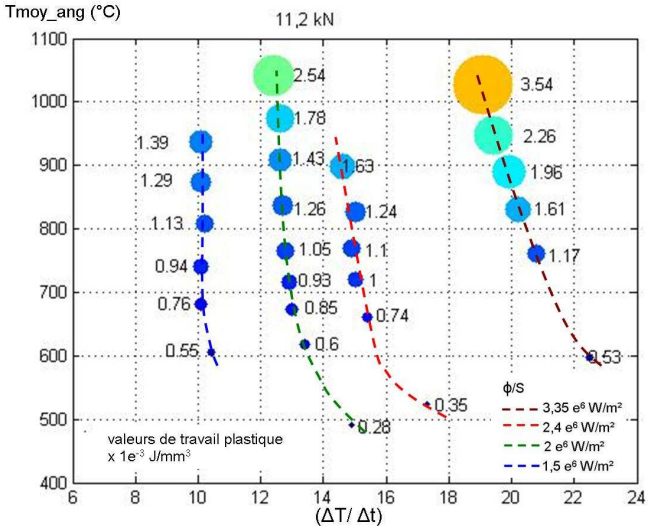


Figure 3-27 : Influence du paramètre ΔT/Δt sur le travail plastique dans le cas de cercles chauds

La **figure 3-28** représente les résultats de calcul obtenus pour des configurations « cercle chaud » pour deux valeurs d'effort de freinage (11 kN et 20 kN). Les résultats sont organisés en fonction du produit $[t_{400}/tf]*[Lr_{400}/(Rext-Rint)]*[L\theta_{400}/(2\pi.R)]$ en abscisse et du produit $[Tmoy_ang]*[\Delta T/\Delta t]$ en ordonnée. Dans le cas des cercles chauds, la température moyenne angulaire est égale à la température maximale. Le paramètre choisi en abscisse permet de rendre compte de l'aspect spatial et temporel de la localisation thermique alors que le paramètre choisi en ordonnée permet de rendre compte du niveau thermique de la localisation et de la rapidité de sa variation au cours du temps.

Les iso-valeurs de travail plastique ont été tracées en pointillés et mettent en évidence le sens de progression du risque de « criticité » vers les valeurs élevées des abscisses et des ordonnées. On constate là encore, par comparaison entre les deux graphes, l'influence de l'effort de freinage, et donc de la décélération, sur les valeurs de travail plastique. De plus, on remarque que le travail plastique augmente faiblement en fonction du produit $[t_{400}/tf]*[Lr_{400}/(Rext-Rint)]*[L\theta_{400}/(2\pi.R)]$ pour les faibles valeurs du produit $[Tmoy_ang]*[\Delta T/\Delta t]$, alors qu'à l'inverse, il est très sensible au paramètre des abscisses pour les valeurs $[Tmoy_ang]*[\Delta T/\Delta t]$ élevées. Il apparaît clairement que le paramètre $[Tmoy_ang]*[\Delta T/\Delta t]$ est de premier ordre.

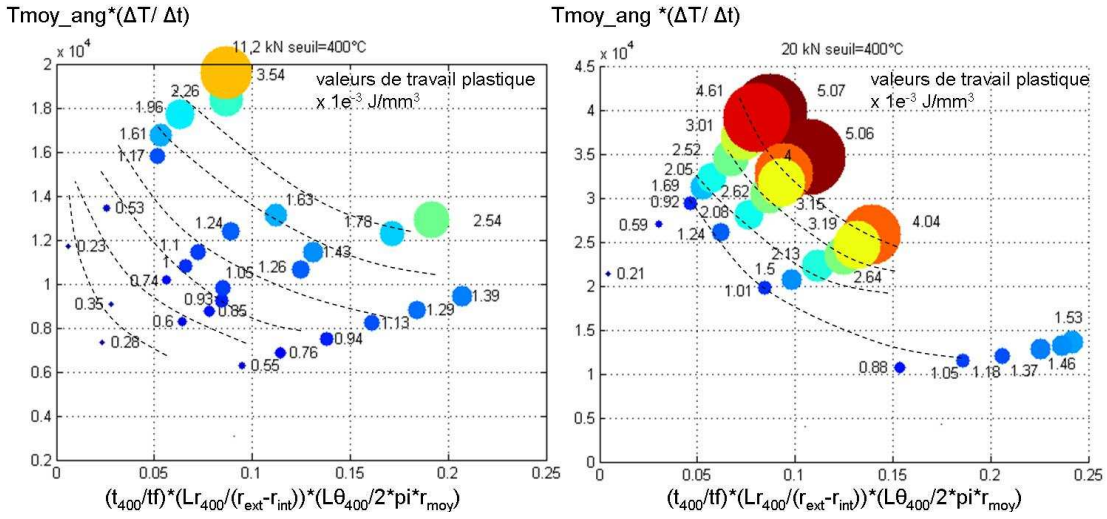


Figure 3-28 : Valeurs de travail plastique obtenues pour des cercles chauds en fonction des paramètres $[Tmoy_ang]*[\Delta T/\Delta t]$ et $[t_{400}/tf]*[Lr_{400}/(Rext-Rint)]*[L\theta_{400}/(2\pi.R)]$ pour des efforts de freinage de 11 kN et de 20 kN

La **figure 3-29** regroupe les résultats des calculs pour les configurations de « cercle chaud », de « points chauds macroscopiques » (symboles carrés) et de « points chauds sur 1 cercle chaud » (symboles triangles) pour des freinages dont la force d'application est de 11 kN. On constate que, même si les tendances sont assez bien respectées, les points correspondant aux « points chauds macroscopiques » ne sont pas idéalement placés dans le diagramme puisque leurs valeurs de travail sont plus élevées que celles correspondant aux même iso-valeurs identifiées à partir des calculs « cercle chaud ». Par contre, les points correspondant aux « points chauds sur 1 cercle chaud » sont bien positionnés sur ce diagramme. Il est donc choisi de conserver les paramètres utilisés car ils s'avèrent suffisamment pertinents et qu'ils sont facilement identifiables à partir des thermogrammes infrarouges expérimentaux.
La **figure 3-30** regroupe les même résultats de calculs mais en considérant cette fois-ci un seuil en température fixé à 600°C. On constate que le choix des paramètres $[Tmoy_ang]*[\Delta T/\Delta t]$ et $[t_{600}/tf]*[Lr_{600}/(Rext-Rint)]*[L\theta_{600}/(2\pi.R)]$ reste valable puisque le positionnement des résultats est proche de celui obtenu pour un seuil à 400°C. Là encore, les « points chauds macroscopiques » ne sont pas idéalement positionnés par rapport aux iso-valeurs de travail plastique mais les « points chauds sur cercle chaud », eux, le sont.

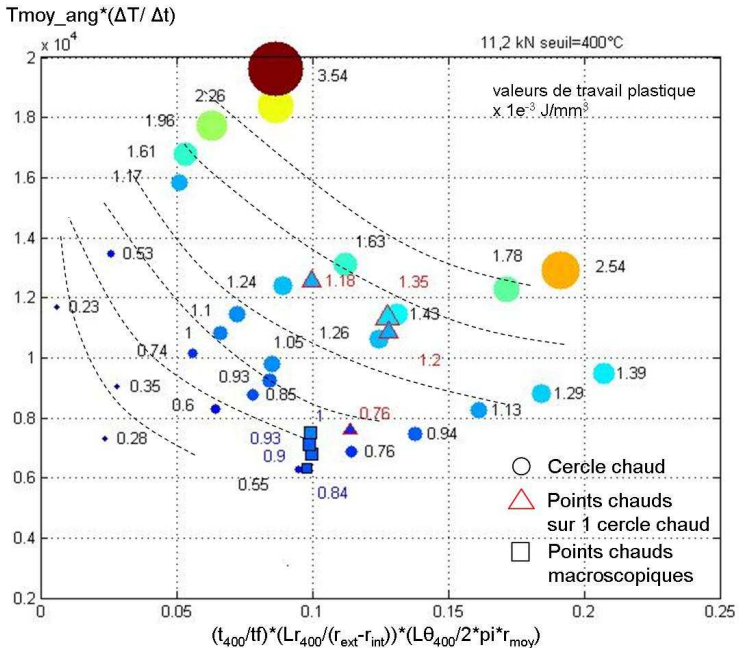


Figure 3-29 : Valeurs de travail plastique obtenues pour les cas « cercle chaud », « points chauds macroscopiques » et « points chauds sur 1 cercle chaud » en fonction des paramètres [*Tmoy_ang*]*[$\Delta T/\Delta t$] et [t_{400}/tf]*[$Lr_{400}/(Rext\text{-}Rint)$]*[$L\theta_{400}/(2\pi.R)$], pour un effort de freinage de 11 kN

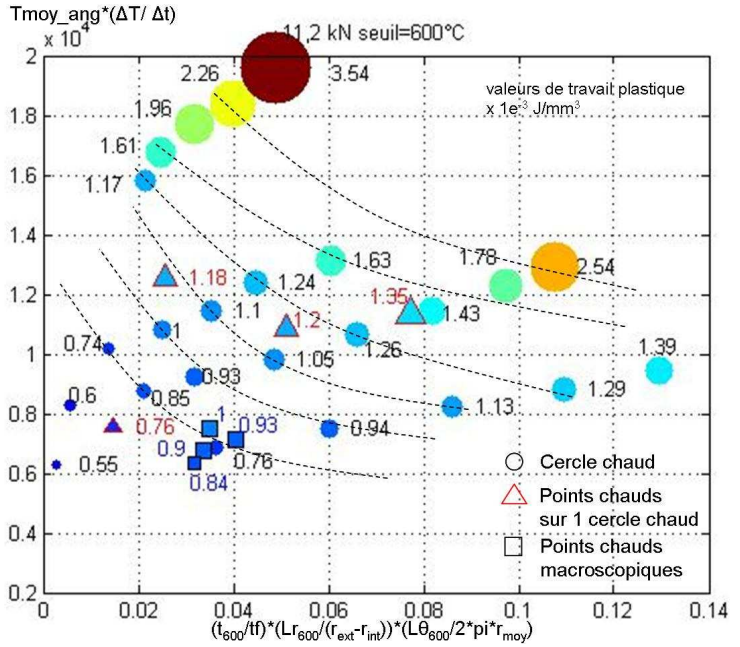


Figure 3-30 : Valeurs de travail plastique obtenues pour les cas « cercle chaud », « points chauds macroscopiques » et « points chauds sur 1 cercle chaud » en fonction des paramètres [*Tmoy_ang*]*[$\Delta T/\Delta t$] et [t_{600}/tf]*[$Lr_{600}/(Rext\text{-}Rint)$]*[$L\theta_{600}/(2\pi.R)$], pour un effort de freinage de 11 kN

III-3.3 Comparaison avec les résultats expérimentaux

La **figure 3-31** représente le positionnement des résultats expérimentaux obtenus pour les quatre garnitures G1, G2, G3, G4 en fonction des paramètres identifiés à l'aide des calculs précédents issus des chargements modèles. Les freinages considérés ici sont issus de la deuxième séquence des essais de signature thermique. On présente les résultats en 3 graphes selon l'effort de freinage : **a)** pour Fn = 10 kN, **b)** pour Fn = 11 kN, **c)** pour Fn = 20 kN. Les

freinages FA3 et FA6 ne pas considérés car correspondant à des freinages dont l'effort est très faible.

Il est important de préciser que l'identification des paramètres a été faite à partir des champs de température issus des thermogrammes avec une hypothèse d'émissivité uniforme et constante égale à 1 (ε = 1). Les courbes d'iso-valeur de travail plastique ont été tracées et numérotées à partir des résultats issus de la **figure 3-29**. Elles permettent d'indiquer de manière qualitative les zones de criticité croissante. Les garnitures G1, G2, G3, G4 sont différenciées par un code de couleur et la référence des freinages est repérée à côté de chaque symbole.

Malgré une décélération plus importante des freinages à 11 kN (**figure 3-31.b**) par rapport à ceux à 10 kN (**figure 3-31.a**), les valeurs en abscisses et en ordonnées sont nettement plus élevées pour les freinages de ralentissement répétés à 10 kN (notés FRR200 à 204, 300-220 km/h). Ceux-ci peuvent donc être considérés comme plus critiques eu égard au risque de fissuration que les freinages d'arrêt (notés FA2 et FA8, 270-0 km/h) et de ralentissement à 11 kN (noté FR5, 300-150 km/h). Les freinages à 20 kN apparaissent comme étant les plus critiques. Ils ont à la fois en abscisses et en ordonnées les valeurs les plus élevées, et la plus forte décélération (**figure 3-31.c**). Au sein même de ce groupe, les freinages de ralentissement (notés FRR100 à 104) sont là aussi plus sévères que les freinages d'arrêt isolés (notés FA4, 300-0 km/h) correspondant pourtant aux freinages à plus haute énergie. En effet, la succession des freinages de ralentissement se fait sans laisser suffisamment de temps entre deux freinages pour que le disque refroidisse totalement. Ceci implique une accumulation de chaleur qui conduit à l'augmentation progressive de la température moyenne du disque. Les indicateurs présentés dans le paragraphe précédent permettent donc de mettre en évidence les freinages les plus critiques vis-à vis des risques d'endommagement thermomécanique. Il est donc décidé de comparer les garnitures en se focalisant plus particulièrement sur les résultats de la **figure 3-31.c**.

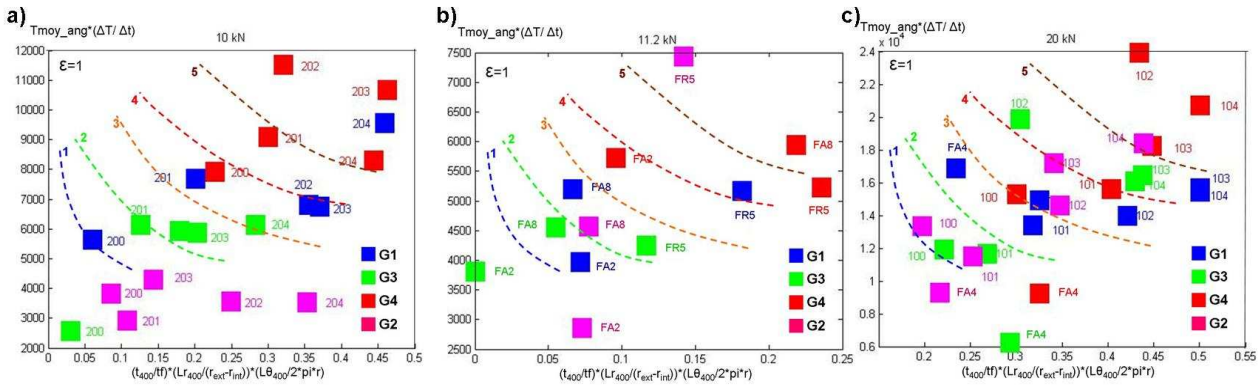


Figure 3-31 : Positionnement des résultats expérimentaux obtenus pour les garnitures G1, G2, G3, G4 en fonction des paramètres [*Tmoy_ang*]*[$\Delta T/\Delta t$] et [t_{400}/tf]*[$Lr_{400}/(Rext\text{-}Rint)$]*[$L\theta_{400}/(2\pi.R)$] pour des freinages d'effort 10 kN (**a**), de 11 kN (**b**) et de 20 kN (**c**)

Si l'on considère, pour chaque garniture, le point situé dans la zone correspondant à la plus haute valeur de travail plastique, on constate que G4 atteint la valeur maximale suivie de G2 puis de G1 et G3, ces derniers étant situés dans la même zone entre les iso-valeurs de travail 4 et 5. Ce classement est cohérent avec le fait que les garnitures G4 et G2 ont effectivement provoqué la fissuration des disques. Plus globalement, quelque soit le type de freinage, G4 conduit très souvent à des valeurs importantes des indicateurs de « criticité ». En effet, dans la zone supérieure à l'iso-valeur de travail 4, on compte 4 points pour G4, 3 points pour G3 et

2 points pour G2 et G1. Pour G2, on observe une forte disparité des résultats. Pour certains freinages, cette garniture semble très peu critique alors qu'elle l'est fortement pour le freinage FRR104. Les garnitures G3 et G1 sont situées dans des zones où les iso-valeurs de travail plus faibles mais comptent plus de points dans ces zones que G2.

Au-delà de la comparaison des freinages, la question du cumul de dommage doit être posée. Ans ce but, il est proposé d'analyser si les positions des localisations thermiques évoluent plus ou moins fortement d'un freinage à l'autre pour les différentes garnitures. Autrement dit, on cherche un indicateur de répétabilité de la sollicitation sur les mêmes zones du disque en fonction du type de garniture. Pour cela, on basera notre analyse sur le cumul des sollicitations thermiques au cours de la succession de 5 freinages de ralentissement (FRR100 à 104), considérés comme les plus sévères vis-à-vis des risques d'endommagement.
Pour ce faire, le thermogramme à température maximale est extrait pour chaque freinage. Pour chacun de ces thermogrammes, on affecte la valeur 1 aux pixels dont la température est supérieure à une température seuil ou la valeur 0 sinon. La somme, pixel par pixel, de ces valeurs sur les 5 freinages successifs permet d'obtenir une cartographie représentant les zones les plus fréquemment échauffées. Ceci donne une indication sur le cumul des sollicitations dans une même zone. Si une même zone a été échauffée au cours des 5 freinages, elle sera affectée de la valeur 5 sur la cartographie résultante. La **figure 3-32** représente la cartographie résultante pour les 4 garnitures, obtenue pour les 5 freinages de ralentissement répétés (FRR100 à 104). La **figure 3-32.a** correspond aux cartographies obtenues pour une température seuil fixée à 400°C, les **figures 3-32.b** à **3-32.d** correspondants respectivement à des températures seuils de 500°C, 600°C et 700°C.
Pour une température seuil de 400°C (**figure 3-32.a**), on constate des disparités importantes entre les garnitures. Pour les garnitures G1 et G4, toute la piste de frottement est sollicitée thermiquement pour au moins 4 des 5 freinages. Pour G3, on observe une localisation sur les rayons intérieur et extérieur pour les 5 freinages, toute la piste de frottement étant sollicitée thermiquement pour au moins 3 freinages sur 5. Pour G2, la localisation thermique sur les rayons intérieur et extérieur est marquée par rapport à la zone centrale de la piste de frottement sollicitée pour 2 freinages sur 5 seulement.
Pour une température seuil de 500°C (**figure 3-32.b**) et pour G1 et G4, les zones d'échauffement de 3 à 4 freinages sur 5 sont réparties sur une large couronne centrée sur le rayon moyen du disque. On constate que les zones sollicitées par tous les freinages sont plus étendues pour G4 que pour G1. Pour G3, les localisations précédemment observées sont accentuées et certaines zones du rayon extérieur sont sollicitées pour tous les freinages. Pour G2, les zones de localisations sont fortement accentuées puisque des zones de points chauds sont sollicitées pour 4 à 5 freinages alors que le reste de la piste de frottement ne l'est que pour 1 à 2 freinages.
Pour une température seuil de 600°C (**figure 3-32.c**), la garniture G3 apparaît être sollicitée uniquement sur le rayon intérieur du disque pour 3 à 4 freinages. Pour G1 et G4, des zones ayant été sollicitées pour les 5 freinages sont visibles. On peut constater que ces zones sont plus étendues pour G4 que G1. Elles semblent correspondre à l'intersection de plusieurs zones distinctes. Pour G2, on observe une forte localisation des zones sollicitées pour tous les freinages alors que tout le reste de la piste de frottement n'a été sollicité que pour un seul des 5 freinages. Ceci montre que les sollicitations sont toujours appliquées sur la même zone du disque.
Pour une température seuil de 700°C (**figure 3-32.d**), la garniture G2 est celle qui présente la localisation la plus marquée. En comparant avec les cartographies obtenues, pour cette même garniture, pour des seuils en température plus faibles, on constate que ce sont toujours les mêmes zones, très localisées, qui sont le plus sollicitées. Pour les autres garnitures, par contre,

les zones les plus sollicitées varient quelque peu en fonction de la température seuil considérée mettant en évidence la migration des zones d'échauffement sur le disque.

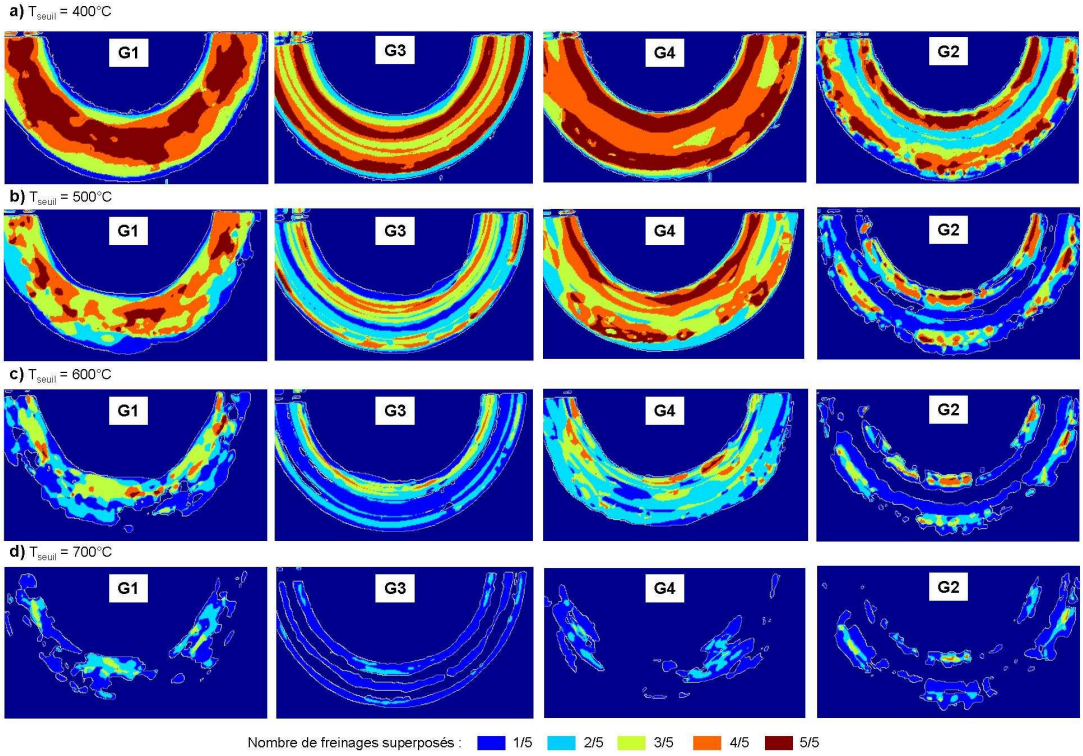


Figure 3-32 : Comptage des zones échauffées pour une succession de 5 freinages de ralentissements répétés à 20 kN (FRR100 à 104),
a) pour une température seuil de 400°C , **b)** pour une température seuil de 500°C,
c) pour une température seuil de 500°C, **d)** pour une température seuil de 700°C

Ainsi, dans le cas de G2 le cumul correspond à une superposition de zones d'échauffement de géométries similaires alors que dans le cas de G4 et G1 il s'agit visiblement d'intersections entre différentes zones d'échauffement, plus étendues, comme le schématise la **figure 3-33**.

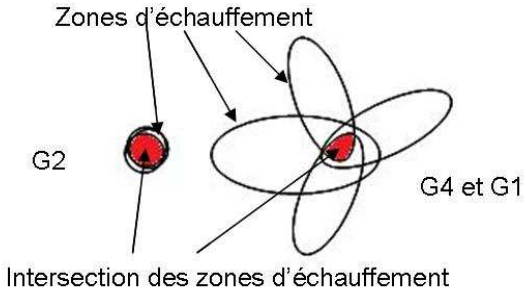


Figure 3-33 : Illustration de la superposition des zones d'échauffement similaires dans le cas de la garniture G2, et de l'intersection de zones d'échauffement différentes dans le cas des garnitures G4 et G1

Cette répétition de la sollicitation thermique provoquée par la garniture G2 dans les mêmes zones de la piste de frottement concorde avec les relevés de température dans les garnitures qui avaient mis en évidence l'absence d'alternance des contacts des plots aussi bien sur un freinage que pour une succession de freinages pour G2. L'analyse des thermogrammes infrarouges a aussi confirmé cela. Pour les autres garnitures par contre il a été montré que les localisations thermiques migraient aussi bien pendant un freinage que pour une succession de freinages. Il semble donc, que la garniture G2 soit plus sévère en termes de cumul de la sollicitation thermique par rapport aux 3 autres garnitures. Ainsi, malgré le fait que le positionnement de G2 dans le graphe de « criticité » de la **figure 3-31** soit relativement

dispersé, le cumul de dommage qui pourrait lui être associé semble, lui, particulièrement défavorable.

III-3.4 Synthèse

L'influence du flux surfacique, de la température maximale et de la décélération de freinage sur les valeurs de travail plastique a été étudiée au moyen de chargements modèles de type « cercle chaud » pour une large gamme de freinages d'arrêt ayant différentes valeurs d'énergie et de décélération. L'influence de la décélération (donc aussi de l'effort de freinage) a été clairement mise en évidence. Son augmentation conduit à celle des valeurs de travail plastique. A décélération (ou effort de freinage) fixée, on constate une certaine dépendance entre la température maximale et le flux surfacique, rendant l'analyse de leur influence respective complexe. Il est toutefois possible de construire des courbes d'iso-valeurs de travail plastique dans un graphe Tmax-Flux surfacique, et de distinguer des zones pour lesquelles le travail plastique croît. Cette représentation est satisfaisante pour des configurations de « cercles chauds », mais ne s'avère pas extensible aux localisations thermiques de type « points chauds sur cercle chaud » ou « points chauds macroscopiques ». De plus, la nécessité de connaître la surface sur laquelle est appliqué le flux thermique rend l'utilisation de cette représentation impossible à partir des résultats expérimentaux. En effet, il est très délicat, d'estimer les surfaces de contact entre le disque et la garniture d'autant plus que les zones de contact évoluent continuellement au cours du freinage.

Il a donc été proposé d'utiliser des paramètres thermiques permettant de tenir compte, d'une part, de la taille, de la forme et de l'évolution temporelle des localisations thermiques au-delà d'une température seuil fixée à 400°C, et d'autre part, de l'intensité thermique des localisations. Ainsi, les paramètres suivant ont été proposés :

- $Lr_{400}/(Rext-Rint)$: largeur radiale soumise à une température supérieure à 400°C, normalisée par la largeur radiale du disque (calculée à l'instant de température maximale).,
- $L\theta_{400}/(2\pi.R)$: longueur de l'arc angulaire soumise à une température supérieure à 400°C, normalisée par la circonférence correspondante au rayon considéré (calculée à l'instant de température maximale).,
- t_{400}/tf : temps durant lequel la température est supérieure à 400°C, normalisé par le temps de freinage,
- $\Delta T/\Delta t$: « vitesse » moyenne d'élévation de température,
- *Tmoy_ang* : température moyenne angulaire sur le cercle le plus chaud (calculée à l'instant de température maximale).

Il a été mis en évidence qu'à décélération fixée, les indicateurs [*Tmoy_ang*]*[$\Delta T/\Delta t$] et [t_{400}/tf]*[$Lr_{400}/(Rext-Rint)$]*[$L\theta_{400}/(2\pi.R)$] sont pertinents pour rendre compte de l'évolution des valeurs de travail plastique en présence de « cercle chaud ». L'extension de ces indicateurs aux cas de « points chauds sur cercles chauds » est tout à fait satisfaisante alors qu'elle demeure encore perfectible quant au positionnement des « points chauds macroscopiques ».

Le positionnement des résultats expérimentaux dans le graphe de « criticité » ainsi construit a permis de sélectionner les freinages les plus critiques vis-à-vis des risques de fissuration. Ce sont les freinages de ralentissements répétés à 20 kN (FRR100 à 104) qui apparaissent comme les plus sévères. La comparaison des garnitures G1, G2, G3 et G4 permet de hiérarchiser les garnitures G4 puis G2, puis G1 et G3 en termes de « criticité » vis-à-vis des risques

d'endommagement. La garniture G4 apparaît clairement comme étant la plus sévère de toutes. La garniture G2, elle, apparaît très sévère pour un nombre de freinages plus limité. Toutefois, la prise en compte du cumul des sollicitations thermiques sur le disque montre que la garniture G2 sollicite le disque systématiquement dans les mêmes zones alors que les autres garnitures conduisent à une migration des sollicitations thermiques sur disque. L'ensemble de ces résultats corroborent bien le fait que les garnitures G4 et G2 ont provoqué la fissuration des disques.

III-4 Conclusion du chapitre

Il a été proposé, dans ce chapitre, d'analyser les conséquences des sollicitations thermiques exercées par les garnitures sur les risques d'endommagement des disques. Pour cela, un calcul thermomécanique est mené avec détermination du travail plastique de cycles stabilisés de freinage-refroidissement. L'utilisation directe des thermographies infrarouges comme chargement thermique s'avère trop complexe. En effet, celui-ci apparaît très variable dans le temps et dans l'espace, ne permettant pas d'obtenir rapidement une sollicitation thermomécanique stabilisée. Les données expérimentales ne sont pas assez nombreuses pour pouvoir avoir une démarche statistique permettant de dégager un cycle thermique représentatif.
De ce fait, il a été choisi de modéliser des chargements thermiques simplifiés ou modèles s'approchant des types de localisations observés expérimentalement. Dans ce cas, le chargement thermique est calculé à partir de la donnée d'entrée qu'est le flux thermique entrant dans le disque au cours du freinage. Ce flux thermique est réparti suivant le type de localisation considéré. Le chargement thermique est toutefois supposé fixe sur le disque au cours du freinage et pour une succession de freinages. On se place donc dans un cas de figure simplifié et a priori plus sévère que la réalité. Les chargements modèles permettent de réaliser une batterie de calculs pour différentes configurations de freinage et de localisation thermique. L'influence prépondérante de la température est mise en évidence. Plus la température est élevée, plus le travail plastique est important. D'autres paramètres influents comme la décélération de freinage, la température moyenne angulaire, l'étendue des localisations et la « vitesse » d'élévation de la température ont pu être mis en évidence. La complexité de l'analyse réside principalement du fait que les paramètres identifiés sont souvent interdépendants.
Un graphe de « criticité » a pu être construit à partir des paramètres [$Tmoy_ang$]*[$\Delta T/\Delta t$] en fonction de [t_{400}/tf]*[$Lr_{400}/(Rext-Rint)$]*[$L\theta_{400}/(2\pi.R)$]. Il a pu être validé avec les résultats obtenus pour les chargements modèles. L'intérêt des indicateurs choisis réside dans leur facilité d'identification à partir des thermogrammes infrarouges expérimentaux. Ceci a permis d'une part de discriminer les freinages de ralentissements répétés à 20 kN comme étant les plus sévères, et d'autre part de comparer les garnitures entre elles. A l'issue de cette comparaison, il apparaît clairement que les garnitures G4 et G2 sont les plus sévères, G4 de manière systématique, G2 pour un nombre de freinages plus limité. Cette dernière voit sa « criticité » augmenter par l'analyse du cumul des sollicitations thermiques qui montre qu'elle sollicite le disque toujours dans les mêmes zones, et ceci de façon beaucoup plus nette que les autres garnitures. Les garnitures G1 et G3, quant à elles, sont positionnées, dans le graphe de « criticité » dans des zones beaucoup moins sévères que G4 et sollicitent le disque globalement sur des zones différentes d'un freinage à l'autre. Rappelons enfin que les garnitures G4 et G2 ont entrainé la fissuration des disques lors des essais d'endurance, avec coalescence de fissures pour la première et propagation en mode I avec une zone d'amorçage unique pour la seconde.

Chapitre IV

IV- Influence de la conception des garnitures sur la localisation thermique

Le chapitre IV présente les études réalisées dans le cadre du projet CrisFis afin d'analyser les paramètres « garniture » influents sur la formation des localisations thermiques, dans le but de proposer des voies d'amélioration pour la conception de garnitures diminuant les risques de fissuration. La première partie de ce chapitre synthétise les résultats obtenus par J. Wong afin de mettre en évidence le rôle crucial de la conception de la garniture vis-à-vis de la répartition des pressions de contact sur le disque et donc sur la formation des localisations thermiques. La deuxième partie présente les études paramétriques que nous avons mises en œuvre afin de proposer des préconisations vis-à-vis des caractéristiques thermiques et mécaniques des garnitures. Enfin, la troisième partie constitue l'analyse complète du comportement de deux nouvelles garnitures de conception radicalement différente de celles étudiées dans les chapitres précédents.

IV-1 Modélisation 3D disque / garniture : prise en compte de la géométrie et des caractéristiques thermiques et mécaniques des garnitures

IV-1.1 Présentation du modèle 3D pour « cercles chauds » : algorithme mis en œuvre

Cette partie présente des résultats obtenus par J. Wong dans le cadre de sa thèse **[Wong_07]**. Ces résultats ont été obtenus grâce à un modèle 3D du système de freinage tenant compte de la géométrie du disque et de sa fixation, des garnitures et du porte-garniture, la timonerie étant modélisée par des éléments rigides 1D (**figure 4-1**). Ce modèle a été entièrement créé par J. Wong pour étudier l'aspect « structure » de la problématique en y intégrant le contact entre le disque et la garniture **[Wong_07]**.

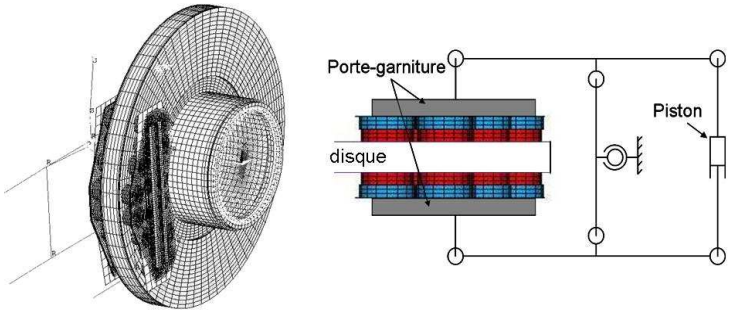


Figure 4-1 : Modélisation du système de freinage et de la cinématique de la timonerie **[Wong_07]**

Le principe du modèle est de prendre en compte à chaque instant l'évolution du contact disque-garniture. La répartition de pression de contact permet de calculer et d'appliquer le flux de chaleur créé par le frottement (le coefficient de frottement est supposé constant), avec un partage entre la garniture et le disque. Une schématisation de l'algorithme est présentée dans la **figure 4-2**.
Un calcul mécanique initial vise à déterminer au premier instant du freinage la répartition de la pression de contact entre le disque et la garniture.

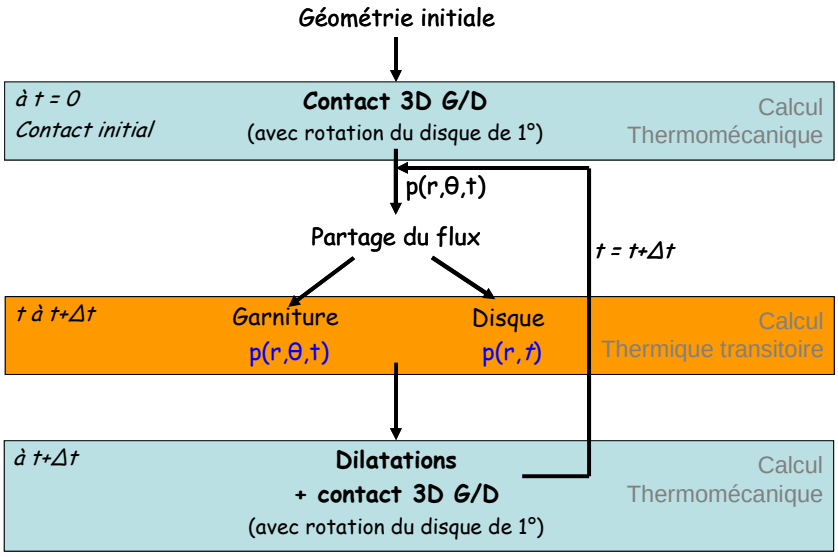


Figure 4-2 : Algorithme du modèle thermomécanique 3D type « cercles chauds » **[Wong_07]**

Ensuite, le flux thermique résultant du contact est utilisé comme donnée d'entrée pour un calcul thermique transitoire, mené parallèlement sur le disque et sur la garniture, pendant un intervalle de temps déterminé Δt, en considérant :

$$\Phi_t = f \,.\, N \,.\, V_{moy}$$

où Φ_t est le flux thermique total, N l'effort de freinage, V_{moy} la vitesse linéaire du rayon moyen du disque, f le coefficient de frottement.
A chaque itération, chaque paramètre du freinage (effort de freinage, vitesse…) est déterminé à partir d'un tableau de valeurs en fonction du temps. Le flux total est donc recalculé à chaque étape en fonction de l'*effort de freinage*, de la *vitesse linéaire du rayon moyen du disque* et du *coefficient de frottement.* La répartition du flux thermique entre le disque et la garniture est calculée à partir des effusivités des matériaux ainsi que des surfaces frottantes du disque et de la garniture.
Le flux de chaleur est calculé en chaque nœud en fonction de la répartition de la pression de contact. Ce flux est ensuite appliqué à chaque nœud de la garniture en contact avec le disque dans un calcul thermique 3D, alors que, côté disque, un cumul circonférentiel du flux thermique est effectué et appliqué au modèle 2D axisymétrique correspondant (hypothèse de cercles chauds). Le calcul thermique transitoire permet ensuite de déterminer les champs de température dans le disque et dans la garniture. La résolution thermomécanique permet d'accéder aux déformations du disque et de la garniture dues à ce champ thermique et, par suite, à la nouvelle distribution des pressions de contact entre le disque et la garniture qui sera utilisée pour le pas de temps suivant. Le calcul est ainsi mené de manière incrémentale. Précisons que, du fait de la modélisation 2D axisymétrique du disque, ce modèle ne peut reproduire que des cercles chauds et ne permet donc pas de reproduire des points chauds.

IV-1.2 Champs de température et de pression obtenus pour les garnitures G1, G2, G3 et G4

Afin d'étudier l'influence des garnitures G1, G2, G3, G4 sur les champs de température et de pression calculés, les propriétés thermiques et mécaniques des garnitures ont été identifiées. La géométrie réelle des garnitures et le mode de fixation des plots sur leur plaque-support ont été considérés et caractérisés à l'aide d'essais de flexion. De plus, le module de compression, le coefficient de dilatation thermique, la conductivité thermique, la capacité calorifique massique et la masse volumique du matériau de friction constituant les plots ont été identifiés pour chaque garniture **[Wong_07]**.

IV-1.2.1 Répartition du champ de température

Un freinage de ralentissement de 300 à 220 km/h avec un effort normal de 20 kN a été simulé, en considérant une température initiale uniforme de 120°C (condition d'enchaînement des freinages durant les essais au banc). Le coefficient de frottement a été choisi uniforme, constant et égal à 0,3 pour toutes les garnitures. La **figure 4-3** récapitule les résultats obtenus pour les 4 garnitures en termes de température atteinte dans les plots et dans le disque à la fin du freinage de ralentissement considéré.
En tout début de freinage, chaque garniture conduit à deux cercles chauds sur chaque face du disque. Ce phénomène est dû à la distribution radiale du flux issu des pressions de contact directement liée à la présence de la queue d'aronde à l'arrière de la garniture au dos de laquelle l'effort n'est pas transmis. En effet, le disque modélisé étant initialement parfaitement plan, aux premiers instants du freinage, la distribution du flux est directement dépendante de cette distribution de pression dite « *à deux bosses* ». Le nombre et la position des cercles chauds pour chacune des deux faces évoluent ensuite au cours du freinage selon les propriétés de la garniture.
En fin de freinage, on remarque que la garniture G1 entraîne, et ceci de manière significative, les températures les moins élevées dans le disque, mais aussi dans les plots qui la composent (380°C au maximum). Comparée aux autres garnitures, une grande partie des plots est en contact avec le disque, le flux est donc mieux réparti sur le disque et dans les plots que das le cas des autres garnitures. Le cas extrême est obtenu avec la garniture G2 avec seulement 2 à 3 plots en contact avec le disque et une température de 1400°C atteinte en surface de plot. Cette extrême localisation du flux devrait être atténuée par la prise en compte des effets d'usure qui ne sont pas considérés dans le modèle. Néanmoins, ces résultats montrent des différences significatives de comportement des garnitures et corroborent les observations faites expérimentalement à partir des mesures de température dans les plots.

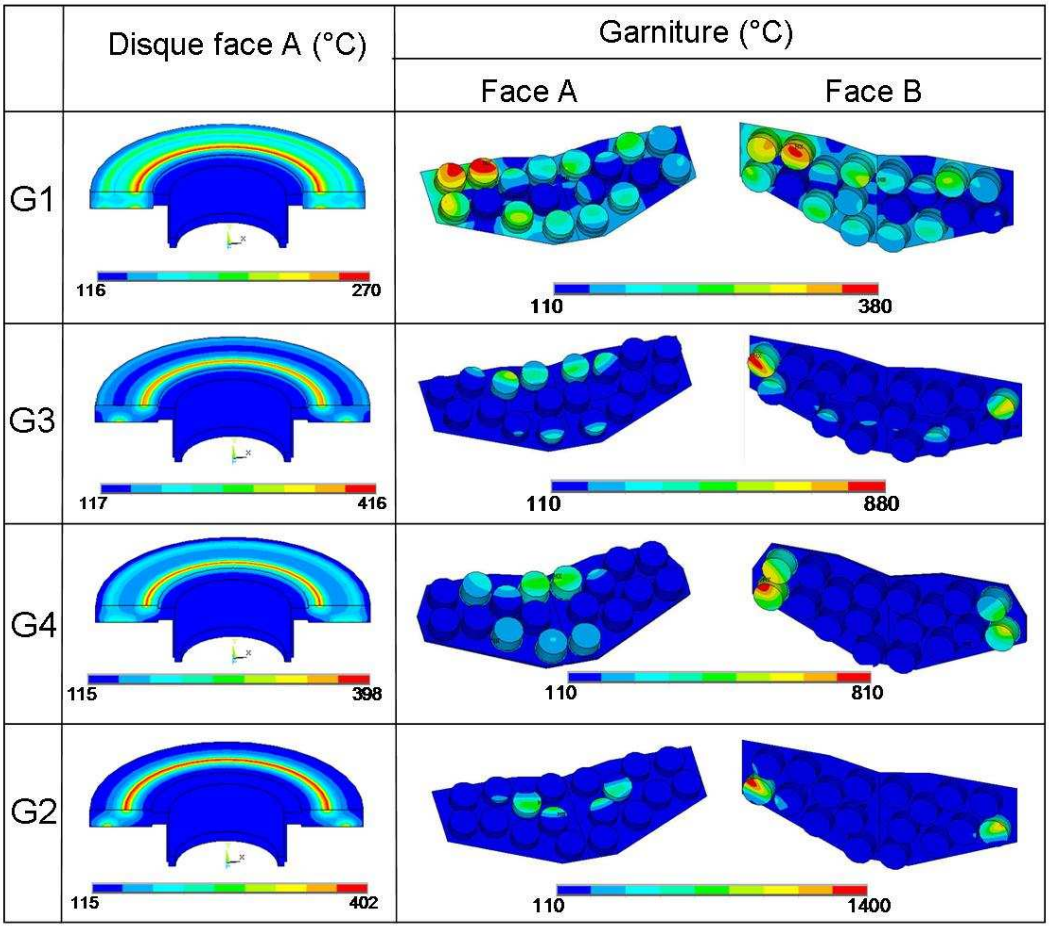


Figure 4-3 : Gradients thermiques observés à la fin d'un freinage de ralentissement de 300 à 220 km/h avec une force d'application de 20 kN **[Wong_07]**

IV-1.2.2 Distribution des champs de pression

La **figure 4-4** présente la distribution des pressions de contact entre le disque et la garniture au bout de 4 secondes (temps de mise en pression) ainsi qu'en fin de freinage. Le champ de température sur le disque à la fin du freinage est y aussi représenté à droite de la figure.
On remarque que, dès les premiers instants de freinage, la garniture G1 favorise une meilleure répartition de pression sur le disque. En fin de freinage, cet avantage est encore plus flagrant, alors que les autres garnitures ont tendance à entraîner des localisations de pression qui peuvent être très marquées, sur une même circonférence, entraînant un unique cercle chaud sur le disque. En fin de freinage, seuls quelques plots des garnitures G3, G4 et G2 sont en contact avec le disque, le flux thermique est alors sévèrement localisé sur le disque, ces garnitures conduisant aux plus hautes températures sur le disque.

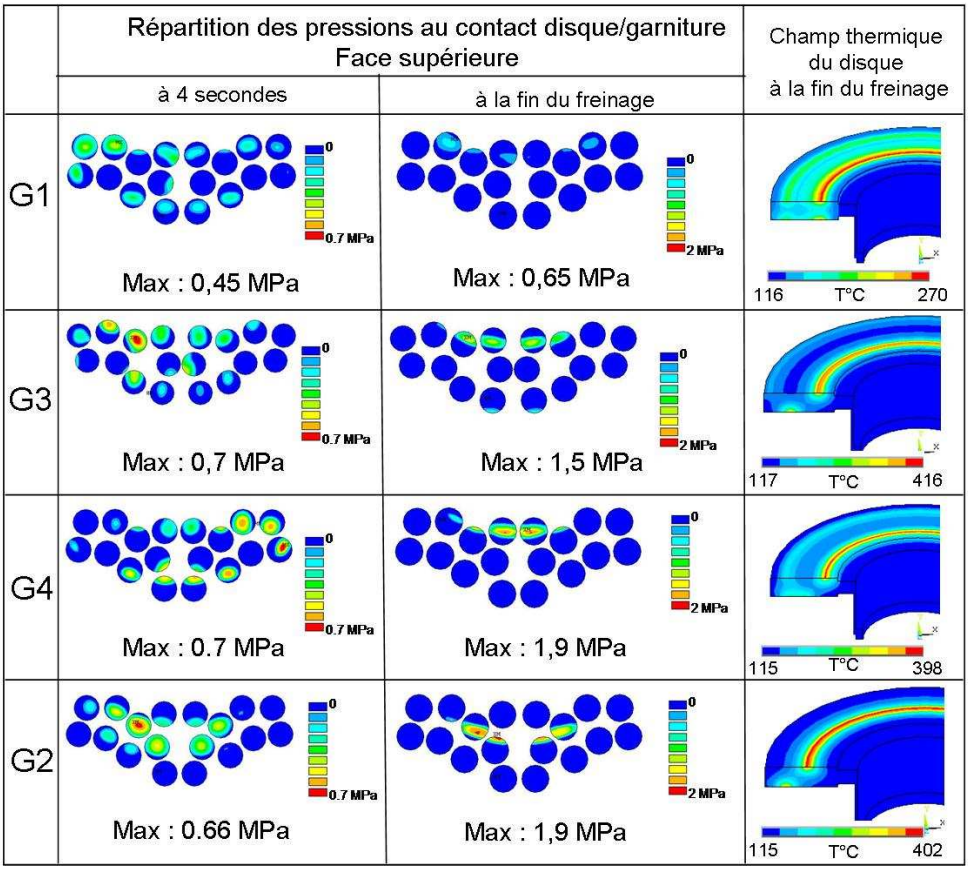


Figure 4-4 : Répartition des pressions au contact disque/garniture pendant un freinage de ralentissement de 300 à 220 km/h avec une force d'application de 20 kN et champ thermique du disque en fin de freinage **[Wong_07]**

IV-1.3 Synthèse

Le modèle 3D complet du système disque-garniture permet de mettre en évidence l'influence de la conception des garnitures sur la répartition des pressions de contact sur le disque. Or, toute localisation de pression engendre des localisations thermiques qui sont dommageables pour la tenue en fatigue du disque. Il est donc très important de tenir compte de l'effet de structure des garnitures.

Sur la base des résultats obtenus en termes de pression de contact maximale, d'homogénéité du champ de température et du niveau de température maximale atteinte, les garnitures peuvent être classées dans l'ordre croissant de sévérité suivant : G1-G3-G4-G2 (rappelons que les garnitures G4 et G2 ont conduit à la fissuration de disques).

Dans le but d'identifier les paramètres des garnitures prépondérants sur la formation de ces localisations, des études paramétriques sont proposées. Le modèle 3D complet engendrant des temps de calculs trop élevés, il est proposé d'étudier l'influence des propriétés thermiques et mécaniques des matériaux de garnitures à l'aide de modèles simplifiés.

IV-2 Etude de sensibilité des propriétés thermiques et mécaniques des matériaux de friction

Dans cette section, on présente les résultats d'études paramétriques sur les propriétés thermiques et mécaniques des matériaux de friction réalisées avec deux modèles simplifiés. Le premier est un modèle 2D thermique d'un plot qui permet d'analyser les niveaux de températures atteints en fonction de la conductivité thermique, de la capacité calorifique massique et de la masse volumique. Le second est un modèle 2D mécanique d'une garniture simplifiée qui permet d'étudier la répartition des pressions de contact en fonction du module de compression des plots et de la rigidité de la plaque-support des plots.

IV-2.1 Influence des propriétés thermiques

De par ses dimensions et ses caractéristiques thermiques, le disque joue le rôle de « puits » de chaleur. Le pourcentage de flux thermique évacué par les garnitures est de l'ordre de 5 à 10% du flux total de freinage. Par conséquent, les caractéristiques thermiques des garnitures ne seront pas jugées sous l'angle de la capacité à évacuer du flux thermique mais sur l'influence qu'elles ont sur les niveaux de température atteints au sein du matériau de friction.

IV-2.1.1 Présentation du modèle thermique 2D simplifié

Le plot est modélisé en éléments thermiques quadratiques 2D à 4 nœuds. La taille maximale des éléments est de 2 mm de côté avec une diminution progressive jusqu'à 0,1 mm à la surface pour une meilleure précision. Le flux est appliqué sur la surface de friction et un coefficient de convection dans l'air de 20 $W.m^{-2}.K^{-1}$ est imposé sur les bords libres. L'hypothèse que tous les plots sont en contact avec le disque a été prise, le flux est donc considéré comme uniformément réparti sur les 36 plots. Le flux thermique dépend du coefficient de frottement qui modifie la durée du freinage et donc le flux maximum (**figure 4-5**). Le partage du flux entre la garniture et le disque dépend quant à lui de l'effusivité des matériaux du disque et de la garniture ainsi que des surfaces en contact (cf. § I-B.2.2). Il est appliqué comme décrit sur la **figure 4-5** et un calcul thermique transitoire permet de déterminer en chaque point la température à chaque instant.

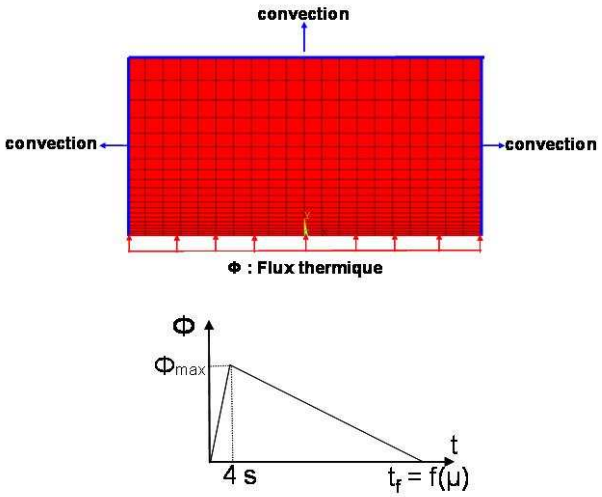


Figure 4-5 : Modèle thermique simplifié 2D d'un plot de garniture

Il a été choisi d'étudier l'évolution des températures sur l'axe central du plot en relevant les températures des points situés à la surface de friction, à 8 mm de profondeur et sur la base des plots. Plusieurs calculs ont été menés successivement en faisant varier un seul paramètre à la fois pour en étudier l'influence, les autres étant maintenus constants.

IV-2.1.2 Influence de la conductivité thermique λ

La **figure 4-6** montre l'influence de la conductivité thermique λ, les coefficients μ, ρ et Cp étant maintenus constants et égaux respectivement à 0,42, 5620 kg.m^{-3} et 300 J.kg^{-1}.K^{-1}.

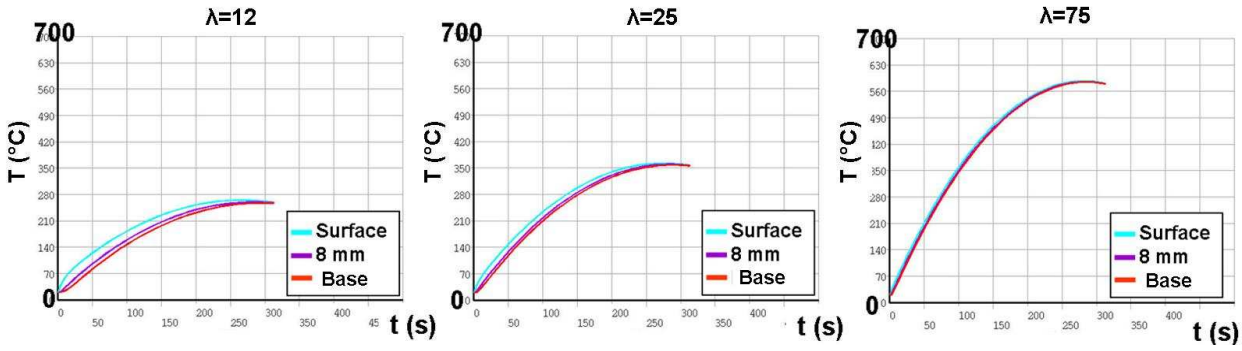


Figure 4-6 : Influence de la conductivité thermique du matériau de friction (en W.m^{-1}.K^{-1})

On observe qu'une augmentation de la conductivité thermique d'un facteur 6 (de 12 à 75 W.m^{-1}.K^{-1}) entraîne une augmentation importante de la température globale du plot (de 270°C à 600°C), tout en diminuant le gradient thermique entre la surface et la base du plot. Cette élévation est liée à une plus grande absorption du flux généré au contact avec le disque. De plus, le gradient reste relativement faible, indiquant qu'une valeur réduite de la conductivité thermique est plutôt favorable.

IV-2.1.3 Influence de la capacité calorifique massique Cp

La **figure 4-7** montre l'influence de la chaleur spécifique Cp, les coefficients λ, μ et ρ étant maintenus constants et égaux respectivement à 50 W.m^{-1}.K^{-1}, 0,42 et 5620 kg.m^{-3}.
On observe qu'une augmentation de la chaleur spécifique d'un facteur 2 diminue d'une centaine de degrés la température globale dans le plot, en augmentant (mais faiblement) le gradient thermique dans celui-ci. Ce phénomène est attribuable au fait que l'effusivité, qui conditionne le partage de flux entre le disque et la garniture, s'exprime en $\sqrt{C_p}$, tandis que la diffusivité, qui conditionne la diffusion du flux dans le matériau, varie en $1/C_p$. Une valeur élevée de C_p est donc favorable.

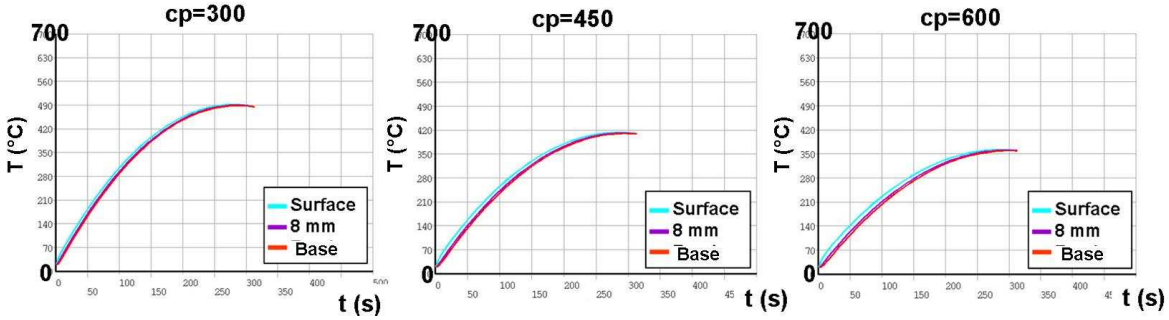


Figure 4-7 : Influence de la chaleur spécifique du matériau de friction (en J.kg^{-1}.K^{-1})

IV-2.1.4 Influence de la masse volumique ρ

La **figure 4-8** montre l'influence de la masse volumique ρ, les coefficients λ, μ et Cp étant maintenus constants et égaux respectivement à 50 $W.m^{-1}.K^{-1}$, 0,42 et 300 $J.kg^{-1}.K^{-1}$.
On observe cette fois qu'une augmentation de la masse volumique d'un facteur 3 entraîne une diminution assez sensible de la température globale dans le plot (de 630°C à 420°C), sans modifier ou à peine le gradient thermique. ρ et Cp ont des influences concordantes, ce qui est logique puisque l'effusivité, qui conditionne le partage de flux entre le disque et la garniture, s'exprime en $\sqrt{\rho}$, tandis que la diffusivité, qui conditionne la diffusion du flux dans le matériau, varie en $1/\rho$. Une valeur élevée de ρ est donc également favorable.

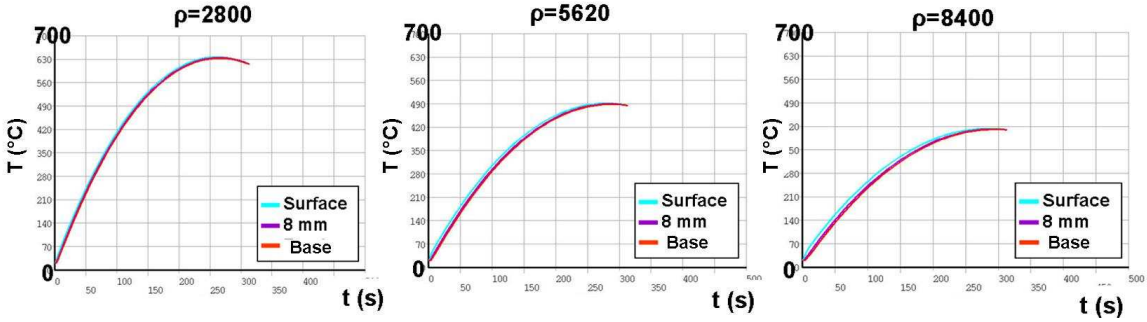


Figure 4-8 : Influence de la masse volumique sur la température dans le matériau de friction (en $kg.m^{-3}$)

IV-2.2 Influence des propriétés mécaniques

Les résultats présentés dans cette partie sont issus de travaux que j'ai menés en collaboration avec J. Wong dans le cadre du projet CrisFis **[Wong_07]**. L'influence du module de compression des plots ainsi que de la rigidité en flexion des garnitures est ici étudiée.
L'influence du coefficient de dilatation thermique, quant elle, est bien connue. En effet, la dilatation provoque un phénomène de localisation thermique du fait de la déformation des surfaces de contact. Un coefficient de dilatation faible conduira donc à un meilleur comportement thermomécanique des garnitures.

IV-2.2.1 Présentation du modèle mécanique 2D simplifié

Un modèle 2D simple du couple disque-garniture, selon un plan de coupe radial du disque, a été réalisé afin de mettre en évidence les différences de comportement au niveau du contact en fonction des caractéristiques mécaniques de la garniture (**figure 4-9**).
Le porte-garniture, la plaque-support, les plots et le disque sont modélisés avec des éléments quadratiques 2D à 4 nœuds. Les plots sont discrétisés par des éléments de 2 mm de côté et la plaque par des éléments de 0,5×2 mm². L'étude étant orientée vers le comportement de la garniture, le disque et le porte-garniture sont considérés infiniment rigides et modélisés par des éléments de 5 mm de côté.
Deux cas sont considérés pour le disque : d'abord une géométrie plane pour étudier le cas d'un disque neuf, puis une géométrie « bombée » pour analyser le comportement de la garniture dans le cas d'un disque déformé ; la surface du disque est alors un arc dont le rayon de courbure est de 5 m correspondant à une bosse de type « point chaud » de 0,5 mm de hauteur. Un algorithme de contact de type Lagrangien Augmenté est utilisé dans les zones de contact entre le porte-garniture et la plaque ainsi qu'entre les plots et le disque.

Les conditions aux limites sont les suivantes : la ligne de symétrie du disque est bloquée en translation suivant x et y, et un nœud de la plaque est bloqué en translation suivant x pour lui laisser un maximum de liberté correspondant aux degrés de liberté que lui donne la timonerie. Enfin, une pression uniforme de 0,8 MPa est appliquée sur la face supérieure du porte-garniture.

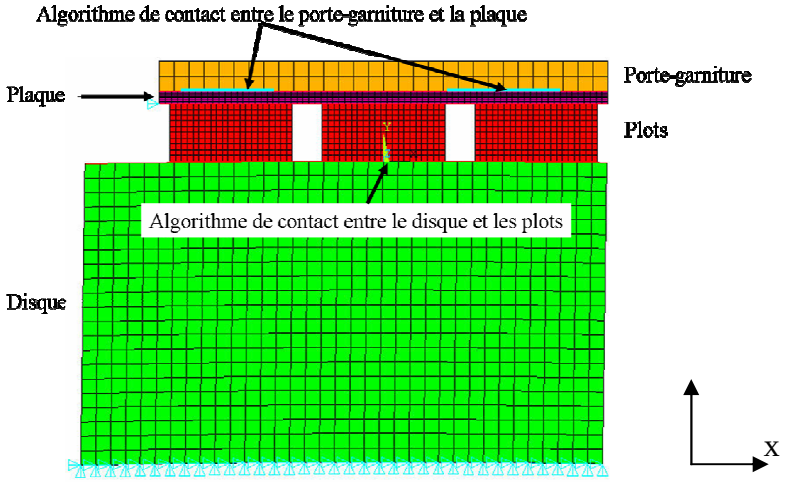


Figure 4-9 : Modèle simplifié 2D du contact disque-garniture

IV-2.2.2 Influence du module de compression des plots et de la rigidité de la plaque-support des plots

Cas d'un disque plan

La **figure 4-10** donne, dans le cas d'un disque plan, la répartition des pressions de contact obtenue pour différentes valeurs d'épaisseur de plaque et de module de compression du matériau fritté. Un module de compression du plot faible et une plaque épaisse conduisent à un champ de pression homogène. En effet, une plaque rigide tend à uniformiser la pression au dos des plots. A l'inverse, un module de compression du plot plus élevé et une plaque plus fine favorisent un profil de pression à « deux bosses ».

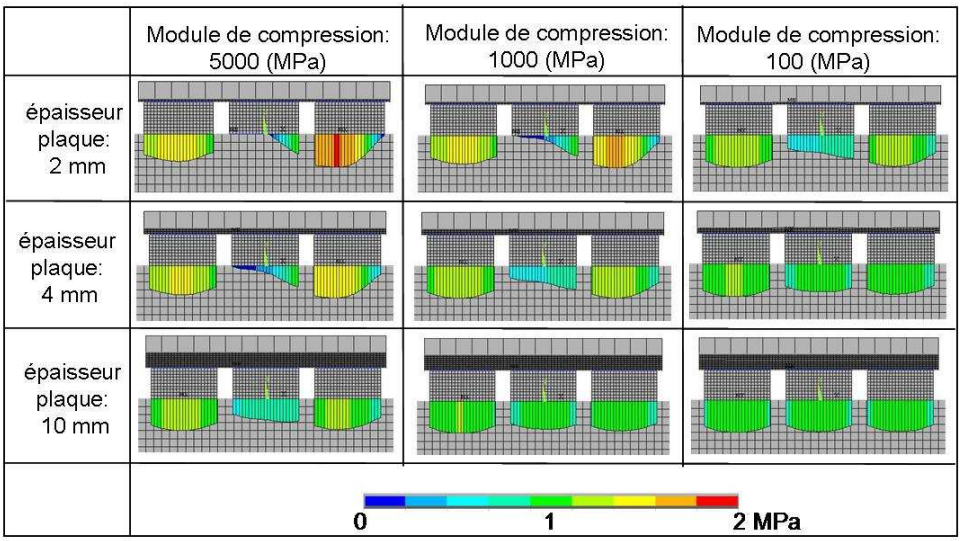


Figure 4-10 : Répartition de la pression de contact dans le cas d'un disque plan pour différentes valeurs d'épaisseur de plaque et de module de compression du matériau de friction

Cas d'un disque déformé

Dans le cas d'un disque déformé, l'influence de la compressibilité du matériau de friction est encore plus accentuée. La **figure 4-11** montre que quelle que soit la rigidité de la plaque-support, un module de compression faible favorise une bonne répartition du contact entre le disque et la garniture.
Par contre, a contrario des résultats précédents, on s'aperçoit qu'une plaque plus épaisse tend à localiser les efforts sur le haut de la bosse du disque ; cette configuration n'est donc pas idéale dans ce cas. En effet, une plaque trop rigide ne permet pas aux plots d'épouser les déformations éventuelles du disque et donc de répartir l'effort de freinage sur tous les plots. Il apparaît ainsi que la rigidité de la plaque doit se situer dans des valeurs intermédiaires, ni trop faibles, ni trop élevées.

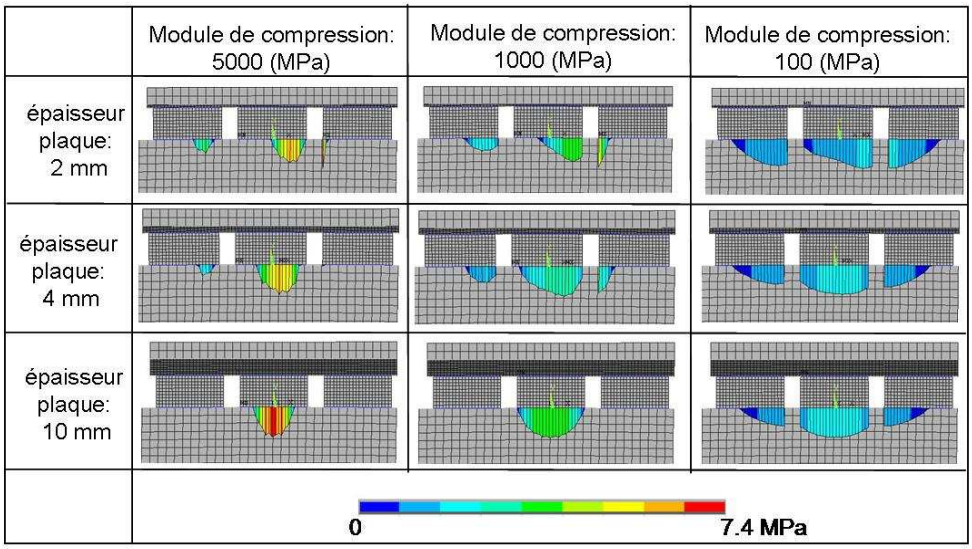


Figure 4-11 : Répartition de la pression de contact dans le cas d'un disque déformé pour différentes valeurs d'épaisseur de plaque et de module de compression du matériau de friction

IV-2.3 Préconisations pour la conception de garnitures améliorées vis-à-vis des risques d'endommagement du disque

Les résultats présentés ci-dessus ont permis de proposer des voies d'améliorations des garnitures aux partenaires industriels du projet CrisFis.
La **figure 4-12** synthétise les préconisations faites concernant les propriétés thermiques et mécaniques du matériau de friction et de la garniture. De plus, la prépondérance de ces préconisations les unes par rapport aux autres est proposée en fonction de leur sensibilité sur les résultats et sur leur faisabilité techniques.

paramètres	λ	Cp	ρ	α	Module de compression des plots	Rigidité en flexion de la garniture
Préconisations vis-à-vis des localisations et de l'échauffement	↘	↗	↗	↘	↘	→ (intermédiaire)
Prépondérance de la préconisation vis-à-vis de la faisabilité	-	-	-	+	+	++

Figure 4-12 : Récapitulatif des préconisations sur les garnitures pour limiter les échauffements et les localisations (λ : conductivité thermique, Cp : capacité calorifique massique, ρ : masse volumique, α : coefficient de dilatation thermique)

Du point de vue thermique, des niveaux de température trop élevés dans les plots entraînent une détérioration accélérée du matériau fritté et une accélération de l'usure. Il est donc préférable de favoriser un produit $\rho.Cp$ élevé et une conductivité thermique λ faible des matériaux de friction. Etant donné les gammes actuellement limitées des caractéristiques thermiques des matériaux frittés, il est préférable de s'attacher en priorité à améliorer les propriétés mécaniques des garnitures. L'influence des caractéristiques mécaniques est prépondérante, en l'état actuel des choses, pour garantir une meilleure répartition des pressions de contact sur le disque.
Du point de vue mécanique, les garnitures doivent favoriser une répartition de pression de contact la plus homogène possible. Pour ce faire, le coefficient de dilatation du matériau de friction doit être le plus faible possible pour éviter d'accentuer les phénomènes de localisation du contact. Le module de compression des plots doit être faible. De plus, un compromis au niveau de la rigidité de la plaque-support est à trouver car même si une plaque rigide permet une meilleure distribution de l'effort au dos des différents plots, une certaine flexibilité permet de mieux « épouser » les déformations du disque. Ceci est illustré par la **figure 4-13** représentant un digramme qualitatif permettant de positionner les garnitures en fonction de leurs valeurs de module de compression et de leur rigidité en flexion. La zone jaune regroupe l'ensemble des solutions technologiques alliant à la fois un module de compression des plots faible et une rigidité en flexion de la garniture optimale. Plus on se positionnera loin de la zone jaune, moins bon sera le comportement résultant.

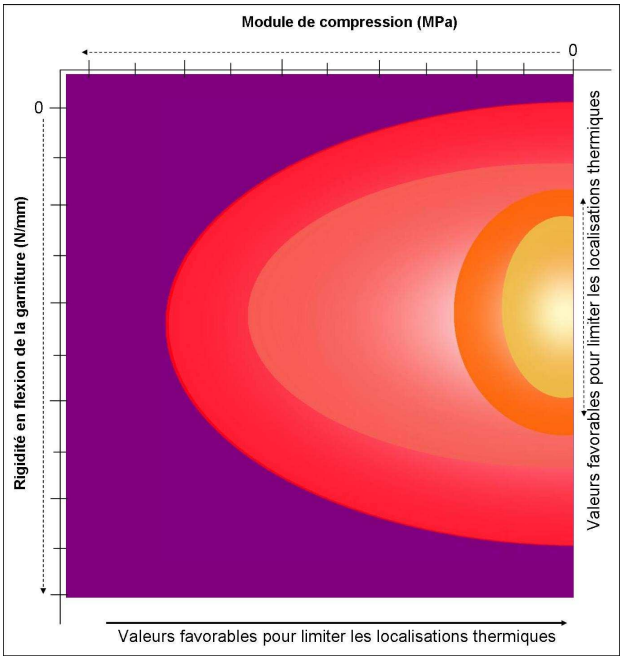


Figure 4-13 : Diagramme qualitatif de l'influence du module de compression et de la rigidité en flexion des garnitures sur les localisations thermiques

En pratique, pour l'élaboration de leurs produits, les fabricants de garnitures sont limités par la nature des constituants disponibles et/ou utilisés qui doivent répondre aussi à d'autres contraintes notamment tribologiques et qui peuvent s'opposer à la baisse recherchée du module de compression des plots par exemple. L'ajout d'une sous-couche ou encore d'un système flexible entre le matériau de friction et la plaque-support sont des solutions alternatives qui peuvent permettre de mieux répartir l'effort de freinage entre les plots de la garniture, ceci même avec un module de compression du matériau élevé du matériau de friction.

IV-3 Comportement thermomécanique de garnitures industrielles et conclusions relatives aux risques de fissuration

Dans le cadre du projet CrisFis, il a été proposé de tester deux garnitures de conception assez différente des 4 premières (G1, G2, G3, G4). Celles-ci seront nommées G5 et G6. On se propose d'analyser les performances de ces garnitures, tant d'un point de vue confrontation avec les préconisations d'amélioration précédentes que du point de vue de leur comportement thermique et de leur « criticité » potentielle vis-à-vis des risques de fissuration. De plus, le comportement de ces garnitures sera comparé aux 4 premières (G1, G2, G3, G4).

IV-3.1 Présentation des garnitures industrielles : géométrie et mode d'assemblage des garnitures

Une campagne d'essais spécifiques a ainsi été réalisée, la séquence d'essais retenue est discutée ultérieurement, étant appliquée aux deux nouvelles garnitures G5 et G6, d'une part, et à la garniture G2, d'autre part, à titre de référence.
Les trois garnitures présentées sur la **figure 4-14** (G2, G5, G6) sont très différentes de par la composition et la géométrie de leur matériau de friction et le mode de fixation de ce matériau sur leur plaque-support. Seule la queue d'aronde permettant le montage sur le reste de la timonerie est identique pour les trois garnitures afin d'assurer l'interchangeabilité.

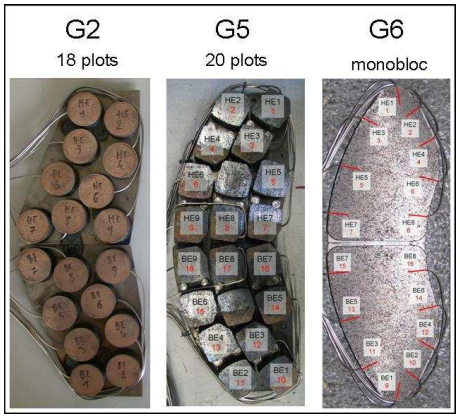


Figure 4-14 : Vue d'ensemble des garnitures G2, G5, G6

La **figure 4-15** présente avec plus de détails le mode de fixation des plots sur la ou les plaques-support pour les différentes garnitures.
Le matériau de la garniture G2 est fritté dans une enveloppe métallique soudée à la plaque-support sur laquelle la queue d'aronde est elle-même soudée en 6 points sur l'autre face. Cette garniture, choisie pour servir de référence, a été décrite en détails dans les chapitres I et II. Les plots de la garniture G5 sont constitués de deux matériaux de friction. Ils sont sertis par paire sur une plaque de 2 mm d'épaisseur, elle-même assemblée avec une contre-plaque et sertie avec un « lardon » sur la plaque-support de la queue d'aronde. L'ensemble « lardon », plaque-support des paires de plots et contre-plaque constitue un système déformable de type palonnier permettant une grande souplesse et une certaine articulation des plots lors de l'application de la garniture sur le disque. Pour la garniture G6, le matériau fritté monobloc est brasé sur une plaque-support de 4 mm d'épaisseur.

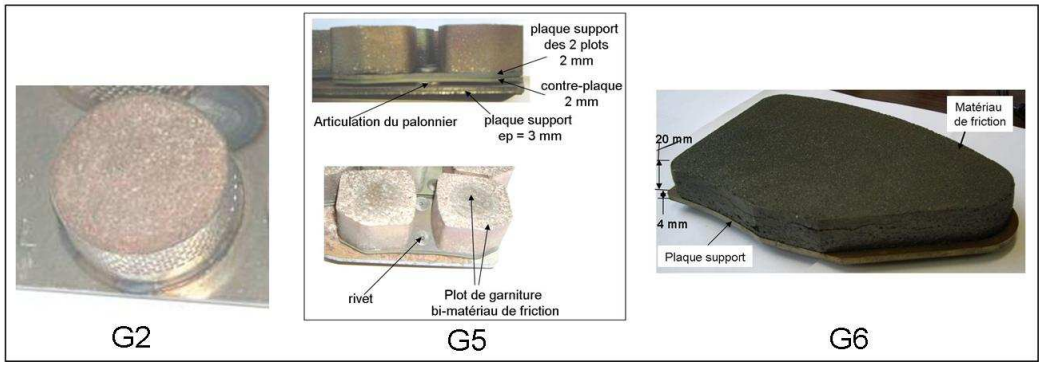


Figure 4-15 : Mode de fixation des plots

IV-3.2 Caractéristiques mécaniques des garnitures

Dans cette partie, nous présentons les résultats des mesures du module de compression des matériaux de friction des garnitures G6 et G5 ainsi que leur rigidité en flexion. Ces grandeurs, qui permettent d'évaluer la capacité de la garniture à répartir au mieux la pression de contact sur le disque, influent très fortement sur les performances thermomécaniques comme on l'a vu grâce aux analyses paramétriques. Ces grandeurs sont comparées à celles mesurées pour les 4 garnitures de référence (G1, G3, G4, G2) dans les mêmes conditions expérimentales. Les protocoles, dispositifs et résultats expérimentaux relatifs à la mesure du module de compression des plots et à la mesure de la rigidité en flexion des garnitures sont présentés dans l'**Annexe III**.
La **figure 4-16** présente les valeurs moyennes du module de compression des matériaux de friction et de la rigidité globale en flexion des garnitures. Pour la garniture G5, le module de compression correspond à un module équivalent prenant en compte le comportement du système flexible situé à l'arrière des plots (module de compression équivalent).

	G1	G3	G4	G2	G5	G6
Module de compression du matériau de friction (MPa)	1100	3300	4300	4500	107 *	3465
Rigidité en flexion (N/mm)	13833	12461	19553	11207	9773	46430

* Module de compression équivalent

Figure 4-16 : Valeurs de module de compression et de la rigidité en flexion pour les différents types de garnitures, mesurées suivant le protocole défini en **Annexe III**

La **figure 4-17** permet de situer les différentes garnitures dans un diagramme Module de compression-Rigidité en flexion, tel que proposé dans le paragraphe IV-2.3 (**figure 4-13**).
On constate que la garniture G6 a un module de compression du même ordre de grandeur que les garnitures G3, G4, G2 mais qu'elle présente la rigidité de flexion la plus grande. La garniture G5 a les valeurs de module de compression équivalent et de rigidité en flexion les plus faibles. Les garnitures G1, G3, G4, G2 ont des rigidités proches mais la garniture G1 se détache des trois autres par un module de compression nettement plus faible se rapprochant le plus de la garniture G5.
Dans le paragraphe §IV-2.3, une valeur faible de module de compression était préconisée afin de garantir une bonne répartition des pressions de contact et donc du flux thermique sur la surface du disque. Dans un second temps, la nécessité de trouver un compromis pour la rigidité en flexion des garnitures était aussi abordée. En effet, il était préconisé, d'une part, d'avoir une garniture assez rigide pour assurer la transmission de l'effort de compression au dos de chaque plot et d'autre part d'avoir une garniture avec une certaine souplesse afin

d'épouser au mieux les déformations de la piste de frottement d'où le dégradé de couleur sur la figure, la zone-cible étant la zone jaune.
Commençons par placer les 4 garnitures G1, G2, G3, G4. Si ces 4 garnitures ne se distinguent guère en termes de rigidité en flexion, elles se caractérisent par des valeurs de modules de compression très différentes. La garniture G1 avec la valeur la plus basse se rapproche de la zone-cible. Tandis que la garniture G3 se situe dans une zone intermédiaire, les garnitures G2 et G4 se positionnent clairement dans la zone violette la plus éloignée des préconisations faites.
Les comportements des 4 garnitures G1, G2, G3, G4, amplement décrits dans les parties précédentes, en termes de répartition de pression, localisations thermiques, « criticité » vis-à-vis du risque de fissuration, fissuration effective des disques pour G2 et G4, tout ceci conduit à corroborer la justesse de nos préconisations et la possibilité de recourir au diagramme de la **figure 4-17** pour tenter une prédiction du comportement d'une nouvelle garniture.
Plaçons maintenant les garnitures G5 et G6. La garniture G5, avec un module de compressions équivalent très faible (le plus faible des 6), se rapproche le plus de nos préconisations même si le compromis en termes de rigidité en flexion n'est pas encore optimal. En revanche, la garniture G6, avec un module de compression pltôt élevé mais surtout avec une valeur de rigidité en flexion très élevée, est la garniture qui s'éloigne le plus de nos préconisations.
On peut donc s'attendre à ce que la garniture G5 ait le comportement le plus favorable en termes de localisations thermiques, de niveau de température atteint et de « criticité » vis-à-vis des risques de fissuration, et, qu'au contraire, la garniture G6 ait un comportement très défavorable.

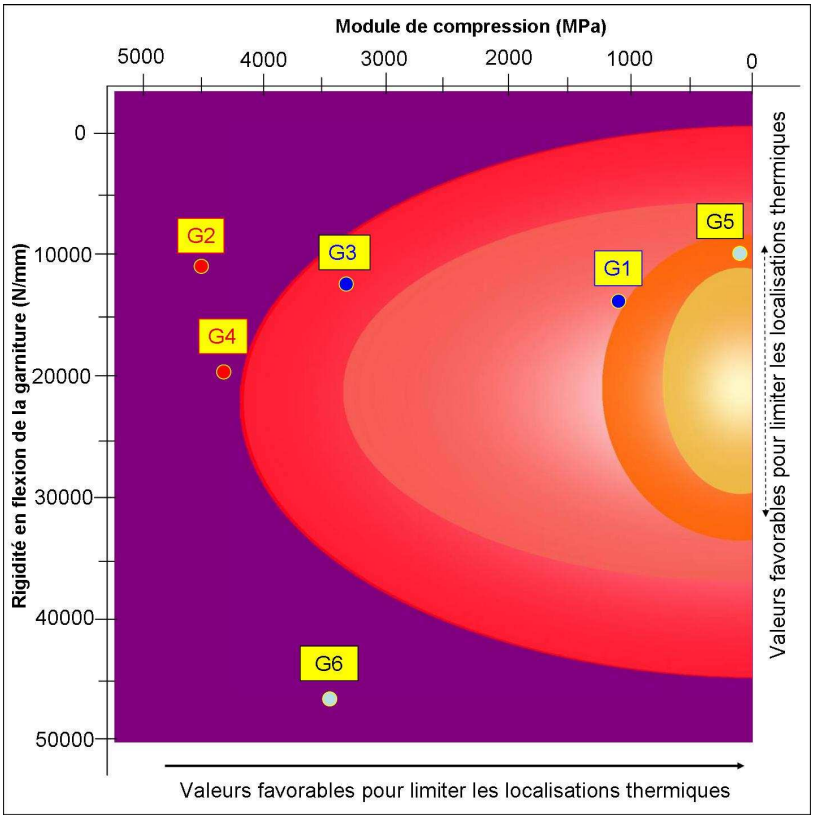
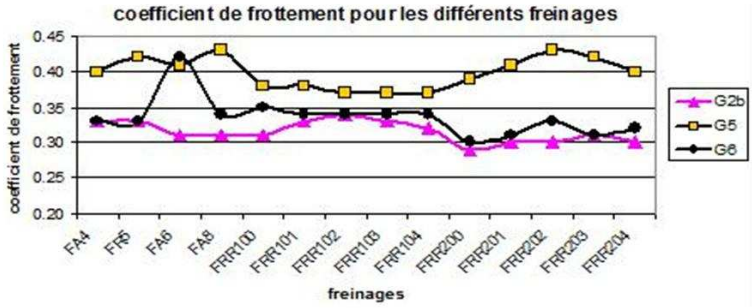


Figure 4-17 : Positionnement des garnitures en fonction de leur rigidité en flexion et du module de compression équivalent de leurs plots

Dans le but de vérifier ou non ces prévisions quant au comportement des nouvelles garnitures G6 et G5, des essais de freinage au banc d'essai à échelle 1 ont été réalisés afin de déterminer les signatures thermiques de ces nouvelles garnitures en les comparant à la garniture G2 servant de référence.

IV-3.3 Analyse et comparaison des signatures thermiques des garnitures G2b, G5 et G6

Cette partie présente les résultats issus du traitement des mesures effectuées lors des essais. A noter que, pour chaque garniture, sa signature thermique a été établie en se basant sur quelques freinages caractéristiques détaillés en **Annexe IV**. Une même séquence de 15 freinages est répétée trois fois. Le protocole et le dispositif expérimental des essais sont très proches de ceux déjà utilisés dans le chapitre II. La garniture G2 servant de référence aux essais présentés ci-dessous est notée G2b afin de la différencier de celle testée dans le chapitre II.
En premier lieu, il est important de connaître le coefficient de frottement des garnitures. C'est en effet le paramètre le plus important pour l'exploitant ferroviaire puisqu'il conditionne le respect des distances d'arrêt. La **figure 4-18** représente pour chaque garniture, la moyenne, sur les trois séquences de freinage, des coefficients de frottement moyen pour chaque type de freinage. La garniture G2b présente les valeurs de coefficient de frottement les plus faibles variant selon le freinage entre 0,29 et 0,34. La garniture G6 a des valeurs de coefficient de frottement globalement à peine plus élevées que G2b. On note tout de même une forte augmentation du coefficient de frottement de cette garniture pour le freinage FA6 dont l'effort de freinage est le plus faible de la série (Fn = 4,15 kN). Les valeurs de coefficient de frottement de G6 varient entre 0,3 et 0,42 selon le freinage. Enfin, la garniture G5 a toujours les valeurs de coefficient de frottement les plus élevées variant entre 0,37 et 0,43 selon le freinage. Sur le plan du coefficient de frottement, la garniture G5 est ainsi la plus efficace des 3 garnitures. Il faut toutefois noter que les présentes valeurs de coefficient de frottement sont mesurées à partir d'essais de freinage à sec et que nous ne disposons pas d'informations sur le comportement tribologique des garnitures dans le cas de freinages sous humidité.



	G2b	G5	G6
Min	0,29	0,37	0,30
Max	0,34	0,43	0,42

Figure 4-18 : Moyenne sur les trois séquences des valeurs de coefficient de frottement moyen en fonction du type de freinage, pour les garnitures G2b, G5 et G6.

Comme il a été montré dans le chapitre II, l'examen des niveaux de températures atteints dans les garnitures permet de juger de leur comportement et de leur aptitude à répartir le contact sur la piste de frottement. De plus, l'analyse des thermogrammes sur quelques freinages permet de distinguer des signatures thermiques caractérisant les garnitures et d'avoir une première idée sur leur criticité vis-à-vis des risques de fissuration.

IV-3.3.1 Comparaison des niveaux thermiques atteints dans les garnitures G2b, G5, G6

Commençons par l'analyse de l'évolution des températures dans les garnitures mesurées par une série de thermocouples.
Alors que 9 thermocouples équipent les 9 plots de chaque demi-garniture G2b, les demi-garnitures G6 n'ont pu être équipées de thermocouples que pour 9 plots sur 10, le $10^{ème}$ plot étant inaccessible. Enfin, chaque demi-garniture monobloc de G5 a été équipée de 8 thermocouples. La **figure 4-19** en présente les positions relatives par un code de couleur.
On a vu précédemment que l'intensité et la rapidité de l'élévation de température dans les différents plots permettent de déduire si les plots sont en contact ou non. L'analyse et la comparaison des courbes doivent toutefois se faire en gardant à l'esprit l'influence des propriétés physiques et thermiques (λ, ρ et Cp) des matériaux des plots sur les mesures réalisées, sachant que les thermocouples sont (avant toute usure) placés à 8 mm sous la surface de contact.
La reproductibilité des mesures de températures dans les garnitures a été vérifiée par comparaison des résultats pour des freinages identiques pris dans des séquences différentes.
La **figure 4-19** représente l'évolution des températures mesurées par les thermocouples ainsi implantés dans les trois types de garnitures (G2b, G5, G6), d'abord pour un freinage d'arrêt à forte énergie (11,25 MJ) et de force d'application moyenne (Fn = 11,2 kN), puis pour une succession de freinages de ralentissements répétés à énergie plus faible (6,4 MJ) sous une pression plus élevée (Fn = 20 kN) (FRR100-104). Tous ces freinages sont extraits de la première des 3 séquences réalisées.
Pour le freinage d'arrêt isolé FA8 (**figure 4-19** en haut), on constate une différence importante entre la garniture G2b et les deux autres garnitures en termes de température maximale atteinte : 750°C pour G2b contre 480°C et 460°C pour G6 et G5. De même, le nombre de plots en contact varie suivant le type de garniture. Pour la garniture G5, on dénombre 8 à 9 plots en contact, contre 2 à 4 zones, à un instant donné, pour la garniture G6, et seulement 1 à 3 plots, à un instant donné, pour G2b. Pour G2b encore, il n'y a pas ou très peu d'alternance des contacts, ce sont toujours les mêmes plots qui frottent pendant toute la durée du freinage, ce phénomène n'étant pas aussi marqué pour G6 et surtout pour G5.
Pour les freinages de ralentissements répétés FRR (**figure 4-19** en bas), on note des différences importantes :

- les niveaux de température atteints sont globalement plus élevés que pour le freinage d'arrêt isolé. Là encore, G2b présente les plus hauts niveaux de température (Tmax = 780°C), alors que G6 et G5 atteignent des niveaux plus faibles et similaires (Tmax = 640°C et 680°C),
- pour ce type de freinage, plus de plots sont globalement en contact :
    - pour G5, tous les plots sont en contact durant les cinq freinages de ralentissement et atteignent quasiment tous les mêmes niveaux thermiques,
    - pour G6, toutes les zones sont en contact durant les cinq freinages de ralentissement, mais contrairement à G5 on remarque que certaines zones atteignent des niveaux thermiques bien plus élevés que d'autres,
    - pour G2b, seulement 6 des 9 plots sont en contact durant chacun des freinages, avec des disparités souvent importantes entre les plots,
- de plus, aucune alternance de plots en contact n'est observée durant un freinage de ralentissement, et ce quelque soit le type de garniture. En effet, une alternance n'a pas le temps de se produire car la durée de chaque freinage ne représente qu'environ 20% de celle d'un freinage du type FA8.

Plus globalement le comportement de G2b se caractérise par les niveaux de température les plus élevés, un petit nombre de plots en contact et aucune alternance des contacts d'un plot à l'autre. Ces constations sont en parfait accord avec celles faites, pour cette même garniture, dans le cadre des essais présentés dans le chapitre II.
Le comportement de G6 se caractérise par des niveaux de température atteints dans les zones mesurées moins élevés que ceux atteints avec la garniture G2b. Il est toutefois difficile de dissocier la part d'élévation de température due au contact de celle due à la conduction de chaleur dans le matériau de friction monobloc. D'une zone à l'autre, les évolutions de température sont assez différentes, montrant l'existence de non-uniformités de température dans la garniture. On observe de plus une certaine alternance des zones en contact.
Le comportement de G5 est quant à lui caractérisé par des niveaux de température atteints dans les plots moins élevés que ceux atteints pour G2b mais du même ordre que ceux atteints pour G6. Contrairement aux deux autres garnitures, on constate que, pour cette garniture, les courbes d'évolution des températures sont remarquablement groupées, ce qui permet d'affirmer qu'au moins 8 à 9 plots sur 10 sont en contact en même temps et pendant toute la durée du freinage. Ceci traduit une très bonne répartition du contact sur toute la surface de friction. Enfin, on n'observe pas ou peu d'alternance des contacts d'un plot à l'autre.

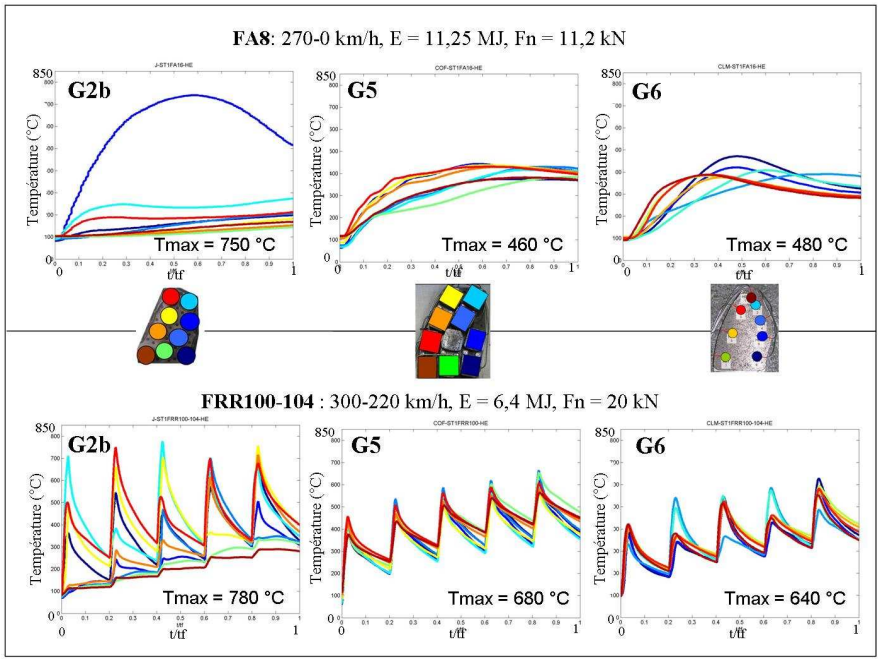


Figure 4-19 : Comparaison des températures dans les « plots » pour les trois types de garnitures dans le cas d'un freinage d'arrêt et d'une séquence de freinages de ralentissements répétés

L'analyse des mesures de température met donc en évidence des différences très marquées de comportement thermique suivant le type de garniture, et ce pour un type de freinage donné, en termes, en particulier, de localisation du chargement thermique et de leur sévérité. Les résultats précédents concernant le comportement peu favorable de la garniture G2b avaient déjà été mis en évidence dans le chapitre II. Les garnitures G6 et G5 atteignent des niveaux de température proches mais leur comportement diffère par le fait que la garniture G6 provoque des non-uniformités de température plus marquées que la garniture G5 dont quasiment tous les plots sont en contact en même temps.

IV-3.3.2 Comparaison des mesures faites par thermographie infrarouge sur les disques

La **figure 4-20** et la **figure 4-21** présentent respectivement les thermogrammes obtenus pour les trois garnitures, à l'instant de température maximale, pour le freinage d'arrêt FA8 (V = 270-0 km/h, Fn = 11,2 kN) et pour le dernier des cinq freinages de ralentissements répétés FRR104 (V = 300-220 km/h, Fn = 20 kN). Ces thermogrammes sont ici exprimés en température de luminance en prenant une émissivité uniforme et constante, égale à 1. Par conséquent, les niveaux de température obtenus doivent comme d'habitude être considérés avec prudence car au cours d'un freinage, l'émissivité n'est ni uniforme ni constante.
Comme pour les relevés de température dans les plots, il a été vérifié que pour chaque type de garniture, les réponses thermiques associées à un type de freinage sont globalement reproductibles d'une séquence à l'autre.

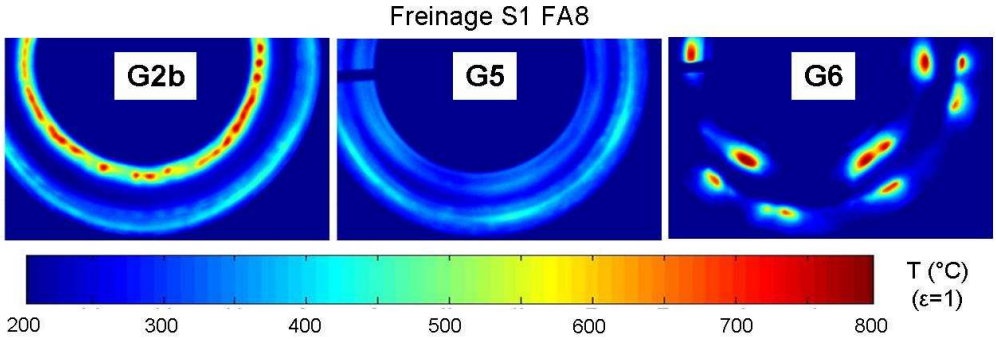


Figure 4-20 : Thermogrammes obtenus pour le freinage d'arrêt FA8 pour les trois types de garnitures, à l'instant de température maximale.

Pour le freinage d'arrêt FA8 (**figure 4-20**), on observe que :

- le niveau de température maximale atteint par la garniture G6 est de 791°C, celui atteint par la garniture G2b est de 787°C, alors que la garniture G5 conduit aux plus faibles températures maximales 450°C,
- la garniture G2b conduit à des gradients thermiques circonférentiels sur cercles chauds de l'ordre de 150°C,
- la garniture G6 provoque des hétérogénéités thermiques sévères (de 200 à 350°C) de type points chauds sur cercles chauds dont la taille est plus importante que les gradients circonférentiels observés sur le disque freiné par la garniture G2b,
- la garniture G5, quant à elle, conduit à la formation de larges cercles chauds.

Pour le freinage d'arrêt FRR104 (**figure 4-21**), on observe que :

- le niveau de température maximale atteint par la garniture G2b est de 908°C, celui atteint par la garniture G6 est du même ordre de grandeur (875°C) tandis que la garniture G5 conduit à des températures maximales plus faibles d'environ 800°C,
- la garniture G2b conduit à des gradients thermiques circonférentiels sur cercles chauds de l'ordre de 200°C dont la taille est plus importante que dans le cas du freinage FA8,
- la garniture G6 provoque des points chauds sur cercles chauds dont la distribution sur le disque est à peu près périodique (écart de température de 200 à 350°C),
- la garniture G5, quant à elle, conduit à la formation d'une large bande chaude avec toutefois une fine localisation radiale au centre de cette bande (écart de température de l'ordre de 100°C).

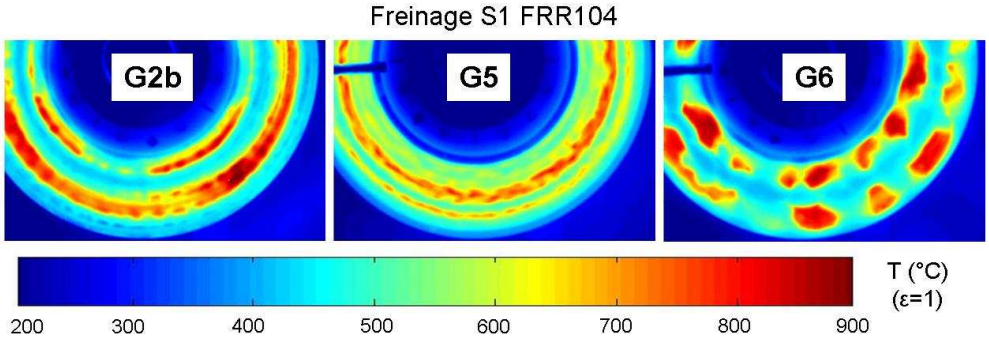


Figure 4-21 : Thermogrammes obtenus lors du dernier des 5 freinages de ralentissements répétés de la première séquence S1, pour les trois types de garnitures, à l'instant de température maximale.

On remarque de plus que, quel que soit le freinage, les zones de contact se situent soit au niveau des rayons intérieur et extérieur, soit au centre de la piste de frottement pour les garnitures G2b et G6, alors que pour la garniture G5 les zones de contact semblent être mieux réparties sur toute la largeur de la piste de frottement, même si une localisation persiste sur le rayon moyen. Rappelons que la localisation du contact sur les rayons intérieur et extérieur du disque est initialement due au mode d'application de l'effort de freinage par la queue d'aronde située au dos de la garniture. L'alternance de contact entre zones centrales et zones périphériques de la piste de frottement est ensuite gouvernée par l'usure des garnitures.
Les constatations ci-dessus ont été corroborées par l'observation des thermogrammes réalisés pour les autres freinages du programme d'essais. Les localisations thermiques observées pour la garniture G2b sont là encore tout à fait conformes à celles déjà présentées dans le chapitre II. Les signatures thermiques des garnitures G6 et G5 ont permis d'établir que la garniture G6 conduit à des niveaux de température élevés et des gradients thermiques sévères sur le disque, alors que la garniture G5 provoque des gradients thermiques limités et les niveaux de températures les plus faibles du fait d'une bonne répartition du contact sur la surface de friction du disque. Remarquons que ces résultats sont globalement en accord avec les analyses faites sur les niveaux de température dans les plots.

IV-3.3.3 Evaluation de la « criticité » des garnitures vis-à-vis du risque de fissuration

La **figure 4-22** représente le positionnement des garnitures G2b, G5, G6 dans le graphe de « criticité », proposé dans le chapitre III : $[Tmoy_ang]*[\Delta T/\Delta t]$ en fonction de $[t_{400}/tf]*[Lr_{400}/(Rext-Rint)]*[L\theta_{400}/(2\pi.R)]$. La comparaison est faite pour les freinages de ralentissements répétés à 20 kN (FRR100 à FRR104). En effet, il a été mis en évidence dans le chapitre III que ces freinages sont les plus sévères en termes de sollicitation thermomécanique. L'identification des paramètres a été faite à partir des champs de température issus des thermogrammes avec une hypothèse d'émissivité uniforme et constante égale à 1. Les courbes d'iso-valeur de travail ont été reproduites ici afin d'indiquer de manière qualitative les zones de « criticité » croissante. Les garnitures G2b, G5 et G6 sont différenciées par un code de couleur et la référence des freinages est repérée à côté de chaque point.

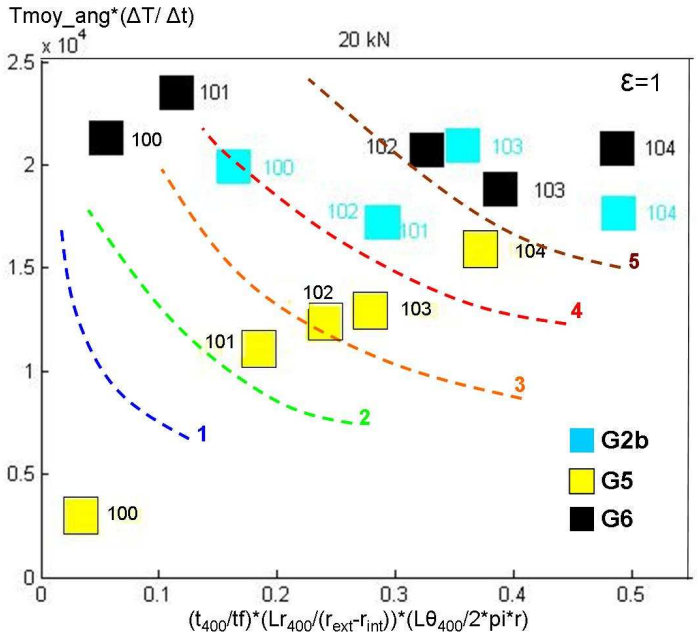


Figure 4-22 : Positionnement des résultats expérimentaux obtenus pour les garnitures G2b, G5, G6 en fonction des paramètres [*Tmoy_ang*]*[*ΔT/Δt*] et [t_{400}/*tf*]*[Lr$_{400}$/*(Rext-Rint)*]*[Lθ$_{400}$/*(2π.R)*] pour des freinages de ralentissements répétés d'effort 20 kN

Pour chaque garniture, c'est le freinage FRR104 qui est le plus sévère. Ceci est dû à l'augmentation progressive de la température du disque du fait du cumul de chaleur produit par la succession des freinages. Pour ce freinage, c'est la garniture G6 qui est la plus critique, suivie par G2b, G5 étant sur une iso-valeur de travail plus faible. On peut également constater que la garniture G6 compte 3 points situés au-delà de l'iso-valeur de travail notée 5 alors que la garniture G2b n'en compte que 2 dans la même zone. Plus globalement, on constate que 4 à 5 freinages sont situés sur les zones supérieures à l'iso-valeur de travail 4 pour les garnitures G6 et G2b, alors qu'on ne compte qu'un seul freinage de G5 dans cette zone. On contraire, pour G5, 4 freinages sont situés dans les zones inférieures à l'iso-valeur de travail 4.
En termes de « criticité » vis-à-vis du risque de fissuration, il apparaît ainsi que la garniture G6 est plus sévère que la garniture G2b, et bien plus que la garniture G5.
La **figure 4-23** représente le positionnement de toutes les garnitures (G1, G3, G4, G2, G2b, G5, G6) dans le graphe de « criticité » [*Tmoy_ang*]*[*ΔT/Δt*] en fonction de [t_{400}/*tf*]*[*Lr$_{400}$/(Rext-Rint)*]*[*Lθ$_{400}$/(2π.R)*]. Cette figure confirme les observations faites précédemment. A savoir que la garniture G6 se positionne globalement dans les mêmes zones que les garnitures G2, G2b et G4, atteignant même des valeurs identiques à G4 pour le freinage FRR104, alors que la garniture G5, elle, se situe toujours, à freinage identique, à des niveaux inférieurs à ceux des garnitures G1 et G3. Notons que les relevés pour la garniture G2b corroborent ceux de la garniture G2, en accentuant quelque peu sa criticité. Les garnitures G2 et G4 ayant provoqué la fissuration des disques, on peut conclure que la garniture G6 n'est pas favorable vis-à-vis des risques de fissuration. Les garnitures G1 et G3 n'ayant pas provoqué de fissuration des disques, on peut légitimement penser que la garniture G5 constitue une amélioration notable et présente peu de risques de fissuration.

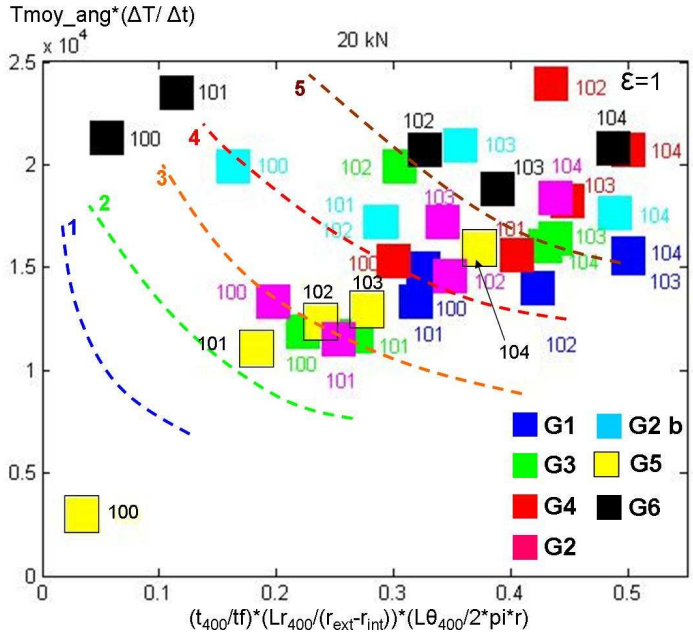


Figure 4-23 : Positionnement des résultats expérimentaux obtenus pour les garnitures G1, G2, G3, G4, G2b, G5, G6 en fonction des paramètres [*Tmoy_ang*]*[$\Delta T/\Delta t$] et [t_{400}/tf]*[$Lr_{400}/(Rext\text{-}Rint)$]*[$L\theta_{400}/(2\pi.R)$] pour des freinages de ralentissement répétés d'effort 20 kN

Toutefois, il est important d'analyser, tout comme dans le chapitre III, l'évolution des zones du disque les plus échauffées d'un freinage à l'autre afin de prendre en compte le cumul des sollicitations thermomécaniques au cours de cette succession de 5 freinages de ralentissement. Pour ce faire, le thermogramme à température maximale est extrait pour chaque freinage. Pour chacun de ces thermogrammes on affecte la valeur 1 aux pixels dont la température est supérieure à une température seuil ou la valeur 0 sinon. La somme, pixel par pixel, de ces valeurs sur les 5 freinages successifs permet d'obtenir une cartographie représentant les zones les plus fréquemment échauffées. Ceci donne une indication sur le cumul des sollicitations dans une même zone. Si une même zone a été échauffée au cours des 5 freinages, elle sera affectée de la valeur 5 sur la cartographie résultante.

La **figure 4-24** représente la cartographie résultante pour les 3 garnitures obtenue pour les 5 freinages de ralentissements répétés (FRR100 à 104). La **figure 4-24.a** correspond aux cartographies obtenues pour une température seuil fixée à 400°C, les **figures 4-24.b** à **4-24.d** correspondants respectivement à des températures seuils de 500°C, 600°C et 700°C.
Pour une température seuil de 400°C (**figure 4-24.a**), on constate des disparités importantes entre les garnitures. Pour la garniture G5, toute la piste de frottement est sollicitée thermiquement pour au moins 4 des 5 freinages. Pour G2b, toute la piste de frottement est sollicitée thermiquement pour au moins 3 freinages sur 5. On observe néanmoins que le cumul le plus important est localisé globalement sur la circonférence comprise entre le rayon moyen et le rayon extérieur. Pour la garniture G6, les disparités sont encore plus marquées avec des zones sollicitées pour tous les freinages alors que d'autres ne sont sollicitées que pour 2 freinages sur 5. Pour G5 et G2b, les zones d'échauffement se présentent sous forme de cercles alors que pour G6 ces zones correspondent à l'intersection de points chauds.
Pour une température seuil de 500°C (**figure 4-24.b**), et pour G5, les zones d'échauffement de 3 à 4 freinages sur 5 sont réparties sur une large couronne centrée sur le rayon moyen du disque. Pour G2b, on voit apparaître des points chauds sur cercles chauds qui sont sollicités pour 4 des 5 freinages. Pour G6, le phénomène déjà mis en évidence auparavant est accentué puisque l'on observe des zones d'intersection de points chauds étant sollicitées pour les 5 freinages alors que d'autres ne le sont que pour un seul.

Pour une température seuil de 600°C (**figure 4-24.c**), la garniture G5 apparaît n'être sollicitée que sur le rayon moyen du disque et ce, pour 3 freinages sur 5. Pour G2b, les points chauds sur cercles chauds réapparaissent exactement aux mêmes endroits et certaines zones sont sollicitées pour 4 freinages sur 5 (notons que ces résultats sont en accord avec ceux de la garniture G2). Pour G6, on observe encore des zones sollicitées pour tous les freinages alors que des zones voisines ne sont sollicitées que pour 1 ou 2 freinages.
Pour une température seuil de 700°C (**figure 4-24.d**), la garniture G5 n'est sollicitée qu'une seule fois sur le cercle positionné sur le rayon moyen du disque. Pour G2b, les points chauds sur cercles chauds réapparaissent exactement aux mêmes endroits et certaines zones sont sollicitées pour 3 des 5 freinages. Pour G6, on observe des zones sollicitées pour 4 freinages sur 5 alors que des zones voisines ne sont sollicitées que pour 1 ou 2 freinages.

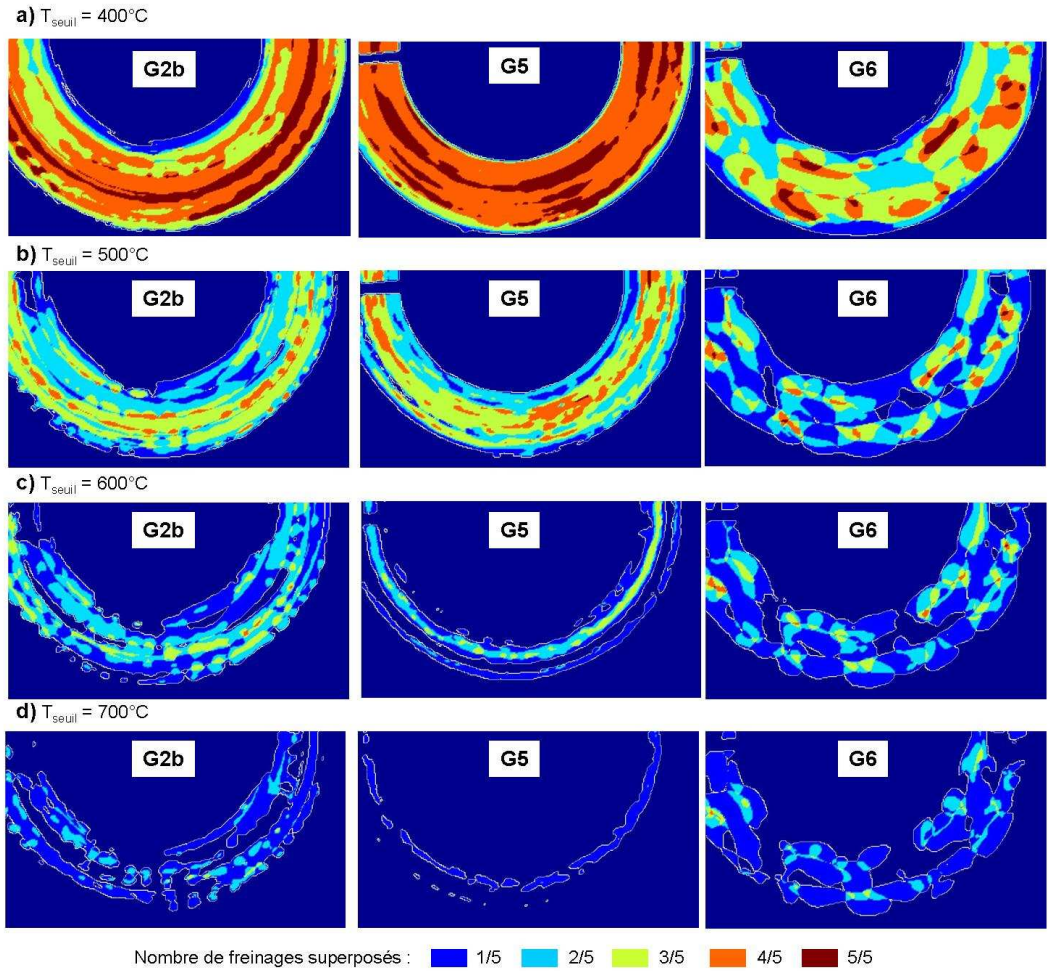


Figure 4-24 : Comptage des zones échauffées pour une succession de 5 freinages de ralentissements répétés à 20 kN (FRR100 à 104),
a) pour une température seuil de 400°C , **b)** pour une température seuil de 500°C,
c) pour une température seuil de 500°C, **d)** pour une température seuil de 700°C

En termes de cumul des sollicitations thermiques, il apparaît ainsi clairement que G6 est plus sévère que G2b, elle-même plus sévère que G5. Il est important de remarquer que dans le cas de G2b le cumul correspond à une superposition de zones d'échauffement de géométries similaires, alors que dans le cas de G6, il s'agit visiblement d'intersections entre différentes zones d'échauffement, comme on l'a schématisé sur la **figure 3-33** du chapitre III. Autrement dit, la migration des localisations thermiques, d'un freinage à l'autre, est très faible pour G2b et G5 alors qu'elle est plus élevée pour G6. Dans le cas de G5, ceci ne s'avère pas pénalisant étant donné son positionnement favorable dans le graphe de « criticité » de la **figure 4-23**. Par

contre, on peut légitimement penser qu'en termes de cumul d'endommagement, G2b est plus sévère que G6.

IV-3.3.4 Analyses complémentaires

En complément des mesures de températures dans les plots et des champs thermiques en surface du disque, les essais ont été prolongés afin de pouvoir observer quelle était l'influence globale des garnitures sur l'usure du disque ainsi que sur la morphologie et la densité du faïençage. Des contraintes de coût et de délais n'ont malheureusement pas permis de réaliser exactement le même nombre de freinages avec chaque garniture. Le disque freiné par G2b a ainsi subi 1320 freinages, celui freiné par G5 en a subi 480, alors que celui freiné par G6 n'en a subi que 390, du fait de la rupture de la brasure de la garniture en cours d'essai.
La **figure 4-25** décrit les relevés d'usure radiale de chaque disque. Les mesures ont été faites avec un comparateur au 1/100ème pour 4 positions angulaires à 90°. Les relevés présentés dans la figure correspondent à la moyenne des quatre relevés réalisés pour chaque disque. La garniture G2b est la garniture qui use le moins le disque, avec une profondeur maximale d'usure de 0,1 mm, et ce, pour un nombre de freinages environ trois fois supérieur à celui des garnitures G5 et G6. Pour la garniture G5, la profondeur maximale d'usure est de 0,43 mm, avec une localisation de l'usure au niveau du rayon moyen du disque. Ceci peut être relié à la formation répétitive d'un cercle chaud sur le rayon moyen du disque comme déjà mis en évidence sur la **figure 4-24**. Comparativement à G2b, la garniture G5 semble être plus « agressive » pour le disque, peut-être en raison de localisation thermique répétitive sur une même zone. Enfin, la garniture G6 est celle qui provoque l'usure du disque la plus importante, alors que c'est celle qui a le moins freiné. La profondeur maximale d'usure est supérieure à 1,1 mm et se situe vers le rayon extérieur de la piste de frottement.
La garniture G6 s'use beaucoup elle-même puisqu'il a fallu en utiliser 2 jeux complets pour seulement 390 freinages. Pour G5, un seul jeu a suffi et a été très peu consommé. La garniture G2 a nécessité l'utilisation de 2 jeux complets de garnitures mais pour environ 3 fois plus de freinages que pour G5 et G6.

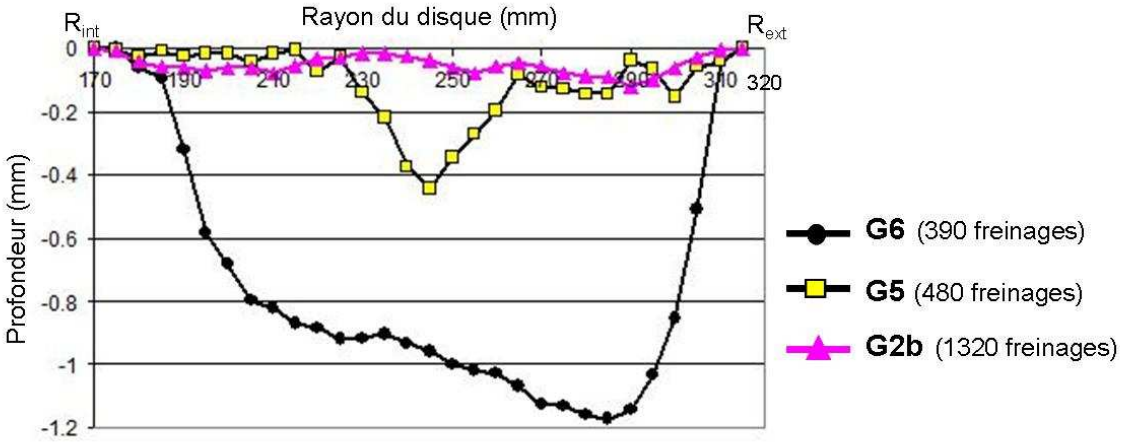


Figure 4-25 : Profil d'usure radiale des disques freinés par les garnitures G2b, G5 et G6

La **figure 4-26** représente la surface de chacun des 3 disques après une légère attaque de la couche de 3ème corps avec une solution d'acide chloridrique à 50% effectuée pour révéler les fissures de faïençage.
En surface des disques freinés par G2b et G6, on observe la présence d'un faïençage en cellules fermées avec une légère prédominance radiale, réparti sur toute la surface de friction du disque. Bien qu'aucune analyse n'ait été faite pour évaluer la profondeur du faïençage, il semble que le faïençage de G6 soit plus marqué que celui du disque freiné par G2b. Pour le

disque freiné par G5, on observe un faïençage uniquement radial et de faible densité. Le faïençage n'est visible que dans les creux d'usure, c'est-à-dire principalement sur le rayon moyen du disque. Ailleurs, le faïençage semble avoir été partiellement « gommé » par l'usure et n'est visible que dans certaines zones proches du rayon extérieur.
Les géométries de faïençage peuvent être rapprochées des sollicitations thermomécaniques supportées. Ainsi, une sollicitation de type cercle chaud dominante (typiquement G5) conduit à des contraintes résiduelles plus élevées circonférentiellement que radialement, tendant à l'ouverture de fissures radiales. Dans le cas de localisations en points chauds (typiquement G2b et G6), la sollicitation est plus proche d'un état biaxial conduisant à des fissurations en cellules fermées.

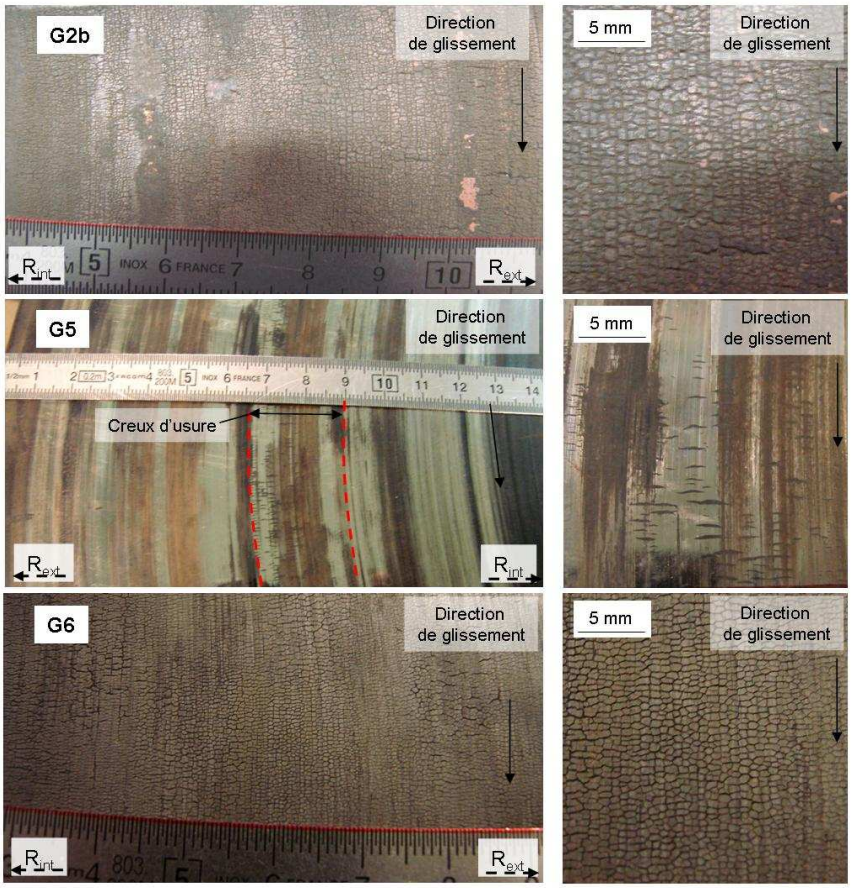


Figure 4-26 : Faïençages observés en surface des disques freinés par G2b, G5, G6

IV-3.3.5 Synthèse sur le comportement thermomécanique des garnitures G5 et G6

Les différentes caractérisations et observations expérimentales ont permis d'avoir une idée assez précise du comportement des garnitures G5 et G6 comparativement à celui de la garniture référence G2b.
Tout d'abord, les garnitures G5 et G6 sont de conception très différente, puisque G5 est composée de 10 plots par demi-garniture montés par paire sur un support élastique, alors que G6 est une garniture monobloc montée sur un support plutôt rigide. Les mesures de module de compression des plots et de rigidité en flexion de la garniture montrent que la garniture G5 est celle qui s'approche le plus des préconisations faites pour la conception de garnitures limitant les risques d'endommagement. Elle offre, en effet, une faible valeur de module de compression des plots et une rigidité en flexion raisonnable. La garniture G6, par contre, est celle qui s'en éloigne le plus du fait d'une rigidité en flexion très élevée.

La validité de nos préconisations est confirmée par les essais de freinage au banc d'essai. En effet, la garniture G5 conduit aux températures les plus basses dans les plots et au nombre de plots en contact le plus important. Sur le disque, elle conduit aux plus faibles élévations de température sous forme de larges cercles chauds. La garniture G6, quant à elle, conduit à des niveaux thermiques similaires à ceux de G5 dans la garniture mais avec une plus forte hétérogénéité des zones de contact. Sur le disque, elle conduit à des points chauds sur cercles chauds à température élevée, soit à un comportement proche de G2b.
La comparaison de toutes les garnitures (G1, G3, G2, G4, G2b, G5, et G6) sur le graphe de « criticité » révèle que la garniture G6 peut être considérée comme critique vis-à-vis des risques d'endommagement puisqu'elle se situe dans les mêmes zones que les garnitures G2 et G4 qui ont provoqué la fissuration des disques. La garniture G5 a, quant à elle, le meilleur comportement de toutes puisqu'elle se situe dans les zones de « criticité » les plus basses. Toutefois, la migration des sollicitations thermiques, d'un freinage à l'autre, pour la garniture G6, peut permettre de la considérer comme moins sévère que la garniture G2b, qui elle sollicite le disque de manière répétée dans les mêmes zones.
Les observations de la surface des disques (1320 freinages pour G2b, 480 freinages pour G5 et 390 freinages pour G6) mettent en évidence une forte usure du disque freiné par G6 et une usure, quoique plus faible, localisée sur le rayon moyen du disque pour le disque freiné par G5. De plus, le disque freiné par G6 est entièrement recouvert d'un faïençage en cellules fermées très marqué et assez proche de celui du disque freiné par G2b. Pour le disque freiné par G5, par contre, le faïençage est uniquement radial et n'est visible que dans les creux d'usure, étant partiellement ou totalement « gommé » dans les autres zones du disque.
Enfin, il est important de rappeler qu'en termes de performances tribologiques, la garniture G5 est celle qui présente les valeurs de coefficient de frottement les plus élevées et ce quel que soit le freinage alors que G6 a un coefficient de frottement relativement faible et variable d'un freinage à l'autre.
Pour toutes ces raisons, la garniture G5 doit être considérée comme une bonne solution technologique vis-à-vis des risques d'endommagement au contraire de G6. Il est toutefois important de préciser que son comportement peut encore être amélioré puisqu'elle a tendance à localiser systématiquement la sollicitation sur le rayon moyen.

IV-4 Conclusion

Les résultats de J. Wong obtenus avec un modèle complet du système de freinage avaient permis de mettre en évidence l'effet de structure lié à la conception des garnitures vis-à-vis de la répartition de la pression de contact et des localisations thermiques sur la surface du disque. En effet, l'aptitude d'une garniture à répartir le plus uniformément possible la pression de contact est un paramètre primordial pour éviter l'apparition de localisations thermiques.

Une étude d'influence des caractéristiques thermiques et mécaniques des garnitures a été réalisée par le biais de modèles simplifiés. Les résultats de cette étude ont permis de dégager des préconisations pour améliorer le comportement des garnitures. Du point de vue thermique, une conductivité thermique faible et un produit masse volumique-capacité thermique massique élevé permettent de diminuer les niveaux de température dans les garnitures. Du point de vue mécanique, il a été montré qu'un module de compression faible est bénéfique tandis qu'un compromis doit être trouvé quant à la rigidité en flexion de la garniture pour garantir une bonne répartition de la pression de contact. De plus, le coefficient de dilatation thermique doit être le plus faible possible afin de diminuer les localisations dues aux déformations thermiques des surfaces en contact. Etant donné la prépondérance des caractéristiques mécaniques et leur relative facilité à être modifiées par les fabricants de

garnitures, il a été choisi de se focaliser sur les valeurs de module de compression des plots et de rigidité en flexion des garnitures.

Deux garnitures (G5 et G6), de conceptions très différentes, ont été caractérisées tant par des essais de compression des plots et de flexion de la garniture que par des essais de freinage au banc. Il est montré, dans un premier temps, que la garniture G5 se rapproche le plus des préconisations faites (module de compression faible et rigidité en flexion raisonnable) en favorisant au mieux la répartition du contact sur le disque. Au contraire, G6 présente des propriétés mécaniques défavorables (module de compression élevé et rigidité en flexion élevée). Les essais au banc ont, dans un second temps, montré qu'en effet la garniture G5 conduit aux plus faibles et aux plus homogènes champs de température tant dans la garniture que sur le disque. La garniture G6 conduit, elle, à des niveaux de température élevés et hétérogènes sur le disque comme dans la garniture. Enfin, la comparaison, dans un graphe de « criticité », de ces deux garnitures avec les quatre premières présentées dans le chapitre II (G1, G2, G3, G4) permet de mettre en évidence que G5 est la garniture la moins sévère vis-à-vis des risques de fissuration alors que la garniture G6 a un comportement proche des garnitures G2 et G4 ayant provoqué la fissuration.

Conclusions et perspectives

La fissuration des disques de frein du TGV est une problématique présentant de forts enjeux tant industriels que scientifiques. Sur le plan industriel, la nécessité de garantir la sécurité des personnes, d'une part, et d'optimiser les coûts de maintenance, d'autre part, imposent de mieux connaître l'influence des garnitures sur la fissuration des disques de frein. Sur le plan scientifique, la problématique du freinage nécessite d'étudier différents phénomènes physiques, à différentes échelles, en prenant en compte leurs couplages. Le cadre industriel de cette étude nous a naturellement imposé de nous placer à l'échelle du composant.
Les essais d'endurance réalisés avec quatre couples disque-garnitures différents (G1, G2, G3, G4) ont permis de mettre en évidence l'influence du type de garniture sur l'occurrence de fissures macroscopiques, seules les garnitures G2 et G4 ayant provoqué la fissuration. L'étude bibliographique a permis de mettre en exergue la complexité des phénomènes physiques mis en jeu au cours du freinage et leur aspect multi-échelle. Toutefois, il a pu être montré que la fissuration des disques de frein de TGV est clairement reliée à un phénomène de fatigue thermique dont l'origine est le chargement thermique cyclique induit par la friction des garnitures sur le disque. Dans notre cas, le chargement thermique est inconnu. En effet, les seules données d'un freinage sont l'énergie et l'effort de freinage. Or, ceux-ci ne permettent en aucun cas d'en déduire le champ réel de température appliqué au disque. L'étude bibliographique a en effet montré que des gradients thermiques apparaissent sur le disque et qu'ils évoluent, tant en forme qu'en intensité, durant le freinage et d'un freinage à un autre. De plus, le fait d'observer des morphologies de faïençage différentes, pour une même succession de freinages, révèle des différences significatives de sollicitation thermomécanique suivant le type de garniture utilisé. Si les études antérieures, menées dans le cadre du freinage TGV, ont permis de mieux comprendre la formation des gradients thermiques de type points chauds et cercles chauds, elles demeuraient uniquement qualitatives. Elles étaient, en outre, réalisées avec des garnitures dont le comportement et la géométrie sont très différents des garnitures à plots en matériaux frittés de notre application.

Les objectifs de cette thèse ont donc été d'étudier l'influence du type de garniture sur le chargement thermique des disques de frein du TGV, puis de discriminer les types de localisations thermiques observées en fonction de leur « criticité » vis-à-vis des risques d'endommagement des disques, et enfin de proposer des voies d'amélioration pour la conception de nouvelles garnitures.

Comportement thermique des 4 couples disque-garnitures G1, G2, G3, G4

Un programme d'essai a tout d'abord été construit, regroupant un petit nombre de freinages considérés comme les plus sévères en termes d'élévation de température. Il a été proposé pour analyser le comportement thermique des couples disque-garnitures G1, G2, G3, G4.

Différents moyens de mesures ont été utilisés, qui ont permis d'identifier précisément les sollicitations thermiques sur le disque en fonction de la garniture utilisée, en termes de niveau de température, de type de localisation et de déplacement des zones sollicitées.

Il a tout d'abord pu être montré que l'on pouvait définir une « signature thermique » pour chaque garniture, représentative du type de localisation la plus fréquemment observée (larges cercles chauds ou points chauds macroscopiques pour G1, petits points chauds sur cercles chauds pour G2, cercles chauds pour G3, points chauds macroscopiques superposés à des cercles chauds pour G4). A cette signature a été associée une indication sur la migration des localisations thermiques mettant en évidence des déplacements principalement radiaux pour G1, G3 et G4 alors qu'ils sont très limités pour G2, la sollicitation étant alors concentrée plus longtemps sur les mêmes zones.

Criticité des localisations thermiques vis-à-vis des risques d'endommagement des disques

L'utilisation directe du chargement thermique issu des thermographies infrarouges s'est avérée inadaptée et trop complexe. En effet, le chargement thermique variable dans le temps et dans l'espace conduit à une trop forte variabilité de la sollicitation thermomécanique. De plus, l'utilisation des thermogrammes infrarouges implique de faire une hypothèse forte sur l'émissivité, considérée comme uniforme et constante indépendamment des variations de température, d'état de surface et de niveaux d'oxydation.

De ce fait, il a été choisi de considérer toute une série de chargements thermiques modèles, s'approchant des types de localisations observés expérimentalement. Dans ce cas, le chargement thermique est calculé à partir de la donnée d'entrée qu'est le flux thermique entrant dans le disque au cours du freinage. Ce flux thermique est réparti sur la localisation étudiée, celle-ci étant supposée fixe sur le disque au cours du freinage. Sur la base des résultats thermiques, les sollicitations thermomécaniques sont calculées puis post-traitées pour déterminer le travail plastique sur un cycle stabilisé, utilisé comme indicateur de risque de fissuration.
L'influence prépondérante de la température a été mise en évidence. Plus la température est élevée plus le travail plastique est important. L'influence d'autres paramètres, comme la décélération de freinage, la température moyenne angulaire, l'étendue des localisations et la « vitesse » d'élévation de la température a également pu être montrée. La complexité de l'analyse réside principalement du fait que les paramètres identifiés sont interdépendants.

Un graphe de « criticité » vis-à-vis des risques d'endommagement a pu être construit à partir des paramètres $[Tmoy_ang]*[\Delta T/\Delta t]$ et $[t_{400}/tf]*[Lr_{400}/(Rext-Rint)]*[L\theta_{400}/(2\pi.R)]$ et validé avec les résultats obtenus pour les chargements modèles. L'intérêt des indicateurs choisis réside dans leur facilité d'identification à partir des thermogrammes infrarouges expérimentaux. Ceci a permis d'une part de discriminer les freinages de ralentissements répétés à 20 kN comme étant les plus sévères, et d'autre part de comparer les garnitures entre elles. A l'issue de cette comparaison, il apparaît clairement que la garniture G4 est la plus sévère de toutes, suivi de la G2. La prise en compte du cumul des sollicitations thermiques a permis d'accentuer le fait que G2 présente un fort risque d'endommagement, puisqu'elle sollicite le disque toujours dans les mêmes zones. Les garnitures G1 et G3 sont quant à elles positionnées dans le graphe à des niveaux inférieurs de « criticité ». Ces résultats sont en très bon accord avec le fait que G4 et G2 ont entraîné la fissuration macroscopique rapide et prématurée des disques, contrairement aux deux autres, G1 et G3.

Influence de la conception des garnitures sur la localisation thermique

Une étude d'influence des caractéristiques thermiques et mécaniques des garnitures a été réalisée par le biais de modèles simplifiés. Les résultats ont permis de dégager des préconisations pour améliorer le comportement des garnitures.

Du point de vue thermique, une conductivité thermique faible et un produit masse volumique-capacité thermique massique élevé permettent de diminuer les niveaux de température dans les garnitures. Du point de vue mécanique, il a été montré qu'un module de compression faible est bénéfique tandis qu'un compromis doit être trouvé quant à la rigidité en flexion de la garniture afin de garantir une bonne répartition des pressions de contact. De plus, le coefficient de dilatation thermique doit être le plus faible possible afin de diminuer les localisations dues à la déformation thermique des surfaces en contact. Notons que les caractéristiques mécaniques ont été identifiées comme prépondérantes et les plus facilement modifiables par les fabricants.

Deux nouvelles garnitures (G5 et G6), de conception très différente, ont été caractérisées tant par des essais de compression des plots et de flexion de la garniture que par des essais de freinage au banc. Il a été montré que la garniture G5 se rapproche des préconisations faites (module de compression faible et rigidité en flexion limitée) en favorisant la répartition du contact sur le disque alors que la G6 est très éloignée des préconisations (module de compression et rigidité en flexion élevés). Les analyses thermiques ont confirmé que la garniture G5 conduit effectivement à des champs de température faibles et homogènes tant dans la garniture que sur le disque, alors que la garniture G6 conduit à des niveaux de température élevés et hétérogènes sur le disque comme dans la garniture. La comparaison, dans le graphe de « criticité », de ces deux garnitures avec les quatre premières (G1, G2, G3, G4) a mis en évidence que G5 était la garniture la moins sévère vis-à-vis des risques de fissuration alors que la garniture G6 a un comportement proche des garnitures G2 et G4 ayant provoqué la fissuration. Les premiers résultats obtenus pour les nouvelles garnitures G5 et G6 confirment la validité des préconisations et des voies d'améliorations proposées en vue du développement de nouvelles garnitures non fissurantes.

Du point de vue de la problématique industrielle, il apparaît ainsi d'une part que les préconisations peuvent être utilisées directement pour la conception des garnitures en vue de limiter les risques de fissuration des disques, et que d'autre part le graphe de criticité proposé peut aider à la qualification des garnitures. Enfin, l'identification des freinages les plus sévères, à savoir les freinages de ralentissements répétés, au regard du paramètre de « criticité » proposé, peut permettre de définir avec profit un programme d'endurance « accéléré » qui pourrait également être utilisé pour la qualification des couples disque-garnitures.

Il apparaît néanmoins que différents aspects peuvent et doivent encore être approfondis, notamment en vue d'une évaluation plus quantitative de l'endommagement dans une démarche de prévision de durée de vie. Ces points sont détaillés dans les perspectives

Perspectives

Dans le cadre de l'application de freinage, l'utilisation de la thermographie infrarouge permet de réaliser, sans contact, des mesures de champ thermique en surface du disque. Elle nécessite cependant la connaissance de l'émissivité de la surface du disque, alors que celle-ci varie tant

spatialement que temporellement. L'utilisation de méthodes multi-spectrales (mesures sur plusieurs longueurs d'ondes) pourrait permettre, sous certaines hypothèses, de déterminer la température vraie du corps sans connaître son émissivité. L'application de cette méthode est assez complexe et peut être entachée d'incertitudes significatives sur les mesures. Cependant elle a déjà fourni des résultats encourageants dans le cadre d'une expérience menée récemment au sein de notre laboratoire. D'autre part, des mesures thermiques sur des longueurs d'ondes plus courtes (proche IR ou visible) pourraient également donner des informations précieuses sur les hauts niveaux de température atteints. La mise en œuvre de telles méthodes est complexe et nécessiterait encore des développements pour être utilisable dans le contexte d'essais industriels.

Des calculs thermomécaniques complémentaires pourraient être envisagés afin de mieux cerner l'effet de la migration des localisations thermiques. Dans un premier temps, des calculs à partir de chargements modèles sur des freinages successifs avec déplacement des localisations thermiques permettraient d'analyser l'impact de ces migrations sur la sollicitation thermomécanique. Dans un second temps, des résolutions thermomécaniques pourraient être menées à partir de chargements issus de la thermographie infrarouge en surface, sur un même freinage répété ou sur plusieurs freinages successifs tenant compte des migrations, dans le but d'être comparées aux chargements modèles et d'en valider la représentativité.

Les indicateurs utilisés pour le tracé du graphe de « criticité » semblent pertinents mais pourraient peut-être être améliorés, simplifiés ou enrichis, d'une part en étudiant d'autres types de chargements modèles et d'autre part en testant d'autres seuils en température. L'interprétation de ces paramètres mériterait également d'être poursuivie avec néanmoins la difficulté clairement mise en évidence de leur interdépendance.

Dans le but d'une approche plus quantitative de l'endommagement, prédictive en termes de durée de vie, pour une séquence type de freinages représentatifs, différents points doivent être approfondis :

- Le modèle de comportement du matériau du disque nécessiterait d'être enrichi. Pour cela il est nécessaire de disposer d'essais de fatigue oligocyclique et de relaxation à plus haute température. La question des changements microstruturaux en surface de friction est également importante puisque les fissures s'amorcent dans les zones thermiquement affectées. Le matériau transformé devrait alors être également caractérisé et modélisé, de façon à prendre en compte les gradients de propriétés dans les calculs tant de criticité que d'endommagement. Enfin, l'effet de relaxation des contraintes dû à la présence du faïençage, la prise en compte des phénomènes d'usure, et la compétition usure-faïençage restent également à apprécier.
- Des mesures de contraintes résiduelles permettraient de comparer les niveaux de contrainte mesurés avec ceux obtenus par les calculs. Des premières mesures ont été effectuées indiquant des niveaux effectivement très élevés de contraintes résiduelles en traction, en cohérence avec ceux calculés, mais elles nécessiteraient d'être effectuées sur des zones plus nombreuses du disque, en les associant de façon plus systématique aux zones de localisations thermiques mises en évidence.

Bibliographie

[Ancelet_05] O. Ancelet, *Etude de l'amorçage et de la propagation des fissures sous chargement thermique cyclique 3D*, Thèse de Doctorat, Université de Poitiers, 2005.

[Ancelet_07] O. Ancelet, S. Chapuliot, G. Henaff, S. Marie, *Development of a test for the analysis of the harmfulness of a 3D thermal fatigue loading in tubes*, Int. J. of Fatigue, 29, pp. 549-564, 2007.

[Anderson_90] A.E. Anderson, R.A. Knapp, *Hot spotting in automotive friction systems*, Wear, 135, pp. 319-337, 1990.

[Andrews_93] K.T. Andrews, P. Shi, M. Shillor, S. Wright, *Thermoelastic contact with barber'sheat exchange condition*, Appl. Math. Optim., 28, pp. 116-121, 1993.

[Archard_58] J.F. Archard, *The temperature of rubbing surfaces*, Wear, 2, pp. 438-455, 1958.

[Azarkhin_85] A. Azarkhin, J.R Barder, *Transient thermoelastic contact problem of two sliding half-planes*, Wear, 102, pp. 1-13, 1985.

[Bagnoli_09] F. Bagnoli, F. Dolce, M. Bernabei, *Thermal fatigue cracks of fire fighting vehicles gray iron brake discs*, Eng. Failure Analysis, 16, pp. 152-163, 2009.

[Barber_67] J.R. Barber, *The influence of thermal expansion on the friction and wear process*, Wear, 10, pp. 155-159, 1967.

[Barber_69] J.R. Barber, *Thermoelastic instabilities in the sliding of conforming solids*, Proceeding of the R. Soc. Lond., vol. A312, pp. 381-394, 1969.

[Barber_89] J.R. Barber, M. Comninou, *Thermoelastic contact problems*, Thermal stresses, R.B. Hetnarski Ed., Elsevier Sc. 3, 1989.

[Bardon_94] J.P. Bardon, *Bases physiques des conditions de contact thermique imparfait entre milieux en glissement relatif*, Rev. Gen. Therm., 386, pp. 85-91, 1994.

[Beck_06] T. Beck, P. Hahner, H.J. Kuhn, C. Rae, E.E Affeldt, H. Anderson, A. Koster, M. Marchionni, *Thermo-mechanical fatigue – the route to standardisation (« TMF – Standard » project),* Materials and Corrosion, 57, pp. 53-59, 2006.

[Berthier_88] Y. Berthier, *Mécanismes et tribologie*, Thèse ès Science, INSA de Lyon, 1988.

[Berthier_96] Y. Berthier, *Maurice Godet's third body. The third body concept,* Tribology, pp. 21-30, 1996.

[Bodovillé_01] G. Bodovillé, *Modélisation thermomécanique de disques de freins de TGV et simulation à échelle réduite*, Thèse de Doctorat, Université de Sciences et des Technologies de Lille, 2001.

[Braillard_04] O. Braillard, *Expérience FATHER*, Séminaire EDF CEA Fatigue thermique, Paris, France, 2004.

[Brucelle_99] O. Brucelle, G. Bernhart, *Methodology for service life increase of forging tools,* J. of Material Processing Technology, 87, pp. 237-246, 1999.

[Brunel_07] F. Brunel, *Etude thermomécanique du couple roue-semelle ferroviaire sous sollicitations de freinage*, Thèse de Doctorat, Université de Sciences et des Technologies de Lille, 2007.

[Bulthé_06] A.L. Bulthé, *Caractérisation expérimentale du contact frottant disque-garniture sous sollicitations sévères de freinage. Prise en compte des interactions tribologie, thermique et physico-chimique*, Thèse de Doctorat, USTL-EC Lille, 2006.

[Bulthé_07] A.L. Bulthé, Y. Desplanques, G. Degallaix, *Coupling between friction physical mechanisms and transient thermal phenomena involved in pad-disc contact during railway* braking, Wear, 263, pp. 1230-1242, 2007.

[Bumbieler_03] F. Bumbieler, P. Dufrénoy, G. Degallaix, J.J. Viet., H. Poidevin, M. Buffechoux, J. Raison, *Analysis of TGV brake disc damage mechanisms*. Int. Seminar on Railway Axles, Imperial College, London, september 25-26, 2003.

[Chanterenne_95] P. Chanterenne, *Détermination des paramètres d'un modèle thermique du contact sec-glissant,* Thèse de Doctorat, INSA de Lyon, 1995.

[Charkaluk_99] E. Charkaluk, *Dimensionnement des structures à la fatigue thermomécanique*, Thèse de Doctorat, Ecole Polytechnique, Palaiseau, 1999.

[Cho_02] C. Cho, S. Ahn, *Transient thermoelastic analysis of disc brakes using the fast Fourier transform and finite element method*, J. of Thermal Stresses, 25, pp. 215-243, 2002.

[Choi_03] J.H. Choi, I. Lee, *Transient thermoelastic analysis of disc brakes in frictional contact*, J. of Thermal Stresses, 26, pp. 223-244, 2003.

[Copin_00] R. Copin, *Etude des mécanismes physiques de frottement et d'usure en freinage ferroviaire grande vitesse et haute énergie*, Thèse de Doctorat, Université de Sciences et des Technologies de Lille, 2000.

[Curtit_04] F. Curtit, *Essais INTHERPOL*, Séminaire EDF CEA Fatigue thermique, Paris, France, 2004.

[Day_83] A.J. Day, *Energy transformation at the friction interface of a brake*, Ph.D. Thesis, Loughborough University of Technology, 1983.

[Day_84] A.J. Day, T.P. Newcomb, *The dissipation of frictional energy from the interface of an annular disc brake*, J. of Mech. Eng. Sc. Proc. Instn Mech. Engrs, 198, pp. 201-209, (1995).

[Day_90] A.J. Day, *Brake interface temperature prediction*, Second Brakes Workshop, University of Bradford, 1990.

[Descartes_01] S. Descartes, Y. Berthier, *Frottement et usure étudiés à partir de la rhéologie et des débits de 3ème corps solide*, Matériaux&Techniques, 1-2, pp. 3-14, 2001.

[Desplanques_02] Y. Desplanques, R. Copin, G Degallaix, Y. Berthier, *Approche expérimentale pour l'étude tribologique des matériaux de freinage*, Journées Européennes du Freinage, pp. 19-28, 2002

[Desplanques_07] Y. Desplanques, O. Roussette, G Degallaix, R. Copin, Y. Berthier, *Analysis of tribological behaviour of pad-disc contact in railway braking. Part 1. Laboratory test development, compromises between actual and simulated tribological triplets*, Wear, 262, pp. 582-591, 2007

[Dufrenoy_95^{a}] P. Dufrénoy, *Etude du comportement thermomécanique des disques de frein vis-à-vis des risques de défaillance*, Thèse de Doctorat, Université des Sciences et Technologies de Lille, 1995

[Dufrenoy_95^{b}] P. Dufrénoy, D. Weichert, *Prediction of railway disc brake temperatures taking the bearing surface variations into account*, J. of Mechanical Engineering Science, Proc. Instn Mech. Engrs, Part F, 209, pp. 67-76, 1995.

[Dufrenoy_98] P. Dufrénoy, S. Panier, D. Weichert, *Etude sur les points chauds dans les freins à disque ferroviaire*, 3ème J. Européennes du Freinage, Lille, 9-10 décembre, pp. 245-257, 1998.

[Dufrenoy_02[a]] P. Dufrénoy, G. Bodovillé, G. Degallaix, *Damage mechanisms and thermomechanical loadings of brake discs*. Temperature-Fatigue Interaction, ESIS Publication 29, L. Rémy & J. Petit Eds, Elsevier Sc., pp. 167-176, 2002.

[Dufrenoy_02[b]] P. Dufrénoy, G. Degallaix, F. Bumbieler, J.J. Viet, J. Raison, *Mécanismes de fissuration des disques de frein : analyse expérimentale et études numériques*. 4ème J. Européennes du Freinage, Lille, Lille, 13-14 mars, pp. 111-122, 2002.

[Dufrenoy_04] P. Dufrénoy, *Analyse et prédiction des comportements thermomécanique et dynamique de structure en contact frottant*, Habilitation à diriger des recherches, Université des Sciences et Technologies de Lille, 2004.

[Dundurs_76] J. Dundurs, M. Comninou, *On the boundary conditions in contact problems with heat conduction*, Developments in Theoretical and Applied Mechanics, R.P. McNitt Virginia Polytechnic Institute and state University Eds., 1976

[Duvaut_79] G. Duvaut, *Free boundary problem connected with thermoelasticity and unilateral contact*, Free Boundary Prob., 11, Pavia, 1979

[Ebara_08] R. Ebara, K. Kubota, *Failure analysis of forging dies for automotive components*, Eng. Failure Analysis, 15, pp. 881-893, 2008.

[Eriksson_00] M. Eriksson, S. Jacobson, *Tribological surfaces of organic brake pads*, Tribology International, 33, pp. 817-827, 2000.

[Eriksson_02] M. Eriksson, F. Bergman, S. Jacobson, *On the nature of tribological contact in automotive*, Wear 252, pp. 26-36, 2002.

[Fan_96] X. Fan, H. Lippmann, *Elastic-plastic buckling of plates under residual stress*, Advances in Engineering plasticity and its applications, T. Abe & T. Tsuta Eds. Amsterdam Pergamon Press, pp 95-100, 1996

[Feng_90] J.Y. Feng, M.X. Bian, Z.J Dang , *Thermal fatigue under multiaxial stresses*, Fatigue Fract. Engn. Mater. Struct., 13, pp 525-534, 1990

[Fissolo_01] A. Fissolo, *Fissuration en fatigue thermique des aciers inoxydables austénitiques*, Habilitation à diriger des recherches, CEA Saclay, 2001

[Fissolo_09] A. Fissolo, S. Amiable, O. Ancelet, F. Mermaz, J.M. Stelmaszyk, A. Constantinescu, C. Robertson, L. Vincent, V. Maillot, F. Bouchet, *Crack initiation under thermal fatigue : An overview of CEA experience. Part I: Thermal fatigue appears to be more damaging than uniaxial isothermal fatigue* , Int. J. of Fatigue, 31, pp 587-600, 2009

[Floquet_1996] A. Floquet, M.C. Dubourg, *Realistic braking operation simulation of ventilated disk brakes*, 118, pp. 466-472, 1996.

[Gao_02] G.H. Gao, X.Z. Lin, *Transient temperature field analysis of a brake in a non-axisymmetric three-dimensional*, J. of Mat. Proc. Tech., 129, pp. 513-517, 2002.

[Gao_07] G.H. Gao, J.M. Huang, X.Z. Lin, X.S. Tang, *Stress analysis of thermal fatigue fracture of brake disks based on thermomechanical coupling*, J. of Tribology, 129, pp. 536-543, 2007.

[Gaussorgues_99] G. Gaussorgues, *La thermographie infrarouge : principes, technologies, applications*, Ed. Tec&doc, ISBN 2743002905,1999.

[Godet_84] M. Godet, *The third body approach, a mechanical view of wear*, Wear, vol. 100, pp. 437-452, 1984.

[Haddar_03] N. Haddar, *Fatigue thermique d'un acier inoxydable 304L : simulation de l'amorçage et la croissance de fissures courtes en fatigue isotherme et anisotherme,* Thèse de Doctorat, Ecole des Mines de Paris, 2003.

[Haddar_05] N. Haddar, A. Fissolo, *2D simulation of the initiation and propagation of crack array under thermal fatigue*, Nuclear Eng. And Design, 235, pp. 945-964, 2005.

[Hahner_08] P. Hahner, C. Rinaldi, V. Bicego, E. Affeldt, T. Brendel, H. Andersson, T. Beck, H. Klingelhoffer, H.J. Kuhn, A. Koster, M. Loveday, M. Marchionni, C. Rae, *Research and development into European code-of-practice for strain-controlled thermo-mechanical fatigue testing*, Int. J. of Fatigue, 30, pp. 372-381, 2008.

[Hamam_02] R. Hamam, *Analyse de la fissuration de disques de frein de TGV*, Rapport de stage Ingénieur, Ecole Polytechnique Universitaire de Lille, 2002.

[Hernik_09] S. Hernik, *Modeling FGM brake disk against global thermoelastic instability (hot-spot)*, ZAMM, 89, pp. 88-106, 2009.

[Hills_86] D.A. Hills, J.R Barber, *Steady sliding of a circular cylinder over a dissimilar thermally conducting half-plane*, Int. J. Mech. Sc., 28, pp. 613-623, 1986.

[Kao_94] T. Kao, J.W. Richmond, M.W. Moore, *The application of predictive techniques to study thermo-elastic instability of brakes*, SAE 942087, 1994.

[Kao_00] T. Kao, J.W. Richmond, A. Douarre, *Brake disc hot spotting and thermal judder: an experimental and finite element study*, Int. J. of Vehicle Design, 23, pp. 276-296, 2000.

[Kasem_08] H. Kasem, *Etude des mécanismes d'usure lors de la friction de composites carbone/carbone. Approche tribologique et physico-chimique : Application au freinage aéronautique*, Thèse de Doctorat, Université d'Orléans, 2008.

[Kennedy_74] F.E. Kennedy, F.F. Ling, *A thermal, thermoelastic and wear simulation of a high-energy sliding contact problem*, J. of Lubrification Technology, Trans. of the ASME, pp. 497-507, July 1974.

[Koster_96] A. Koster, G. Laurtent, G. Cailletaud, L. Rémy, *Analysis of thermal fatigue tests for superalloy components*, Proc. of Fatigue under thermal and mechanical loadings, Petten, Netherlands, 22-24 May, 1995.

[Laraqi_92] N. Laraqi, *Températures de contact et coefficient de partage de flux généré par frottement sec entre deux solides; Approche nouvelle de la génération de flux*, Int. J. Heat Mass Transfer, 35 (11), pp. 3131-3139, 1992.

[Laraqi_96] N. Laraqi, *Phénomène de constriction thermique dans les contacts glissants*, Int. J. Heat Mass Transfer, 39 (17), pp. 3717-3724, 1996.

[Larzabal_99] C. Larzabal, F. Danes, *Etude de l'effet des spots de contact sur la résistance thermique des contacts statiques*, Congrès Français de Thermique SFT99, pp. 51-56, 1999.

[Lee_94] K. Lee, J.R. Barber, *An experimental investigation of frictionnaly-excited instability in automotive disk brakes under a drag brake application*, J. of Tribology, 116, pp. 409-414, 1994.

[Mackin_02] T. J. Mackin et al., *Thermal cracking in disc brakes*, Engineering Failure Analysis, 9, pp. 63-76, 2002.

[Maillot_03] V. Maillot, *Amorçage et propagation de réseaux de fissures de fatigue thermique dans un acier inoxydable austénitique de type X2 CrNi18-09 (AISI 304L)*, Thèse de Doctorat, Ecole Centrale de Lille, 2003.

[Maillot_05] V. Maillot, A. Fissolo, G. Degallaix, S. Degallaix. *Thermal fatigue crack networks parameters and stability: an experimental study*, Int. J of Solids and Structures, 42, pp. 759-769, 2005.

[Maitournam_89] H. Maitournam, *Formulation et résolution numérique des problèmes thermoviscoplastiques en régime permanent*, Thèse de Doctorat, Ecole Nationale des Ponts et Chaussées, Paris, 1989.

[Majcherczak_03] D. Majcherczak, *Etude d'un contact glissant : approche numérique et expérimentale. Application au freinage*, Thèse de Doctorat, Université des Sciences et Technologies de Lille, 2003.

[Malm_79] S. Malm, L.A. Norstrom, Metal Science, pp. 544-550, 1979.

[Mazo_78] L. Mazo, B. Cassagne, D. Badie-Levet, J.P. Bardon, *Etude des conditions de liaison thermique dans le cas du frottement sec métal-plastique*, Rev. Gén. Therm., 204, pp. 919-933, 1978.

[Miquel_02] B. Miquel, S. Jean, S. Le Roux, P. Lamesle, F. Rézaï-Aria, *Heat-checking of hot work tool steels*, Temperature-Fatigue Interaction, pp. 185-193, 2002.

[Newcomb_59] T.P. Newcomb, *Transient temperatures attained in disk brakes*, British J. of Applied Physics, 10, pp. 339-340, 1959.

[Nguyen_81] Q.S. Nguyen, M. Rahimian, *Mouvement permanent d'une fissure en milieu élastoplqstique*, J. de Mécanique Appliquée, 5, pp. 95-120, 1981.

[Nguyen-Tajan_01] T.M.L. Nguyen-Tajan, H. Maitournam, J.J. Thomas, *Une méthode de calcul de structures soumises à des chargements mobiles : Application au freinage automobile*, 5ème Coll national en calcul des structures, J.L. Batoz Ed., pp. 351-358, 2001.

[Nguyen-Tajan_02] T.M.L. Nguyen-Tajan, *Modélisation thermomécanique des disques de frein par une approche eulérienne*, Thèse de doctorat, Ecole Polytechnique, Palaiseau, 2002.

[Osterle_04] W. Osterle, I. Urban, *Friction layers and friction films on PMC brake pads*, Wear, 257, pp. 215-226, 2004.

[Oudin_02] A. Oudin, P. Lamesle, L. Penazzi, S. Le Roux, F. Rézaï-Aria, *Thermomechanical fatigue behaviour and life assessment of hot work tool steels*, Temperature-Fatigue Interaction, pp. 195-201, 2002.

[Pajani_89] D. Pajani, *Mesure par thermographie infrarouge*, ADD editeur, ISBN 2940417108,1989

[Panier_02] S. Panier, *Etude théorique et expérimentale des points chauds dans les organes de friction*, Thèse de Doctorat, Université des Sciences et Technologies de Lille, 2002.

[Panier_04] S. Panier, P. Dufrénoy, D. Weichert, *An experimental investigation of hot spots in railway disc brakes*, Wear, 256, pp. 764-773, 2004.

[Panier_05] S. Panier, P. Dufrénoy, J.F. Brunel, D. Weichert, *Progressive Waviness Distortion : a New approach of Hot Spotting disc brakes*, J. of Thermal Stresses, 28, pp. 47-62, 2004.

[Persson_04] A. Persson, S. Hogmark, J. Bergström, *Failure modes in field-tested brass die casting dies*, Journal of Materials Processing Technology 148, pp. 108-118, 2004.

[Persson_05] A. Persson, S. Hogmark, J. Bergström, *Thermal fatigue cracking of surface engineered hot work tool steels*, Surface & Coatings Technology, 191, pp. 216-227, 2005.

[Pommier_02] S. Pommier, *Contribution de la fatigue des matériaux métalliques*, Mémoire d'habilitation à diriger des recherches, Paris 6 – Ecole Centrale de Paris, 2002.

[Raynaud_97] M. Raynaud, *Le problème inverse de conduction de la chaleur*, Techniques de l'ingénieur, BE 8265, pp. 813-816, 1997.

[Rémy_03] L. Rémy, *Comprehensive Structural Integrity*, vol. 5, chapitre Thermal-Mechanical Fatigue, pp. 113-200, Elsevier, 2003.

[Roussette_05] O. Roussette, *Etude tribologique de couples de matériaux sous sollicitations de freinage très sévères (Application à un frein ferroviaire à performances améliorées)*, Thèse de Doctorat, USTL-EC Lille, 2005.

[Samrout_96] H. Samrout, *Loi de comportement élastoviscoplastique à température variable d'un acier de disques de frein pour matériel ferroviaire*, Thèse de Doctorat, Université de Bordeaux, 1996.

[Samrout_97] H. Samrout, R. El Abdi, J.L Chaboche, *Model for 28CrMoV5-8 steel undergoing thermomechaical cyclic loadings*, Int. J. Solid Structures Vol. 34, Nos. 35-36, pp. 4547-4556,1997.

[Samrout_98] H. Samrout, R. El Abdi, *Fatigue behaviour of 28CrMoV5-08 steel under thermomechanical loading*, Int. J. of Fatigue, 20, pp. 555-563,1998.

[Shih_95] W.Y. Shih, L. Kudryavtsev, K.K Wang, *Elastic buckling of a circular disk due to internal membrane forces*, J. of Applied Mechanics, 62, pp. 813-816, 1995.

[Szmytka_07] F. Szmytka., *Nouveaux modèles de comportement élasto-visco-plastique pour des matériaux métalliques*, Thèse de Doctorat, Ecole Polytechnique, Palaiseau, 2007.

[Tirovic_90] M. Tirovic, A.J. Day, *The calculation of temperatures in brakes*, Second Brakes Workshop, University of Bradford , Nov. 1990.

[Tirovic_91] M. Tirovic, A.J. Day, *Disc brake interface pressure distribution*, J. of Mech. Eng. Sc., Proc. Instn Mech. Engrs, 205, pp. 137-146, 1991.

[Uetz_78] H. Uetz, J. Fohl, *Wear as an energy transformation process*, Wear, 49, pp. 253-264, 1978.

[Vallet_99] F. Vallet, *Etude de la fissuration d'un disque de frein à partir de l'analyse de son comportement thermomécanique*, Thèse de Doctorat, INSA de Lyon, 1999.

[Velay_03] V. Velay, *Modélisation du comportement cyclique et de la durée de vie d'aciers à outils martensitiques*, Thèse de Doctorat, Ecole des Mines de Paris, 2003.

[Vernersson_06] T. Vernersson, *Tread braking of railway wheels noise-related tread roughness and dimensionning wheel* temperature, Ph.D Thesis Charlmers university of technology, Goteborg, Sweden, 2006.

[Vernotte_56] P. Vernotte, *Calcul numérique, calcul physique : application à la thermocinétique*, Publications scientifiques et techniques du ministère de l'air, 1956.

[Wong_07] J. Wong, *Analyse de l'endommagement par fatigue thermique et modélisation du comportement thermomécanique de couples disque-garnitures de type TGV*, Thèse de Doctorat, USTL-EC Lille, 2007.

[Yi_99] Y.B. Yi, S. Du, J.R. Barber, J.W. FAsch, *Effect of geometry on thermoelastic instability in disk brakes and clutches*, J. of Tribology, 121, pp. 661-666, 1999.

[Zagrodzki_90] P. Zagrodzki, *Analysis of thermomechanical phenomena in multidisc clutches and brakes*, Wear, 140, pp. 291-308, 1990.

[Zagrodzki_01] P. Zagrodzki, K.B. Lam, E. Al-Bahkali, J.R. Barber, *Nonlinear transient behavior of a sliding system with frictionally-excited thermoelastic instability*, J. of Tribology, 123, pp. 699-708, 2001.

Annexe I

Calcul des caractéristiques de freinage

Dans le cas d'un freinage d'arrêt ou de ralentissement, sans déclivité, toute l'énergie cinétique du train est convertie sous forme de chaleur (les pertes par roulement et par frottement aérodynamique étant négligées).
Les données initiales d'un freinage sont la vitesse initiale et finale du freinage, l'effort normal de pression sur le disque, la masse à freiner et le coefficient de frottement, considéré comme connu et constant.

L'énergie de freinage s'exprime par :

$$Q = \Delta Ec = \frac{1}{2} M.\left(V_i^{\,2} - V_f^{\,2}\right)$$

où : Q correspond à l'énergie dissipée sous forme de chaleur au cours du freinage,
ΔEc est la variation d'énergie cinétique du train entre le début et la fin du freinage
M est la masse à freiner par disque,
V_i est la vitesse initiale du train au début du freinage,
V_f est la vitesse finale du train en fin de freinage.

La puissance de freinage s'exprime par :

$$P = \frac{dEc}{dt} = M.V(t).\gamma$$

où P est la puissance de freinage,
Ec est l'énergie cinétique du train
t est la temps
M la masse à freiner par disque,
$V(t)$ la vitesse du train à l'instant t,
γ la décélération.

La décélération γ étant considérée constante, la vitesse et donc la puissance de freinage décroissent linéairement en fonction du temps.

$$V(t) = V_i - \gamma.t$$

et donc

$$P(t) = M.(V_i - \gamma.t).\gamma$$

On en déduit l'expression de la puissance maximale de freinage dans le cas d'un freinage d'arrêt :

$$P_{MAX} = M.V_i.\gamma$$

La puissance de freinage est maximale en début de freinage.

La puissance peut aussi s'exprimer par la formule suivante :

$$P(t) = F.V(t)$$

où *P(t)* est la puissance de freinage à l'instant *t*,
F est l'effort retardateur ramené à la roue,
V(t) est la vitesse du train à l'instant *t*.

En exprimant le couple de freinage, on obtient :

$$C_f = F.R_{roue} = F_T.R_{disque} \qquad \text{donc} \quad F = F_T \frac{R_{disque}}{R_{roue}}. \qquad \text{or} \qquad F_T = \mu.F_N$$

où C_f est le couple de freinage,
F est l'effort retardateur ramené à la roue,
R_{roue} est le rayon de la roue,
F_T est l'effort retardateur ramené au rayon moyen du disque,
R_{disque} est le rayon moyen du disque,
F_N est l'effort normal de pression sur le disque,
μ est le coefficient de frottement.

La décélération s'exprime alors par :

$$\gamma = \mu \frac{R_{disque}}{R_{roue}.M}.F_N$$

On peut ainsi déterminer le temps de freinage qui est donné par :

$$t_f = \frac{V_i - V_f}{\gamma} \qquad ou \qquad t_f = \frac{R_{roue}.M}{\mu.R_{disque}.F_N}\left(V_i - V_f\right)$$

Annexe II

Propriétés et loi de comportement de l'acier 28CrMoV5-08

A.II-1 Propriétés en température de l'acier 28CrMoV5-08

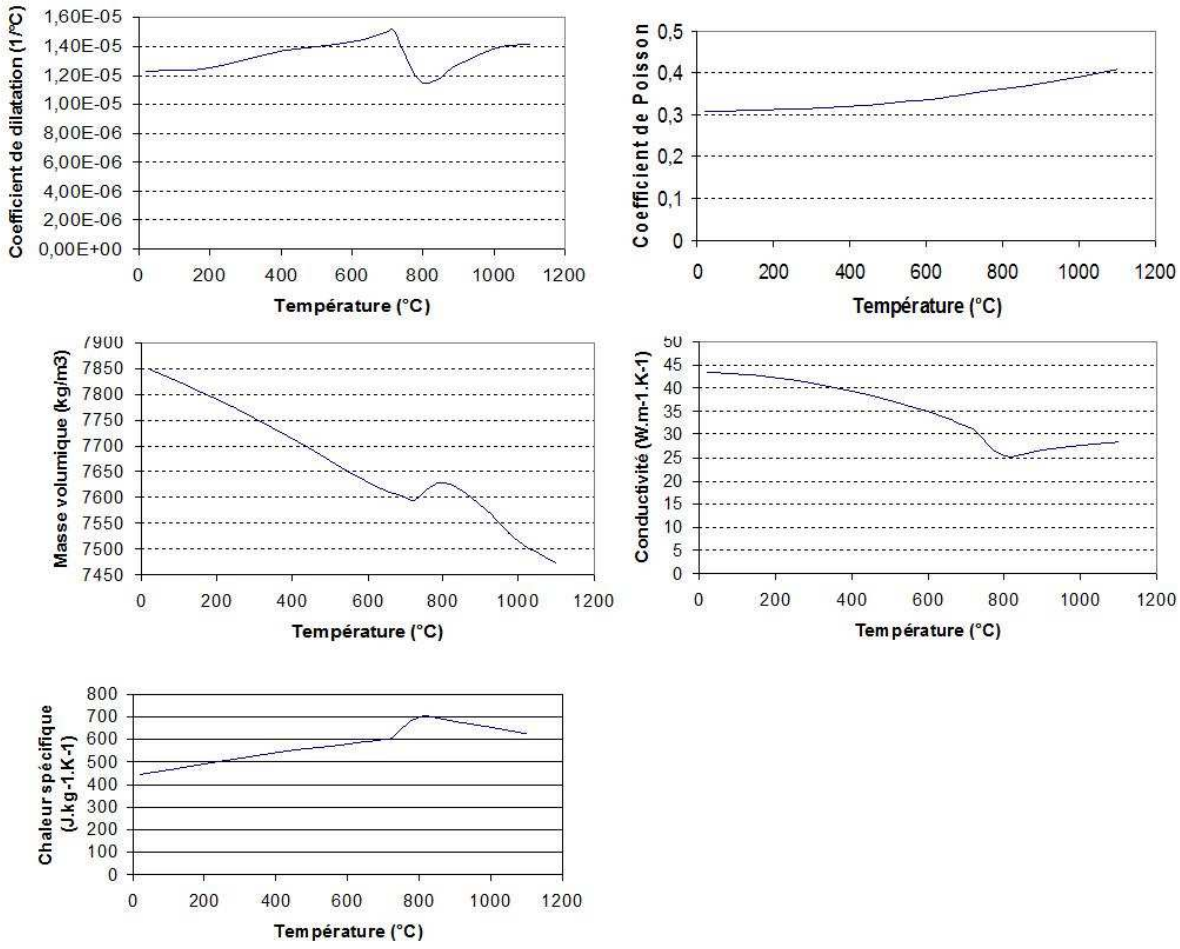


Figure A2-1 : Variation en fonction de la température du coefficient de dilatation thermique, du coefficient de Poisson, de la masse volumique, de la conductivité thermique et de la capacité calorifique massique de l'acier 28CrMoV5-08

A.II-2 Loi de comportement de l'acier 28CrMoV5-08

A.II-2.1 Formulation de la loi de comportement élasto-plastique

Le modèle de comportement utilisé pour le matériau du disque est un modèle élasto-plastique multilinéaire à écrouissage cinématique. La variable d'écrouissage est une variable tensorielle X qui indique la position actuelle de la surface de charge. La taille du domaine est notée k. La fonction de charge s'écrit :

$$f = f_y(\sigma - X) - k \quad avec \quad X = \frac{\partial \Psi}{\partial \alpha}$$

où la fonction f_Y donne la forme du critère de limite d'élasticité, α est une variable cinématique et *k* la limite d'élasticité. La surface de charge étant décrite par le critère de Von Mises, la fonction f_Y ne dépend que du second invariant :

$$J_2(\sigma - X) = \left(\frac{3}{2} (\sigma' - X') : (\sigma' - X') \right)^{\frac{1}{2}}$$

Dans ce cas :

$$\frac{df}{d\sigma} = \frac{3}{2} \frac{(\sigma' - X')}{J_2(\sigma - X)}$$

et la loi d'écrouissage cinématique s'exprime sous la forme :

$$dX = \frac{2}{3} C d\varepsilon_p$$

Le multiplicateur plastique $d\lambda$ s'exprime donc :

$$d\lambda = \frac{3H(f)}{2C} \frac{\langle (\sigma' - X') : d\sigma \rangle}{J_2(\sigma - X)}$$

où *H* est la fonction d'Heaviside qui vérifie : $\begin{cases} H(f) = 0 \ \ si \ \ f < 0 \\ H(f) = 1 \ \ si \ \ f = 0 \end{cases}$

La loi d'écoulement s'écrit alors :

$$d\varepsilon_p = \frac{9H(f)}{4Ck^2} \langle (\sigma' - X') : d\sigma \rangle (\sigma' - X')$$

A.II-2.2 Paramètres de la loi de comportement

Comme l'acier 28CrMoV5-08 présente un fort adoucissement cyclique, il nous est apparu plus pertinent d'identifier les paramètres de la loi de comportement élasto-plastique à partir des résultats expérimentaux de Samrout, issus d'essais de fatigue oligocyclique isotherme pour des températures comprises entre 20 et 600°C **[Samrout_96]**. Au-delà de 600°C et jusqu'à 1000°C ils sont identifiés à partir des résultats d'essais de traction monotone réalisés par la SNCF pour des températures comprises entre 20 et 1100°C.

La **figure A2-2** représente l'évolution du module d'Young en fonction de la température. La courbe violette est issue des travaux de Samrout tandis que la courbe bleu pointillée correspond aux valeurs identifiées à partir des essais de la SNCF. L'union des courbes violette et noire correspond à l'évolution en fonction de la température du module d'Young retenue dans ce mémoire.

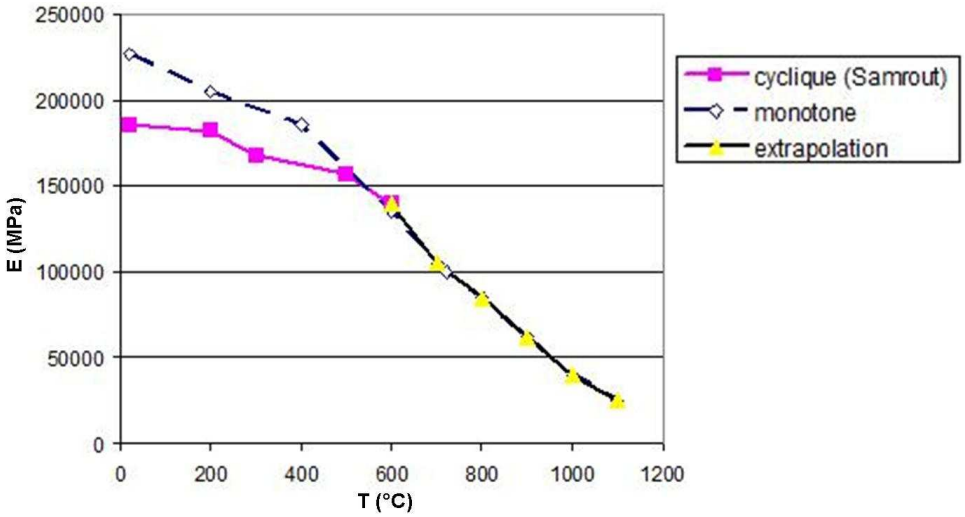


Figure A2-2 : Evolution du module d'Young en fonction de la température

La **figure A2-3** représente l'évolution de la limite d'élasticité en fonction de la température. La courbe violette est issue des travaux de Samrout tandis que la courbe bleu pointillée correspond aux valeurs identifiées à partir des essais de la SNCF. L'union des courbes violette et noire correspond à l'évolution en fonction de la température de la limite d'élasticité retenue dans ce mémoire.

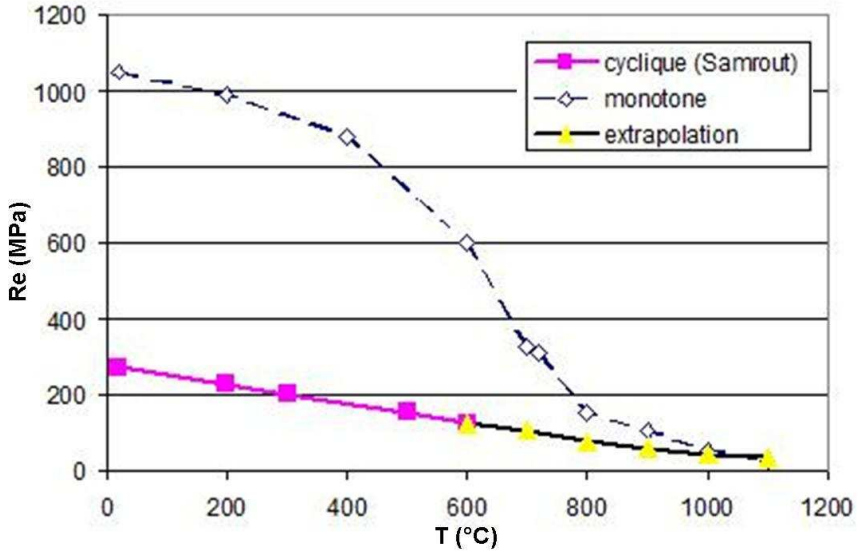


Figure A2-3 : Evolution de la limite d'élasticité en fonction de la température

La **figure A2-4** représente la comparaison entre la loi de comportement établie à partir des essais de la SNCF (courbes en traits pointillés) et celle établie à partir des paramètres identifiés par Samrout jusqu'à 600°C puis extrapolés au-delà de 600°C et jusqu'à 1000°C (courbes en traits plein).

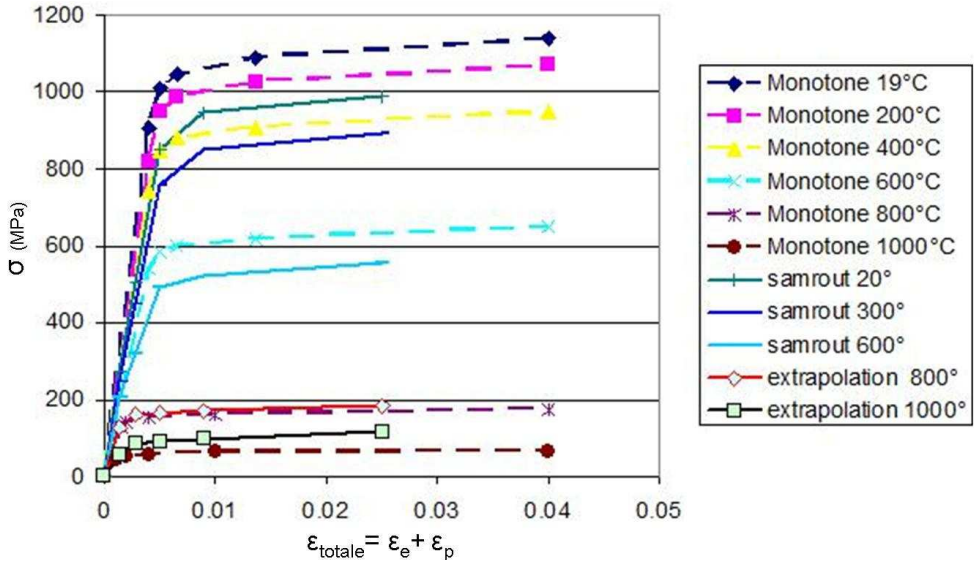


Figure A2-4 : Comparaison entre la loi de comportement identifiée à partir des essais de la SNCF et celle établie à partir des paramètres identifiés par Samrout jusqu'à 600°C puis extrapolés jusqu'à 1000°C

La **figure A2-5** représente la loi de comportement telle qu'elle a été intégrée dans le code de calcul par éléments finis ANSYS. Pour le type de comportement choisi, seules 5 températures peuvent être prises en compte par le logiciel. Entre deux températures, les paramètres sont interpolés linéairement.

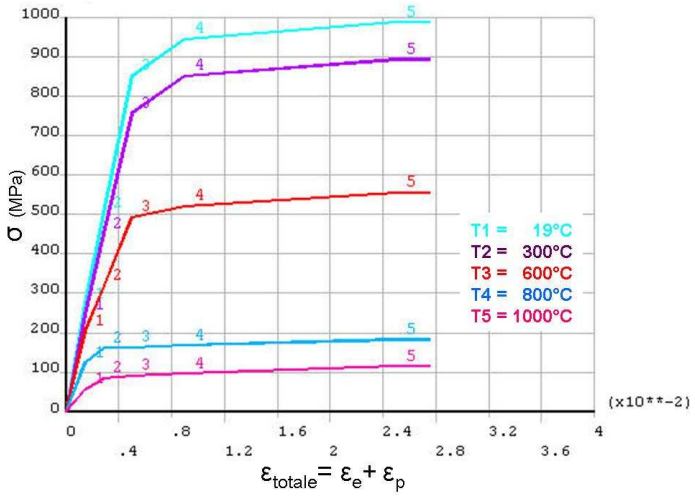


Figure A2-5 : Loi de comportement du matériau du disque : courbes d'écrouissage cyclique pour 5 températures

La **figure A2-6** synthétise les valeurs de module d'Young et de limite élastique identifiées de 10°C à 600°C et extrapolées (astérisque) de 700°C à 1100°C.

T (°C)	20	200	300	500	600	700	800	900	1000	1100
E (MPa)	186000	182000	168000	157000	140000	105000*	85263*	62000*	40000*	25000*
Re (MPa)	273	228	203	153	128	105*	80*	60*	45*	35*

* Valeurs extrapolées

Figure A2-6 : Principales caractéristiques retenues pour le matériau du disque

Annexe III

Module de compression des matériaux de friction et rigidité en flexion des garnitures

Dans cette partie, nous présentons les résultats des mesures du module de compression des matériaux de friction ainsi que la rigidité en flexion des garnitures G5 et G6. Ces grandeurs qui permettent d'évaluer la capacité de la garniture à répartir au mieux la pression de contact sur le disque, influent très fortement sur les performances thermomécaniques tel qu'il est explicité au chapitre IV. Les valeurs obtenues seront comparées à celles mesurées pour les 4 garnitures (G1, G3, G4, G2) dans les mêmes conditions expérimentales

A.III-1 Module de compression des plots

A.III-1.1 Protocole de mesure

Les essais ont été réalisés à température ambiante sur une machine électromécanique Instron® de capacité 30 kN. Pour la garniture G6, on dispose d'un seul échantillon (S = 9,5 x 9,5 mm² et h = 13,5 mm) et, pour la garniture G5, on teste un plot complet afin d'obtenir un comportement moyen prenant en compte les deux matériaux le constituant.
L'échantillon est placé entre un plateau fixe (plateau inférieur) et un plateau rotulé et mobile en translation (plateau supérieur). L'instrumentation est assurée d'une part par la cellule de charge de la machine et d'autre part par deux capteurs laser mesurant le déplacement axial de deux points diamétralement opposés du plateau rotulé (**figure A3-1**).
Le cycle de compression appliqué est composé d'un premier chargement linéairement croissant jusqu'à l'effort maximal, d'une décharge de 85% et d'une seconde mise en charge jusqu'à l'effort maximal. La vitesse de chargement est de 4000 N/min. C'est au cours de la deuxième montée en charge que le module de compression est déterminé. L'effort maximal est fixé à 800 N pour les essais sur échantillon et à 8000 N pour les essais sur plot. Chaque cycle est répété trois fois pour chaque échantillon et/ou plot.

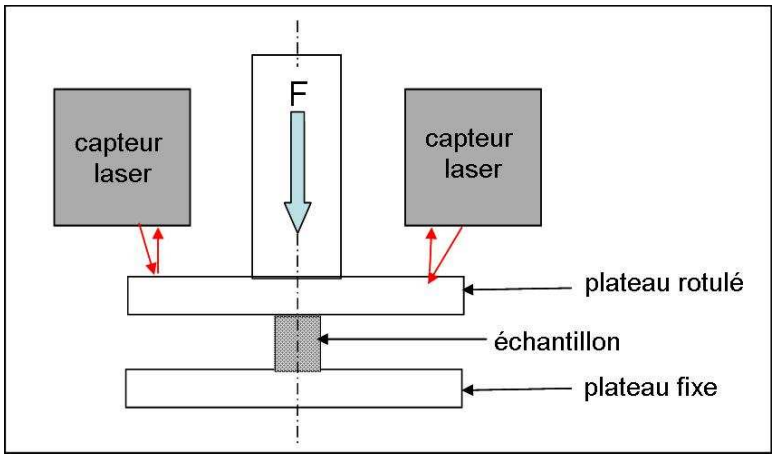
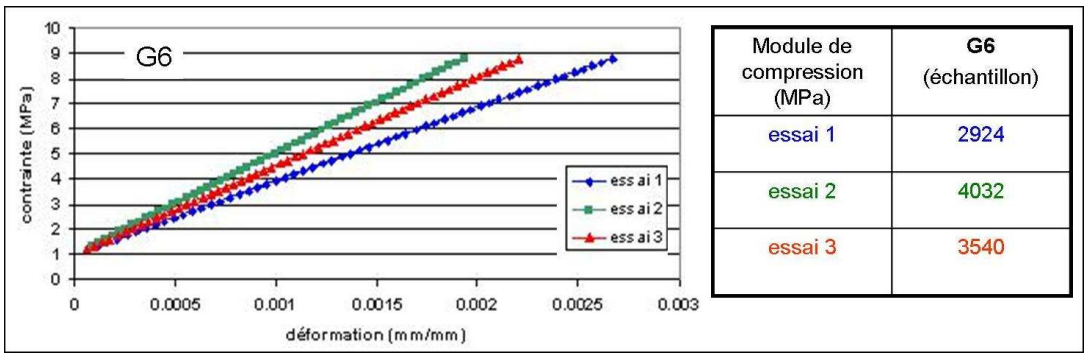


Figure A3-1 : Schéma du dispositif d'essai de compression des matériaux de friction

A.III-1.2 Résultats

La **figure A3-2** présente les valeurs de module de compression obtenues pour les trois essais réalisés avec l'échantillon de garniture G6. On constate une dispersion assez importante des résultats donnant, pour le même échantillon, une valeur de module comprise entre environ 3000 et 4000 MPa.



Module de compression (MPa)	**G6** (échantillon)
essai 1	2924
essai 2	4032
essai 3	3540

Figure A3-2 : Résultats des essais de compression du matériau de la garniture G6

La **figure A3-3** synthétise les valeurs de module de compression obtenues pour les trois essais réalisés avec l'échantillon de matériau de garniture G6 et sur un plot de la garniture G5. La dernière ligne du tableau donne la valeur moyenne de ces modules qui sera celle retenue par la suite.

Module de compression (MPa)	**G5** (plot entier)	**G6** (échantillon)
essai 1	1001	2924
essai 2	1015	4032
essai 3	1034	3540
moyenne	1017	3499

Figure A3-3 : Valeurs des modules de compression des matériaux des garnitures G5 et G6

La **figure A3-4** regroupe les valeurs de module de compression des matériaux de friction des garnitures G1, G3, G4, G2, G5 et G6. La garniture G5 a le module de compression le plus

faible et proche de celui de la garniture G1. Le module de compression du matériau de friction de la garniture G6 est environ 3,5 fois plus élevé que celui de G5 et du même ordre de grandeur que celui de la garniture G3.

	G1	G3	G4	G2	G5	G6
Module de compression du matériau de friction (MPa)	1100	3300	4300	4500	1017	3465

Figure A3-4 : Module de compression des matériaux de friction des garnitures G1, G3, G4, G2, G5 et G6

A.III-2 Rigidité du système déformable situé entre les plots et la plaque-support de la garniture G5

Ce paragraphe présente les essais réalisés pour déterminer la raideur du système de palonnier sur lequel les plots de la garniture G5 sont fixés par paires. Ceci afin de déterminer un module de compression équivalent pour le système {2 plots + palonnier}.

A.III-2.1 Protocole de mesure

Les essais ont été réalisés sur la même machine électromécanique que celle utilisée pour les essais de compression (Instron® de capacité 30 kN). La **figure A3-5** présente le dispositif expérimental. Le système {2 plots + palonnier} est placé entre un plateau fixe (plateau inférieur) et un plateau rotulé et mobile en translation (plateau supérieur). L'effort est appliqué par le biais d'un téton en acier à l'arrière de l'articulation du palonnier tandis que les deux plots appairés sont en contact avec le plateau fixe par l'intermédiaire de deux entretoises en acier. L'instrumentation est assurée d'une part par la cellule de charge de la machine et d'autre part par deux capteurs laser mesurant le déplacement de deux points diamétralement opposés du plateau rotulé.
Le cycle de compression appliqué est composé d'un premier chargement jusqu'à l'effort maximal de 9000 N, d'une décharge de 85% et d'une seconde mise en charge jusqu'à l'effort maximal de 9000 N. La vitesse de chargement est de 4000 N/min. C'est au cours de la deuxième montée en charge que le module de compression est déterminé. Chaque cycle est répété trois fois.

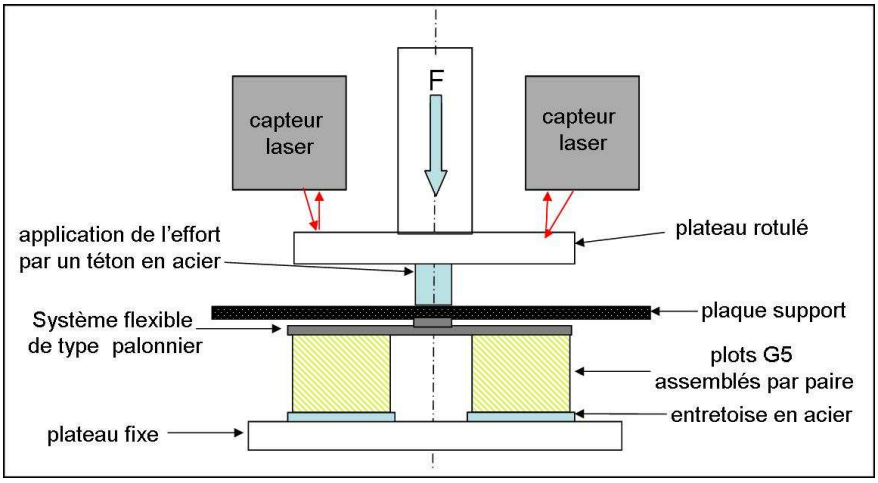
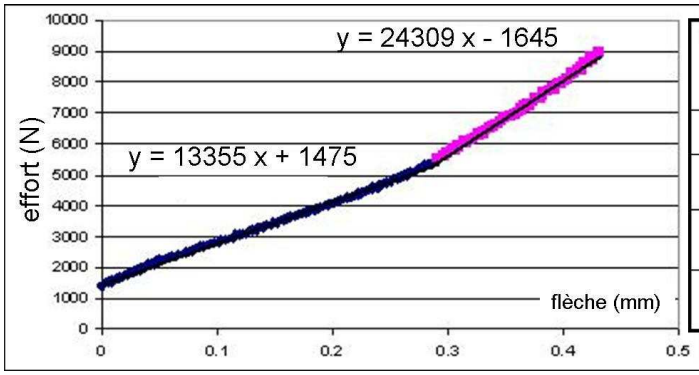


Figure A3-5 : Schéma du dispositif permettant de déterminer la raideur du système {2 plots + palonnier}

A.III-2.2 Résultats

La **figure A3-6** présente la courbe effort/déplacement relative au premier essai de flexion sur le système {2 plots + palonnier} ainsi que les résultats obtenus pour les deux autres essais dans le tableau de droite. Tout d'abord, on remarque que cette courbe peut être modélisée par deux segments de droite pour des valeurs d'effort de 1200 à 5500 N et de 5500 N à 9000 N. On obtient ainsi deux valeurs de raideurs suivant la gamme d'effort envisagée. Au-delà de 5500 N la raideur est presque 2 fois supérieure à celle mesurée pour des niveaux d'effort plus faibles. Cette augmentation peut-être expliquée par l'écrasement des différents éléments flexibles du palonnier. D'autre part, les résultats obtenus pour les 2 autres essais montrent une bonne reproductibilité et une faible dispersion des résultats.
Dans le cas du TGV, les efforts de freinage, appliqués sur toute la garniture (40 plots), sont rarement supérieurs à 20000 N. Les paires de plots sont donc soumises à des efforts de compression inférieurs à 5500 N. Nous choisissons donc la valeur de raideur obtenue dans la première gamme d'effort (1200 à 5500 N). La valeur retenue est la moyenne des raideurs obtenues pour les trois essais, soit 13561 N/mm.



Raideur du système {plots + palonnier} (N/mm)	de 1200 à 5500 N	de 5500 à 9000 N
essai 1	13355	24309
essai 2	13824	24978
essai 3	13503	25676
moyenne	13561	24988

Figure A3-6 : Courbe effort/déplacement et raideur du système {2 plots + palonnier} pour les trois essais successifs

A.III-2.3 Calcul de la rigidité du palonnier

Il faut garder à l'esprit que la raideur mesurée correspond à une raideur globale du système {2 plots + palonnier}. La **figure A3-7** représente une modélisation du système par le biais de ressorts. La raideur du palonnier peut en être déduite à partir de la formule suivante :

$$k_{pal} = 2.k_p.k_g / (2.k_p – k_g)$$

avec :

$k_p = E_p.S_p / L_p = 64655$ N/mm
$E_p = 1017$ MPa
$S_p = 1400$ mm²
$L_p = 22$ mm
$k_g = 13561$ N/mm

Ainsi $k_{pal} = 15150$ N/mm

Cette valeur correspond à la rigidité qu'aurait une sous-couche élastique de 4 mm d'épaisseur, de 2800 mm² de surface (équivalente à la surface de 2 plots) et dont le module de compression serait de 120 MPa.

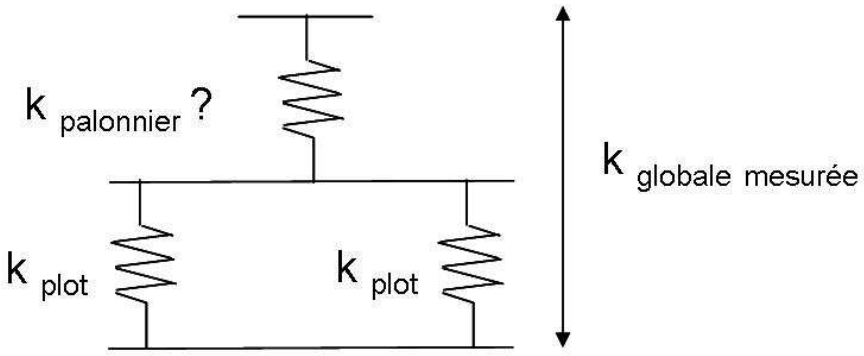


Figure A3-7 : Modélisation du système {2 plots + palonnier} par un assemblage de ressorts en parallèle et en série

A.III-2.4 Module de compression équivalent du système {2 plots + palonnier}

Afin de comparer les valeurs de module de compression déterminées pour la garniture G5 et les garnitures G1, G3, G4, G2, nous avons choisi de « traduire » la raideur globale du système {2 plots + palonnier} en termes de module de compression équivalent. Pour cela, on considère que les deux plots appairés ne font qu'un et on calcule le module de compression équivalent comme suit :

$$E_{eq} = k_g.L_g / 2.S_p$$

avec :

k_g = 13561 N/mm : raideur globale
L_g = 22 mm
S_p = 1400 mm²

Ainsi E_{eq} = 107 MPa

Cette valeur correspond au module de compression que devrait avoir un plot constitué d'un autre matériau et directement assemblé sur la plaque support (sans système déformable intercalé) pour avoir la même raideur globale que celle mesurée précédemment.

A.III-3 Rigidité en flexion des garnitures

Ce paragraphe présente les essais de flexion réalisés sur les garnitures G5 et G6 ainsi que sur les garnitures G1, G3, G4, G2 afin de déterminer leur rigidité en flexion.

A.III-3.1 Protocole de mesure

La **figure A3-8** présente le dispositif expérimental de ces essais réalisés à l'aide de la même machine que les essais précédents (Instron® de capacité 30 kN).
La géométrie de la garniture G6 monobloc rend impossible le positionnement sur la plaque support. Il a donc été choisi de positionner les trois pions rigides sur le matériau de friction. On intercale une entretoise en acier entre le plot et le pion pour éviter toute indentation du matériau de friction sous l'effet de l'effort de compression. D'autre part l'effort de compression est appliqué par l'intermédiaire de 2 piges en acier positionnées de part et d'autre de la queue d'aronde. Ce mode d'application de l'effort se rapproche le plus de la configuration réelle dans laquelle l'effort est transmis par le porte-garniture (**figure A3-8**).

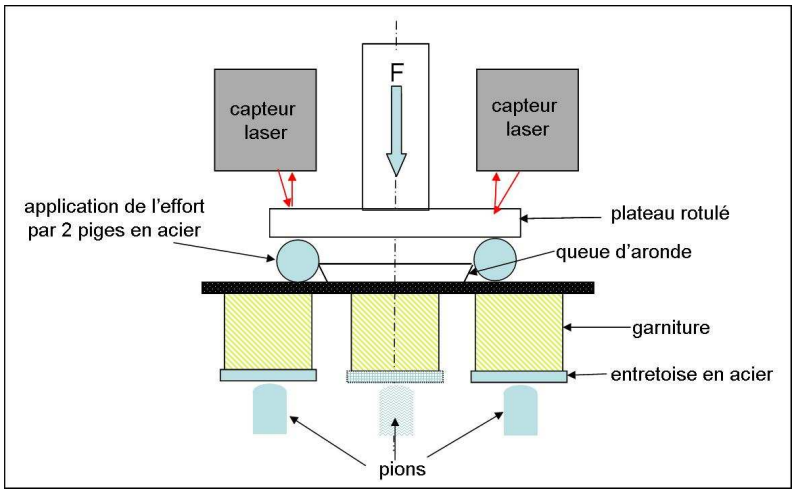


Figure A3-8 : Schéma du dispositif permettant de déterminer la rigidité en flexion des garnitures G1, G2, G3, G4, G5 et G6

L'instrumentation est assurée d'une part par la cellule de charge de la machine et d'autre part par deux capteurs laser mesurant le déplacement de deux points diamétralement opposés du plateau rotulé.
Le cycle de compression appliqué est composé d'un premier chargement jusqu'à l'effort maximal de 4000 N, d'une décharge de 85% et d'une seconde mise en charge jusqu'au même effort. La vitesse de chargement est de 4000 N/min. C'est au cours de la deuxième montée en charge que le module de compression est déterminé. Chaque cycle est répété deux fois.

A.III-3.2 Résultats

La **figure A3-9** présente la courbe effort/déplacement relative aux deux essais de flexion réalisés avec les garnitures G5 et G6 (un décalage de zéro entre les 2 montées en charge pour chaque type de garniture permet de bien différencier les courbes). Ces courbes peuvent être modélisées par une droite dont le coefficient directeur est la raideur de chaque type de garniture.

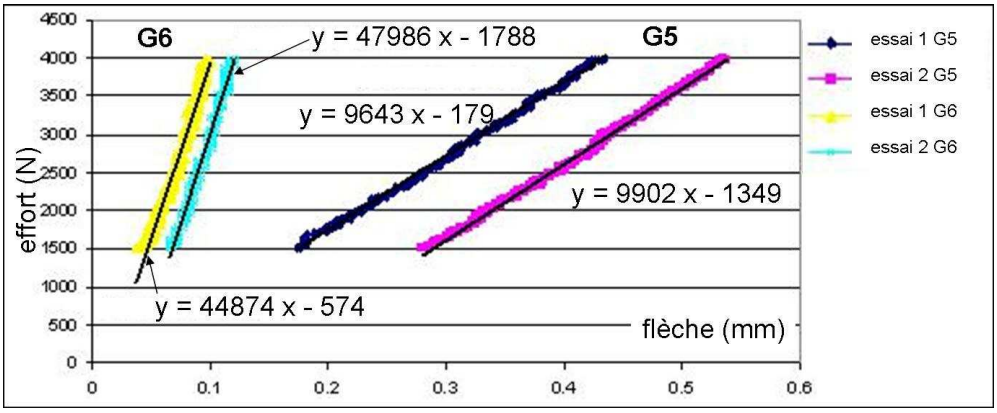


Figure A3-9 : Courbe effort/déplacement des 2 essais successifs réalisés avec les garnitures G5 et G6

La **figure A3-10** synthétise les valeurs de raideur obtenues pour chaque type de garniture pour les deux essais réalisés successivement. La dernière ligne du tableau donne la valeur moyenne de ces valeurs pour chaque garniture.

Rigidité en flexion N/mm	G1	G3	G4	G2	G5	G6
Essai 1	13813	11977	19572	11115	9643	44874
Essai 2	13852	12944	19533	11298	9902	47986
Moyenne	13833	12461	19553	11207	9773	46430

Figure A3-10 : Valeurs de la rigidité en flexion des garnitures G1, G3, G4, G2, G5 et G6

Il apparaît que les garnitures G5 et G6 ont des valeurs de rigidité extrémales, par rapport aux 4 garnitures G1, G2, G3 et G4, G6 est la garniture la plus raide tandis que G5 est la plus souple.

A.III-4 Synthèse

La **figure A3-11** rassemble dans un tableau les valeurs moyennes du module de compression des matériaux de friction et la rigidité en flexion des 6 garnitures. Pour la garniture G5, la valeur indiquée correspond au module équivalent prenant en compte le comportement du système palonnier. La valeur obtenue est près de 10 fois plus faible que celle du matériau G1 ayant le module le plus bas.

	G1	G3	G4	G2	G5	G6
Module de compression du matériau de friction (MPa)	1100	3300	4300	4500	107 *	3465
Rigidité en flexion (N/mm)	13833	12461	19553	11207	9773	46430

* Module de compression équivalent

Figure A3-11 : Valeurs de module de compression et de la rigidité en flexion pour les différents types de garnitures

Annexe IV

Protocole expérimental des essais de freinage réalisés avec les garnitures G2, G5 et G6

A.IV-1 Protocole expérimental

Les essais sont réalisés avec trois couples disque-garnitures neufs (disques en acier 28CrMoV5-08 et garnitures en matériaux frittés). On utilise trois disques TGV de géométrie Dehousse et trois garnitures de types différents notées G2, G5 et G6.
Pour chaque couple, on procède tout d'abord au rodage des garnitures. Puis, on applique une série de 20 freinages à vitesse et puissance de freinage croissantes. Enfin, on répète trois fois une séquence de 15 freinages différents. Tous les freinages sont issus du programme d'endurance de la SNCF : freinages d'arrêt (FA), freinages de ralentissement (FR), freinages de ralentissements répétés (FRR).

A.IV-1.1 Rodage des garnitures

Comme il a été précisé précédemment, toutes les garnitures sont initialement neuves. Elles sont rodées sur le disque d'essai. Le rodage consiste en une succession de freinages d'arrêt 120-0 km/h avec une force d'application de freinage Fn = 25 kN. On se base sur un critère visuel de 80% de la surface de garniture frottée pour valider cette étape. Du fait des différences d'usure entre les types de garnitures, le nombre de freinages d'arrêt nécessaires pour satisfaire ce critère s'étend de 60 à 100 freinages (**figure A4-1**).

Garnitures	Nombre de freinages
G2	60 FA
G5	100 FA
G6	100 FA

Figure A4-1 : Nombre de freinages de rodage pour chaque type de garniture

A.IV-1.2 Freinages à vitesse et puissance de freinage croissantes

Il s'agit d'une succession de 20 freinages d'arrêt pour lesquels les vitesses initiales de freinage s'échelonnent de 30 km/h à 300 km/h pour différentes forces de freinage.

Ces freinages sont réalisés sur chaque couple garniture rodée / disque neuf.
L'objectif poursuivi est :

- réaliser une montée progressive de la température du disque,
- observer la formation progressive des localisations thermiques sur le disque.

Ces freinages sont identiques à ceux présentés au chapitre II dans le paragraphe **§ II-1.1.2**.

A.IV-1.3 Séquence de freinages

A la suite de cette succession de freinages à vitesse et puissance croissantes, on sollicite le disque en répétant 3 fois une séquence identique de 15 freinages. Chaque séquence est composée de freinages d'arrêt (FA), de freinages de ralentissement (FR) et de freinages de ralentissements répétés (FRR). La **figure A4-2** décrit ces différents types de freinages.

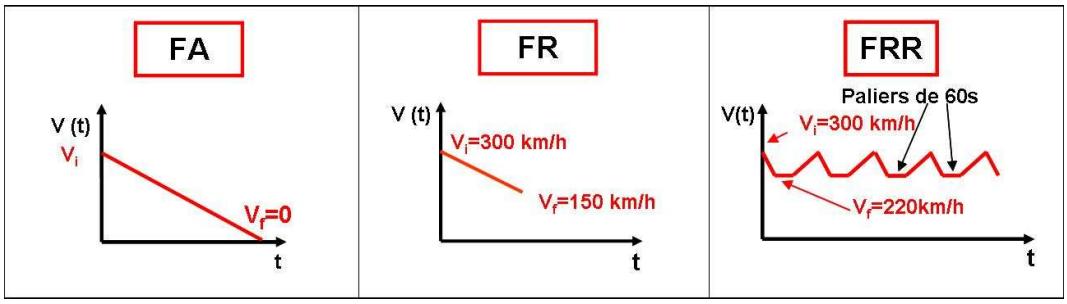


Figure A4-2 : Description des différents types de freinage

La **figure A4-3** présente la succession des 15 freinages composant la séquence.

Masse à freiner : 4 t Tinitiale ≤ 120 °C Vvent = 40 km/h Vrefroidissement = 200 km/h

FREINAGES	Vitesse initiale	Vitesse finale	Energie (MJ)	Effort (N)	P maxi (kW)
ST FA12	220 km/h	0 km/h	7.5 MJ	11200	113 kW
ST FA14	270 km/h	0 km/h	11.3 MJ	4150	185 kW
ST FA16	270 km/h	0 km/h	11.3 MJ	11200	185 kW
ST FR17	300 km/h	150 km/h	10,4 MJ	11200	206 kW
ST FA18	300 km/h	0 km/h	13.9 MJ	20000	367 kW
ST FRR 100	300 km/h	220 km/h	6.4 MJ	20000	367 kW
ST FRR 101	300 km/h	-	-	-	-
ST FRR 102	300 km/h	-	-	-	-
ST FRR 103	300 km/h	-	-	-	-
ST FRR 104	300 km/h	-	-	-	-
ST FRR 200	300 km/h	220 km/h	6.4 MJ	10000	184 kW
ST FRR 201	300 km/h	-	-	-	-
ST FRR 202	300 km/h	-	-	-	-
ST FRR 203	300 km/h	-	-	-	-
ST FRR 204	300 km/h	-	-	-	-

Figure A4-3 : Séquence de 15 freinages répétée trois fois

Tous les freinages de la séquence sont issus du programme d'endurance TGV de la SNCF. Ils ont été choisis en considérant d'une part leur niveau d'énergie et de puissance et d'autre part l'élévation maximale de la température moyenne du disque à laquelle ils conduisent d'après le modèle de Newcomb **[Newcomb_69]** cf **§ II-1.1.3**. La condition d'enchaînement de deux

freinages successifs est une température moyenne de surface du disque inférieure ou égale à 120°C.

A.IV-2 Moyens d'essais et instrumentation

La **figure A4-4** représente le dispositif expérimental dans sa globalité. On dispose d'un banc d'essai échelle 1, de trois disques, de trois types de garnitures, elles aussi instrumentées de thermocouples et d'une caméra à thermographie infrarouge (IR). Les mesures des températures et des paramètres de freinage (force normale de freinage, couple de retenue, vitesse du train simulée…) sont stockées sur une centrale d'acquisition basse fréquence (2 Hz) de 50 voies. Les films thermographiques sont stockés sur le PC d'acquisition de la caméra IR.

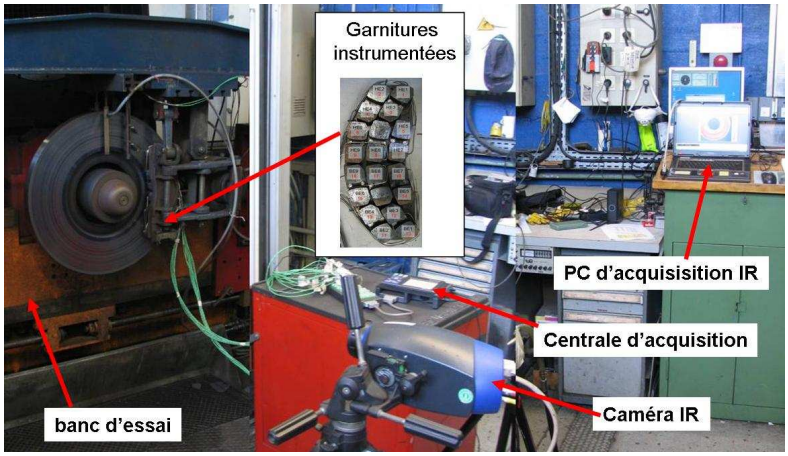


Figure A4-4 : Vue d'ensemble du dispositif expérimental

A.IV-2.1 Le banc d'essai (MF2)

Le banc d'essai utilisé permet de ne tester qu'un seul disque à la fois (**figure A4-4**). Ceci a l'avantage d'éviter les disparités, au niveau de la répartition d'énergie de freinage dissipée dans chaque disque, qu'il peut y avoir lorsque l'on réalise l'essai sur un essieu équipé de 4 disques. De plus la configuration de ce banc d'essai permet une meilleure accessibilité pour l'instrumentation.
Les caractéristiques générales du banc d'essai sont :

Emaxi = 30 MJ
Masse simulée = 1 à 10 tonnes
Pmaxi = 362 kW
Cmaxi = 5350 N.m
Nmaxi = 2200 tr/min
Vmaxi = 370 km/h

A.IV-2.2 Instrumentation du disque

Durant les essais, quatre thermocouples frottants viennent en contact sur les deux faces du disque (deux thermocouples par face). Ces mesures de température correspondent à des températures de surface moyennes sur un rayon donné. La moyenne de ces quatre températures constitue le critère d'enchaînement des freinages successifs : $T_{moy} \leq 120°C$.

A.IV-2.3 Instrumentation des garnitures

Les garnitures sont neuves à l'origine. La garniture G2 est constituée de 36 plots tandis que la garniture G5 en comprend 40. La garniture G6 quant à elle est monobloc. Pour chaque type de garniture, deux demi-garnitures sont instrumentées avant les essais de rodage d'un certain nombre de thermocouples, comme le montre la **figure A4-5**.

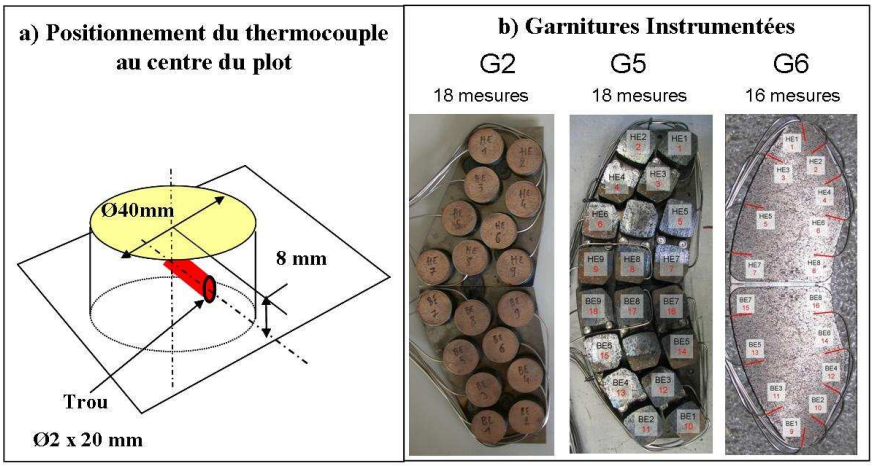


Figure A4-5 : Implantation des thermocouples dans les garnitures
a) Positionnement du thermocouple au centre du plot
b) Vue générale d'une garniture instrumentée

- *Instrumentation de la garniture G2*

Chacun des 18 plots de la garniture est instrumenté d'un thermocouple type K (plage de mesure de 20°C à 1000°C), situé à 8 mm de la surface de contact et au centre du plot (pour les garnitures à plots) (**figure A4-5a**)

- *Instrumentation de la garniture G5*

Pour cette garniture, on réalise la même instrumentation mais seulement pour 18 des 20 plots du fait de l'inacessibilité de deux plots centraux.

- *Instrumentation de la garniture G6*

Cette garniture est instrumentée de 16 thermocouples implantés à 8 mm sous la surface de friction et à 25 mm de profondeur par rapport au bord libre latéral de la garniture (**figure A4-5b**).

L'objectif de ces mesures de température est de déterminer le nombre de plots en contact au cours des freinages et de comparer les niveaux de température atteints pour les différents types de garniture. En effet, l'intensité et la rapidité de l'élévation de la température dans les plots permettent de déterminer si les plots sont en contact ou non.

A.IV-2.4 Dispositif de thermographie IR

La **figure A4-6** représente la zone visée avec la caméra IR. La caméra est placée à 1,50 m du disque et équipée d'un objectif de 27 mm. Compte-tenu des dimensions du disque, la prise de vue est faite sur une zone couvrant un secteur angulaire de disque d'environ 130°. On a donc choisi de faire 3 images par tour dans le but de reconstituer l'image d'un disque entier. De fait, une telle reconstitution ne tient pas compte du gradient de température circonférentiel existant entre l'entrée et la sortie du contact. Mais elle permet de représenter fidèlement les configurations de cercles chauds et de points chauds dans la mesure où les points chauds sont répartis périodiquement sur le disque (généralement tous les 60°) et restent stationnaires pendant la durée du freinage.

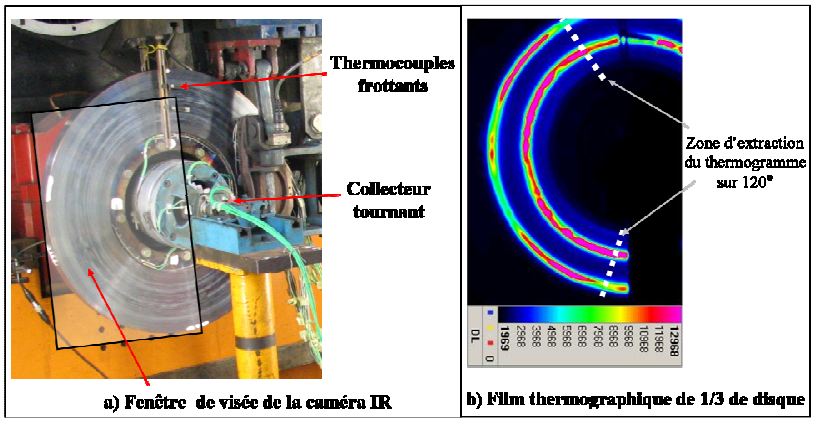


Figure A4-6 : Prise de vue par caméra IR
a) Fenêtre de visée de la caméra IR sur un tiers du disque
b) Film thermographique du tiers de disque

Pour prendre 3 images par tour, la caméra est commandée par un capteur optique qui détecte le passage de 3 pastilles réfléchissantes disposées à 120° les unes des autres sur l'axe d'entraînement du disque (**figure A4-7**).

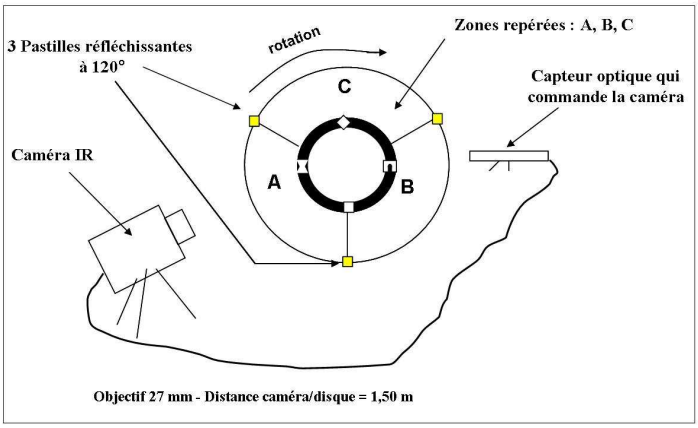


Figure A4-7 : Commande de la caméra IR

Nous avons réalisé les acquisitions thermographiques avec deux temps d'intégration permettant de couvrir une gamme de 150°C à 1200°C. On dispose d'un premier étalonnage établi avec un temps d'intégration IT1 = 310 µs et couvrant une gamme de température de 150°C à 400°C (température corps noir) et d'un second étalonnage établi avec un temps d'intégration IT2 = 28 µs et couvrant une gamme de température de 400°C à 1200°C (température corps noir).
Le principe de reconstitution des thermogrammes en fonction de la zone du disque et du temps d'intégration est la même que celle présentée au paragraphe **§ II-1.2.4.2**.

Résumé

L'occurrence en service commercial de fissures macroscopiques dans certains disques de frein TGV a pu être reliée au type de garniture utilisé. L'objectif de cette thèse est de comprendre cette relation, d'identifier les paramètres d'influence et de proposer des voies d'amélioration pour la conception de garnitures à risque de fissuration réduit.
Le comportement thermique de quatre couples disque-garnitures est d'abord analysé par le biais d'une campagne expérimentale de freinage originale. Elle met en évidence différents types de localisations thermiques et permet d'identifier des signatures thermiques caractéristiques des garnitures.
Le lien entre localisations thermiques et risques de fissuration est ensuite établi à l'aide d'une modélisation thermomécanique. Des indicateurs tenant compte des caractéristiques spatiales et temporelles des localisations thermiques ainsi que des niveaux de température atteints sont proposés. Ils permettent de classer les garnitures testées dans un graphe de « criticité ».
Enfin, une étude d'influence des caractéristiques mécaniques et thermiques des garnitures sur les localisations engendrées permet de dégager des préconisations et des voies d'amélioration pour la conception de nouvelles garnitures. La caractérisation expérimentale du comportement de deux nouvelles garnitures, l'une s'approchant le plus des préconisations faites, l'autre s'en éloignant fortement, montre la pertinence de l'approche développée et la validité des préconisations.

Mots clés : freinage, disque, garniture, localisation thermique, fatigue, fissuration.

Abstract

The occurrence of macroscopic cracks in some TGV brake discs in commercial service has been linked to the pad type used. The objective of this thesis is to understand this relationship, to identify sensitive parameters and to propose guidelines to the design of pads reducing the risk of cracking.
The thermal behavior of four disc-pad couples is first analyzed through an original experimental campaign of braking. It highlights various types of thermal localisations and enables to identify thermal signatures characteristic of the various pads.
The relationship between thermal localisation and risk of cracking is then determined using thermomechanical modeling. Some indicators taking into account spatial and temporal characteristics of thermal localisations and temperature levels achieved are proposed. They enable to classify the tested pads in a graph of "criticity".
Finally, a study of the influence of mechanical and thermal properties of pads on the thermal localisations occurrence enables to propose guidelines and improving ways for the design of new pads. An experimental characterization of the behavior of two new pads, one very close to the given recommendations, the other strongly away from them, shows the relevance of the approach and the validity of the present recommendations.

Keywords : braking, disc, pad, thermal localisation, hot spotting, fatigue, cracking