

UNIVERSITE DES SCIENCES ET TECHNOLOGIES DE LILLE

LABORATOIRE DE MECANIQUE DE LILLE
EUDIL - Groupe Fiabilité des Structures

THESE DE DOCTORAT

Spécialité: Mécanique

Présentée par

Noureddine BENSEDDIQ



**OPTIMISATION DES GARNITURES COMPOSITES
POUR LES FREINS A DISQUES FERROVIAIRES**

Soutenue le 08 avril 1997
devant le jury :

Rapporteurs:	Mme INGLEBERT	Professeur, ISMCM-CESTI, Saint Ouen (Président)
	Mr NGUYEN	Professeur, Laboratoire de Techniques Aéronautiques et Spatiales, Université de Liège
Directeur de thèse:	Mr WEICHERT	Professeur, Institut für Allgemeine Mechanik, Aachen
Examineurs:	Mr DE SAXCE	Professeur, USTL, Laboratoire de Mécanique de Lille
	Mr DUFRENOY	Maître de conférence, USTL, EUDIL, Lille
	Mr LANDJERIT	Professeur, USTL, EUDIL, Lille
Invités:	Mr SEIDERMAN	Directeur technique, Flertex Matériaux de friction, Villeneuve-la-Garenne
	Mr MINET	Ingénieur, Flertex Matériaux de friction, Villeneuve-la-Garenne

*A la mémoire de
ma mère*

AVANT-PROPOS

Les travaux présentés dans ce mémoire ont été menés au sein du Département Mécanique de l'Ecole Universitaire d'Ingénieurs de Lille (EUDIL.), dans l'équipe *Fiabilité des structures* rattachée au Laboratoire de Mécanique de Lille, de l'Université des Sciences et Technologies de Lille.

Cette thèse a été effectuée sous la direction scientifique de Monsieur le Professeur WEICHERT. Je lui adresse mes plus vifs remerciements pour les conseils et l'aide indispensable qu'il m'a fourni tout au long de ce travail.

Je voudrais également adresser mes plus sincères remerciements

A Monsieur SEIDERMAN, Directeur technique de la société Flertex, initiateur de ce projet; il a porté un grand intérêt à cette étude et m'a constamment encouragé.

A Monsieur MINET responsable des essais et à Monsieur BOURDEL responsable matériaux, pour l'intérêt porté à cette étude, leur aide et leur disponibilité.

A Madame le Professeur INGLEBERT de l'ISMCM-CESTI et à Monsieur le Professeur NGUYEN, du Laboratoire de Techniques Aéronautiques et Spatiales de Université de Liège, pour avoir bien voulu accepter de juger ce travail.

A Monsieur DE SAXCE Professeur au Laboratoire de Mécanique de Lille, à Monsieur le Professeur LANDJERIT directeur du département mécanique de l'Ecole Universitaire D'Ingénieurs de Lille, ainsi qu'à Monsieur DUFRENOY Maître de conférence à l'EUDIL, pour avoir tous accepté de participer à ce jury.

Aux différents membres du département Mécanique de l'EUDIL et tout particulièrement Monsieur MUNOZ dont le travail d'assistance informatique me fut indispensable.

A mes collègues de travail et amis chercheurs et tout particulièrement Messieurs ABOUTAYEB, HAMADOUC, MUSIAL et PYRZ pour leurs discussions fructueuses et leur soutien moral et amical.

RESUME

Les limites actuelles des freins à disques ferroviaires sont principalement issues des échauffements considérables en surface des matériaux de friction. Ce travail a pour objet de présenter une optimisation de la structure et de la forme d'une garniture de frein, dans le but d'améliorer le contact frottant et par conséquent de réduire les températures et les gradients thermiques correspondants. Cette démarche fait suite à la mise au point d'un algorithme de simulation du comportement thermomécanique des freins à disques, basé sur l'enchaînement d'une résolution thermique et thermomécanique avec la résolution du problème de contact et la prise en compte du phénomène d'usure.

L'incidence de l'optimisation sur les échauffements est quantifiée ainsi que sur les propriétés tribologiques: l'usure globale du disque et de la garniture ainsi que le coefficient de frottement.

La mesure de température par thermographie infrarouge sur objet tournant, a permis de valider les modèles élaborés.

Mots clés: frein à disque, garniture de frein, comportement thermomécanique, transferts de chaleur, usure, thermographie infrarouge, freinage ferroviaire.

ABSTRACT

In the railway domain, the limits of the discs braking systems are mainly issued from the high temperatures reached on the surface of the fretting components. This work consists in the optimisation of the structure and the shape of a braking pad in order to get a uniform contact pressure on the largest surface and consequently in order to minimise the temperatures. A thermomechanical methodology is used, which consists in the combination of a thermal transient resolution and a thermomechanical contact analysis that takes wear and thermal distortions into account.

The incidence of this optimisation on the thermal gradients and on the tribological performances is described: global wear of the friction pad and of the disc and the friction coefficient.

The use of experimental techniques with a specific system of an infrared camera has allowed to obtain the distribution of the temperature on the surface of the disc during the whole braking. These results have been used to discern several thermal effects, as "fire ring" on the surface, and to validate the numerical model.

Keywords: disc brake, brake pads, thermomechanical behaviour, heat transfer, wear, infrared thermograph, railway braking.

SOMMAIRE

INTRODUCTION	6
I PRESENTATION	8
I.1 Contexte de l'étude	8
I.2 Motivations	14
I.3 Description et objectifs	15
II SYNTHESE BIBLIOGRAPHIQUE	18
II.1 Les méthodes de résolution du problème thermique	18
II.1.1 La méthode des sources de chaleur	18
II.1.2 Les méthodes analytiques directes	19
II.1.3 Les méthodes numériques	21
II.2 Calcul des taux d'énergie dissipés par le disque et les garnitures	23
II.3 Classification des gradients thermiques	25
II.3.1 Domaine automobile	26
II.3.2 Domaine ferroviaire	26
II.4 Tribologie et phénomènes d'interface	29
II.4.1 Interface de frottement	29
II.4.2 Surface et pression de contact	30
II.4.3 Effet du frottement sur les pressions de contact	32
II.4.4 Influence de la vitesse sur les températures de surface	32
III MODELISATION DU COMPORTEMENT THERMOMECHANIQUE DES FREINS A DISQUES	34
III.1 Analyse thermique	35
III.1.1 Calcul de l'énergie de freinage à dissiper	35
III.1.2 Modélisation du phénomène thermique par la M.E.F.	36
III.1.2.1 Géométrie du disque	37
III.1.2.2 Géométrie de la garniture	38
III.1.2.3 Algorithme de résolution	39
III.1.3 Détermination des taux d'énergies dissipés par le disque et les garnitures	39
III.1.3.1 Notion de Résistance Thermique de Contact (R.T.C.)	41
III.1.3.2 Principe d'évaluation de la R.T.C.	43
III.1.3.3 Principe de partage du flux	44
III.1.4 Distribution du flux de chaleur sur les faces de frottement	45
III.1.4.1 Distribution du flux sur la garniture	45
III.1.4.2 Distribution du flux sur le disque	46
III.1.5 Evaluation des échanges thermiques avec le milieu environnant	48

III.1.5.1	La convection	48
III.1.5.2	Le rayonnement	53
III.1.6	Propriétés des matériaux de freinage	54
III.1.6.1	Les matériaux du disque	55
III.1.6.2	Les matériaux de friction	57
III.1.7	Résolution thermique	62
III.1.7.1	Formulation variationnelle	62
III.1.7.2	Présentation des modèles	63
III.1.8	Simulations numériques	65
III.2	Analyse thermomécanique: Algorithme 2D	71
III.2.1	Introduction	71
III.2.2	Algorithme de résolution	71
III.2.3	Lois du contact et du frottement	74
III.2.3.1	Cinématique du problème de contact	74
III.2.3.2	Lois de contact	76
III.2.3.3	Lois de frottement	77
III.2.4	Résolution du problème de contact	80
III.2.5	Usure du matériau de friction	81
III.2.6	Simulations numériques	84
III.3	Analyse thermomécanique: Algorithme 3D	91
III.3.1	Technique de modélisation	92
III.3.2	Description de l'algorithme	92
III.3.3	Partage du flux entre le disque et les garnitures	94
III.3.4	Présentation des modèles	95
III.3.5	Simulations numériques	98
IV	ETUDE EXPERIMENTALE ET TESTS DE VALIDATION	105
IV.1	Techniques expérimentales	105
IV.1.1	Moyens classiques de mesure des températures	105
IV.1.2	Thermographie infrarouge	107
IV.1.3	Thermocouples noyés dans la garniture près de la surface de frottement	115
IV.1.4	Description du banc d'essai	116
IV.2	Comparaison avec les résultats numériques	118
V	OPTIMISATION DE LA GARNITURE COMPOSITE A MATRICE ORGANIQUE	126
V.1	Introduction	126
V.2	Etude de sensibilité des caractéristiques des matériaux	127
V.2.1	Position du problème	127
V.2.2	Analyse de l'influence de l'élasticité du matériaux de friction	130
V.2.3	Effet de l'usure	131
V.2.4	Effet des dilatations thermiques	133

V.2.5 Effet de la conductibilité thermique	133
V.3 Influence du rainurage	134
V.4 Introduction d'une sous-couche élastique	137
V.5 Introduction d'un support intégral	137
V.6 Optimisation de la forme	139
V.7 Optimisation des épaisseurs des sous-couches	141
V.8 Validation expérimentale	145
V.9 Influence de l'optimisation thermomécanique sur les propriétés tribologiques	147
CONCLUSION ET PERSPECTIVES	149
BIBLIOGRAPHIE	152

INTRODUCTION

De nombreux progrès technologiques ont été réalisés ces dernières années dans le domaine du transport ferroviaire, afin d'augmenter la vitesse de circulation des trains et leur capacité de charge. Les améliorations ont eu pour conséquence une importante sollicitation des organes de freinage en terme d'énergie et de puissance dissipées. Parmi les différents types de freins, celui à friction par disque dissipe la majeure partie de l'énergie (de l'ordre de 60 à 75 % selon le type de véhicule).

Le principe des freins à friction consiste à transformer par frottement, l'énergie cinétique en chaleur. Celui-ci dépend de nombreux facteurs mais c'est l'élévation de température qui est le facteur dominant. Elle gouverne la modification des caractéristiques thermiques, le comportement du contact dû à des déformations thermoélastiques et indirectement à la dynamique des particules d'usure, la génération et la propagation de fissures, etc. La simulation fine de ces divers phénomènes dans des cas réalistes de freinage suppose la détermination précise des champs de température et l'obtention simultanée des champs de contraintes qui en retour modifient les conditions de contact entre le disque et la garniture et, par là même, les distributions de puissance thermique.

La plupart des développements en cours concernent les freins à friction des bogies porteurs, qui présentent une capacité de dissipation limitée. Les recherches sur les freins à disque portent plus spécialement sur la mise au point des matériaux de friction afin de parfaire la maîtrise du facteur de frottement et la tenue thermomécanique des pièces frottantes. Le facteur de frottement doit être le plus constant possible quels que soient la vitesse, la pression spécifique, les conditions atmosphériques, les niveaux d'énergie ou de puissance.

De plus, en raison des répartitions inégales de la pression, de la forme des garnitures et des déformations dues à l'échauffement, les contraintes dans les disques ne sont pas homogènes et des gradients élevés de température sont observés en surface.

Afin de repousser les limites en termes de dissipation d'énergie, des freins à disques existants, de nombreuses recherches ont été entreprises dans le domaine du freinage, aussi bien par les ensembleurs, les équipementiers que les exploitants eux-mêmes. La société Flertex Matériau de Friction qui conçoit et fabrique entre autre les garnitures composites des freins à disques, a entrepris depuis plusieurs années en collaboration avec le Laboratoire de Mécanique de Lille (EUDIL-Fiabilité

des structures) et l'Institut de Mécanique Générale (I.A.M.) RWTH-Aachen un programme d'étude basé sur les outils numériques et expérimentaux afin d'optimiser ce type de garniture.

Les travaux présentés ici ont permis de comprendre les mécanismes thermophysiques du freinage et de développer un outil numérique de simulation du comportement thermomécanique des freins à disques basé sur la méthode des éléments finis. L'aspect fondamental vise à intégrer de façon réaliste l'interaction des phénomènes physiques prépondérants mis en jeu tels que:

- La variation de la surface de contact au cours du freinage qui entraîne une redistribution des pressions à l'interface disque-garniture.
- La variation du ratio du flux dissipé par chacune des pièces en contact, par une approche macroscopique (résistance thermique de contact).
- L'usure, les dilatations thermiques et la mise en évidence des mécanismes de déformation.
- La dissipation énergétique par l'étude des transferts de chaleur (convection, rayonnement ...).

L'investigation expérimentale fait partie intégrante de la démarche, pour la compréhension des phénomènes encore mal connus, et pour la validation des modèles développés. L'utilisation des techniques très récentes de mesure de températures sur objets tournants en continu durant le freinage, permet de mettre en évidence avec précision ces phénomènes, tels que l'apparition de "cercles de feu" ou encore de "points chauds" sur la surface de frottement du disque.

L'algorithme thermomécanique développé a été appliqué au couple disque T.G.V. / garniture composite afin d'étudier l'influence des différents paramètres géométriques ainsi que les propriétés des matériaux sur les températures maximales atteintes, sur les gradients thermiques, et par conséquent sur l'usure du disque et de la garniture.

L'étude a abouti à la conception d'une nouvelle garniture multicouches dont la forme extérieure, le rainurage et les épaisseurs des couches ont été optimisés.

PRESENTATION

I.1 CONTEXTE

Les progrès technologiques réalisés ces dernières années dans le domaine du freinage ferroviaire, ont permis, non seulement d'augmenter la vitesse de circulation des trains, mais aussi d'améliorer le comportement du matériel en service, et la sécurité.

a) Le freinage ferroviaire

Plusieurs types de freins peuvent être utilisés suivant le matériel considéré et l'exploitation visée. Les freins à friction, sur disque ou sur rail dissipent l'énergie sous forme de chaleur, les freins dynamiques convertissent l'énergie cinétique en énergie électrique elle-même dissipée dans des résistances ou dans la caténaire, enfin, les freins à courant de Foucault induisent des champs magnétiques qui s'opposent au mouvement de la rame.

Les freins à sabots (ou à semelles), réalisés par frottement de semelles sur la table de roulement des roues, sont souvent utilisés comme frein de stationnement et ne jouent généralement qu'un rôle complémentaire. L'utilisation de ce type de frein à grande vitesse peut engendrer des problèmes de fatigue thermique et mécanique sur la table de roulement de la roue.

Le principe du frein à disque consiste à pincer une couronne mobile par des garnitures fixes. La couronne (ou disque) est reliée directement à la roue ou plus classiquement fixée sur l'essieu par l'intermédiaire d'un manchon. L'effort retardateur s'applique alors sur le rail et sollicite l'adhérence roue-rail.

Les freins électromagnétiques et les freins à aimants permanents engendrent, au contraire, des efforts de freinage indépendants de l'adhérence roue-rail disponible. L'effort retardateur est produit par frottement d'un patin sur le rail. Situé devant la roue, ils améliorent même le coefficient d'adhérence. Ils présentent néanmoins les inconvénients d'avoir une masse élevée et d'échauffer les rails.

Les freins dynamiques, appelés freins générateurs ou rhéostatiques, utilisent la dynamique du matériel en mouvement pour créer un effort de retenue. Il s'agit de faire fonctionner les moteurs de traction à courant continu ou synchrone autopilotés, respectivement en génératrice ou en alternateur. Lors du freinage, l'alimentation des moteurs est coupée mais ces derniers restent accouplés aux essieux des bogies moteurs et sont alors entraînés par l'inertie de la rame. L'énergie cinétique est transformée en énergie électrique en utilisant la propriété de réversibilité des moteurs électriques. Cette énergie est soit dissipée sous forme de chaleur par des résistances embarquées sur la motrice (freinage rhéostatique), soit renvoyée sur la caténaire (freinage par récupération). D'une manière générale, ces freins présentent l'intérêt d'être « sans usure » et sont essentiellement utilisés pour les freinages de maintien et de ralentissement. Ils ne peuvent cependant équiper que des véhicules motorisés et l'effort de retenue, tributaire de l'adhérence roue-rail, est nul à l'arrêt.

Le frein linéaire à courant de Foucault se présente sous la forme d'un patin composé d'une succession de pôles magnétiques alternés. Le déplacement du patin excité lors du freinage juste au dessus du rail produit dans ce dernier des courants tourbillonnaires dits de Foucault, ce qui engendre un champ électromagnétique qui s'oppose au mouvement et l'effort retardateur ainsi obtenu est nettement supérieur à celui du frein électromagnétique. Ce type de frein permet également de s'affranchir de l'adhérence roue-rail et présente l'avantage d'être sans usure puisque sans frottement. Cependant, l'effort vertical élevé à faible vitesse tend à déchausser les rails et rend nécessaire la coupure de ce frein en dessous de 40 km/h.

Tous ces types de freins ferroviaires présentent donc des limites d'utilisation; c'est pourquoi ils agissent bien souvent en juxtaposition, en conjugaison ou en substitution suivant le matériel et les modes de freinage sollicités.

b) Le freinage des rames à grande vitesse

Chaque génération de trains à grande vitesse a apporté son lot d'innovations; la rame PSE (Paris-Sud-Est) a fait appel à la technologie des moteurs à courant continu (270 km/h), le matériel atlantique, TGV-A, dit de deuxième génération (300 km/h), a inauguré la chaîne de traction

synchrone et le réseau informatique, la rame TGV-R (Réseau tel le TGV Nord-Europe), se distingue par un système d'étanchéité des caisses aux zones de pression et par une nouvelle architecture informatique. La troisième génération est représentée par trois matériels: le TGV-TMST (Trans-Manche Super Train ou Eurostar) recourt à la traction asynchrone qui procure une puissance massique élevée, le nombre de remorques par rame passant ainsi de 10 à 14, le PBKA (Paris-Bruxelle-Koln-Amsterdam) reprendra la traction asynchrone en quadricourant, enfin, le TGV-2N, a innové avec des rames à deux niveaux.

L'intégration de toutes ces évolutions devrait s'effectuer sur le TGV de quatrième génération ou TGV-NG, qui serait doté d'une chaîne de traction asynchrone quadricourant et de voitures à deux niveaux. Sa vitesse d'exploitation commerciale sera portée à 350 km/h, ce qui sous entend d'améliorer ses capacités de freinage.

Le TGV-A et le TGV-R, qui en dehors de l'Eurostar sont actuellement les trains à grande vitesse les plus récents en service, circulent à la vitesse maximale de 300 km/h, voire 320 km/h sur les lignes nouvelles, et comportent trois systèmes de freinage [66], [67] D'une longueur totale de 237 mètres, ces rames sont composées de deux motrices encadrant dix remorques articulées et présentent une masse d'environ 485 tonnes en charge normale. Chaque motrice comporte deux bogies moteurs et le tronçon de remorque, onze bogies porteurs intermédiaires communs à deux caisses.

La résistance à l'avancement bien que modeste compte tenu du très bon aérodynamisme de ces rames, contribue à dissiper jusqu'à 7 à 8% de l'énergie de la rame pour un freinage d'urgence effectué à partir de 300 km/h [68].

Le freinage des bogies moteurs est réalisé par un frein dynamique agissant en conjugaison avec un frein pneumatique à semelles. Le freinage électrique de type rhéostatique est assuré par les deux moteurs synchrones autopilotés, alimentés soit par la caténaire (frein haute tension HT) soit par des batteries (frein basse tension BT) et utilisés lors du freinage en alternateur. Ce frein dissipe 18 % de l'énergie de la rame (en excitation BT). Le frein pneumatique par semelles agit sur les 16 roues des quatre bogies moteurs, à raison d'une semelle en matériau fritté de 320 mm de longueur par roue. Si la vitesse est inférieure à 200 km/h, la pression d'application des semelles sur les roues est de 0.36 MPa maximum; celle-ci est réduite à 0.16 MPa aux vitesses supérieures afin d'éviter la destruction du sabot et l'endommagement de la table de roulement. Ce frein ne permet de dissiper que 8% de l'énergie de la rame.

Le freinage des bogies porteur de la rame est obtenu par frottement de garnitures en matériau fritté sur des disques non-ventilés en acier; les disques sont au nombre de quatre par essieu (figure I.1).

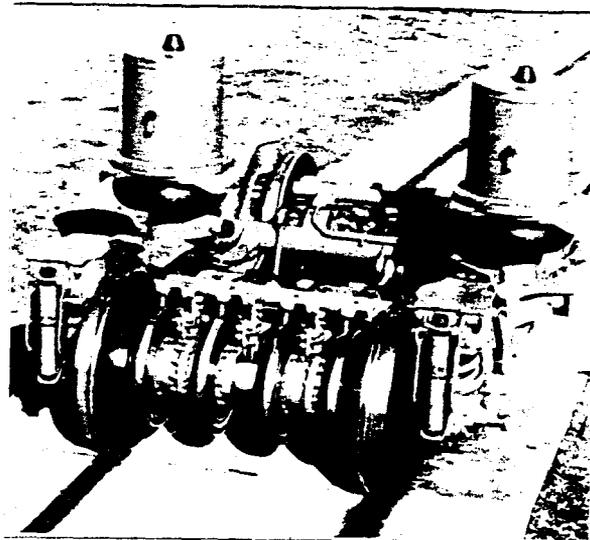


Fig. I.1 Bogie porteur (TGV-A)

Le dispositif se compose d'un disque solidaire de l'essieu à freiner et d'un système supportant les garnitures (figure I.2). Deux niveaux de sollicitation sont également appliqués selon la vitesse de la rame afin de limiter les puissances instantanées: 3 bars aux vitesses inférieures à 215 km/h et 2.3 bars aux vitesses supérieures. Ce frein dissipe environ 66 % de l'énergie de la rame.

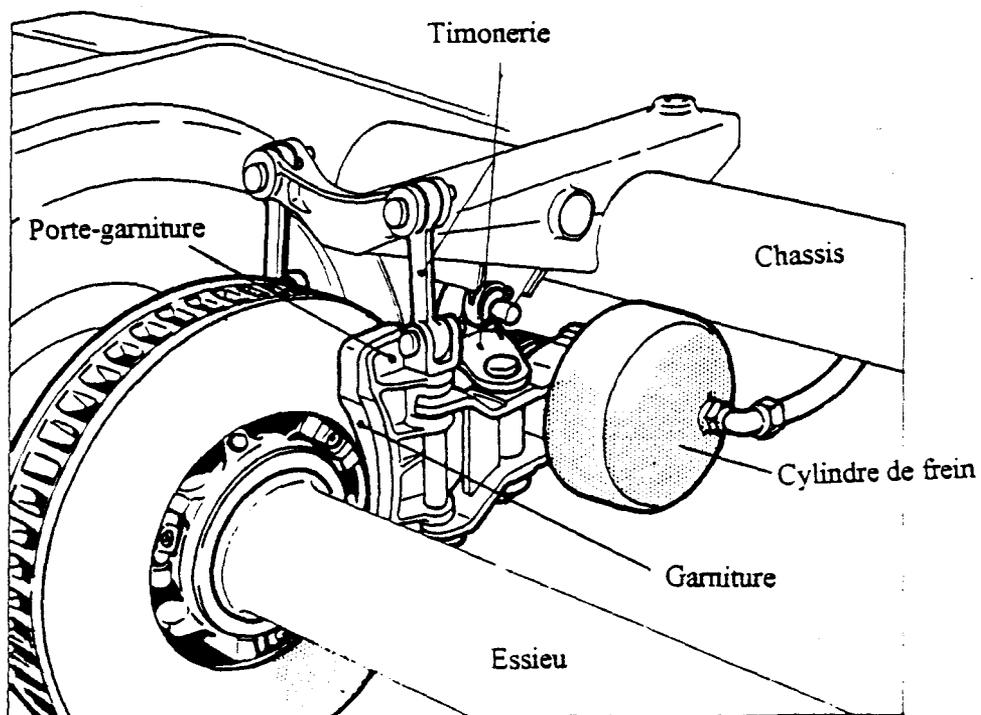


Fig. I.2 Equipement de freins à disque

La forte augmentation d'énergie à dissiper sur le TGV-A s'est heurtée aux limites du couple fonte-composite principalement en raison des températures et des contraintes thermiques atteintes. Il a dès lors été décidé d'utiliser pour les disques un matériau plus performant que la fonte en l'occurrence un acier allié à haute limite élastique et de remplacer les garnitures composites limitées en température admissible, par des garnitures semi-métalliques en matériau fritté.

Le disque consiste en une couronne forgée de 640 mm de diamètre et de 45 mm d'épaisseur en acier allié à haute limite élastique de type 28CDV5.08 ($Re > 1000$ MPa à 20 °C et $Re > 800$ MPa à 450 °C) traité pour une dureté sur piste de 330 à 390 HB [68]. Chaque disque peut absorber une énergie de 18.5 MJ.

c) Les freins à disque autres que pour les

Jusqu'à l'arrivée des rames du TGV-A, l'industrie ferroviaire utilisait des disques en fonte ventilés couplés à des garnitures composites constituées de matières organiques et minérales (Figure I.3). Généralement, deux disques (quatre dans le cas du TGV-PSE) sont soit calés sur l'essieu entre les roues, soit fixés par vis sur le moyeu des roues côté face interne. Pour assurer l'évacuation de chaleur, les disques sont creux et comportent des ailettes qui provoquent une circulation forcée de l'air. Leur dessin implique une étude de dilatation délicate afin d'éviter tout risque de déformations permanentes, le refroidissement interne favorisant le développement de gradients thermiques élevés entre la face de frottement et la face interne supportant les ailettes. A cet égard, la fonte présente des avantages sur l'acier ordinaire. Celle couramment utilisée est de type fonte grise à graphite lamellaire et structure perlitique (environ 30 % seulement du carbone est combiné au fer, le reste se trouvant sous forme de lamelles de graphite). Cette fonte présente une bonne conductivité thermique, une bonne résistance mécanique et une faible usure, mais par contre aucune ductilité. Ces couples disques fonte - garniture composite sont utilisés sans inconvénient majeur sur tous les matériels ferroviaires autres que les TGV A et R, et les dernier trains à deux niveaux V2N.

L'arrivée des rames TGV-A et des matériels de banlieue deux niveaux qui dépassent les limites thermiques de la fonte ont vu l'émergence des aciers à haute limite élastique à chaud, et de garniture en matériau fritté.

Dans le cas des applications banlieue deux niveaux (V2N: vitesse maximale : 160 km/h), même si les énergies restent inférieures à celles du TGV-A elles présentent des puissances surfaciques instantanées très élevées qui ont conduit au rejet des disques en fonte. Les disques utilisés sont en acier allié de nuance AFNOR 15CDV4.M10 obtenus par moulage, avec ventilation réduite, c'est à dire que les ailettes radiales des disques en fonte, consommatrices en puissance de traction sont remplacées par des entretoises circulaires (figure I.3).

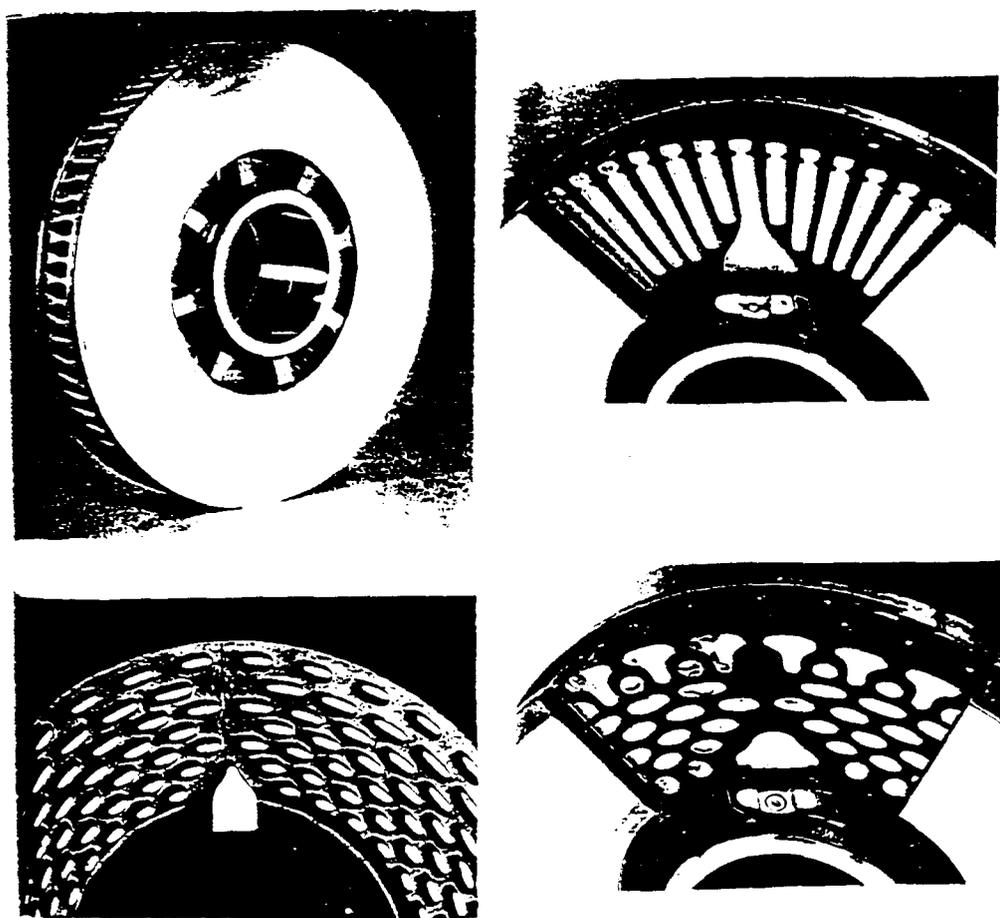


Fig. I.3 Géométries des disques ventilés

Ce type de géométrie reste cependant exclu pour le moment sur les application grande vitesse où la puissance absorbée par ventilation en dehors des périodes de freinage reste non négligeable.

L'application banlieue V2N a vu l'émergence d'un nouveau type de garnitures composites organiques associées au disque acier et qui a supplanté la solution fritté. Cette nouvelle génération de garniture à matrice organique issue d'une nette amélioration de celles associées au disque fonte

pourrait être généralisée à d'autres disques aciers, notamment sur les projets de disques flanqués sur roue du TGV-NG. En effet, même si ces garnitures présentent toujours des limites en température, bien qu'étendues, elles s'avèrent moins agressives et plus souples que les solutions frittées. Elles ont une forme dite « en haricot » qui correspond à une géométrie normalisée par l'UIC (Union Internationale des Chemins de fer) qui leur assure une montabilité sur tous les matériels (figure I.4)

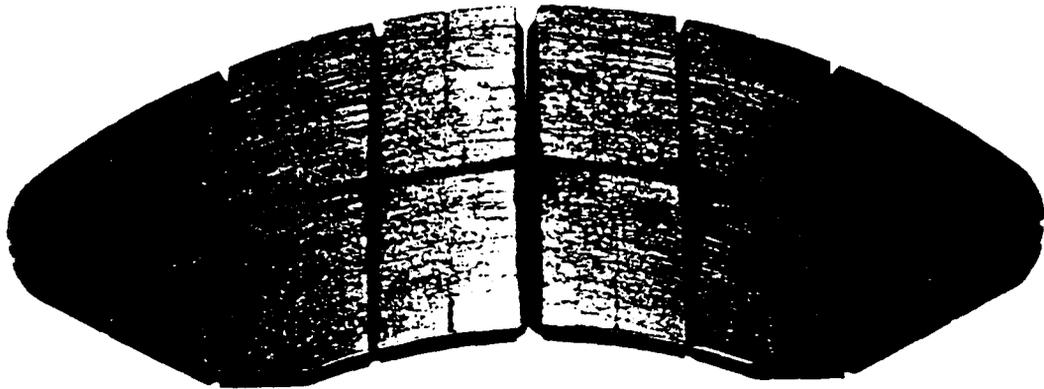


Fig. I.4 Garnitures composites organiques

1.2 MOTIVATION

La conception d'un système de freinage est basée sur deux critères fondamentaux qui sont la maîtrise de la distance d'arrêt, qui correspond à la combinaison des performances de l'adhérence roue-rail ainsi que du facteur de frottement, et la tenue thermomécanique des pièces frottantes:

- Le coefficient de frottement doit être le plus stable possible quels que soient la vitesse, la puissance spécifique, les conditions atmosphériques et les niveaux d'énergie ou de puissance. Il est conditionné par la performance de l'adhérence roue-rail, favorisée sur les matériels à grande vitesse par les anti-enrayeurs. Le phénomène du frottement n'est pas l'objet de cette étude, cependant les résultats obtenus peuvent aider à la compréhension de ses mécanismes.
- La tenue thermomécanique d'un système de freinage est plus délicate à définir, il ne suffit pas simplement que le couple disque-garniture ait la capacité de dissiper les énergies, mais il doit

posséder une tenue thermomécanique suffisante. En effet, en raison des répartitions inégales de pression, la température de surface est loin d'être homogène. Des zones chaudes plus ou moins concentrées apparaissent et peuvent induire lors des sollicitations sévères et répétées, des fissures et une usure excessive des garnitures. La difficulté est de fixer les conditions de performance, sachant que le niveau maximal de température atteint n'est pas forcément la condition la plus pénalisante, mais plutôt la répartition des températures, et plus spécialement les gradients thermiques. Ces derniers sont difficiles à déterminer expérimentalement en raison de leur forte variation et de la rotation du disque. Ils sont également difficile à quantifier par le calcul théorique ou numérique étant donné la complexité des phénomènes en présence (frottement, dilatations thermiques, usure, etc.).

La détermination des flux thermiques à l'intérieur des pièces ainsi que les échanges de chaleur avec le milieu environnant ne constitue pas la difficulté principale, même si elle reste délicate. Cependant, en surface du disque se développent des gradients thermiques élevés et variables au cours du temps qui ne résultent pas simplement de l'inégalité des conditions aux limites mais des variations des surfaces d'échange disque-garniture tributaires des surfaces de contact. Il a ainsi pu être mis en évidence des gradients thermiques importants visualisés par la formation de "cercles de feu" sur la piste de frottement ou encore des "points chauds", dont la position et l'intensité varient au cours du temps [1] [19] et [22].

Ce travail a pour objet de présenter une optimisation de la structure et de la forme d'une garniture de frein dans le but d'améliorer le contact frottant et donc de réduire les gradients thermiques correspondants. Cette démarche fait suite à la mise au point d'un algorithme de simulation du comportement thermomécanique des freins à disques, basé sur l'enchaînement d'une résolution thermique et thermomécanique avec calcul du problème de contact et introduction de l'usure.

1.3 DESCRIPTION DE L'ETUDE

Pour atteindre l'objectif décrit ci-dessus, nous avons divisé le travail en quatre parties. Chacune constituant une étape importante et indispensable pour la poursuite de l'étude.

1. La première partie consiste à donner un aperçu général des différentes études théoriques et expérimentales concernant le freinage par friction ou un des phénomènes qui lui est lié. De nombreux travaux ont été dénombrés dans le secteur de l'automobile, de l'aéronautique et du ferroviaire. Nous verrons cependant que de nombreuses difficultés persistent dans la modélisation du comportement thermique et thermomécanique, issues de la complexité et de l'interaction des phénomènes physiques mis en jeu. Nous nous attacherons dans cette partie à situer l'étude par rapport aux connaissances et aux développements actuels en décrivant chaque domaine abordé et les orientations retenues.

2. Dans la deuxième partie, nous proposons une méthode de simulation numérique du comportement thermique et thermomécanique des freins à disques ferroviaires. Dans un premier temps nous avons considéré le problème thermique seul dans le but d'isoler les phénomènes physiques qui lui sont liés (échanges de chaleur, partage et distribution du flux sur les faces de friction, etc.) en présentant à chaque fois le modèle que nous avons adopté pour simuler tel ou tel phénomène. Le comportement thermomécanique est plus difficile à aborder étant donné la complexité des phénomènes physiques, dans la mesure où interviennent les échanges thermiques, le frottement, l'usure des matériaux, les dilatations thermiques, les transformations de structures des matériaux, etc.

Dans le but de déterminer la distribution des gradients thermiques, il est impératif de considérer les interactions entre les phénomènes thermiques et mécaniques. En effet, le seul problème des échanges de chaleur est insuffisant dans la mesure où il implique l'hypothèse d'une distribution des flux de chaleur dissipés uniforme sur toute la zone potentielle de friction (pression uniforme).

L'importance de la surface effective de contact garniture/disque et son évolution au cours du freinage ont déjà pu être mis en évidence pour des freins à disques aéronautiques et automobiles. Ce principe a été introduit dans notre méthodologie en incorporant à la résolution thermique, un algorithme de calcul de contact-impact qui permet la détermination des surfaces effectives de contact et leur évolution au cours du freinage.

L'algorithme numérique est basé sur la succession de la résolution du problème thermique transitoire et du problème de contact à intervalle de temps défini. L'usure et les dilatations thermiques ainsi que les variations des propriétés des matériaux sont prises en compte. Les résultats ont été comparés à des mesures expérimentales par thermographies infrarouge ont montré l'efficacité d'une telle démarche pour la prédiction de la variation des "cercles chauds".

3. La troisième partie concerne l'investigation expérimentale, dans le but de valider les modèles numériques ainsi que pour déterminer les phénomènes physiques liés au freinage par friction. La mise au point des techniques expérimentales récentes permet de visualiser la distribution des températures sur la surface du disque en continu pendant le freinage. Ces techniques sont basées sur la mesure par thermographie infrarouge d'objets tournants.

L'expérimentation concerne exclusivement le comportement thermique transitoire, la comparaison expérimentale/numérique se fera donc principalement sur les températures.

La plupart des essais ont été effectués sur banc d'essai échelle 1. Les bancs d'essai à échelle réduite ne conviennent pas pour notre étude. Même s'ils respectent les proportions d'énergie à évacuer en fonction du rapport dimensionnel par les règles de similitude, ils sont surtout utilisés pour tester les caractéristiques tribologiques des matériaux. Pour des raisons mécaniques et géométriques, le comportement thermomécanique tel que nous l'envisageons, à savoir les variations de portée de la garniture, l'influence des dilatations du disque, ne peuvent être les mêmes sur un banc à échelle réduite.

4. La quatrième partie est consacrée à une étude de sensibilité des paramètres géométriques et des caractéristiques du matériau de friction de la garniture vis à vis du comportement thermomécanique global du couple de freinage. Cette étude nous a permis de déterminer les paramètres les plus importants qui influencent les gradients thermiques et l'élévation de température, pour ensuite optimiser le rainurage, la géométrie et les différentes couches de la garniture organique classique, et proposer une garniture haute énergie qui dépasse les limites d'utilisation de la garniture actuelle.

SYNTHESE BIBLIOGRAPHIQUE

II.1 LES METHODES DE RESOLUTION DU PROBLEME THERMIQUE

Rappelons que l'équation de la chaleur dans un milieu immobile, homogène et isotrope, de diffusivité γ , est une équation aux dérivées partielles qui s'écrit, dans un repère cartésien (o,x,y,z) [32] :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{1}{\gamma} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1)$$

Les méthodes de résolution de ce type d'équation peuvent être classées en trois catégories:

- La méthode des potentiels, appelée aussi méthode des sources de chaleur pour le problème thermique.
- Les méthodes analytiques
- Les méthodes numériques

II.1.1 La méthode des sources de chaleur

La méthode des sources de chaleur est basée sur la théorie des potentiels, elle a été développée, en particulier, par Carslaw & Jaeger [10], et ne s'applique qu'aux milieux infinis ou semi infinis. Dans ce cas, si une quantité de chaleur q est instantanément libérée au temps $t = t'$ et au point (x', y', z') , la solution de l'équation (1) appelée "solution fondamentale", est:

$$T(x, y, z) = \frac{q}{8\rho c [\pi\gamma(t-t')]^{3/2}} \cdot \exp\left[-\frac{(x-x')^2 + (y-y')^2 + (z-z')^2}{4\gamma(t-t')}\right] \quad (2)$$

où ρ , c et γ sont respectivement la masse volumique, la capacité calorifique et la diffusivité thermique du matériau étudié.

En intégrant la solution fondamentale par rapport aux variables d'espace et/ou de temps appropriées, on peut résoudre les problèmes de conductance dans les massifs infinis ou semi infinis.

Les principaux inconvénients de cette méthode sont:

- Une intégration simple ou multiple souvent très complexe, dont la précision n'est pas toujours très bonne.
- Elle ne s'applique qu'à des milieux infinis ou semi infinis, ce qui restreint son application.

II.1.2 Les méthodes analytiques directes

Les méthodes analytiques directes permettent de transformer l'équation de la chaleur, qui est une équation aux dérivées partielles, en une ou plusieurs équations différentielles d'une seule variable. Ces équations peuvent être résolues analytiquement. Les conditions initiales et aux limites permettent de déterminer les constantes d'intégration.

Deux méthodes sont utilisées:

- La séparation de variables
- Les transformées intégrales

- *La séparation de variables:*

La solution du problème est recherchée sous la forme d'un produit de fonctions d'une seule variable:

$$T(x,y,z,t) = f(x).g(y).h(z).w(t) \quad (3)$$

La résolution de l'équation de la chaleur (1) aboutit à la résolution de quatre équations différentielles :

$$\frac{1}{f} \frac{d^2 f}{dx^2} = c_f ; \quad \frac{1}{g} \frac{d^2 g}{dy^2} = c_g ; \quad \frac{1}{h} \frac{d^2 h}{dz^2} = c_h ; \quad \frac{1}{w} \frac{d^2 w}{dt^2} = c_w \quad (4)$$

où c_f, c_g, c_h, c_w sont des constantes reliées par : $\gamma(c_f + c_g + c_h) = c_w$

Une solution analytique de f , g , h , w est déterminée à partir de l'équation (1) et des conditions aux limites et initiales.

Des formulations analytiques, sont issues les formulations dites conventionnelles et pratiques pour le calcul des températures des freins. Celles-ci s'attachent à définir une température moyenne de la surface de friction du disque ou de la garniture.

Dans le cas d'un freinage avec baisse linéaire de puissance (freinage d'arrêt), développé pour l'automobile et appliqué aussi au ferroviaire, dans le cas d'un milieu illimité par Newcomb[46] et Limpert [37] :

$$T_d(t) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \frac{q_d}{\sqrt{k_d \rho_d c_d}} \sqrt{t} \left(1 - \frac{2t}{3t_f} \right) \quad (5)$$

La température maximale est atteinte à la moitié de la durée de freinage :

$$T_{d_{\max i}} = \frac{0.53 q_d}{\sqrt{k_d \rho_d c_d}} \sqrt{t_f} \quad (6)$$

Pour les freinages de maintien, Limpert a introduit les effets de refroidissement par convection des surfaces en contact avec l'air :

$$T_d(t) = \left(T_{\text{init}} - T_{\text{air}} - \frac{q_d}{h_d S_d} \right) e^{-\left(\frac{h_d S_d t}{V_d \rho_d c_d} \right)} + T_{\text{air}} + \frac{q_d}{h_d S_d} \quad (7)$$

- Les transformations intégrales:

De nombreuses transformations intégrales existent: transformation de Fourier finie ou infinie, transformation de Laplace, de Hankel [24]. Le choix de la transformée dépend de la géométrie et des conditions aux limites du problème. L'inconvénient de cette méthode réside dans les temps de calcul, qui peuvent être importants, si l'on utilise des méthodes d'intégration numériques classiques pour le calcul de l'intégrale intervenant dans la transformation inverse.

Pour palier ce problème, certains auteurs ont récemment introduit des algorithmes de Transformée de Fourier Rapide qui présentent des gains de temps de calcul et de précision [27], [36]. Cependant, cette méthode ne s'applique qu'à des géométries particulières et reste relativement complexe à mettre en œuvre.

II.1.3 Les méthodes numériques

Les méthodes numériques sont utilisées dès que les géométries des milieux étudiés sont complexes. Les deux méthodes les plus utilisées sont les Différences Finies et les Éléments Finis.

- La méthode des Différences finies:

Chaque fonction est discrétisée en un nombre donné de scalaires. Les dérivées partielles de l'équation de la chaleur sont approchées sous forme de différences entre les points consécutifs. La résolution de l'équation de la chaleur est alors transformée en un système linéaire comportant autant d'équations que de points de discrétisation.

Cette méthode est simple à mettre en œuvre mais les pas de discrétisation doivent être choisis avec précaution pour assurer la convergence, la stabilité et la consistance des solutions en transitoire [28]. De plus, le maillage obligatoirement orthogonal n'épouse pas parfaitement les géométries complexes, et rend difficile la prise en compte des conditions aux limites réelles.

Dans le domaine ferroviaire, cette méthode a fait l'objet de plusieurs applications pour le calcul des températures moyennes, car elle présente par rapport à l'approche analytique simplifiée de Newcomb, la possibilité d'introduire de façon plus précise l'influence des conditions aux limites telle que la convection, le rayonnement, etc., ainsi que dans une certaine mesure l'influence de la géométrie [55], [44].

- La méthode des Éléments Finis:

Le principe de cette méthode consiste à diviser le domaine étudié en domaines élémentaires appelés « éléments finis » réunis entre eux par des « noeuds » situés sur leurs contours. Les températures dans un élément sont calculées par des fonctions d'interpolation.

Dans le cas d'un domaine (V) immobile de conductivité k , la résolution de l'équation de la chaleur en régime permanent revient à minimiser la fonctionnelle X définie par :

$$X = \int_V \left[\left(\rho c \delta T \frac{\partial T}{\partial t} \right) + \text{div} \delta T (K \mathbf{1} \text{grad} T) + \delta T r \right] dV - \int_{S_2} \delta T q^* dS_2 + \int_{S_3} \delta T h_f (T_f - T) dS_3 \quad (8)$$

où ($S=S_2 \cup S_3$) est la surface limitant (V), h_f la conductance de paroi et q^* le flux sortant imposé sur S .

Cette minimisation de X et la discrétisation de (V) aboutissent à un système linéaire dont les inconnues sont les températures aux noeuds de maillage.

Les principaux avantages des Eléments Finis résident dans le fait qu'ils permettent l'étude précise de géométries complexes, et l'introduction directe des conditions aux limites. La mise en oeuvre reste cependant assez lourde et des instabilités numériques se présentent lorsque le paramètre vitesse de transport de masse est introduit. Ainsi dans ce cas, on voit dans l'équation de la chaleur un terme additionnel lié à la vitesse :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x_i^2} = \frac{1}{\gamma} \left(\frac{\partial T}{\partial t} + V_j \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (9)$$

Plus la vitesse augmente plus le terme $V_j \frac{\partial T}{\partial x_j}$ devient prépondérant et provoque des oscillations dans les résultats. Kennedy a noté l'apparition d'oscillations pour un nombre de Peclet égal ou supérieur à 2.

$P_e = \frac{V \Delta x}{\gamma} \geq 2$ avec γ la diffusivité thermique de l'élément ayant la plus petite dimension Δx . Dans le cas de vitesses de train très élevées telles que notre application $V=300$ km/h, on obtient $\Delta x < 1 \mu\text{m}$ ce qui est irréalisable.

Certains auteurs proposent pour résoudre ce problème, des méthodes hybrides où les solides fixes sont analysés par la Méthode des Eléments Finis et les solides en mouvement par des techniques analytiques, notamment à l'aide des transformées intégrales de Fourier avec introduction d'algorithmes de Transformation de Fourier Rapide [11], [35]. Le procédé reste cependant complexe et de mise en oeuvre très lourde.

Dans notre application, la difficulté d'introduire le terme advectif de vitesse reste mineure. En effet les gradients thermiques dus au transport de masse restent négligeables devant les autres gradients qui seront détaillés au paragraphe II.3.

II.2 CALCUL DES TAUX D'ENERGIE DISSIPES PAR LE DISQUE ET LES GARNITURES

Le rôle du frein à disque est de développer un couple qui s'oppose à la rotation de la roue; l'effort retardateur qui en résulte au niveau du contact roue-rail s'oppose au mouvement du véhicule. Le frein transforme l'énergie cinétique du véhicule en énergie calorifique par le frottement généré à l'interface de friction. Cette énergie est répartie entre les deux pièces en contact (disque/garniture). Dans le cas présent d'un système thermodynamique ouvert, la seule donnée à l'interface est l'énergie dissipée. La distribution de température en est une conséquence. En ce sens, l'hypothèse de l'égalité de température sur les face de friction n'est pas réaliste.

Les échanges thermiques de surface sont régis par différents phénomènes: la conduction sur la surface de contact effective, réduites aux aspérités dominantes, le rayonnement dans les « poches d'air », la présence de débris d'usure plus ou moins transformés métallurgiquement, qui forme la couche intermédiaire appelée troisième corps. Pour notre approche macroscopique, l'ensemble de ces phénomènes microscopiques peut être englobé par la notion de conductance thermique d'interface, suggérée par Ling et Pu, entre deux surfaces en frottement [38].

Des mesures expérimentales ont pu mettre en évidence dans le cas du frottement, des coefficients de transfert thermiques moyens similaires aux cas statiques, variables de 1000 à 25000 $W.m^{-2}.K^{-1}$ selon les matériaux et pour des pressions moyennes inférieures à 1 MPa.

Dans le cas du frein à disque, cette différence de température est loin d'être négligeable, étant donné le mouvement relatif entre les deux pièces. La garniture est en contact frottant, d'une façon permanente, alors que chaque point du disque alterne entre friction et refroidissement.

Day [13], [16] a introduit en plus de la conductance thermique d'interface, une décomposition des propriétés thermophysiques du matériau de friction dans le sens de l'épaisseur. Différentes

phases ont ainsi été définies dans le cas d'une garniture composite automobile. Elles correspondent à des états de transformation et ont été représentées par différentes couches de caractéristiques thermiques différentes (tableau 1).

Nous retiendrons pour notre étude la notion de conductance thermique de surface permettant une approche macroscopique des gradients de température entre les surfaces de contact, ainsi que la nécessité d'introduire l'évolution des caractéristiques des matériaux avec la température.

	Matériau	Niveau de température °C	Phase	ρ (kg.m ⁻³)	k (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	c (J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)
Matériau de friction (composite)	vierge initial	20 à 200	1	1550	0.5	1235
	zone de réaction	200 à 400	2	1550	0.5	1200
	couche dégradée de surface	>400	3	1500	0.2	700
	couche d'interface	20 à 1000	4	Conductance d'interface de contact (1000 à 10000 W.m ⁻¹ .K ⁻¹)		
contre matériau	fonte	20	5	7100	54	700

Tableau 1 Propriétés thermophysiques des différentes couches de matériaux

Avec l'hypothèse de température égale en surface, et dans le cas stationnaire de deux corps larges et épais en frottement sur une zone de contact invariante, le partage du flux est fonction des conductivités relatives des matériaux [8], [37]:

$$Q = q_1 + q_2 \text{ et } q_1 = Q \frac{k_1}{k_1 + k_2} \quad (10)$$

Dans le cas transitoire, le partage du flux est fonction des effusivités des matériaux:

$$q_1 = Q \frac{\xi_1}{\xi_1 + \xi_2} ; \xi_i = \sqrt{k_i \rho_i c_i} ; i = 1, 2 \quad (11)$$

Dans le cas du frein à disque, et pour un freinage court, les pièces en frottement peuvent être considérées semi infinies. En effet dans ces conditions, il n'y a pas d'évacuation de chaleur dans l'air ambiant sur les faces de refroidissement. En considérant les surfaces du disque et des garnitures respectivement S_d et S_g on obtient:

$$q_d = Q \frac{S_d \xi_d}{S_d \xi_d + S_g \xi_g} \quad (12)$$

Dans le cas de freinages continus ou répétés, l'influence des surfaces de refroidissement doit être introduite, notamment la convection ainsi que la conduction dans la plaque support de la garniture [37]. Dans le cas stationnaire, l'énergie n'est plus stockée dans les solides, on a:

$$q_d = Q \left(1 + \frac{h_g k_g k_s S_g}{h_d S_d (k_g k_s + e_g h_g k_s + e_s h_g k_g)} \right) \quad (13)$$

avec h : coefficient d'échange par convection

e : épaisseur

k : conductibilité

les indices d, g, s sont respectivement disque, garniture et support.

II.3 CLASSIFICATION DES GRADIENTS THERMIQUES

La détermination des températures en surface et leur évolution à l'intérieur des organes de friction est primordiale pour la caractérisation des performances des freins, de leur usure et de leurs risques de défaillance. Un des importants facteur d'influence est l'intensité des gradients thermiques de surface représentés par des zones de concentration de températures élevées souvent appelées « Hot-Spots » ou « Points Chauds » sur la surface du disque [15], [1].

Dans le domaine ferroviaire d'autre gradients thermiques ont été observés par Dufrénoy & Weichert. Ils parlent de région de diffusion, de bande ou « cercles de feu » et de points chauds entraînant des déformations thermiques locales favorables à l'amorçage de fissure [22].

II.3.1 Domaine automobile

Anderson & Knapp ont proposé une classification des « Hot-Spots » pour les freins à friction de l'automobile. Elle se décompose en quatre types, classés par taille (tableau 2), [1].

	Type de «Hot-Spots»	Taille (largeur) (mm)	Température (°C)	Durée de vie
(1)à	Aspérité	<1	1200 en pointe	<1ms
(2)	Focal	5 à 20	750 à 1200 en pointe	0.5 à 20s
(3)	Déformation	20 à 100	100 à 700 d'élévation	>10s
(4)	Région	50 200	10 à 100 d'élévation	>10s

Tableau 2 Classification des « Hot-Spots » sur la surface des disques d'automobiles

- Les points chauds liés aux aspérités correspondent à des élévations brutales de températures sur les zones de contact issues des aspérités dominantes.
- Le type « focal » apparaît sur les zones fragmentées le long des pistes de frottement correspondant aux bandes de contact. Ce type se caractérise par des transformations de phase du matériau à une échelle microscopique. Il s'ensuit pour les points chauds de type « focal critique » la formation de martensite autour desquelles a pu être observée l'amorçage de fissures de rupture.
- Les points chauds entraînant des déformations globales sont plus larges et diffus. Ils sont généralement associés à des déformations importantes du disque, et des écoulements plastiques de matière peuvent survenir.
- Les points chauds régionaux sont issus des hétérogénéités des pressions de contact, des inégalités de refroidissement de surface et de diffusion, etc. Ils génèrent des gradients thermiques faibles et très diffus.

II.3.2 Domaine ferroviaire

Des investigations expérimentales ont été réalisées par Dufrenoy [22] et [19] au cours d'une étude sur les disques de freins du domaines ferroviaire qui ont amené à proposer dans le tableau 3 une classification quelque peu différente de celle d'Anderson & Knapp. Les observations ont été

réalisées à l'aide de procédés expérimentaux permettant une visualisation continue des températures de la face de frottement lors du freinage, grâce à une caméra infrarouge.

Les principales différences entre les applications ferroviaires et automobiles sont pour le premier cas des énergies dissipées nettement supérieures, des dimensions plus importantes, des pressions d'application plus faibles, des vitesses relatives de friction généralement plus élevées et des garnitures de géométries différentes.

	Type de «Hot-Spots»	Taille (largeur) (mm)	Température (°C)	Durée de vie
(1)	Aspérité	<1	1200 en pointe	<1ms
(2)	Zones sur cercles chauds	longueur 5 à 20	650 à 1100 en pointe	0.5 à 10s
(3)	Cercles chauds	largeur bande 5 à 20	jusqu'à 600	>10s avec déplacement
(4)	Points chauds macroscopiques	40 à 110	jusqu'à 1100 au sommet des points chauds	>10s généralement continu
(5)	Gradients de diffusion	80 à 200	20 à 300 d'élévation	>10s

Tableau 3 Classification des « Hot -Spots » issue des investigations expérimentales

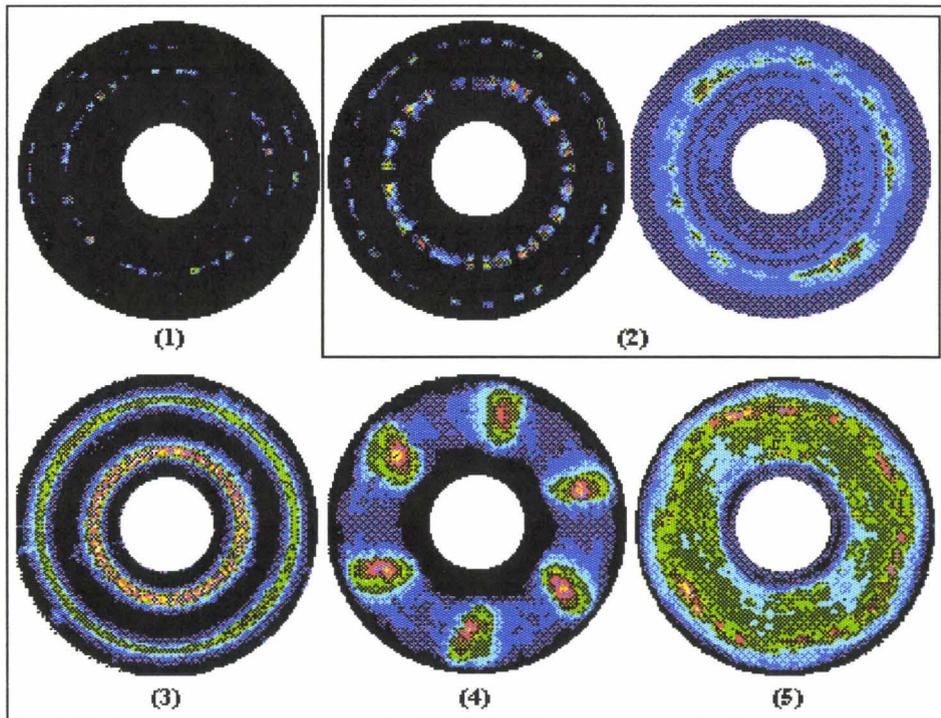


Fig. II.1 Illustration de la classification des différents types de gradients thermiques [22].

Parmi cette classification seuls les 3 derniers types sont considérés comme prépondérants:

En effet, les premier et second types de gradients, même s'ils engendrent des températures élevées, ont probablement peu d'influence sur la tenue en performance du couple de freinage dans la mesure où ils sont plus brefs et dotés d'un caractère plus "aléatoire" au gré des défauts de surface et des hétérogénéités des matériaux.

- L'apparition dès les premiers instants du freinage de *cercles chauds* qui s'intensifient et se déplacent pendant le freinage et d'un freinage à l'autre (figure II.1-3). Nous verrons au cours de cette étude que leur existence est issue de la variation de la surface de contact de la garniture sur le disque au gré des dilatations thermiques et de l'usure.

- La formation d'importants *points chauds*, espacés circonférentiellement de manière régulière, éventuellement dédoublés radialement et qui génèrent des températures très élevées pouvant dépasser les 1000°C (figure II.1-4). Une étude réalisée par Dufrénoy & al. [22-23] a permis d'avancer une explication de ce phénomène qui implique une déformation permanente du disque mettant en jeu un phénomène de flambement du disque issu de l'état de compression circonférentielle et qui serait initié lors de la transition élasto-plastique.

- La configuration théorique généralement utilisée correspond à une situation idéale d'application parfaite de la garniture sur la face du disque, ce qui engendre des gradients thermiques peu élevés tels que pour les gradients de diffusion.

Les deux premiers phénomènes correspondent à des situations différentes et cohabitent rarement lors d'un même freinage. Nous verrons que le premier phénomène correspond à des variations de portées de la garniture, et que le second cas correspond à des déformations globales de la structure et donc proche du troisième type énoncé par Anderson et Knapp (tableau 2), mais de niveau de température beaucoup plus élevé.

Sur les cercles chauds peuvent apparaître des zones d'échauffement plus localisées proches du second type de la classification d'Anderson et Knapp (figure II.1-2), mais moins fréquentes que pour les disques automobiles.

Des élévations rapides et éphémères sur des aspérités peuvent également être parfois observées (figure II.1-1).

Enfin, peuvent apparaître des gradients de diffusion liés au refroidissement non uniforme des surfaces d'échange avec l'environnement, notamment lors de freinages de maintien, où les temps important éliminent les gradients locaux, au profit de ceux de diffusion (figure II.1-5).

La différence principale de la classification proposée par Dufrénoy [22] et [19] dans le domaine ferroviaire, avec celle d'Anderson & Knapp [1] dans l'automobile correspond à l'importance accentuée des points chauds macroscopiques. Celle-ci peut s'expliquer par la différence en terme d'énergie dissipée pendant un freinage de même vitesse (tableau 4).

Application	V initiale (km/h)	Energie par disque (kj)	Temps de freinage (s)	Puissance moyenne (kW)	Puissance surfacique (kW.m ⁻²)	Diamètre extérieur (mm)
Automobile	100	165	4	41.3	1640	227
Ferroviaire	100	1550	22.2	69.4	170	640

Tableau 4 Comparaison des caractéristiques de freinages des disques automobiles et ferroviaire

Le temps de freinage beaucoup plus important ainsi que l'énergie plus élevée, permettent aux points chauds macroscopiques de se développer et de se densifier, leur intensité maximale est atteintes vers la moitié du temps de freinage. Par contre pour l'automobile, les fortes puissances surfaciques favorisent le développement des zones chaudes localisées plus nombreuses et moins uniformes.

II.4 TRIBOLOGIE ET PHENOMENES D'INTERFACE

II.4.1 Interface de frottement

Pour des raisons de simplification les surfaces de frottement sont souvent considérées égales aux surfaces nominales. En réalité la surface de frottement est réduite aux aspérités en terme de topographie de surface. Celle ci peut être caractérisée par des zones utiles de contact et d'autres non frottantes soumises à des effets de convection et de rayonnement dans des zones d'échange en

présence d'air, de débris d'usure, etc. La diffusion de chaleur entre les deux pièces en contact dépendra également de ces effets de surface.

Sur les aires de contact associées aux aspérités, sont initiées des contraintes très élevées qui peuvent engendrer des déformations inélastiques locales. Ces phénomènes associés au mouvement relatif des deux corps engendrent des dissipations d'énergie, l'usure des matériaux est une variation continue des aspérités en contact.

Des développements récents ont introduit la notion de corps intermédiaire appelés troisième corps, voire $n^{\text{ième}}$ corps résultant des débris d'usure et dont le maintien ou l'évacuation influence les performances de frottement [7].

Par ailleurs, durant la phase de friction, des températures « flash » très élevées peuvent apparaître durant des temps très courts et sur des surfaces très réduites. La pénétration de chaleur dans ces surfaces est le plus souvent très faible. La dilatation thermique ainsi que l'usure sont des facteurs importants sur la variation de leurs positions et sur leur taille. L'influence de ces dilatations thermiques a pu être mise en évidence par Barber à une échelle plus importante. Il a ainsi utilisé un montage sur trois pions, pour lesquels le contact variait de l'un à l'autre en fonction des dilatations et de l'usure [3]. Dow et Burton ont montré que ces variations demeuraient même en l'absence d'usure [17].

Les phénomènes tribologiques microscopiques ne seront pas introduits dans notre approche pour laquelle on considérera un frottement constant et une surface de friction homogène sur les zones de contact. Cependant, l'approche macroscopique de la variation des surfaces de contact et de la non uniformité de la pression de contact pourra être introduite.

II.4.2 Surfaces et pressions de contact - approche macroscopique

Les méthodes de calcul de la dissipation thermique dans les disques de frein, utilisées dans le domaine ferroviaire considèrent toujours le problème thermique seul, c'est à dire que les surfaces de friction sont supposées toujours en contact sous une pression uniforme [55], [44], etc. Le problème est alors réduit au calcul des températures issues des dissipations du flux de chaleur en fonction des géométries, des matériaux et des conditions aux limites d'environnement. Ce type d'investigation reste limité dans la mesure où dans la réalité, la pression de contact n'est pas uniforme sur les surfaces de contact, qui elles mêmes, ne correspondent pas forcément à la surface totale potentielle

de friction de la garniture sur le disque. Nous verrons que l'approche thermique seule, permet d'obtenir de bons résultats quant aux valeurs moyennes de température, mais ne permet pas l'étude de leurs gradients de surface.

Kennedy et Ling [34] dans le domaine aéronautique et plus tard Day [15] pour l'automobile, ont pu mettre en évidence que la surface effective de contact peut être très différente de la surface potentielle de friction avec les variations permanentes issues de la dilatation des matériaux, des pressions appliquées et de l'usure. Ils ont ainsi pu montrer qu'une approche macroscopique du couplage thermomécanique pouvait conduire à une modélisation assez réaliste du problème thermique des corps frottants, moyennant la prise en compte des dilatations thermiques, des variations de la surface de contact et de l'usure. Ces investigations ont été réalisées pour des géométries simples de type annulaire avec l'hypothèse d'un matériau linéaire élastique.

Les auteurs ont pu souligner la complexité d'une telle approche par les nombreux phénomènes à introduire, les limites des moyens de vérification expérimentale liées à la rotation et à la mesure des températures, ainsi que les difficultés d'étude. La principale difficulté évoquée est le fait que pour une pièce de révolution telle que le couple disque/garnitures, les phénomènes dans le sens angulaire sont supposés uniformes, ce qui implique un comportement circonférentiel uniforme (étude axisymétrique d'une section du disque). Or nous verrons plus loin qu'Anderson et Knapp pour l'automobile ont mis en évidence que ce sont justement les gradients angulaires qui sont les plus pénalisant. Nous verrons également que le cas du ferroviaire est quelque peu différent et que le principe d'une approche thermique par Eléments Finis avec introduction des effets de variation de la surface de contact disque/garnitures présente tout son intérêt et peut également apporter de précieuses informations pour l'étude des phénomènes circonférentiels. Nous aurons recours à des modèles tridimensionnels de par la complexité des géométries, ce qui nous permettra d'appréhender des effets complémentaires tels que le frottement.

Il a pu être mis en évidence par un calcul statique pour les freins d'automobiles, l'influence de l'architecture de la fixation de la garniture sur la distribution des pressions de contact des garnitures sur le disque, et notamment celle de la rigidité du porte garnitures [57]. Ces observations nécessitent une modélisation fine et spécifique de l'assemblage de ces pièces.

II.4.3 Effet du frottement sur les pressions de contact

La distribution statique de la pression d'interface est influencée par l'application des forces tangentielles de frottement dans les conditions dynamiques. Par l'effet du frottement pour une garniture de géométrie simple, celle-ci a tendance à prendre un angle d'incidence avec la normale au plan de contact, ce qui accentue la pression sur le bord d'attaque et rend la répartition de contact dissymétrique (figure II.2) [50]. En réalité, l'influence du frottement sur la répartition du contact dépend de l'application de l'effort sur la garniture, de sa rigidité, de la vitesse de rotation, etc. Tirovic [57] et [59] a également montré, pour une garniture automobile, l'influence du système complet de fixation de la garniture et l'importance de l'influence des caractéristiques des matériaux.

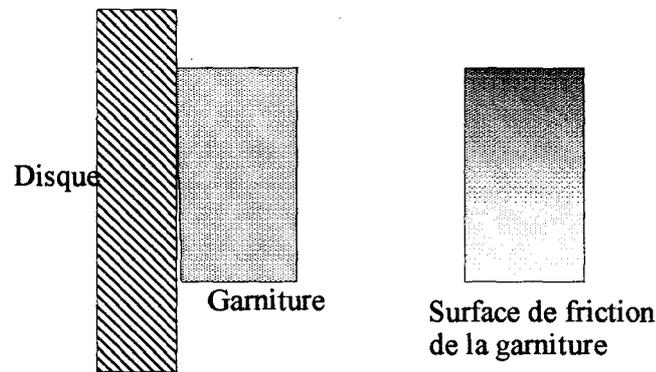


Fig. II.2 Incidence du frottement sur la répartition de pression sur la face frottante

Ce phénomène qui dépend de la nature des matériaux, de la vitesse de translation et de la fixation des garnitures sera abordé au cours de cette étude.

II.4.4 Influence de la vitesse sur les températures de surface

Pour une répartition de contact symétrique et pour un champ de flux correspondant, la distribution de température sera conditionnée par la vitesse de translation relative de la source de chaleur [36], [11]. La figure II.3 montre les profils de température de surface pour différentes vitesses de glissement dans le cas d'un demi plan en translation avec source de chaleur fixe. La température maximale diminue lorsque la vitesse augmente en raison de l'effet d'entraînement de la vitesse et du renouvellement du matériau sous la source de chaleur. Le paramètre le plus intéressant

est la dissymétrie de la distribution de température en fonction de l'amplitude de la vitesse de translation. Plus la vitesse augmente plus l'endroit où la température maximale est atteinte se déplace du centre vers la sortie du contact. La méthode de résolution que nous avons adoptée ne permet pas l'introduction de ce terme additionnel dans l'équation de la chaleur. Cet effet de la vitesse relative du flux de chaleur sur la distribution des températures n'a pas été pris en compte.

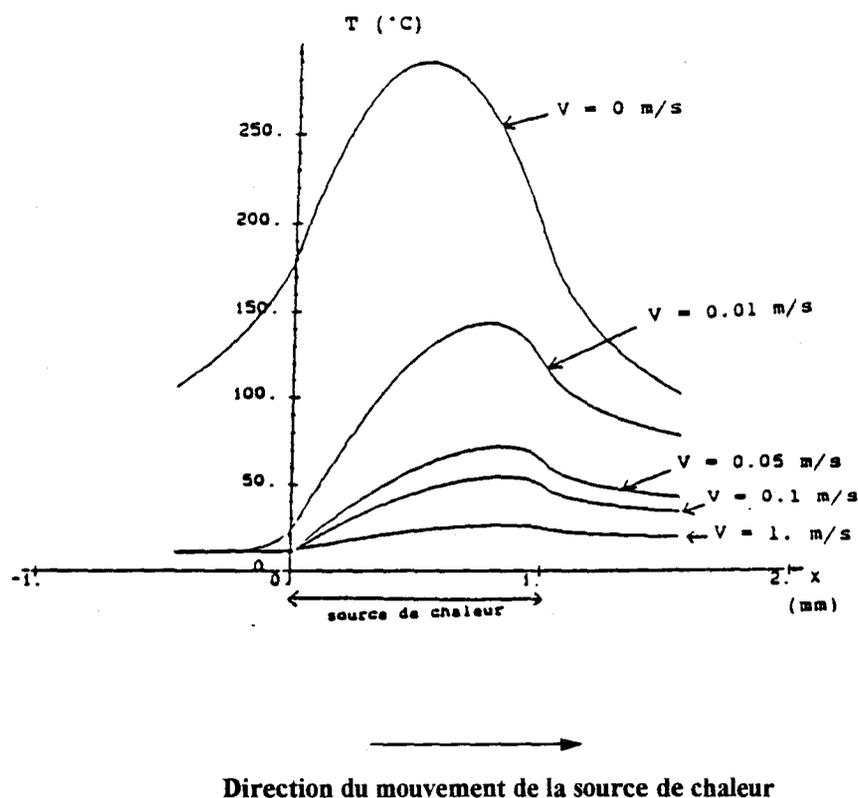


Fig. II.3 Distribution de la température en surface pour différentes vitesses de la source de chaleur

III

MODELISATION DU COMPORTEMENT THERMOMECHANIQUE DES FREINS A DISQUES

L'étude du comportement thermomécanique global des freins à disques, met en jeu différents phénomènes physiques complexes et liés (frottement, usure, contact, dilatation thermique, etc.). Le couple de freinage doit être alors considéré dans son ensemble.

La prédiction des gradients thermiques nécessite de reproduire la dynamique de contact de la garniture par la considération du triplet : pression de contact, dilatation thermique et usure. L'interaction de ces phénomènes et l'aspect transitoire des résolutions thermique et mécanique nécessite une architecture de programmation bien établie afin d'éviter tout calcul prohibitif. La méthode des Eléments Finis est utilisée adjointe à des développements spécifiques.

L'introduction de l'usure, la caractérisation précise du contact et des variations ainsi que celles des caractéristiques des matériaux avec la température se sont avérées capitales dans le but de prédire les surfaces effectives de contact et les champs de températures qui en résultent.

Le travail présenté dans ce chapitre est divisé en trois parties :

- **L'analyse thermique** : Elle traite des principaux problèmes thermiques rencontrés entre deux corps en frottement (la détermination de l'énergie à dissiper, le partage du flux, sa distribution sur les faces de friction et l'évaluation des échanges thermiques avec le milieu environnant).

- **L'analyse thermomécanique 2-D axisymétrique** : Elle donne l'algorithme proposé pour tenir compte de la variation de la surface de contact au cours du freinage. Les deux phénomènes prépondérants sont : l'usure et les dilatations thermiques.

- **L'analyse thermomécanique 3-D** : Elle permet de dépasser l'hypothèse du flux uniforme circonférentiellement sur la garniture, en introduisant sa géométrie réelle dans le calcul. La simulation a été rendue possible par une technique de modélisation hybride disque 2-D / garniture 3-D.

III.1 ANALYSE THERMIQUE

L'analyse thermique seule a pour but la détermination du niveau thermique moyen du disque et de la garniture, ainsi que la capacité d'évacuation de l'énergie d'un système de freinage. Couramment utilisée dans le domaine ferroviaire, cette notion correspond à l'élévation de température moyenne en surface des disques. Même si cette température reste fictive puisqu'elle correspond à une intégration de surface, elle permet d'avoir une première appréciation de la capacité de dissipation énergétique du système. Ainsi, pour une même configuration de freinage, on pourra noter des variations sensibles de cette température moyenne pour un disque de frein de faible masse et peu ventilé par rapport à un disque plus massif et bien ventilé.

Cependant, cette méthode reste très limitée et ne doit être utilisée qu'en première approximation de validation d'un système de freinage donné. En effet, elle ne permet pas de quantifier les gradients thermiques et thermomécaniques. De plus, le comportement de la garniture qui est un paramètre fondamental dans l'analyse du couple de freinage, n'est pas pris en compte. Enfin, la capacité d'évacuation énergétique n'est pas le seul critère de performance.

III.1.1 Calcul de l'énergie de freinage à dissiper

L'énergie de freinage à dissiper par le couple disque / garnitures dépend de la vitesse, de la masse à freiner, de la résistance aérodynamique, de la déclivité de la voie et des paramètres d'inertie.

$$E_f = E_c + E_i + E_{av} + E_p$$

avec

E_f : Energie de freinage

E_c : Energie cinétique = $\frac{1}{2} mV^2$

E_i : Inertie des masses tournantes (disque/essieu/roue) = $\frac{I}{2} \omega^2$

E_{av} : Energie absorbée par la résistance à l'avancement, principalement composée des résistances aérodynamique et de roulement = $R_{av} \cdot V \cdot t$.

$R_{av} = a + bV + cV^2$ décrit la résistance à l'avancement du véhicule et la résistance au roulement.

a: représente les frottements dans les boites d'essieu et les résistances au roulement des rames sur le rail.

b: représente les frottements des boudins et les pertes par hystérésis mécaniques.

c: représente la résistance mécanique.

E_p : Energie potentielle due à la déclivité de la voie = $m.g.h$.

L'évolution de la puissance au cours du freinage est représentée sur la figure III.1.1. Nous supposons que la vitesse décroît linéairement dans le cas d'un freinage d'arrêt. Pour un freinage d'arrêt correspondant à une vitesse initiale supérieure à 215 km/h (cas du freinage d'urgence du T.G.V.), la baisse de vitesse se fait en deux temps, avec deux décélérations différentes (figure III.1.1).

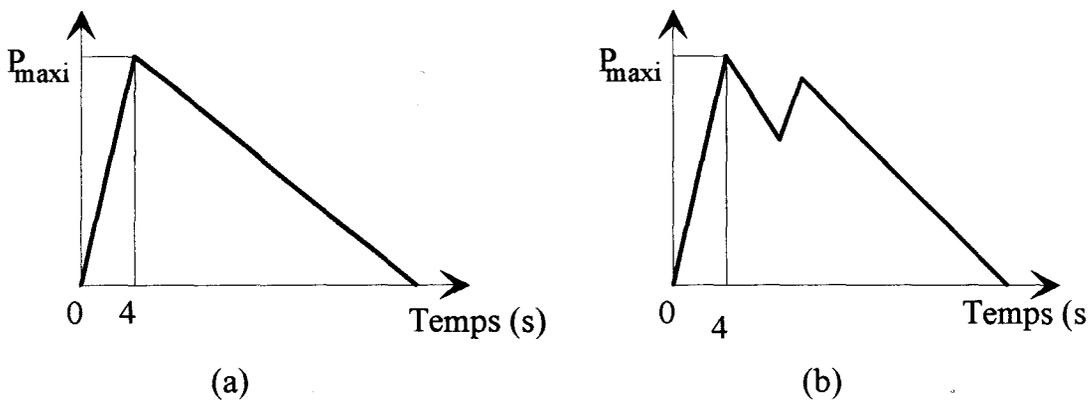


Fig. III.1.1 Graphes de puissance

III.1.2 Modélisation du phénomène thermique par la M.E.F.

Nous considérons le disque comme ayant un comportement axisymétrique autour de son axe de rotation. Ainsi, tous les points situés sur un même rayon et sur une même épaisseur auront la même évolution de température. Etant données les vitesses de rotations très élevées, le flux est considéré comme uniformément réparti dans le sens circonférentiel. Les gradients thermiques angulaires sont négligés.

Dans cette première approche, nous prendrons en considération le problème thermique seul. Tous les phénomènes thermomécaniques : contact, dilatation, usure ne sont pas pris en compte.

Ceux ci implique que le flux de chaleur est supposé uniformément répartie sur l'interface disque / garniture pendant toute la durée de freinage (voir figure III.1.2). Cette hypothèse ne simplifie cependant pas l'élaboration des modèles géométriques. De plus, la rotation du disque pose différents problèmes quel que soit le choix de modélisation. Ce problème sera discuté dans le paragraphe (§III.3).

Si on veut considérer l'échange de chaleur entre le disque et les garnitures, et notamment la variation du taux de flux dissipé par chacune des pièces, la liaison entre les deux surfaces par une conductance thermique de contact est nécessaire.

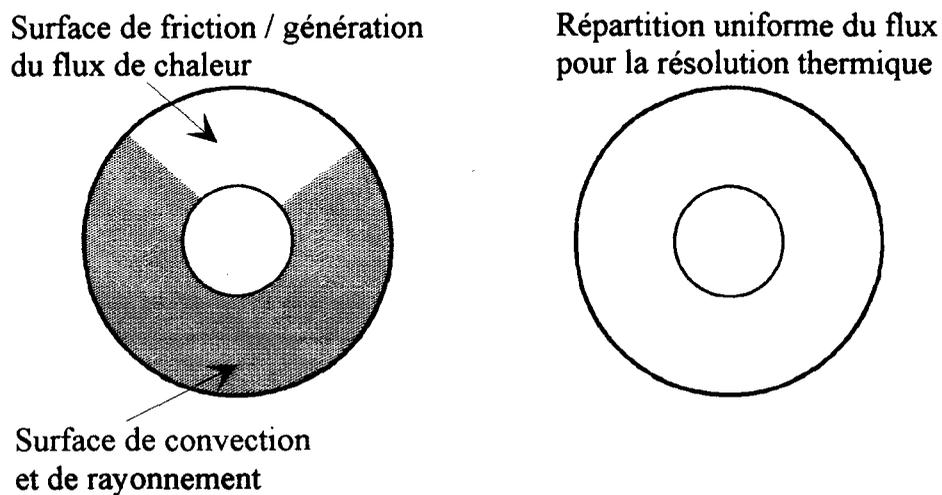
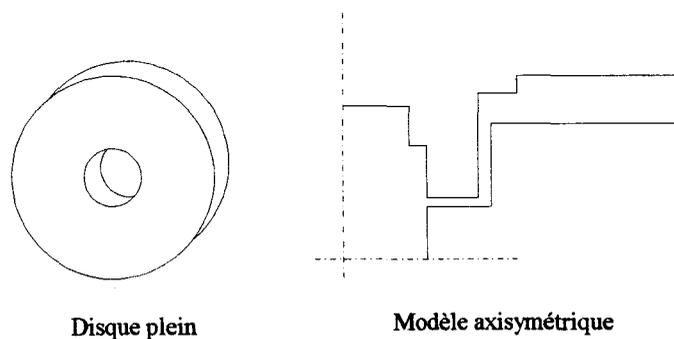


Fig. III.1.2 Hypothèse de répartition du flux de chaleur

III.1.2.1 Géométrie du disque

L'application du flux de chaleur étant axisymétrique, tout comme les conditions aux limites d'environnement, le modèle du disque peut être réduit à sa périodicité géométrique angulaire (avec des conditions adiabatiques sur les faces de révolution). Ainsi, pour un disque plein, un modèle 2D de la section du disque sera suffisant.



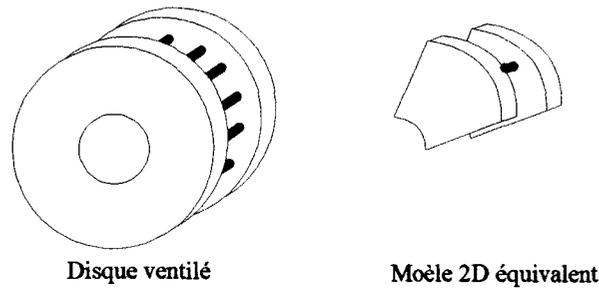


Fig. III.1.3 Géométries des disques et modèles 2D

Pour une géométrie plus complexe telle que les disque ventilés, nous nous limiterons à la portion angulaire antisymétrique de la période (figure III.1.3).

III.1.2.2 Géométrie de la garniture:

La géométrie de la garniture étant proche de la forme d'un segment annulaire, les modèles peuvent être simplifiés au cas bidimensionnel axisymétrique de leur section radiale (figure III.1.4). Dans ce cas, les modèles disque et garnitures peuvent être couplés dans un même calcul avec des éléments de conductance thermique entre les surfaces de contact qui évite le calcul externe analytique des flux dissipés dans chacune des pièces.

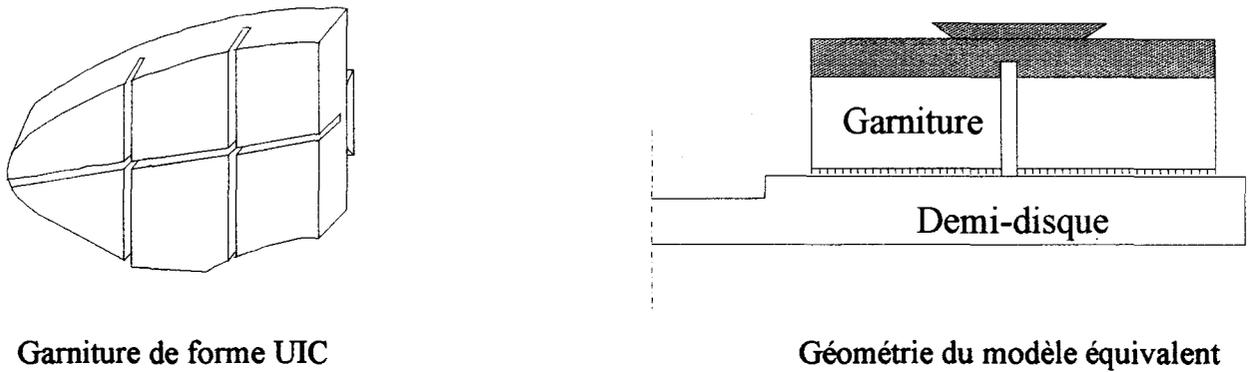


Fig. III.1.4 Géométrie de la garniture

L'hypothèse d'une garniture axisymétrique implique qu'on remplace la garniture réelle par une garniture équivalente. La surface de friction de la garniture équivalente est annulaire, ce qui augmente fortement sa surface de contact avec le disque et modifie de façon importante la partition de flux entre les deux pièces. Afin de préserver le même taux d'énergie dissipée par la garniture réelle et pour reproduire le plus fidèlement possible son comportement thermique, nous avons

multiplié la conductibilité thermique et le produit de la capacité thermique massique et de la masse volumique par le rapport des surfaces de friction pour obtenir les propriétés thermiques équivalentes (figure III.1.5).

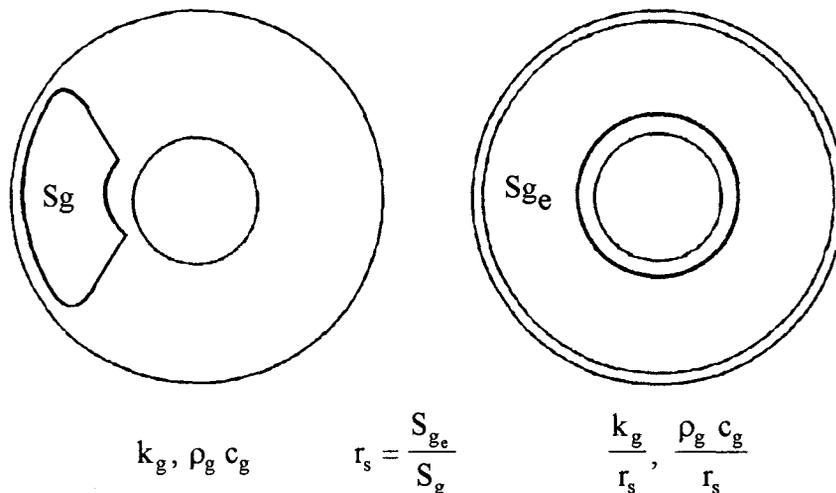


Fig. III.1.5 Correction des propriétés thermiques de la garniture dans le cas d'un modèle axisymétrique

III.1.2.3 Algorithme de résolution

La résolution du problème thermique suit les étapes présentées par l'algorithme de la figure III.1.6. Les différentes séquences de l'analyse seront détaillées dans les paragraphes qui suivent.

III.1.3 Détermination des taux d'énergies dissipés par le disque et les garnitures

L'énergie thermique générée à l'interface de friction est répartie entre les deux pièces en contact (disque et garniture). Puisque le système thermodynamique est ouvert, la seule donnée à l'interface est l'énergie dissipée. La distribution de la température en est une conséquence, en ce sens, l'hypothèse de l'égalité de température sur les faces de friction n'est pas réaliste.

Les échanges thermiques de surface ainsi que la proportion de puissance dissipée par le disque et par les garnitures peuvent varier au cours du freinage. On observe en effet que plusieurs phénomènes peuvent être à l'origine de ces variations tels que: la conductance sur la surface de contact réduite aux aspérités dominantes, la présence des débris d'usure qui détermine la nature du corps intermédiaire (3^{eme} corps), le rayonnement dans les poches d'air, les propriétés thermophysiques des matériaux et les échanges thermiques avec l'environnement aux niveaux des surfaces extérieures autres que la surface de frottement.

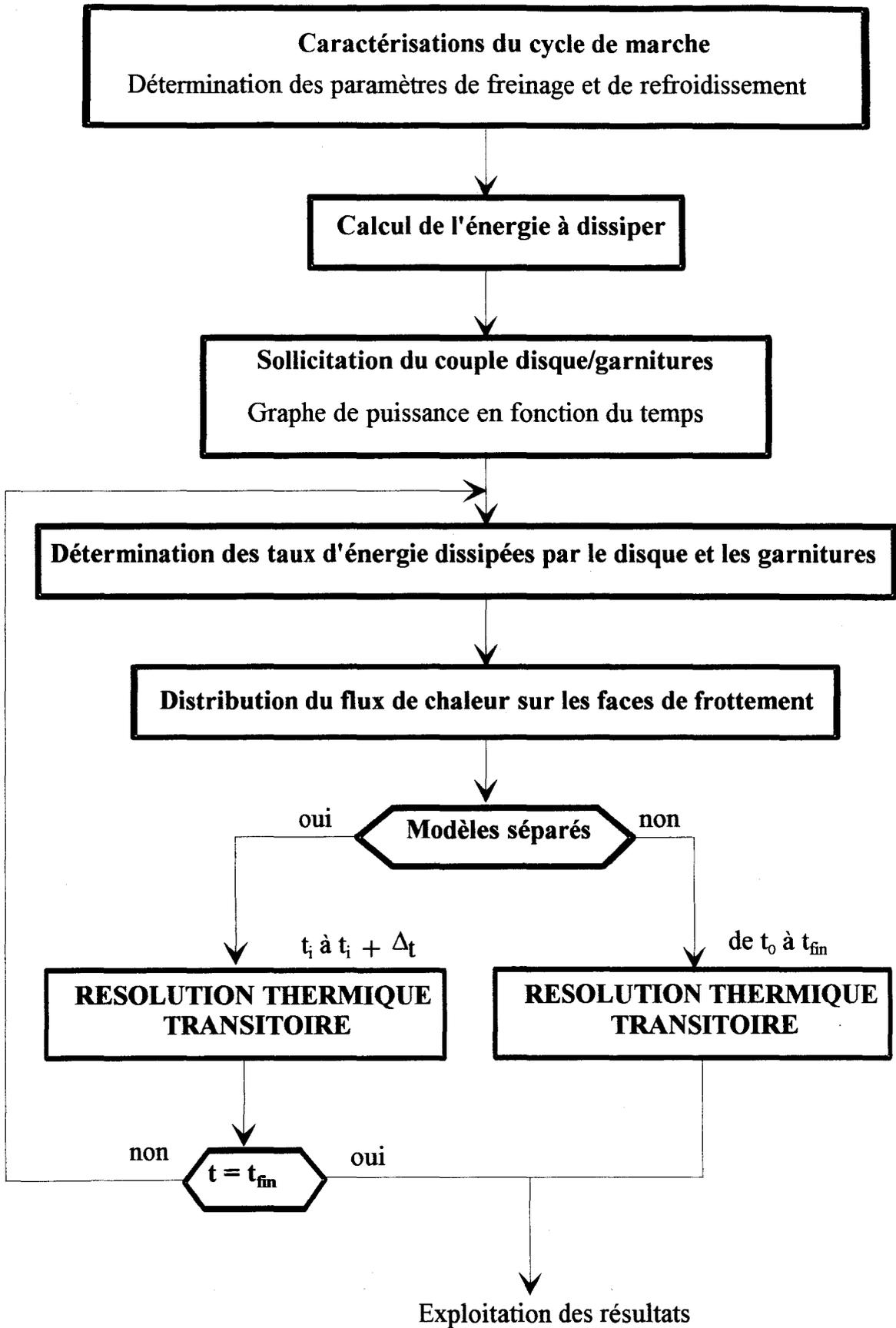


Fig. III.1.6 Algorithme de résolution thermique

La répartition du flux de chaleur entre le disque et les garnitures est régi alors, aussi bien par des phénomènes microscopiques que macroscopiques et dépend fortement de la nature des matériaux en contact.

Pour résoudre ce problème nous avons adopté la notion de *la résistance thermique de contact* suggérée par Ling et Pu [38] (voir §II.2). C'est un modèle global macroscopique permettant de gérer automatiquement la partition de flux de chaleur entre le disque et les garnitures. Cette partition dépend de la valeur de la résistance thermique et de la différence de température entre les deux surfaces.

III.1.3.1 Notion de Résistance Thermique de Contact (R.T.C.)

a) Cas statique:

Dans le cas où il n'y a pas de mouvement relatif entre les pièces en contact la résistance thermique de contact est bien définie. De nombreuses études ont été effectuées, nous citons à titre d'exemple: C.U. Madhusudana [40], L.S. Fletcher [26]; G.P. Peterson [49]; M. Williamson [64]; T. McWaid [42].

La résistance thermique de contact découle du fait que la surface réelle de contact représente seulement une petite fraction de la surface nominale. En générale, la surface réelle de contact est constituée de plusieurs micro-contacts distribués au travers de la surface nominale (figure III.1.7).

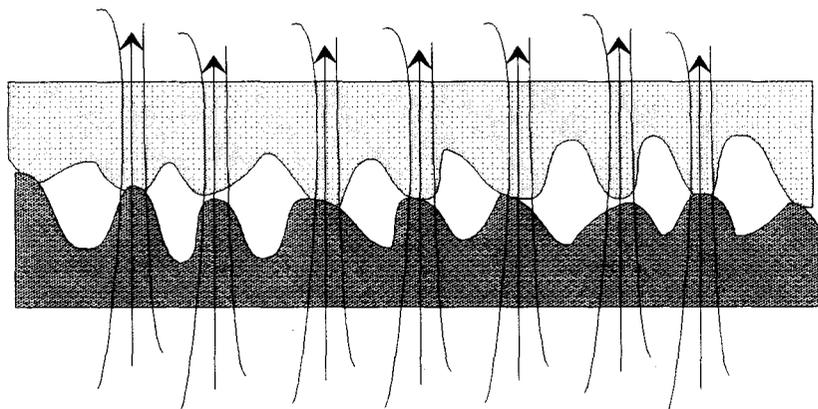
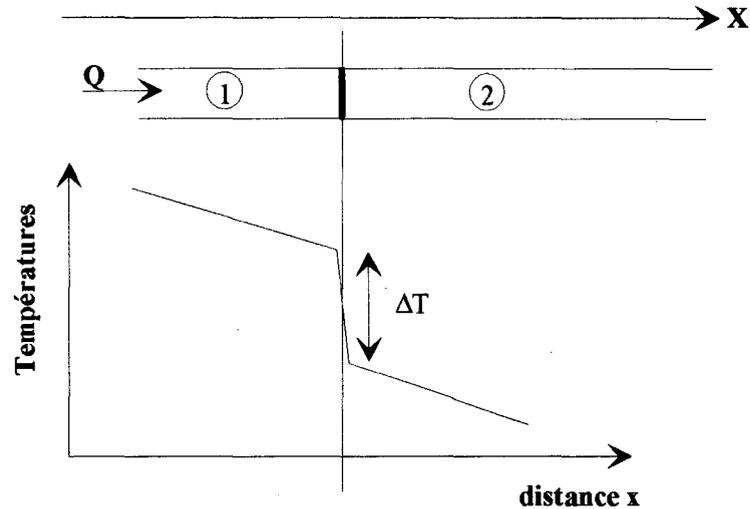


Fig. III.1.7 Interface de contact

Au niveau de l'interface de contact, nous constatons 3 modes de transfert de chaleur:

- Par conduction au niveau des micro-contacts.
- Par conduction à travers l'interstice.
- Par rayonnement.

La résistance thermique est définie par: $R_c = \frac{\Delta T}{Q}$



Q : flux de chaleur

R_c : résistance thermique de contact

La valeur de la résistance thermique de contact est calculée en fonction du :

- Rapport de surface.
- Nombre de micro-contacts (N), principalement défini par Greenwood & Williamson, et dépendant de la pression de contact.
- De la dureté des aspérités.
- De la conductibilité équivalente des deux matériaux.

b) Cas dynamique:

Dans le cas où il y a mouvement relatif entre les deux pièces en contact, le phénomène de frottement apparaît et par conséquent l'usure. Cela engendre d'autres difficultés par rapport au cas statique :

- Le flux de chaleur est généré à l'interface de frottement.
- Par l'effet de l'usure, nous avons la création d'un 3^{ème} corps.

La résistance thermique de contact dans le cas dynamique provient d'autres phénomènes qui n'apparaissent pas dans le cas statique :

- La formation du troisième corps qui constitue une barrière thermique physique.
- La vitesse relative entre les deux surfaces, qui empêche l'établissement d'un équilibre thermique même au niveau des spots de contact.

Peu d'études ont été réalisées à ce sujet, nous citons : A. J. Day [14] et F. F. Ling & Yang [39]. Les exemples donnés par les études précitées montrent qu'une fine couche interposée à l'interface de friction peut avoir un effet considérable sur les températures de surface.

La relation de base du passage d'un flux thermique à travers une interface est donnée par :

$$Q = h_c S (\theta_{s_1} - \theta_{s_2})$$

avec $\frac{1}{h_c S} = R_{th}$ est la résistance thermique de contact

La résistance thermique de contact peut être interprétée physiquement par la présence de corps intermédiaire - mis en évidence par Berthier [7] -, correspondant aux zones effectives d'échange thermique ainsi qu'aux débris d'usure.

Cependant, la connaissance de la valeur de la résistance thermique est un problème très délicat. Dans le cas du freinage et pour des matériaux de friction composite Day et Ashi [13] donnent des valeurs de 1000 à 10000 $W.m^{-2}.K^{-1}$. Ling et Pu indiquent des valeurs de conductance thermique mesurées de 1000 à 25000 $W.m^{-2}.K^{-1}$.

Pour notre étude, nous proposons une méthode expérimentale permettant de déterminer une résistance thermique de contact globale. Elle consiste à mesurer le gradient thermique à l'interface de frottement entre le disque et la garniture. La valeur obtenue pour chaque matériau sera considérée comme uniforme et constante, indépendante de la pression de contact et de la température. Une étude expérimentale tenant compte des phénomènes tribologiques de surface au niveau microscopique permettra d'évaluer de façon très précise la conductance thermique. Une telle étude sort du cadre de ce travail et une valeur macroscopique suffira pour la prédiction des températures globales tout en tenant compte des gradients thermiques de l'interface disque-garniture.

III.1.3.2 Principe d'évaluation de la R.T.C.

La méthode que nous proposons pour approcher la valeur du coefficient global de la résistance thermique, consiste à comparer numériquement et expérimentalement les températures de surface par

une caméra infrarouge pour le disque, et par des thermocouples noyés distants de 3 mm de la surface de friction pour la garniture (§ IV.1.3 & § IV.1.3).

Pour encadrer correctement la valeur de la résistance, la comparaison sera effectuée par les deux approches numériques présentées dans ce chapitre. La première, uniquement thermique, permettant de comparer les températures moyennes de surface. La seconde est une approche thermomécanique tenant compte de la variation de la surface de contact au cours du freinage, elle permet de comparer les températures locales (§ III.3).

Dans ces deux approches numériques, les géométries réelles du disque et des garnitures et les échanges thermiques avec l'environnement sont pris en compte, ainsi que leur évolution au cours du freinage.

III.1.3.3 Principe de partage du flux entre le disque et la garniture

Au début du freinage le flux est intégralement appliqué sur la surface de la garniture. Le mécanisme de partage du flux est déclenché automatiquement grâce à la différence de température entre le disque et la garniture (figure III.1.8). Il est évalué par le coefficient de conductance thermique C . La partie du flux dissipé par le disque est:

$$Q_{d_i} = CS_i(\theta_{g_i} - \theta_{d_{d_i}})$$

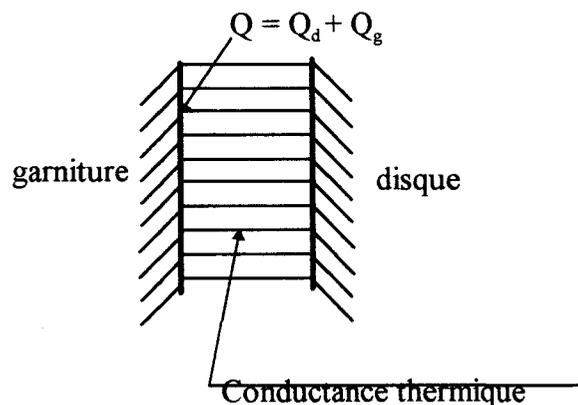


Fig III.1.8 Mécanisme de partage du flux

Nous remarquons que ce flux peut être positif ou négatif. S'il est positif c'est à dire que la température du disque est inférieure à celle de la garniture, il sera transmis au disque, sinon il le sera à la garniture en plus du flux total.

La résistance thermique est donnée par : $R_{th_i} = \frac{1}{CS_i}$

III.1.4 Distribution du flux de chaleur sur les faces de frottement

Connaissant la part de flux à dissiper par chacune des pièces en contact, il reste à répartir ce flux sur les faces de friction du disque et de la garniture.

La répartition du flux sur la surface frottante dépend de l'effort tangentiel T_i et de la vitesse de glissement V_i . L'effort tangentiel dépend à son tour de l'effort normal de pression N_i et du coefficient de frottement local μ que nous supposons constant.

$$P_i = T_i V_i = \mu N_i \omega r_i \quad \omega : \text{vitesse angulaire}$$

III.1.4.1 Distribution du flux sur la surface de la garniture

Considérons un élément infinitésimal de surface ds de la surface de la garniture. Le flux dissipé par cette élément de surface est

$$P_{ds} = VdT = \omega \mu p ds \quad \text{avec } p : \text{la pression de contact}$$

Le flux total dissipé par la garniture est donc donné par:

$$P_g = \omega \mu \int_{S_g} p r ds$$

En discrétisant la surface de contact de la garniture, le pourcentage de flux f_i dissipé par chaque noeud i est:

$$f_i = \frac{\omega \mu p_{ds_i} r_i ds_i}{\sum_{j=1}^n \omega \mu p_{ds_j} r_j ds_j} \quad \text{ce qui donne} \quad f_i = \frac{p_{ds_i} r_i ds_i}{\sum_{j=1}^n p_{ds_j} r_j ds_j}$$

et, dans le cas où la pression de contact est uniforme:

$$f_i = \frac{r_i ds_i}{\sum_{j=1}^n r_j ds_j}$$

Si en plus de la pression uniforme le maillage est régulier $ds_i = \text{constante}$:

$$f_i = \frac{r_i}{\sum_{j=1}^n r_j}$$

III.1.4.2 Distribution du flux sur le disque

Comme nous l'avons déjà précisé le disque est considéré comme étant axisymétrique. Le flux est alors supposé uniformément réparti circonférentiellement. Il reste à trouver la répartition de ce dernier dans le sens radial (le long d'un rayon).

Considérant un élément de surface ds situé sur le rayon r du disque (voir figure III.1.9).

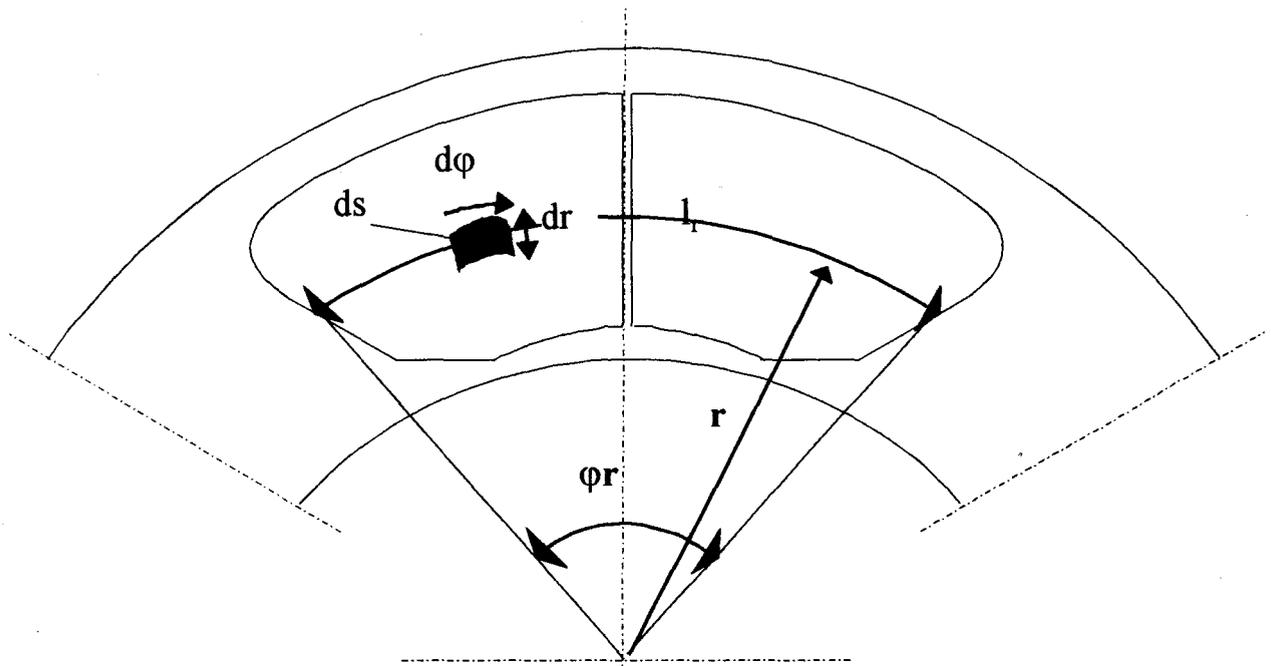


Fig III.1.9 répartition du flux sur la surface du disque

Le flux dissipé par l'élément ds de la surface du disque:

$$P_{ds} = V_r dT = \omega r \mu p ds$$

Le flux dissipé par une couronne du disque de rayon r et d'épaisseur dr :

$$P_{rdr} = \int_0^{\phi_r} \omega r \mu p(r, \phi) ds$$

- la pression p dans le cas générale (3D) varie suivant le rayon r et l'angle ϕ .
- $ds = r dr d\phi$.

• φ_r : l'angle correspondant au segment de la couronne du disque de rayon r couvert par la garniture.

Le flux total dissipé par le disque est donné par:

$$P = \int_{r_{\text{int}}}^{r_{\text{ext}}} \omega \mu \left(\int_0^{\varphi_r} p(r, \varphi) d\varphi \right) r^2 dr$$

En discrétisant la surface du disque, le pourcentage du flux dissipé par un cercle de rayon r appliqué au noeud i (modèle 2D axisymétrique) est calculé par:

$$f_i = \frac{\omega \mu r_i^2 \sum_0^{\varphi_{r,i}} p(r_i, \varphi_{r,i})}{\sum_{r_{\text{int},k}}^{r_{\text{ext}}} \left[\omega \mu r_k^2 \sum_0^{\varphi_{r,k}} p(r_k, \varphi_{r,k}) \right]}$$

• Dans le cas où la pression est uniformément répartie (algorithme thermique seul):

$$P_{rdr} = \int_0^{\varphi_r} \omega r \mu p ds = \omega \mu p \varphi_r r^2 dr$$

ce qui donne pour le modèle discrétisé:

$$f_i = \frac{\omega \mu p \varphi_{r_i} r_i^2}{\sum_{r_{\text{int},i}}^{r_{\text{ext}}} \omega \mu p \varphi_{r_j} r_j^2} = \frac{r_i l_{r_i}}{\sum_{r_{\text{int},i}}^{r_{\text{ext}}} r_j l_{r_j}}$$

avec l_{r_i} : longueur de friction de la garniture sur le rayon r_i

• Dans le cas où la pression n'est pas uniforme dans le sens radial (algorithme thermomécanique 2D):

$$P = \int_{r_{\text{int}}}^{r_{\text{ext}}} \omega \mu p(r) \varphi_r r^2 dr \quad \text{et} \quad f_i = \frac{\omega \mu p_{r_i} \varphi_{r_i} r_i^2}{\sum_{r_{\text{int},i}}^{r_{\text{ext}}} \omega \mu p_{r_j} \varphi_{r_j} r_j^2} = \frac{p_{r_i} r_i l_{r_i}}{\sum_{r_{\text{int},i}}^{r_{\text{ext}}} p_{r_j} r_j l_{r_j}}$$

III.1.5 Evaluation des échanges thermiques du disque et des garnitures avec le milieu environnant

L'énergie thermique générée à l'interface de frottement est ensuite dissipée dans le milieu environnant. Cette dissipation est assurée principalement par 3 phénomènes: la conduction, la convection et le rayonnement. Elle dépend de la conductibilité des matériaux constituant le frein, de leur capacité calorifique et des échanges thermiques sur les faces ventilées par convection et par rayonnement.

Le disque est l'organe qui participe le plus à la dissipation de l'énergie ($\cong 92\%$), en partie à cause de sa conductibilité qui est égale à 6 voir même à 10 fois celle de la garniture. En conséquence, nous nous intéressons davantage au disque, pour formuler le plus correctement possible, ces phénomènes de dissipation de l'énergie et notamment la convection. Celle-ci pose un problème majeur quant à la détermination de son coefficient d'échange surtout pour des géométries complexes.

L'influence des paramètres affectant la dissipation de l'énergie sont plus ou moins sensibles, selon le type de freinage et la géométrie des composants. En effet, pour un freinage d'arrêt l'élévation de température est surtout surfacique, et n'affecte pas les surfaces de convection qui n'ont dès lors que peu d'influence durant la phase de freinage (exemple: le TGV-A dont le cycle de marche comprend certes des freinages sévères, mais très espacés dans le temps. Le choix a été orienté vers des disques pleins suffisamment épais afin d'absorber l'énergie d'un freinage d'urgence). Par contre pour des freinages de maintien ou d'arrêts successifs, l'influence des échanges de chaleur sur les faces en contact avec l'air devient prépondérante (exemple: le train de banlieue V2N, qui lui, effectue des freinages rapprochés en raison de la fréquence des arrêts. Le choix dans ce cas à été orienté vers des disques ventilés pour favoriser la convection en augmentant les surfaces d'échange au coeur du disque par des ailettes radiales, ce qui permet d'évacuer rapidement la chaleur afin d'éviter tout cumul d'énergie qui entraînerait des élévations de température importantes).

III.1.5.1 La convection

La convection est un mode de transfert de chaleur entre une paroi et un fluide. Il s'agit d'une combinaison du phénomène de conduction avec un transfert de matière (écoulement du fluide).

L'écoulement est provoqué par la différence de température entre la paroi et le fluide (convection libre : sans aucun système de ventilation) ou par un dispositif de ventilation (convection forcée). Le transfert de chaleur entre la paroi et le fluide est régi par l'équation suivante:

$$q = h_s S (\theta_p - \theta_{\text{air}})$$

Avec q : le flux de chaleur, S : la surface d'échange, θ_p : la température de la paroi, θ_{air} : la température de l'air environnant et h_s : le coefficient de convection, qui reste un paramètre délicat à déterminer.

Le coefficient d'échange peut être déterminé théoriquement (ou numériquement) et expérimentalement. La méthode expérimentale est certes plus rapide, mais elle nécessite des moyens de réalisation complexes. La mise en oeuvre des approches théoriques et numériques est plus lourde à cause des géométries complexes (ailettes radiales ou entretoises cylindriques) qui engendrent dans la plupart des cas des écoulements turbulents. Les investigations expérimentales ne permettent de déterminer que des valeurs globales. Une étude plus approfondie des champs de pression et des zones d'échange où le coefficient de convection est plus au moins élevé, implique obligatoirement le recours aux méthodes numériques spécifiques.

Dans notre cas l'approche adoptée est une approche globale qui vise à mesurer un coefficient d'échange correspondant à la mise en forme générale du refroidissement, symbolisée par le nombre de Nusselt :

$$\text{Nu} = c \text{Re}^m \text{Pr}^n$$

où c , m et n sont des paramètres à déterminer expérimentalement. Nu , Re et Pr respectivement le nombre de Nusselt, le nombre de Reynolds et le nombre de Prandtl. La mise en oeuvre est simple mais demande un relevé précis de la température, rendu possible par la thermographie infrarouge.

- **Cas du disque plein:**

Pour la mesure du coefficient d'échange issu de la rotation du disque, nous avons utilisé les résultats de Dufrenoy et Weichert [20]. La méthode consiste à effectuer un freinage de maintien sur banc d'essai afin d'amener le disque à température uniforme et constante. Les surfaces d'échange autre que les faces de frottement sont calorifugées (conditions adiabatiques). On connaît ainsi le flux

de chaleur dissipé, la surface soumise à la convection et la température de la paroi, ce qui nous permet de déterminer la valeur globale du coefficient d'échange sur les parois étudiées.

Les mesures sont effectuées pour différentes vitesses de train (40 à 210 km/h) et pour plusieurs puissances pour chaque vitesse, afin de tracer la loi d'évolution du coefficient d'échange.

Les nombres de Nusselt et Reynolds sont donnés par les relations suivantes en prenant pour longueur caractéristique la circonférence moyenne du disque:

$$\text{Nu} = \frac{h_s(2\pi r_m)}{\kappa_{\text{air}}} \quad \text{et} \quad \text{Re} = \frac{\rho_{\text{air}}(\omega r_m)(2\pi r_m)}{\mu_{\text{air}}}$$

L'équation de la droite qui passe par le nuage des points obtenus expérimentalement est:

$$\text{Nu} = 0.142 \text{Re}^{0.75}$$

pour des vitesses de 40 à 210 km.h⁻¹ ce qui correspond à:

$$h_s = 0.142 \frac{\kappa_{\text{air}}}{2\pi r_m} \left(\frac{2\pi r_m^2}{\vartheta_{\text{air}}} \right)^{0.75}$$

Pour des vitesses inférieures à 20 km.h⁻¹, le régime d'écoulement n'est plus turbulent. Des mesures significatives n'ayant pu être déterminées à ces vitesses, nous adopterons dans ce cas le résultat de Limpert: $\text{Nu} = 0.7 \text{Re}^{0.55}$. Cette relation donne par ailleurs des valeurs continues avec la formulation du régime turbulent aux vitesses de transition.

• Cas des disques ventilés:

Nous avons présenté au premier chapitre les différentes formes de ventilation interne utilisées sur les disques de freins ferroviaires. Nous ne présentons ici que les formulations de convection concernant les deux principales géométries de ventilation: les disques ventilés à ailettes radiales et les disques ventilés à étauçons ronds.

• Les disques ventilés à ailettes radiales:

Sur les faces de friction les formulations sont les mêmes que celles définies précédemment pour le disque plein. Pour les échanges thermiques sur les ailettes, plusieurs auteurs ont fait l'analogie avec les aubes radiales des turbomachines.

Nous adopterons pour notre étude la formulation proposée par Saumweber [55] qui correspond au régime turbulent lisse dans les conduits:

$$Nu = 0.116 (Re^{2/3} - 125) Pr^{1/3} \left[1 + \left(\frac{d_h}{l} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{\mu_{air/air}}{\mu_{air/paroi}} \right)^{0.14}$$

avec :

$\mu_{air/air}$ et $\mu_{air/paroi}$: viscosité dynamique de l'air à la température de l'air et de la paroi

d_h : diamètre hydraulique moyen

l : longueur du canal de refroidissement

Limpert [37] quant à lui propose la relation du régime turbulent rugueux, appliqué à l'automobile :

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3} \left[1 + \left(\frac{d_h}{l} \right)^{2/3} \right]$$

En régime laminaire c'est à dire pour des vitesses inférieures à 50 km.h⁻¹, Seider & Tate dans Holman [32] proposent la formulation suivante:

$$Nu = 1.86 \left(Re Pr \frac{d_h}{l} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_{air/air}}{\mu_{air/paroi}} \right)^{0.14}$$

L'adjonction du rapport de viscosités dynamiques permet la prise en compte de l'écart de viscosité issu de la différence de température au coeur du fluide par rapport à la paroi.

Le coefficient d'échange est donné par $Nu = \frac{h_i d_h}{\kappa_{air}}$ et le nombre de Reynolds $Re = \frac{d_h}{\vartheta_{air}} W_m$

avec

h_i : coefficient de convection interne du disque

W_m : vitesse relative moyenne dans le canal

d_h : diamètre hydraulique = $\frac{4S}{P_e}$ (S et P_e : section et périmètre des canaux)

• Les disques ventilés à étançons ronds:

Il est difficile de déterminer le coefficient d'échange de ces géométries composées de semi-ailettes, d'entretoises cylindriques, etc. Nous proposons de nous rapprocher pour les portions jonchées d'étançons ronds, des études d'écoulement face à des rangées de tubes développées pour les échangeurs thermiques. Le principe proposé par Grimson dans Holman [32] consiste à introduire dans la formulation générale suivante les coefficient relatifs à la géométrie des tubes et à leur disposition:

$$\frac{hd}{\kappa_{\text{air}}} = c \left(\frac{ud}{g_{\text{air}}} \right)^n Pr^{1/3} \quad \text{avec } d : \text{diamètre des tubes}$$

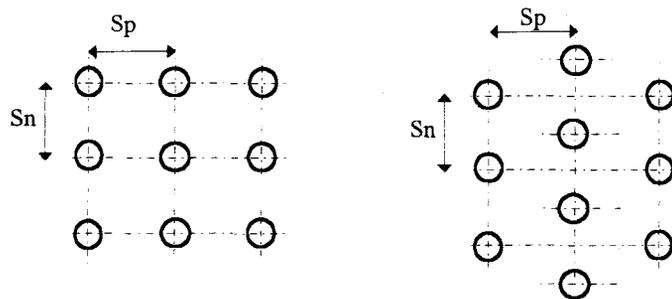
Cette relation est issue de l'écoulement de l'air autour d'un cylindre et les coefficients sont donnés dans le tableau 6. Dans le cas d'un alignement de moins de 10 tubes, le tableau 7 donne en plus un facteur multiplicateur sur le coefficient d'échange.

S _p / d	S _n / d							
	1.25		1.5		2.0		3.0	
	c	n	c	n	c	n	c	n
	Alignés							
1.25	0.386	0.952	0.305	0.608	0.111	0.704	0.0703	0.752
1.5	0.407	0.586	0.278	0.620	0.112	0.702	0.0753	0.744
2.0	0.464	0.570	0.332	0.602	0.254	0.632	0.220	0.648
3.0	0.322	0.601	0.396	0.584	0.415	0.581	0.317	0.608
	En quinconce							
0.6	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.236	0.636
0.9	0.	0.	0.	0.	0.495	0.571	0.445	0.581
1.0	0.	0.	0.520	0.558	0.	0.	0.	0.
1.125	0.	0.	0.	0.	0.531	0.565	0.575	0.560
1.25	0.575	0.556	0.561	0.554	0.576	0.556	0.579	0.562
1.5	0.501	0.568	0.511	0.562	0.502	0.568	0.542	0.568
2.0	0.448	0.572	0.432	0.568	0.535	0.556	0.498	0.570
3.0	0.344	0.592	0.395	0.580	0.488	0.562	0.467	0.574

Tableau 6 Corrélation de Grimson pour la convection sur les rangées de tubes

N tubes	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Alignés	0.68	0.75	0.83	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99	1.0
En quinconce	0.64	0.80	0.87	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	0.99	1.0

Tableau 7 Facteur multiplicateur sur le coefficient d'échange



La valeur de la vitesse d'écoulement face aux rangées des tubes à l'entrée est donnée par la formulation exprimée pour les disques à ailettes, qui correspond aussi à la vitesse dans la base du conduit de ventilation, plus au moins long selon les géométries internes.

• **Cas de la garniture**

Etant donné la faible conductivité du matériaux, les surfaces de la garniture autre que celle de friction, n'atteignent pas des températures très élevées. Par conséquent la convection a peu d'effet sur ces surfaces. En dehors des freinages, l'échange de chaleur par convection se fait principalement au niveau de la surface de friction. On considère qu'on a une convection forcée sur une plaque plane [32] avec une vitesse tangentielle de l'air égale à la vitesse du disque:

$$Nu = (0.037Re^{0.8} - 525)Pr^{1/3} \quad \text{avec} \quad Re = \frac{(\omega r_m) l_g}{\vartheta_{air}} \quad \text{et} \quad Nu = \frac{h_g l_g}{\kappa_{air}}$$

Pour des vitesse inférieures à 70 km.h⁻¹, le régime est laminaire, ce qui donne pour une plaque plane:

$$Nu = 0.453Re^{0.5}Pr^{1/3}$$

III.1.5.2 Le rayonnement

Le rayonnement thermique est issue de l'émission d'énergie sous forme électromagnétique à la surface du solide excité thermiquement. La relation générale est donnée par:

$$q_r = \sigma \epsilon FS \left((\theta_1 + 273)^4 + (\theta_2 + 273)^4 \right)$$

avec

σ : constante de Boltzmann.

ε : émissivité du matériau.

F: facteur de forme qui correspond à la fraction d'énergie quittant la surface 1 pour la surface 2 (il dépend des angles d'incidence entre les pièces, de la distance, etc).

θ_1 et θ_2 : températures des parois chaudes et froides rayonnant entre elles.

Dans la réalité le rayonnement dépend de l'environnement du disque, c'est à dire des surfaces des pièces en regard de celles du disque. Ces géométries étant complexes et fortement variables d'un bogie à l'autre, elles n'ont pu être considérées.

L'émissivité du matériau du disque peut varier fortement en fonction de la température et de l'état de surface (présence de dépôts de la garniture, aspect mat ou brillant, etc.).

Le rayonnement thermique est appliqué sur les faces extérieures du disque. Dans le cas d'un disque ventilé, il n'est pas appliqué sur les faces internes des canaux de ventilation dans la mesure où leurs températures sont voisines.

III.1.6 Propriétés des matériaux de freinage

Le choix du couple disque/garniture d'un frein dépend du type d'application. Dans le domaine ferroviaire les disques sont soit en fonte soit en acier et les garniture soit en matériau composite ou en matériau fritté. Pour notre application nous nous sommes intéressés à deux types de frein:

TGV-A

Le système de freinage des bogies porteurs du TGV-A associe le couple « disque en acier allié du type 28 CDV 5 - 0.8 non ventilé / garniture en matériau fritté »

V2N

Le système de freinage des voitures V2N (voiture à 2 niveaux) utilise un couple « disque ventilé en acier allié du type 15 CDV 4 10 / garniture en matériau composite »

Nous rappelons que l'un des buts de cette étude est l'optimisation des garnitures composites, donc dans toutes les applications et même pour les freinages du type TGV on ne considérera que ce type de garniture.

III.1.6.1 Les matériaux du disque

Etant donné que les nuances des matériaux du disque cité ci-dessus sont très proches, nous supposons qu'ils possèdent les mêmes caractéristiques thermiques et mécaniques. La figure III.1.10 donne les principales propriétés thermophysiques en fonction de la température [43], [22].

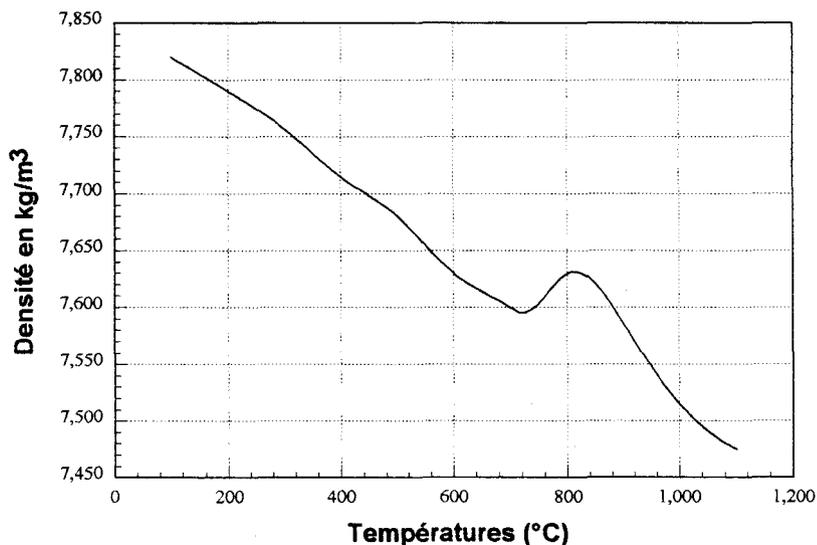
Les fortes variations que l'on peut observer pour certaines caractéristiques correspondent aux points de transformation AC1 (715 °C) et AC3 (885 °C) du matériau.

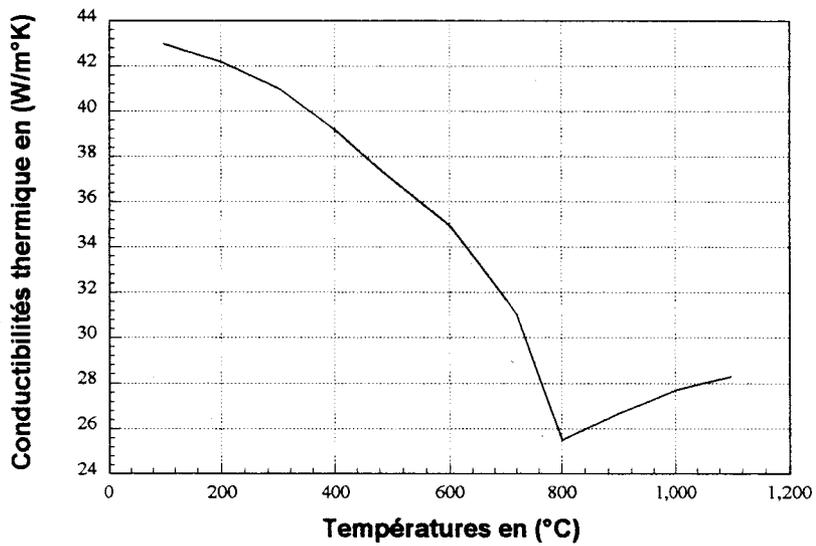
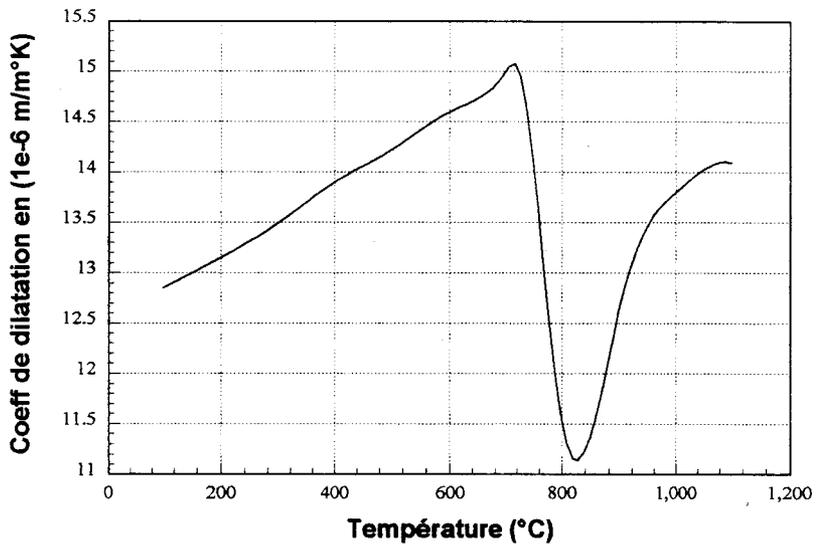
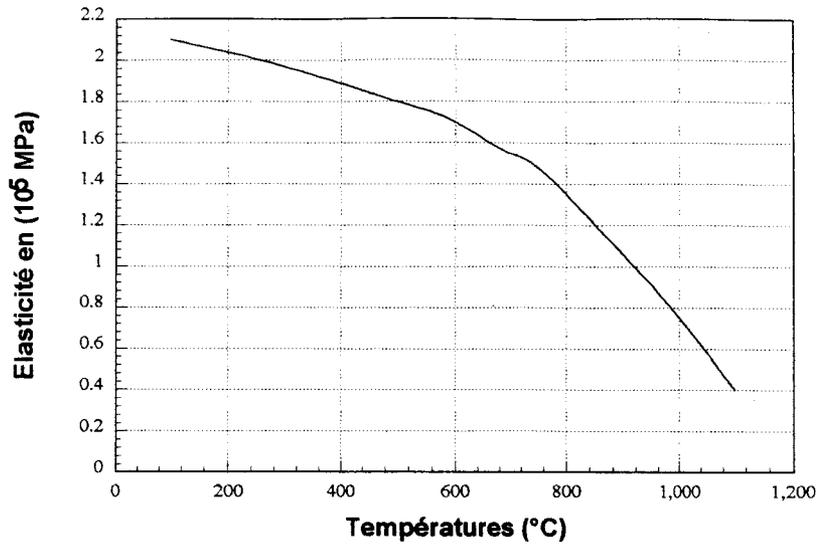
L'évolution du module d'élasticité et du coefficient de Poisson avec la température n'est pas connue au delà de 600 °C. Le coefficient de Poisson doit tendre vers 0.5 proche de la température de fusion et son allure est classiquement continue pour les aciers, ce qui nous a permis d'estimer son évolution au delà de 600°C, sans risque d'erreur importante.

Le problème du module de Young est plus délicat dans la mesure où la réponse élastique devient faible et non linéaire pour des niveaux de température élevés et se stabilise généralement à très haute température pour les aciers. Des données plus complètes sur les aciers de nuances proches de l'acier étudié (au chrome, molybdène et vanadium) ont permis d'introduire des valeurs jusque 1200 °C, avec des variations peu sensibles pour des nuances proches.

Hypothèses: Le matériau du disque est supposé :

- isotrope
- stable dans le temps (sans effet de vieillissement)
- parfaitement élastique (pas de viscosité même à haute température)





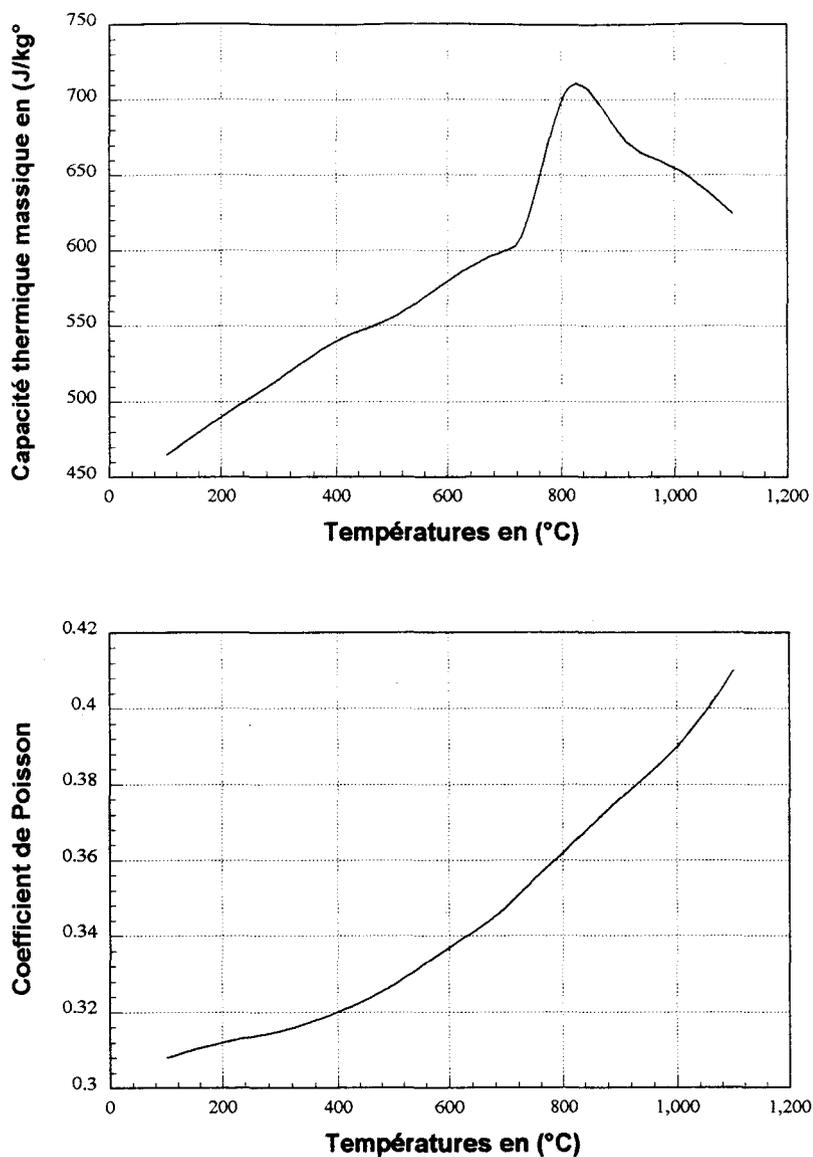


Fig III.1.10 principales caractéristiques du matériau du disque [22] et [43]

III.1.6.2 Les matériaux de friction (garnitures)

Composition:

Les garnitures composites sont fabriquées à partir de mélanges voisins de ceux utilisés pour la confection de garnitures de frein automobiles.

Les principaux constituants d'une garniture de friction peuvent être classés en trois groupes distincts [56]:

- **Les liants** dont le rôle est d'assurer la cohésion de l'ensemble des constituants. Les caoutchoucs NR (Acrylonitrile), SBR (Butadiène - Styène) ou résines formophénoliques (type novolaque) sont largement utilisés comme liants dans les garnitures. Le choix des liants dans une formulation est donc fonction des propriétés recherchées (résistance mécanique, module d'élasticité, stabilité thermique.)

- **Les fibres de renforcement** étaient jusqu'aux années 1980 en amiante, matière de base des garnitures de friction. Les fibres sont très fines, souples, facilement filables et tressables. Elles ont été abandonnées pour des raisons médicales. Sur les nouvelles garnitures, l'amiante est remplacée par des fibres de substitution tels que: les fibres de verre, de carbone, de céramique, de bore, de silice ou encore les polyamides, le sisal ou le coton et même les fils d'acier. Les fibres organiques tels que le kevlar, l'acrylique sont utilisés également, mais à faible taux à cause de leur coût (amiante 4 F/kg., le kevlar 140 F/kg).

- **Les charges diverses:** elles permettent de donner aux garnitures de friction des caractéristiques particulières. Par exemple avec des charges dures tels que les abrasifs (carbone silicium, zircon) augmente le coefficient de frottement. Les charges les plus utilisées sont: le fer, les oxydes de fer, le cuivre, les oxydes d'aluminium, le sulfate de baryum, le zinc, les oxydes de zinc et les oxydes de magnésium.

Dégradation du matériau de friction:

Pour appréhender le phénomène de dégradation du matériau de friction, nous présentons les principales réactions chimiques activées par la chaleur et qui se produisent en fonctionnement dans les freins [56].

Ces réactions modifient les caractéristiques mécaniques et donnent des émissions malodorantes, par contre elles stabilisent le coefficient de frottement:

- **Par le chauffage à 110°C, la cellulose** n'est que sensiblement altérée. A 180°C elle commence à jaunir, devient cassante, se décompose en donnant des gaz et une solution aqueuse.

- **La dégradation des caoutchoucs** est déjà avancée à 250°C, elle atteint une vitesse maximale vers 400°C. L'acrylonitrile hydrogéné, caoutchouc réputé thermostable ne conserve toutefois ses propriétés mécaniques que jusqu'à 150°C.

- **La décomposition des résines** commence vers 300°C; les macromolécules du polymère se fractionnent, et pendant le freinage l'usure croît rapidement.

Entre 300 et 500°C, la technique d'analyse PGC (Pyrolytic Gaz Chromatography) révèle un dégagement d'ammoniaque, d'eau, d'acide carbonique et dans une faible proportion d'oxyde de carbone. La perte de poids est alors de 20 à 30%. Au freinage apparaît le phénomène de « fading », avec émission de fumée et d'odeurs. Le matériau 664 (Flertex), par exemple à 375°C présente un pic correspondant à l'ammoniac.

De 500 à 750°C, les fragments deviennent volatils, les résines novolaques comme les résols génèrent des hydrocarbures saturés. Le matériau 671, montre un pic marqué à 558°C qui correspond aux dégagement de gaz carbonique et de méthane, pentane etc... La résine est cokéfiée, la perte de masse est de 40 à 50%. L'ordre de grandeur du volume de gaz produit pendant le chauffage jusqu'à 550°C d'un kg de matériaux 664, est de 18 litres. Ce dégagement a été observé lors d'un freinage d'urgence sur les freins à disques du TGV à 300 km/h.

Propriétés thermophysiques:

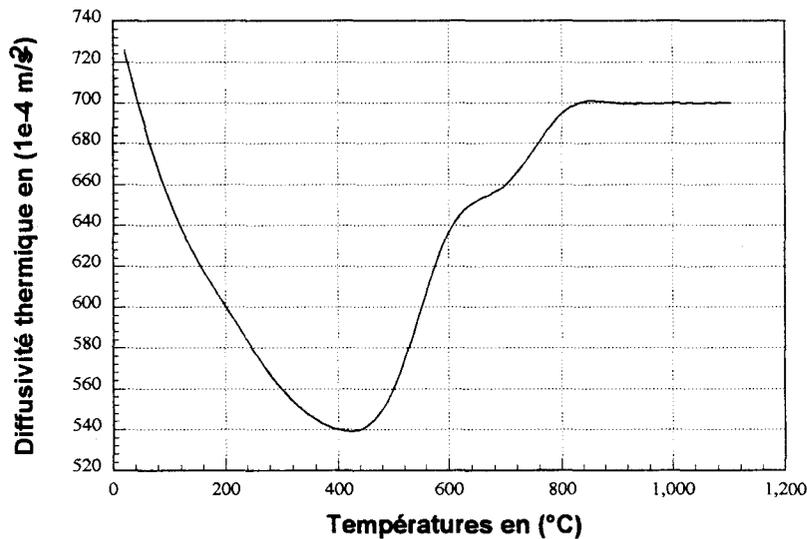
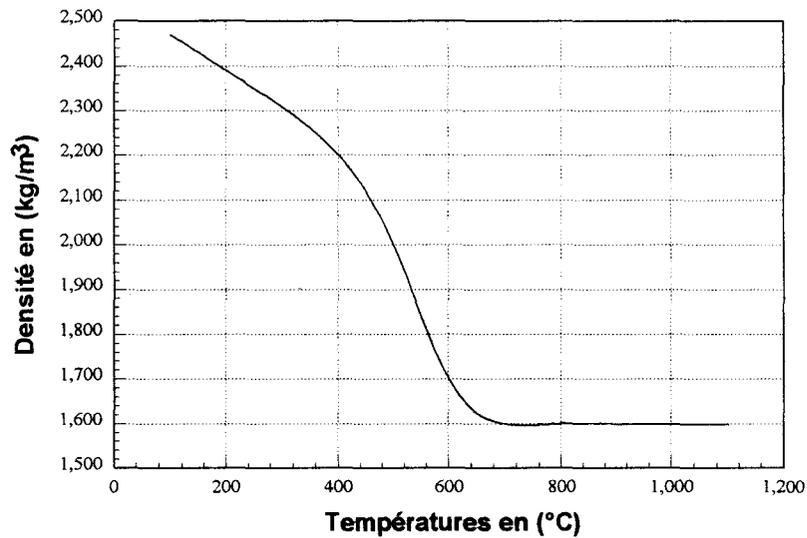
Pour déterminer les propriétés du matériau de friction, Day [16] a proposé à partir d'une étude chimique et dans le cas d'un matériau composite de friction de l'automobile, de caractériser le matériau par la différenciation de 3 couches suivant l'épaisseur: la première où le matériau subit peu d'échauffement (jusqu'à 200°C), une seconde dite de « réaction » correspondant à un état dégradé (entre 200 et 400°C) et une troisième très fine en surface, relative à une dégradation supérieure où il ne reste principalement que du carbone. Les couches transformées possèdent des caractéristiques différentes du matériau vierge, si bien qu'une fois les températures de transition atteintes, le matériau change de caractéristiques de manière irréversible. Lors du freinage, on peut dire que le matériau de la garniture change pratiquement de nature d'un freinage à un autre.

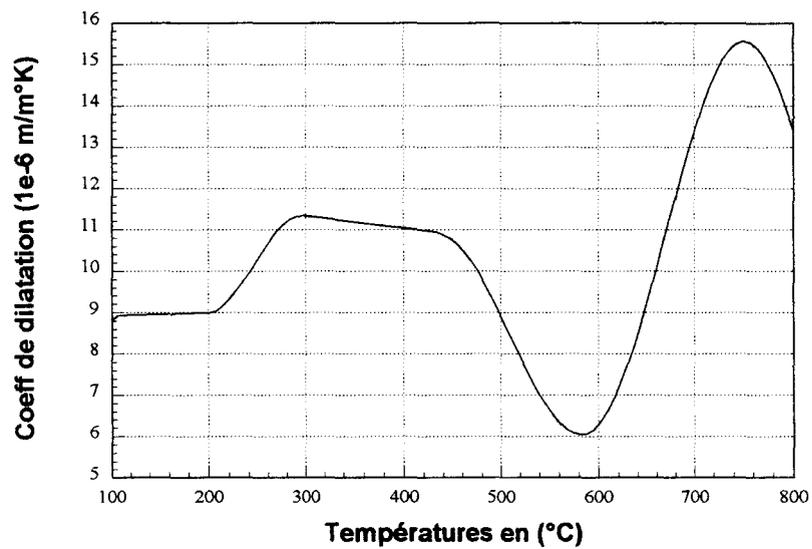
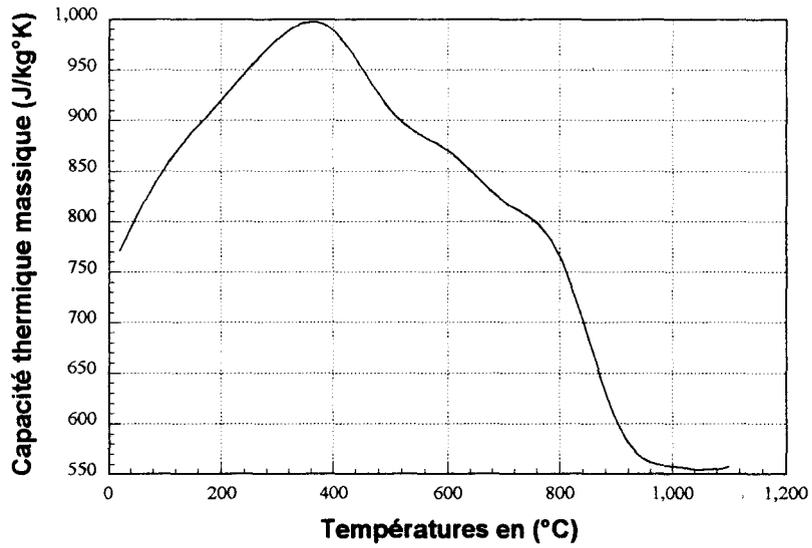
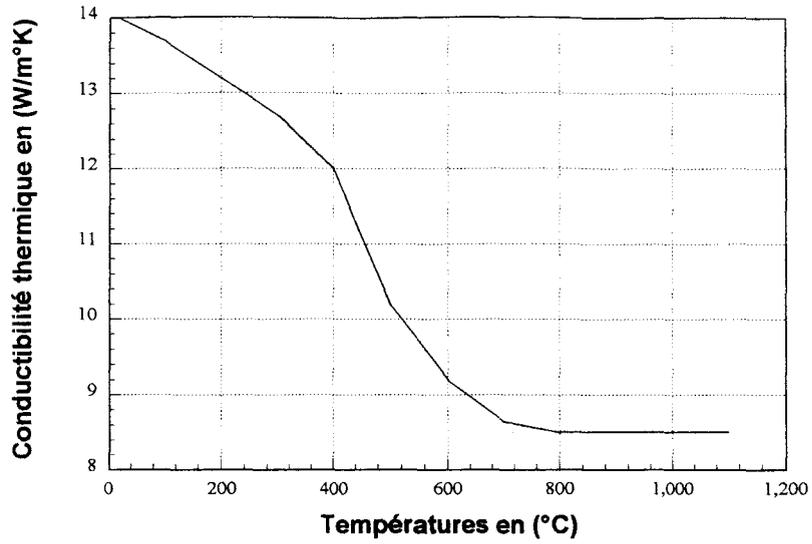
La caractérisation du matériau dans ses divers états de transformation nécessite de nombreuses mesures de chacune de ses caractéristiques après que celui-ci ait subi divers stades d'échauffement. Ou encore une analyse chimique des constituants du matériau, qui dévoile les seuils de modifications structurales ainsi que ceux des réactions, comme nous avons vu quelques cas ci-dessus.

Pour notre étude, nous considérons simplement l'évolution des caractéristiques du matériau avec la température, qui reproduit assez bien les variations exposées précédemment, même si elle ne permet pas d'intégrer le caractère variable des transformations supposées stables. Les zones sollicitées en températures verront cependant bien leurs propriétés varier selon les évolutions définies.

La figure III.1.11 donne les principales caractéristiques du matériau de friction 671 (Flertex) ainsi que leur évolution en fonction de la température. Les valeurs données sont fournies par le fabricant ou mesurées spécifiquement. Elles sont parfois définies avec peu de valeurs. Dans ces cas, elles ont été déterminées par analogie avec des données bibliographiques telles que les valeurs publiées par Day[16] appliquées à l'automobile.

Les mesures de la diffusivité thermique du coefficient de dilatation et du module d'élasticité ont été effectuées à *L'Institut für Allgemeine Mechanik* d'Aachen.





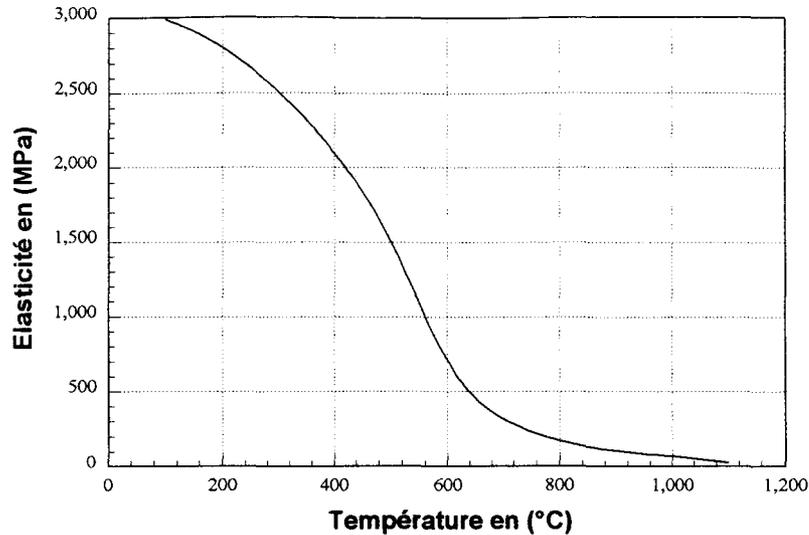


Fig III.1.11 Les principales caractéristiques du matériau de friction 671 en fonction de la température

III.1.7 Résolution thermique

III.1.7.1 Formulation variationnelle

Le premier principe de la thermodynamique qui établit la conservation de l'énergie, donne l'équation de la chaleur suivante:

$$\rho c \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \{V\}^t \text{grad} T \right) + \text{div} \{q\} = r$$

avec $\{V\}$: vecteur vitesse pour le transport massique de la chaleur
 $\{q\}$: vecteur flux de chaleur
 r : le taux de génération de chaleur interne par unité de volume

La loi de comportement reliant le vecteur flux de chaleur aux gradients thermiques est donnée par Fourier :

$$\{q\} = -[K] \text{grad} T$$

avec $[K]$ la matrice de conductivité thermique du matériau.

En combinant les deux équations en négligeant le terme vitesse:

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} - \text{div}([K] \text{grad} T) = r$$

Les conditions aux limites sont de trois types:

- Une température imposée sur une surface S_1 : $T = T^*$
- Un flux de chaleur imposé sur une surface S_2 : $\{q\}^t \{n\} = -q^*$
avec $\{n\}$: vecteur unitaire normal à la surface
- Un refroidissement par convection imposée sur une surface S_3 :
 $\{q\}^t \{n\} = -h_f (T_f - T)$
avec h_f : coefficient d'échange
 T_f : température du fluide environnant

En introduisant la variation de température et en combinant les équations définies précédemment, on obtient la formulation variationnelle suivante:

$$\int_V \left[\rho c \delta T \frac{\partial T}{\partial t} + \text{div} \delta T ([K] \text{grad} T) \right] dV = \int_{S_2} \delta T q^* dS_2 + \int_{S_3} \delta T h_f (T_f - T) dS_3 + \int_V \delta T r dV$$

III.1.7.2 Présentation des modèles

Les dimensions et le maillage sont présentés dans la figure III.1.12. Les éléments utilisés sont du type isoparamétriques à 4 ou 8 noeuds selon le modèle 2D ou 3D. Pour le disque ventilé, seule la période antisymétrique (élément à partir duquel on peut reproduire la géométrie du disque par des symétries successives) est modélisée sur la demi-largeur du disque, et rendue possible par l'hypothèse du flux angulairement uniforme.

Dans le cas d'un disque ventilé les modèles pour la résolution thermique du disque et de la garniture sont séparés, et les taux d'énergie dissipée par chacune des pièces sont calculés analytiquement, après chaque incrément de temps Δt (0.02 seconds) très petit pour éviter les problèmes d'oscillations.

Le refroidissement est appliqué sur les faces en contact avec l'air environnant. Pour simuler l'évacuation de la chaleur par convection sur la surface frottante du disque qui n'est pas sous la garniture, une convection est appliquée sur toute la surface dont le coefficient d'échange est minoré par le rapport des surfaces durant la phase de freinage.

Des conditions aux limites adiabatiques sont appliquées sur les surfaces de symétrie ou de continuité de matière.

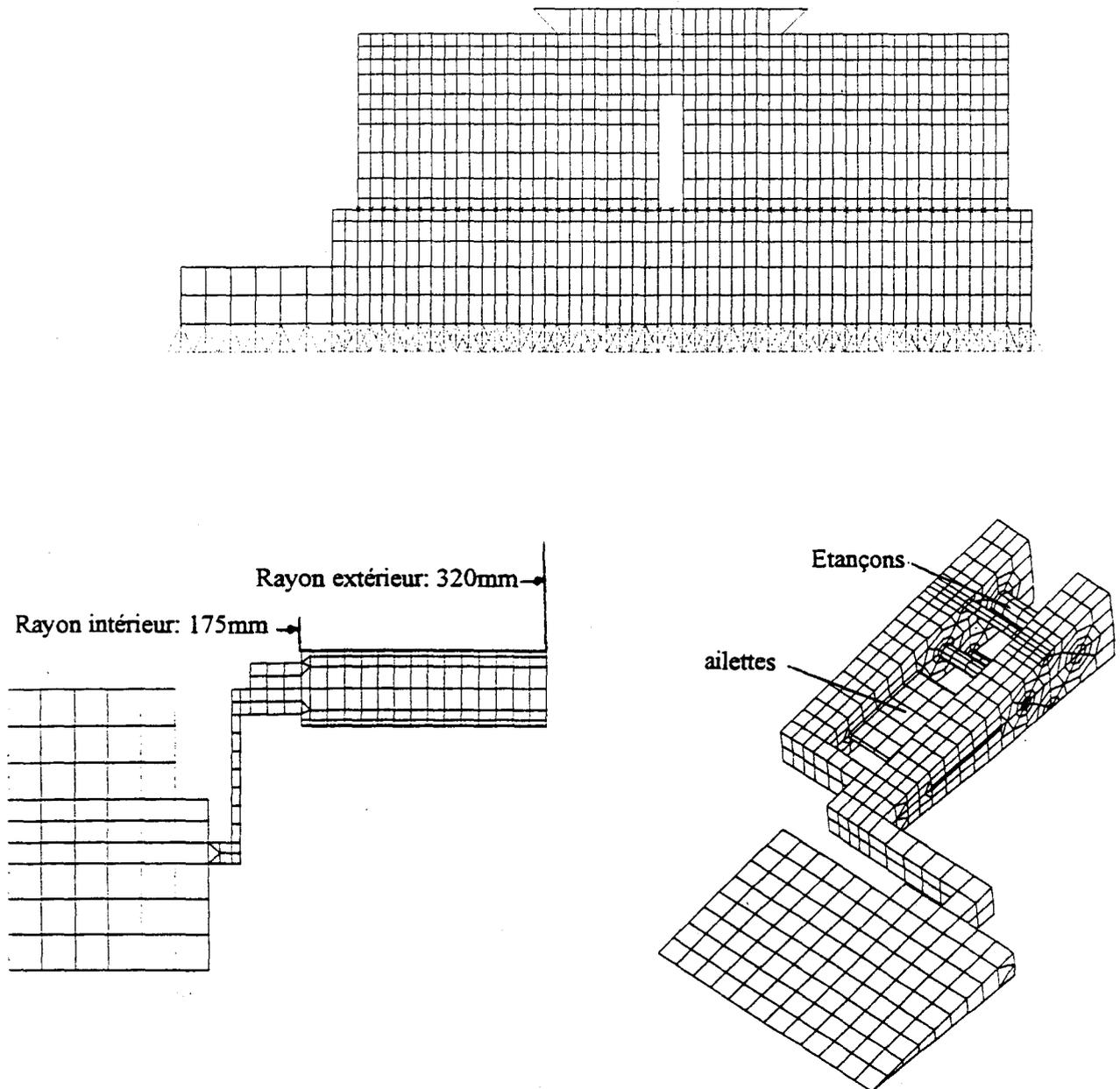


Fig. III.1.12 Maillage de la garniture et du disque (a) plein, (b) ventilé

III.1.8 Simulations numériques

Les simulations numériques présentées dans ce paragraphe, concernent le module thermique seul. Les phénomènes thermomécaniques ne sont pas pris en compte. La pression de contact disque / garniture est supposée uniforme sur toute la surface potentielle de frottement. Cette configuration correspond à la notion de température moyenne de la surface du disque.

Nous présentons dans un premier temps l'évolution générale des températures moyennes du disque et de la garniture à différents niveaux d'épaisseur pour un freinage donné; dans un second temps nous proposons une comparaison avec les différents modèles analytiques.

La comparaison expérimentale ainsi que la discussion sur la résistance thermique seront abordées au chapitre IV.

III.1.8.1 Evolution des températures

Les résultats présentés correspondent à un freinage d'arrêt à une vitesse initiale de 220 km/h. Le frein considéré est constitué d'un disque T.G.V. A ou R en acier, équipé de garnitures composites de type Flertex HD671.

Vitesse initiale:	220 km.h ⁻¹
Décélération:	1 m.s ⁻²
Effort d'application par face:	12749 N
Temps de freinage:	61.11 s
Energie (4000 kg par disque):	7469 MJ

La figure III.1.13 présente l'évolution des températures en surface et à l'intérieur du disque et de la garniture. Les distributions des températures dans les corps sont données sur la figure III.1.14, 42 secondes après le début du freinage et à la fin du freinage.

On observe que la température décroît vers la fin du freinage en raison de la baisse linéaire de puissance de freinage jusqu'à zéro. Pour la même raison à cause des effets de conduction, l'élévation de la température n'est pas linéaire.

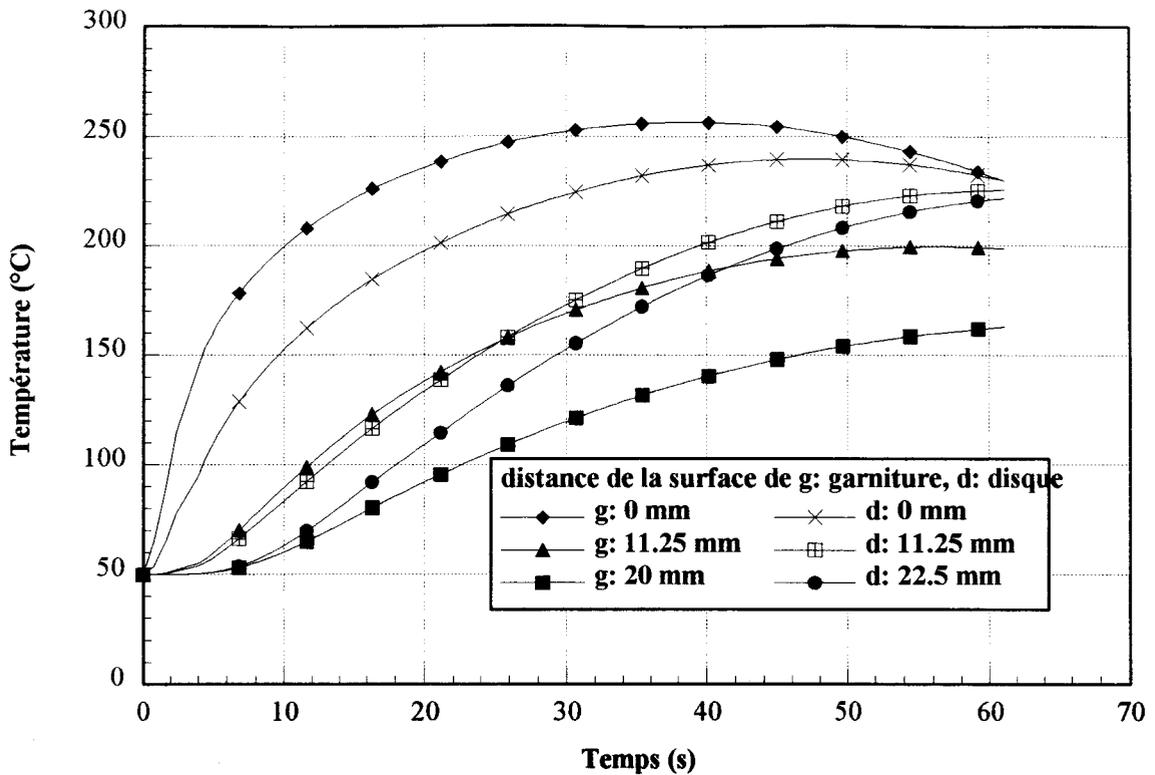


Fig. III.1.13 Evolution des températures moyennes

La température de surface de la garniture est supérieure à celle du disque durant pratiquement tout le freinage. Ceci est dû en partie aux effets d'interface, décrits précédemment et introduits par la conductance thermique de contact. Pour la même raison, le maximum est atteint plus tôt par la garniture, qui dissipe une part plus grande de la puissance de freinage au début qu'à la fin du freinage. Les gradients en profondeur sont significatifs de la conduction plus faible côté garniture et de l'absence de ventilation côté disque, dont la température est presque homogène au temps final.

Les deux pièces continuent à s'échauffer en profondeur en partie à cause des effets de conduction, alors que les températures de surface diminuent.

Parce que le flux de chaleur dépend du rayon et de la longueur de friction de la garniture, la distribution des températures indique des valeurs supérieures vers le rayon extérieur.

Les résultats donnés ci-dessus mettent en évidence les limites de l'hypothèse de pression uniforme, liée à l'analyse thermique seule qui considère une pression uniforme :

- Les gradients thermiques résultants de cette analyse sont très faibles par rapport à ce qu'on peut remarquer expérimentalement.
- Cette analyse nous conduit à dire que plus un freinage est sévère, plus les températures et les gradients seront élevés, alors que l'expérience montre que de faibles freinages peuvent être aussi pénalisant que d'autre à plus forte puissance.

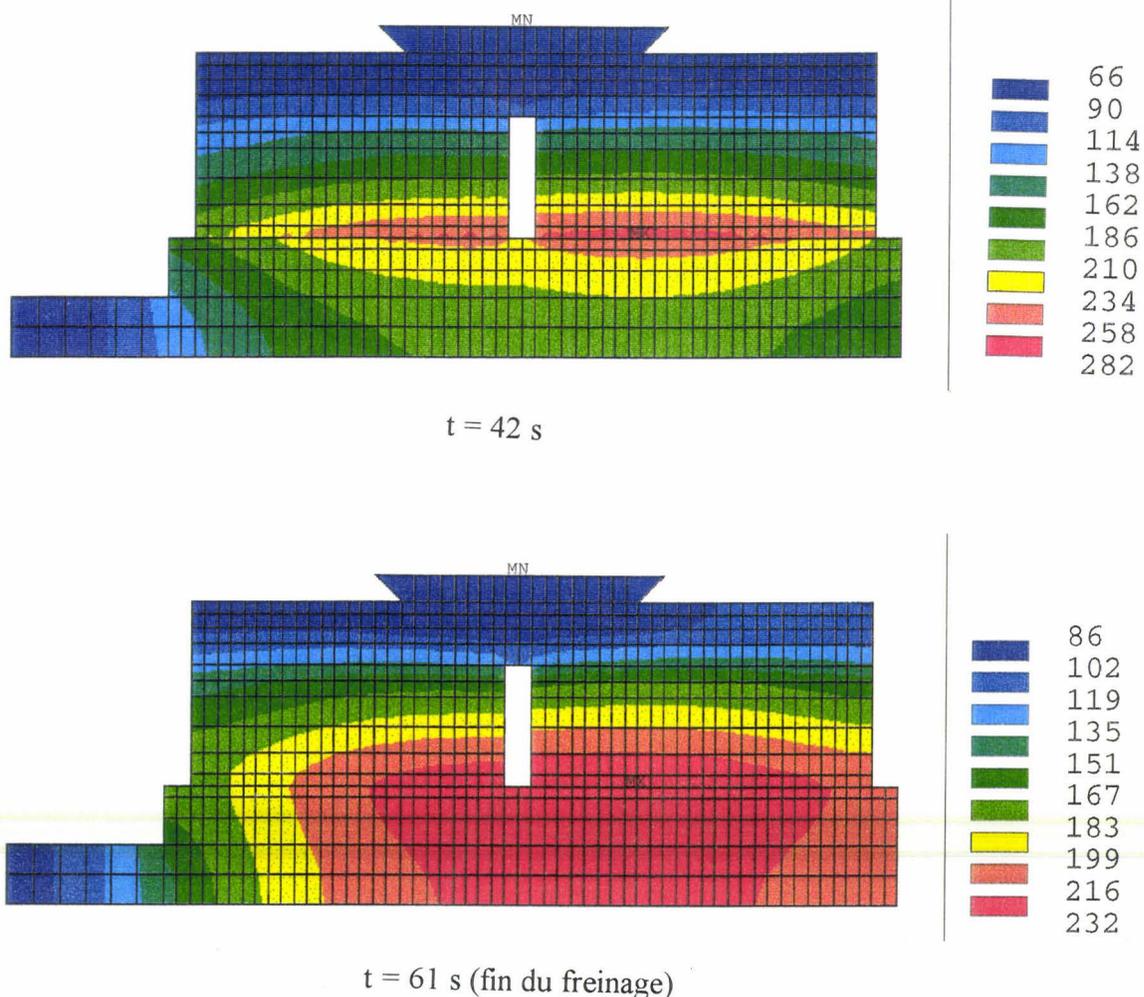


Fig. III.1.14 Distribution des températures

III.1.8.2 Comparaison analytique

Les modèles analytiques ne s'appliquent qu'au disque avec l'hypothèse d'une répartition de puissance constante issue du rapport des effusivités des matériaux (cf. § II.2). Afin de comparer plus précisément les approches, nous effectuerons les comparaisons avec les résultats numériques calculés avec les mêmes hypothèses de flux constant.

Nous présentons les deux modèles analytiques les plus fréquemment utilisés. Ils sont issus de développements semi-empiriques. Les formulations sont différentes selon le type de freinage : freinage d'arrêt ou freinage de maintien.

a) Freinage d'arrêt

Le modèle de base est donné par Newcomb. Il est développé plus particulièrement pour les freinages d'automobile et s'applique par conséquent généralement à des temps très courts (quelques secondes) [15].

$$\theta_d(t) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \frac{q_d}{\sqrt{k_d \rho_d c_d}} \sqrt{t} \left(1 - \frac{2t}{3t_f} \right)$$

La part de flux dissipée par le disque est donnée par:

$$q_d = Q \frac{S_d \xi_d}{S_d \xi_d + S_g \xi_g}$$

Les échanges de chaleur avec le milieu extérieur sont négligés, ceci revient à considérer que le milieu est « illimité ».

Limpert [37] a proposé un modèle analytique qui consiste à tenir compte des effets de convection. Il est basé sur un premier calcul de la température pour un flux constant, puis il est modifié pour être appliqué à un flux variable dans le temps, par application du théorème de superposition intégrale de Duhamel :

$$T_{\text{surface}}(t) = 2T_r(t) - \frac{2q_{d_{\text{moyen}}}}{t_f h_d} \left[t - 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin(\eta_n L)}{\eta_n L + \sin(\eta_n L) \cos(\eta_n L)} \left(\frac{1 - e^{-\gamma_d \eta_n^2 t}}{\gamma_d \eta_n^2} \right) \cos(\eta_n z) \right]$$

$$T_r(t) = \frac{q_{d_{\text{moyen}}}}{h_d} \left[2 \left(\frac{(T_i - T_{\infty}) h_d}{q_{d_{\text{moyen}}}} \right) \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin(\eta_n L)}{\eta_n L + \sin(\eta_n L) \cos(\eta_n L)} e^{-\gamma_d \eta_n^2 t} \cos(\eta_n z) + 1 \right]$$

Pour le calcul de la somme, les trois ou quatre premiers termes suffisent.

avec :

$T_r(t)$: température relative pour un flux constant

T_i et T_{∞} : températures initiales du disque et de l'air ambiant

t et t_f : le temps courant et le temps total de freinage

h_d : le coefficient de convection sur le disque

z : la distance dans l'épaisseur du disque à partir du coeur ou $z = 0$

$q_{d_{\text{moyen}}}$: le flux de chaleur moyen dissipé par le disque

$L = \frac{e_d}{2}$: demi épaisseur du disque

$$\eta_n = \frac{n\pi}{L}$$

$$\eta_n L \text{ est déterminé par l'équation : } (\eta_n L) \tan(\eta_n L) - \frac{h_d L}{k_d} = 0$$

b) Freinage de maintien

Le seul modèle analytique pour ce type de freinage a été proposé par Limpert [37]. Ce type de freinage est caractérisé par une vitesse et un flux de chaleur constants durant un laps de temps assez important qui peut durer 30 minutes et plus.

Le modèle est donné par :

$$T_{\text{surface}}(t) = \left(T_{\text{init}} - T_{\infty} - \frac{q_d}{h_d S_d} \right) e^{-\frac{h_d S_d t}{V_d \rho c}} + T_{\infty} + \frac{q_d}{h_d S_d}$$

avec : V_d : volume du disque

Application:

La partition du flux entre le disque et la garniture, définie par le rapport des effusivités donne :

$$q_d = 0.924 Q \text{ et } q_g = 0.076 Q$$

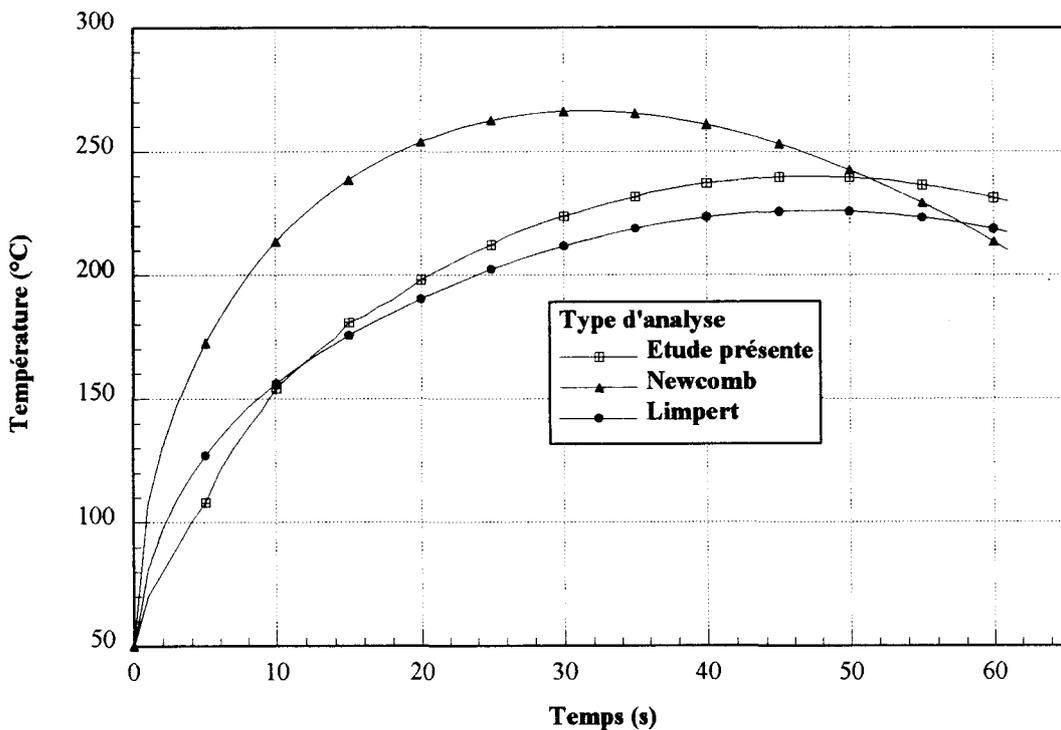


Fig. III.1.15 Comparaison analytique numérique des températures moyennes du disque

Les résultats présentés ci-dessous correspondent au freinage décrit précédemment, avec une vitesse initiale de 220 km / h et une décélération de 1 m / s². La figure III.1.15 donne l'évolution de la température moyenne de surface du disque pour trois types d'analyses : un calcul numérique correspondant à l'algorithme thermique du disque et de la garniture avec une interface thermique (résistance thermique de contact) et deux calculs analytiques de Newcomb et de Limpert.

Observations :

- Le modèle de Newcomb donne une température maximale supérieure aux deux autres modèles, et pour un temps de freinage différent. L'hypothèse du milieu illimité peut être à l'origine de cet écart, et surtout que les échanges de températures avec le milieu environnant ne sont pas pris en compte, sans oublier néanmoins que ce modèle a surtout été développé pour les freinages dont la durée est très courte : cas de l'automobile.

- Le modèle de Limpert reproduit beaucoup mieux l'évolution des températures tout en sous-estimant la valeur maximale.

Conclusion :

Les approches analytiques peuvent s'avérer intéressantes comme première estimation des températures de surface, mais présentent rapidement des limites dans le cas de géométries complexes (ex : garniture) et pour l'étude des gradients thermiques de surface.

III.2 ANALYSE THERMOMECHANIQUE: ALGORITHME 2D

III.2.1 Introduction

L'énergie générée à l'interface de glissement entre le disque et les garnitures et par conséquent la répartition de la température dépendent fortement de la distribution de la pression de contact locale non uniforme. On observe que la surface réelle de contact est très réduite par rapport à la surface totale. De nombreux facteurs entrent en jeu dans cette non-uniformité de la distribution de la pression: les déformations thermo-mécaniques, les vitesses de glissement, l'usure, etc. La connaissance de cette distribution s'est avérée très importante pour la bonne conception et l'optimisation des systèmes de freinage par friction, et notamment la garniture, qui nous intéresse plus particulièrement dans cette étude. Cette distribution de la pression non-uniforme se traduit par des gradients thermiques sur la surface de frottement et suivant l'épaisseur. Ceux-ci, ne peuvent être étudiés par une approche thermique classique qui suppose un flux de chaleur uniformément réparti sur la face de frottement, comme nous l'avons vu dans le paragraphe précédent.

Afin de tenir compte de ces phénomènes d'interface et de l'interaction thermomécanique, nous procédons à une approche incrémentale permettant de réactualiser la pression de contact et donc la distribution du flux de chaleur au cours du calcul thermique transitoire.

III.2.2 Algorithme de résolution

L'algorithme dont le diagramme est présenté sur la figure III.2.2 a pour objectif l'étude de la distribution de la pression et de la surface de contact de la garniture sur le disque, ainsi que leur influence sur l'évolution et la distribution des températures.

La variation de la pression de contact est étudiée radialement et par conséquent seuls les effets dans le sens radial sont étudiés. La distribution du flux de chaleur et les températures sont donc supposés uniformes angulairement. Cette hypothèse nous permet d'étudier le couple de freinage par une approche bidimensionnelle ou 2D « équivalente ».

Quand on ne tient pas compte des effets circonférentiels, l'analyse correspond alors au comportement radial uniquement et celui-ci équivaut expérimentalement, à la formation sur le disque de « cercle de feu » (figure III.2.1) (cf. § 2.3).

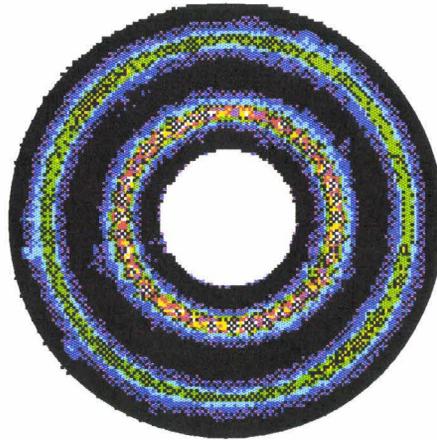


Fig III.2.1 Représentation du phénomène « cercle de feu »

Description de l'algorithme (III.2.2):

- Le calcul de contact initial définit la surface effective de contact durant la mise en pression du frein. La distribution de la pression d'application définit la répartition de la puissance de freinage sur la surface de contact, pour le calcul thermique transitoire durant le premier incrément temporel ($t=0$ à Δt).

La géométrie est réactualisée en introduisant l'usure par un critère énergétique (volume usé proportionnel à l'énergie dissipée durant l'incrément de temps) ou par une formulation plus complexe tenant compte de la température, de la pression et de la vitesse. L'usure est cumulée après chaque résolution thermique.

- L'évolution de la surface de portée de la garniture sur le disque est calculée après introduction de l'usure au temps $t+\Delta t$ du freinage en tenant compte des dilatations thermiques. La distribution de la pression réactualisée permet l'application du flux pour l'incrément thermique suivant, de t à $t+\Delta t$, etc. Après le calcul du contact et des dilatations thermiques, la géométrie déformée est utilisée comme configuration initiale pour le calcul thermique transitoire de l'incrément suivant.

L'introduction d'un incrément temporel de résolution de l'analyse statique différent de celui du calcul thermique transitoire permet, en plus de la réduction importante des temps de calcul, d'avoir

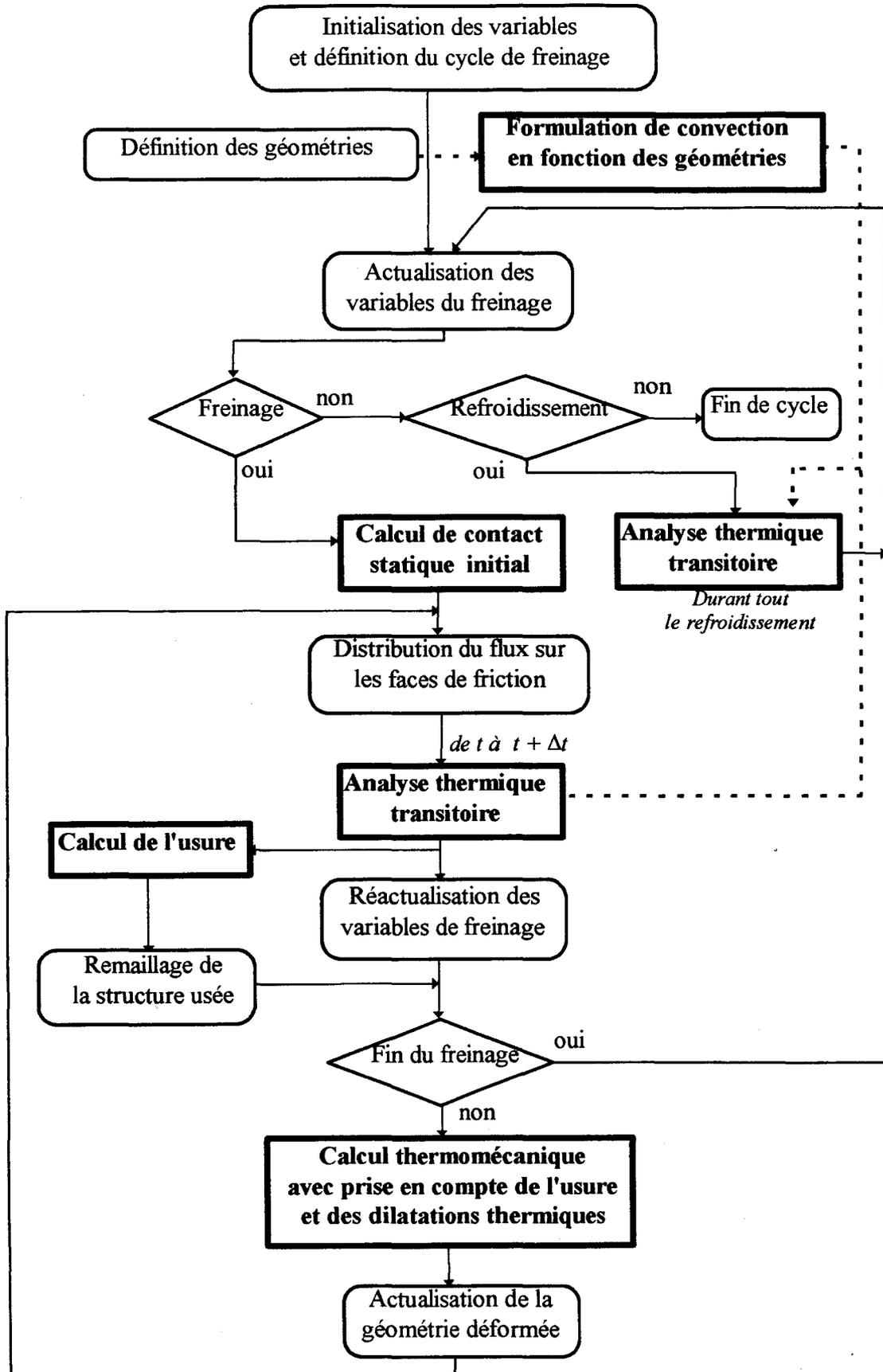


Fig III.2.2 Algorithme thermomécanique 2-D

un incrément spécifique pour le calcul de contact, qui puisse être optimisé et variable au cours de la résolution en fonction de l'évolution de la solution. Le choix d'un calcul séparé et d'une résolution thermomécanique couplée est discuté lors de la présentation du calcul statique (§ III.3.3).

L'insertion du module de calcul de l'usure entre l'analyse thermique et statique permet de le rendre perméable à toute modification (formulation adaptée à la nature de matériaux de friction, etc.).

III.2.3 Lois de contact et de frottement

Le contact entre deux ou plusieurs solides déformables se produit dans beaucoup de problèmes mécaniques. Ces processus engendrent le plus souvent de grandes déformations et des déplacements relatifs très importants entre le solide et le contacteur. Les surfaces de contact ne sont pas toujours lisses, elles présentent souvent des discontinuités de pente.

Les phénomènes de contact et de frottement sont représentés par des inéquations non linéaires qui font intervenir les déplacements (ou vitesses de déplacement) d'une partie de la frontière, et les réactions de contact. Ces réactions et les surfaces de contact sont a priori inconnues.

La loi de frottement couramment utilisée est celle de Coulomb. Elle décrit le contact sec qui intervient entre deux matériaux. Le contact avec lubrifiant exige l'utilisation d'autres lois de frottement plus complexes. Des recherches menées pour l'élaboration de lois non-locales caractérisant mieux le phénomène de frottement ont été réalisées par Oden et Pires [47].

Dans ce paragraphe, après une description cinématique au voisinage d'une particule matérielle candidate au contact, nous présentons les lois de contact et de frottement le plus souvent utilisées dans les codes de calcul des structures.

III.2.3.1 Cinématique du problème de contact

Considérons deux solides A et B de volumes V_A et V_B et de surfaces S_A et S_B (figure III.2.3). En chaque point des surfaces S_A et S_B on peut définir une normale extérieure \mathbf{n} ou un cône de normales extérieures si les surfaces S_A et S_B ne sont pas lisses.

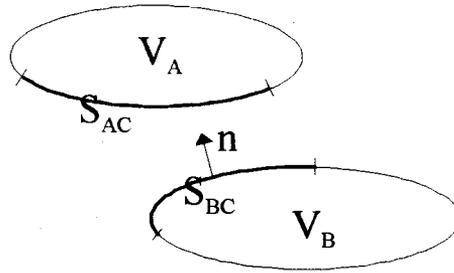


Fig III.2.3 Surfaces de contact

Pour simplifier l'expression des conditions de non-pénétration des solides l'un dans l'autre, on définit deux ensembles S_{AC} et S_{BC} des particules « candidates au contact »; une telle particule P appartenant à S_{AC} est une particule qui risque, compte tenu des caractéristiques géométriques et mécaniques du problème, d'entrer en contact avec le solide B.

Pour exprimer par exemple, la non-pénétration du solide A dans le solide B, nous écrivons que toutes les particules P candidates au contact, appartenant à S_{AC} , sont bien extérieures au solide B. Pour cela sélectionnons la particule P' de S_{BC} la plus proche de P , que nous nommons « projection de P sur S_{BC} » (figure III.2.4). Nous supposons que cette particule P' est unique.

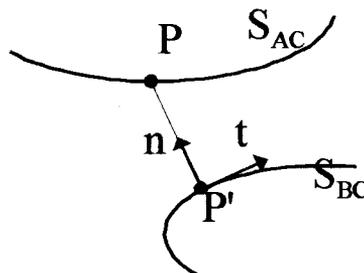


Fig III.2.4 Repère local

Pour chaque couple PP' , nous définissons le repère local de contact d'origine P' et de vecteur unitaire $\{n\}$ orienté selon PP' , $\{t_1\}$, $\{t_2\}$ sont choisis arbitrairement dans le plan normal en P' à $\{n\}$, tels que $(\{t_1\}, \{t_2\}, \{n\})$ soit un repère orthonormé direct.

Si $\{X\}$ et $\{X'\}$ sont les coordonnées de P et P' dans le repère globale (O,X,Y,Z), les coordonnées de P dans le repère local de contact sont $\{x\}$, définies par:

$$\{x\} = [T] \{X - X'\} \quad (1)$$

$$\text{où } [T] = \begin{Bmatrix} \langle t_1 \rangle \\ \langle t_2 \rangle \\ \langle n \rangle \end{Bmatrix}, \quad \{X\} = \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \end{Bmatrix}, \quad \{X'\} = \begin{Bmatrix} X'_1 \\ X'_2 \\ X'_3 \end{Bmatrix}, \quad \text{et } \{x\} = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_n \end{Bmatrix} \quad (2)$$

Par la construction du repère local, $x_1=x_2=0$, la coordonnée x_n est la distance algébrique entre P et P' (ou entre P et le solide B):

si $x_n > 0$ P est à l'extérieur du solide B

si $x_n = 0$ P est sur la surface S_{BC}

La vitesse relative de la particule P par rapport à sa projection P' est définie par:

$$\{V\} = \{\dot{X}\} - \{\dot{X}'\}$$

où $\{\dot{X}\}$ et $\{\dot{X}'\}$ sont respectivement les vecteurs vitesse des particules P et P'

Dans le repère local cette vitesse relative s'écrit:

$$\{v\} = \begin{Bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ v_n \end{Bmatrix} = [T]\{V\}$$

de même, la réaction de contact $\{R\}$ s'exprime dans le repère local par:

$$\{r\} = \begin{Bmatrix} r_1 \\ r_2 \\ r_n \end{Bmatrix} = [T]\{R\}$$

Les lois de contact et de frottement sont généralement exprimées en fonction des variables $\{x\}$, $\{v\}$, $\{r\}$ et des caractéristiques des surfaces en contact tel que le coefficient de frottement.

III.2.3.2 Lois de contact

La condition de non-pénétration des solide A et B signifie qu'à tout instant t, le solide A doit se trouver à l'extérieur du solide B, et vice versa. Imposer cette condition implique l'existence d'efforts de contact agissant sur le solide A et B au niveau des surfaces de contact. D'après le

principe de l'action et de la réaction, en chaque point de contact ces efforts sont égaux et de sens opposés. Les composantes normales de ces efforts ne doivent exercer que des forces de compression. Quand aux composantes tangentielles, elles doivent satisfaire la loi de frottement.

- *Impénétrabilité*

La condition d'impénétrabilité de la particule P dans le solide B, dite condition de contact cinématique, s'exprime en fonction de la composante normale des coordonnées de P dans le repère local défini par $(P', \{t_1\}, \{t_2\}, \{n\})$:

$$x_n \geq 0$$

- *Non adhésion*

Cette condition, dite condition de contact statique ou de non adhésion, montre que la particule P du solide A ne doit pas coller au solide B, autrement dit que le solide B ne doit pas empêcher la particule P de décoller. Elle s'écrit dans le repère local, en fonction de la composante normale de la réaction $\langle r \rangle$ exercée par le solide B sur la particule P du solide A:

$$x_n = 0 \Rightarrow r_n \geq 0$$

- *Etat de non contact*

Dans le cas où il n'y a pas contact, la réaction exercée par le solide B sur la particule P est nulle :

$$x_n > 0 \Rightarrow r_n = 0$$

Les trois conditions définies ci-dessus peuvent être rassemblées sous la forme des conditions de Signorini [65]:

$$x_n \geq 0 \quad ; \quad r_n \geq 0 \quad ; \quad x_n r_n = 0$$

III.2.3.3 Lois de frottement

Les lois de frottement les plus utilisées dérivent soit du modèle de Coulomb, où le cisaillement limite est proportionnel à la pression normale, soit de lois de frottement non locales développées par Oden et Pires [47], soit de modèles avec surface seuil de frottement et lois d'érouissage explorées par Fredriksson [29] et Curnier [12]. Des lois de frottement de type viscoplastique tel que le modèle

de Tresca, où le cisaillement limite est indépendant de la pression normale, sont aussi utilisées en mise en forme des métaux par Massoni et al [41], Feng et al [25].

- *Modèle de Coulomb*

Dans le cas de contact isotrope, la loi de frottement du modèle de Coulomb s'écrit :

$$\begin{cases} \|\{r_t\}\| \leq \mu r_n & \text{si } \|\{v_t\}\| = 0 \\ \{r_t\} = -\mu r_n \frac{\{v_t\}}{\|\{v_t\}\|} & \text{si } \|\{v_t\}\| \neq 0 \end{cases}$$

où μ est le coefficient de frottement de Coulomb, $\{v_t\} = \begin{Bmatrix} v_1 \\ v_2 \end{Bmatrix}$; $\{r_t\} = \begin{Bmatrix} r_1 \\ r_2 \end{Bmatrix}$; et r_n , exprimées dans le repère local, sont respectivement la vitesse tangentielle relative de la particule P par rapport à P', la composante tangentielle et la composante normale de la réaction du solide B sur le solide A. Dans notre application du frottement sec c'est ce modèle que nous avons appliqué.

- *Modèle de Tresca*

Le modèle de Tresca exprime une relation linéaire entre la réaction tangentielle et la limite d'écoulement, soit :

$$\{r_t\} = -m \frac{\bar{\sigma}}{\sqrt{3}} \frac{\{v_t\}}{\|\{v_t\}\|}$$

m est le coefficient de frottement de Tresca. La réaction tangentielle ne dépend pas ici de la réaction normale.

- *Modèle non local*

Oden et Pires [47] considèrent la déformabilité des aspérités et en déduisent que le phénomène de frottement est non local, et qu'il dépend de la mécanique de toute l'aspérité dont la taille joue un rôle important. Les lois qu'ils ont énoncées trouvent leur fondement physique dans l'observation des phénomènes liés à la micromécanique de contact. Elles sont sensées tenir compte du comportement des surfaces dû à la formation et à l'évolution des jonctions. Les auteurs montrent que ces lois sont physiquement bien adaptées compte tenu de leur caractère non-linéaire.

Ces lois s'appliquent plus particulièrement au cas du contact entre métaux, pour lequel la déformation des aspérités est supposée plastique (charge normale importante). On s'intéresse donc au modèle simple pour lequel la surface réelle de contact est indépendante de la charge, et on ne tient pas compte du phénomène de croissance des jonctions. Par conséquent, dans ces lois, le coefficient de frottement est considéré constant en tout point de la surface et défini par :

$$\mu = \frac{G}{p_0}$$

où G est le module de cisaillement moyen de la surface et p_0 la pression élastique. Avec la loi non locale de J. T. Oden et E. Pires, un glissement apparaît en un point x de la surface de contact, quand la contrainte tangentielle en ce point atteint une valeur proportionnelle à la moyenne pondérée de la contrainte normale, au voisinage de ce point. Ce voisinage est un disque de centre x et de rayon ρ constant, représentant par idéalisation des surfaces et des phénomènes complexes de leur déformation, le sommet d'une aspérité quelconque déformée. Soit ω_ρ la fonction pondérante, elle est définie par :

$$\omega_\rho = \begin{cases} C \exp\left[\rho^2 / (x^2 - \rho^2)\right] & \text{si } |x| < \rho \\ 0 & \text{si } |x| \geq \rho \end{cases}$$

où C est une constante telle que :

$$\int_{-\rho}^{+\rho} \omega_\rho(x) dx = 1$$

La loi non-locale s'énonce alors :

$$\begin{cases} |\{\sigma_t\}| \leq \mu S_\rho(\sigma_n) & \text{si } |\{v_t\}| = 0 \\ \{\sigma_t\} = -\mu S_\rho(\sigma_n) \frac{\{v_t\}}{|\{v_t\}|} & \text{si } |\{v_t\}| \neq 0 \end{cases}$$

$$\text{où } S_\rho(\sigma_n)(X) = \int_{S_c} \omega_\rho(|x-y|) \sigma_n(y) dy$$

σ_t , σ_n et μ sont respectivement la contrainte tangentielle, la contrainte normale et le coefficient de frottement dans le modèle classique de Coulomb. S_ρ est une fonction de répartition de la contrainte normale au point x sur la surface S_c en contact de l'aspérité (figure III.2.5). S_c est de forme circulaire centrée sur x , et y est un point courant de la surface de contact.

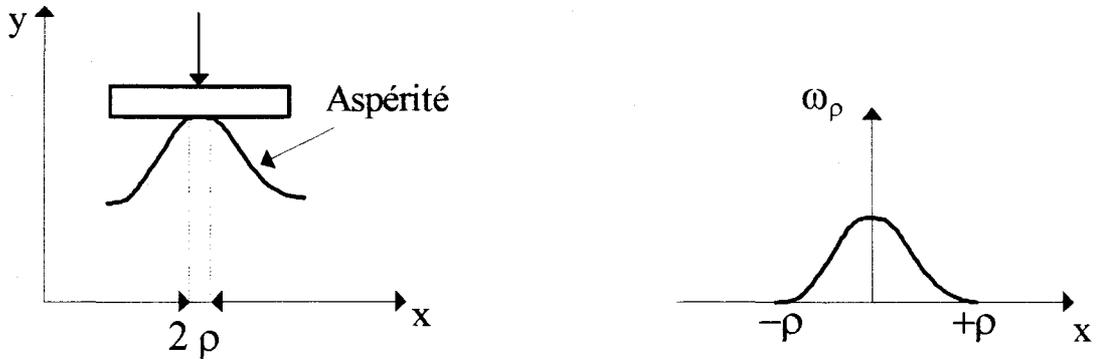


Fig III.2.5 Frottement non local

III.2.4 Résolution du problème de contact

La résolution du problème de contact constitue la base de cette étude. En effet, la surface de contact varie en permanence durant la phase de freinage en raison des dilatations thermiques, de l'usure et de la variation des caractéristiques mécaniques des matériaux avec la température. Ce qui nécessite donc de connaître cette surface de contact, ainsi que les forces de réaction à chaque instant, pour pouvoir redistribuer le flux de chaleur sur les surfaces qui dissipent effectivement ce flux.

Pour résoudre le problème de contact nous avons utilisé une méthode basée sur la combinaison de la méthode de pénalisation avec les multiplicateurs de Lagrange développée par Jiang & Rogers [33]. La méthode de pénalisation introduit la notion de pénétration relative des deux surfaces. Pour satisfaire la compatibilité du contact, sont associées des forces de réaction dans la direction normale à la surface et proportionnelles à la pénétration par la notion de raideur de contact. Dans le cas de surface de contact réduite cela peut engendrer des pénétrations importantes et la solution obtenue sera très loin de la solution réelle du problème. Afin de limiter cette pénétration à une valeur donnée et obtenir une solution plus précise une combinaison de cette méthode avec les multiplicateurs de Lagrange a été développée. Elle consiste à introduire des forces additionnelles pour équilibrer le surplus de force de contact issus de l'interpénétration des deux corps.

La méthode de pénalisation :

$$\begin{aligned} f_n &= k_n g & \text{si } g \leq 0 \\ &= 0 & \text{si } g > 0 \end{aligned}$$

avec f_n : la réaction normale de contact

k_n : la raideur de contact

La méthode combinée :

La composante du multiplicateur de Lagrange de la force de réaction est calculée localement de manière explicite pour chaque élément.

$$f_n = \min(0, k_n g + \lambda_{i+1})$$

avec λ_{i+1} : force additionnelle de Lagrange à l'itération $i + 1$

$$\begin{aligned} &= \lambda_i + \alpha k_n g & \text{si } |g| \geq \varepsilon \\ &= \lambda_i & \text{si } |g| < \varepsilon \end{aligned}$$

ε : tolérance de pénétration

α : facteur numérique d'optimisation (< 1)

III.2.5 Usure du matériau de friction

Si l'on considère les paramètres déterminants pour la limite de puissance de freinage du frein à disque, mise à part la température, l'usure réciproque du disque de frein et de la garniture est fondamentale. Elle est déterminante aussi, concernant l'évolution de la surface de contact au cours d'un freinage ou une succession de freinages.

L'usure des matériaux n'est pas une propriété intrinsèque, mais dépend de nombreux facteurs notamment les conditions de frottement, telles que: la pression, la température et la vitesse de glissement. Le matériau antagoniste joue un rôle aussi important; une garniture d'un même matériau s'use différemment si elle est couplée à un disque en acier ou en fonte.

En vue d'un calcul précis de l'usure des garnitures de frein, il serait nécessaire d'établir un programme de calcul décrivant mathématiquement tous les processus physiques et chimiques de l'usure. Ceux-ci incluent la rugosité de surface, les températures, les processus de transformation et de décomposition de la garniture, etc. Toutefois, à l'heure actuelle, il n'est pratiquement pas possible de décrire ces processus de façon mathématique. Il est donc judicieux d'établir une formule empirique reflétant les résultats d'essais, de sorte que l'erreur statistique soit minimisée.

Dans le rapport de l'UIC [63], suite à des une étude expérimentale la formule suivante permettant de calculer l'usure en fonction de la masse à freiner, de la vitesse initiale du train et de la décélération a été proposée:

$$W = c_0 m^\delta a^\varepsilon V_0^\chi$$

où m : la masse à freiner
 V_0 : la vitesse initiale
 a : la décélération

La constante c_0 dépend ici du disque de frein et les composantes δ , ε , χ du type de garniture utilisée. La détermination de ces quatre grandeurs est décrite dans le rapport [63]. Cette formule permet de calculer l'usure globale d'un freinage donné, et par conséquence la durée de vie de la garniture compte tenue de l'indication du programme de circulation, en l'intégrant sur l'ensemble des freinages. Elle permet une première approximation de l'usure moyenne d'une garniture à la fin ou à la suite de plusieurs freinages, voire même le calcul de sa durée de vie. Cependant, cette formulation reste insuffisante si on veut déterminer les profils d'usure, et inexploitable dans l'algorithme thermomécanique où la connaissance de l'usure de chaque élément en fonction de l'énergie qu'il a dissipée, est nécessaire à tout instant du freinage.

Si on veut connaître l'usure locale de la garniture au cours du freinage, il faudrait une expression de l'usure en fonction de la pression, de la température et éventuellement de la vitesse. A ce propos Rhee et Liu [52] ont proposé une formule empirique ou on voit apparaître les termes : pression, température, temps, et l'énergie d'activation du matériau :

$$\Delta w = \beta p^a t \exp\left(\frac{-Q_a}{R\theta}\right)$$

Δw : volume usé par unité de surface	β : constante de matériau
Q_a : énergie d'activation du matériau	t : temps
\bar{R} : constante universelle des gaz = 8.3143 kJ / kmol°K	P : pression
θ : température	a : constante du matériau

Cette formulation est très intéressante parce qu'elle prend en compte l'effet de la température et de la pression qui sont des variables locales. Elle tient compte également des constantes du matériau représentatives de ses différents stades de dégradation. Mais, elle reste cependant restreinte à un certain type de matériau de garniture d'automobile et nécessite une bonne connaissance du matériau étudié et de ses différents stades de dégradation. Ceci implique de nombreuses mesures après que le matériau aura subi divers stades d'échauffement, et une analyse chimique approfondie qui dévoile les seuils de modifications structurales.

Dans notre application nous avons procédé d'une manière un peu similaire, mais sans avoir à déterminer les constantes d'une formulation empirique. Nous avons effectué des essais d'endurance sur un banc d'essai à échelle réduite (1/10), à différentes températures (100, 200, 300 et 400°C), et mesuré ensuite l'usure énergétique en (mm^3/kwh) pour chaque température. La courbe obtenue pour le matériau de friction 671 (Flertex) est donnée dans la figure III.2.6. On remarque que l'usure augmente avec la température, avec une progression rapide jusqu'à 400 ou 450°C. Au delà de cette température nous avons considéré que l'usure s'atténue puisque le matériau est dans un état de décomposition avancée et présente moins de variation, ceci par analogie avec les résultats de Rhee et Liu [52]

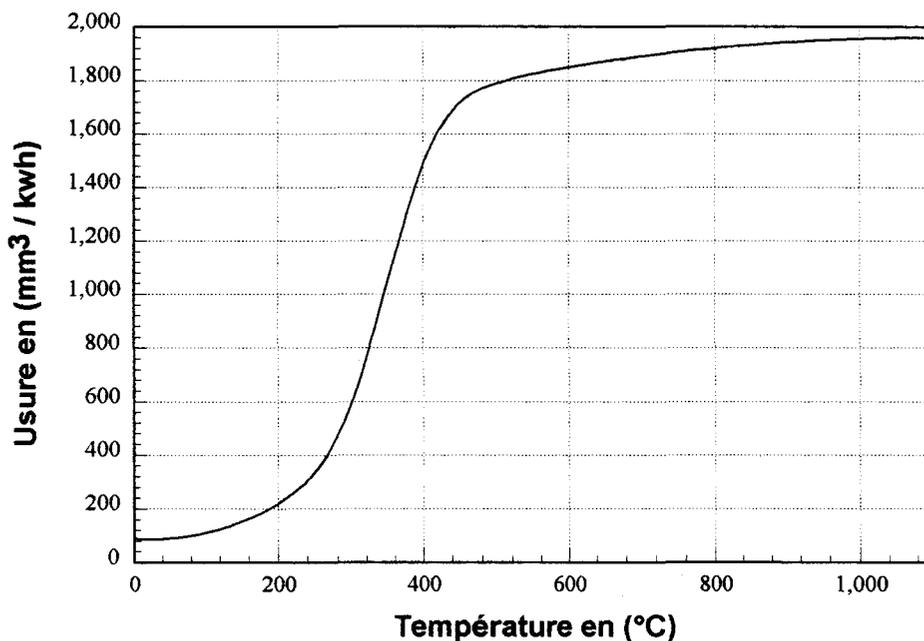


Fig III.2.6 Usure de la garniture Flertex 671

Principe de calcul de l'usure:

L'usure est calculée après chaque incrément de temps Δt égal à l'incrément de calcul thermomécanique de contact, pour chacun des noeuds de la surface de friction de la garniture. En considérant un noeud donné, l'usure est exprimée par :

$$\Delta w_i = \Delta E_i f(\theta)$$

Δw_i : le volume usé au cours de l'incrément Δt

$\Delta E_i = \frac{P_{i-1} + P_i}{2\Delta t}$: l'énergie dissipée au cours de l'incrément Δt , et P_i : la puissance dissipée

$f(\theta)$: une fonction de la température (figure III.2.6)

III.2.6 Simulations numériques

La description des résultats de l'algorithme thermomécanique décrit ci-dessous correspond au couple disque non ventilé du TGV-A et garnitures composites à matrice organique de type Flertex 671HD (forme UIC). Les géométries initiales, ainsi que les matériaux sont supposés neufs avec une surface de friction parfaitement plane (garnitures rodées).

Caractéristiques du freinage:

Vitesse initiale: 155 km.h⁻¹

Energie dissipée: 10.4 MJ (masse de 10.7 tonnes par disque)

Décélération: 0,7 m.s⁻², soit un temps de freinage de 63s

Température initiale: 70°C

Température ambiante de l'air: 20°C

a) Evolution des températures :

Les résultats présentés sur la figure III.2.7 décrivent l'évolution de la température de surface du disque et de la garniture ainsi que l'usure de cette dernière. Les évolutions sont tracées le long du rayon du disque ou de la garniture (modèle axisymétrique).

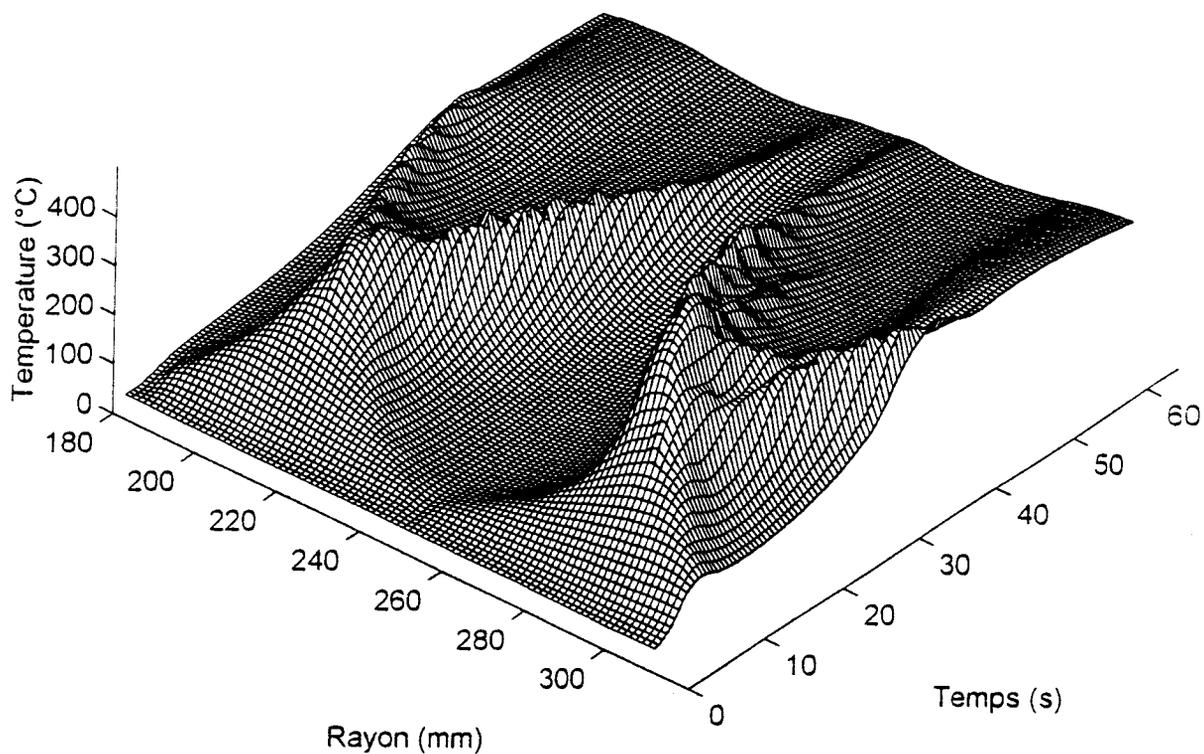


Fig. III.2.7a Evolution dans le temps et suivant le rayon de la température du disque

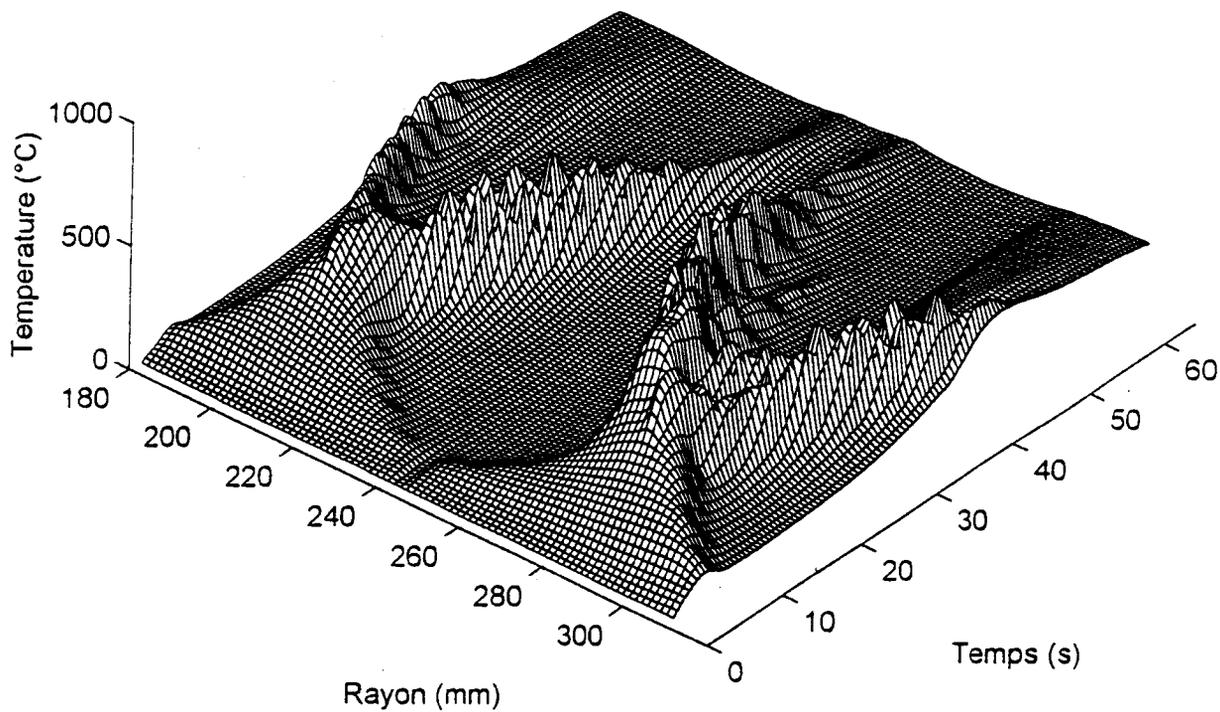


Fig. III.2.7b Evolution dans le temps et suivant le rayon de la température de la surface de la garniture

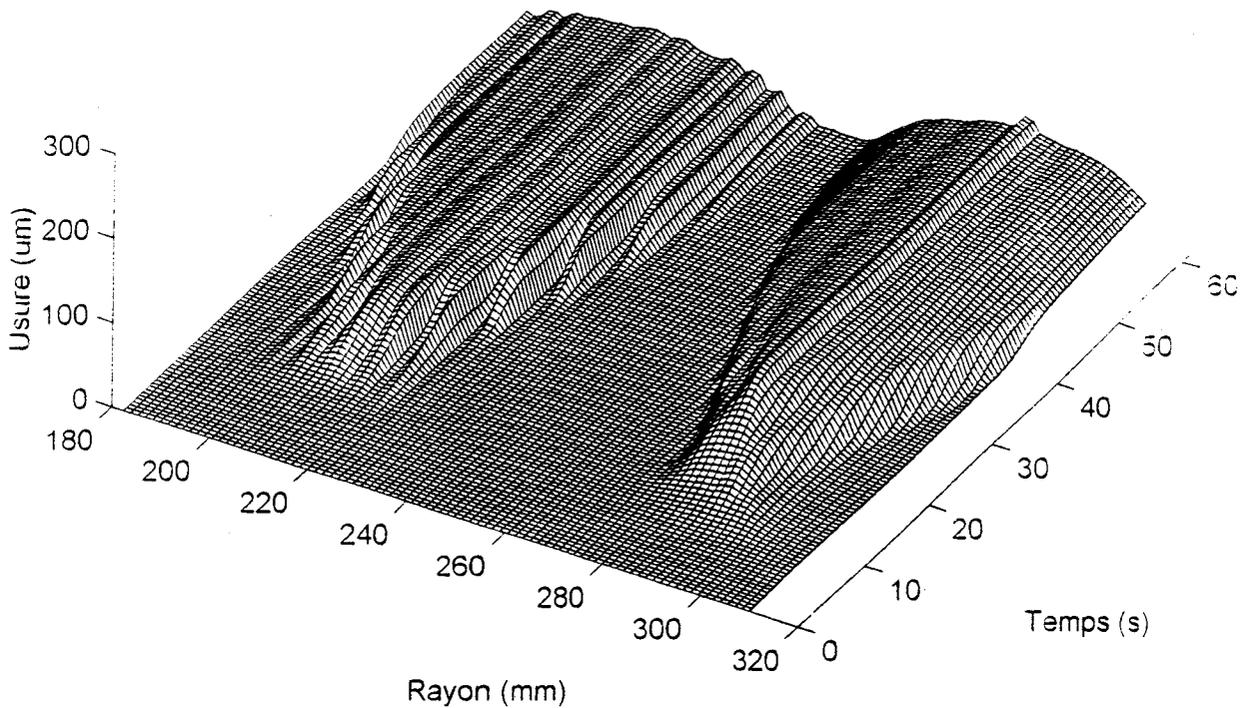


Fig. III.2.7b Evolution dans le temps et suivant le rayon de l'usure de la garniture

Les résultats montrent que l'évolution des températures dépend fortement des variations de contact entre le disque et la garniture.

Au début du freinage, la zone de contact devient de plus en plus réduite jusqu'à deux surfaces étroites de part et d'autre de la rainure centrale. La température atteint sa valeur maximale sur le disque. Cette évolution est principalement issue des dilatations thermiques des deux pièces, dilatations qui dépendent des températures mais aussi de leur distance des surfaces libres d'échange avec l'extérieur.

A partir de 16 secondes de freinage, l'usure augmente par l'effet de la température (voir graphe III.2.6) et son influence sur la surface de contact devient importante. Le champ de pression se déplace alors latéralement de part et d'autre de la zone de contact et la température commence à décroître doucement. Les points qui ne sont plus en contact, voient leur température chuter brutalement puisqu'ils ne participent plus à la dissipation de l'énergie. La variation de la surface de contact se poursuit avec un cumul des phénomènes d'usure et de la baisse des dilatations thermiques. L'évolution de la distribution des réactions de contact avec le temps, présentée sur la figure III.2.8 illustre bien la dépendance de ces phénomènes.

b) Evolution des réactions de contact :

La répartition des réactions de contact n'est pas tout à fait uniforme au début du freinage malgré un contact complet sur toute la surface nominale de la garniture. Ceci est dû à l'application de la pression non-uniforme du porte garniture sur la face arrière de la garniture. L'influence de la sous-couche souple de la garniture entre le matériau de friction et la queue d'aronde adoucit néanmoins cette distribution grâce à sa grande élasticité.

Après 16 s de freinage l'usure commence à intervenir et rend la distribution des réactions de contact moins « parabolique » que précédemment.

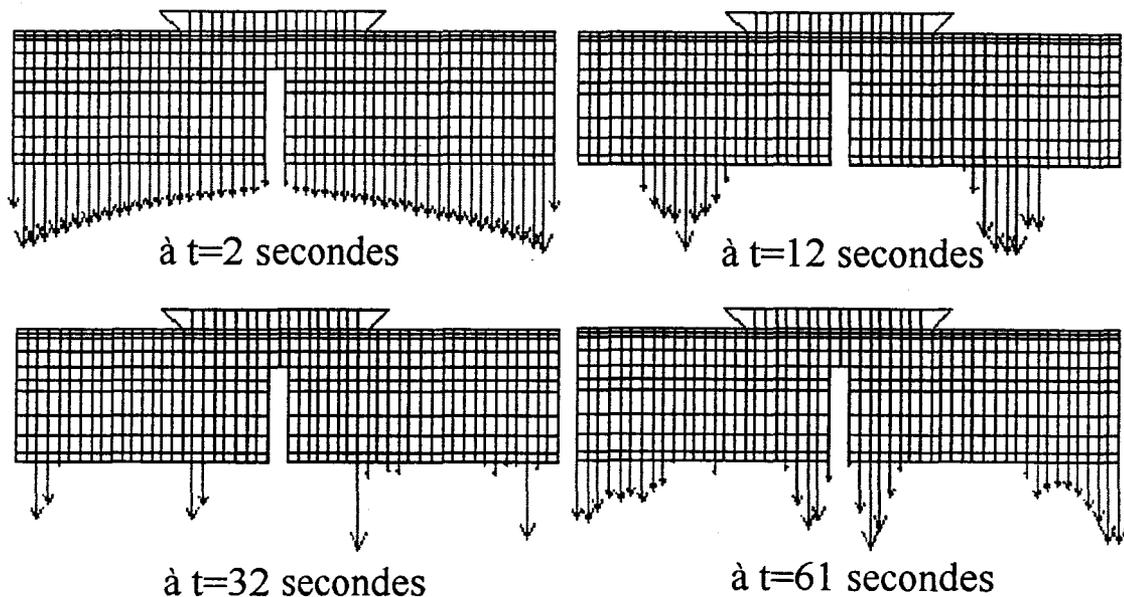


Fig. III.2.8 Distribution des réactions de contact

c) Représentation surfacique des températures du disque:

La figure III.2.9 représente les températures de toute la surface du disque, en traçant sur chaque position angulaire la répartition radiale des températures. Pour une meilleur lisibilité des gradients thermiques, les échelles de température sont différentes sur chaque graphe.

Le phénomène de réduction de la zone de contact puis de variation de la portée correspond à la notion de « cercles de feu » et à leurs déplacements, souvent visibles lors des essais sur banc.

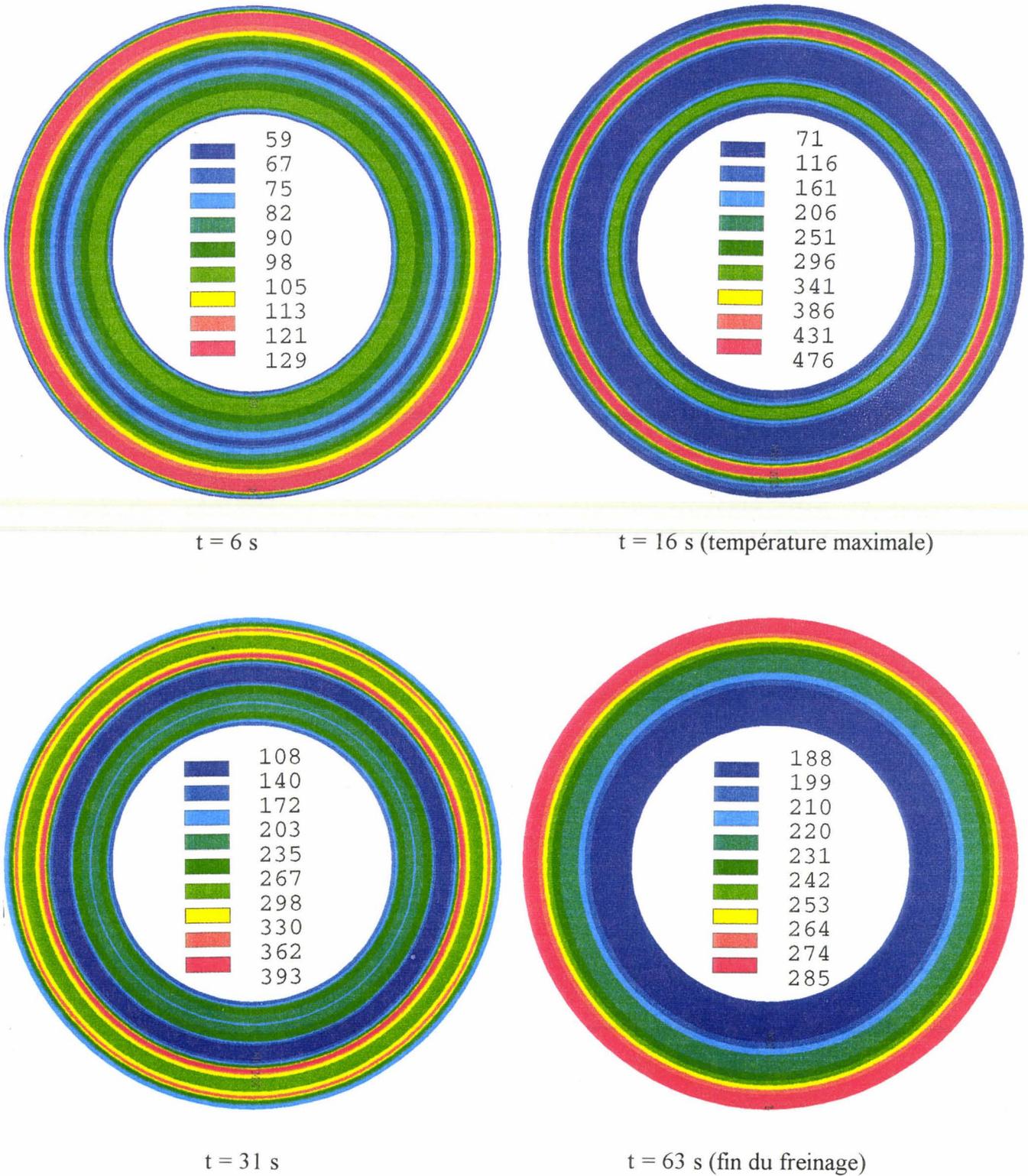


Fig. III.2.9 Représentation surfacique des températures du disque à différents instants du freinage

La température est supérieure sur l'anneau de contact extérieur en raison de l'importance du flux dissipé et qui reste proportionnel au rayon et de la pression d'application légèrement plus élevée vers l'extérieur. La configuration initiale était supposée vierge avec des géométries parfaitement planes.

Pour le freinage considéré, apparaissent alors deux cercles de feu de part et d'autre de la queue d'aronde, qui dans la seconde partie du freinage vont tendre à se déplacer, notamment vers le centre du disque. Les portées intérieure et extérieure du contact à la fin du freinage n'engendrent pas de déplacement des cercles de feu en raison de la puissance qui tend vers zéro. De plus, ces pressions sont moins concentrées et le disque se dilate moins près des bords.

d) Distribution interne des températures:

Dans la figure III.2.10a sont présentés les graphes des températures maximales en fonction de l'épaisseur. La figure III.2.10b donne la distribution des températures dans l'épaisseur du disque et de la garniture à différents instants du freinage.

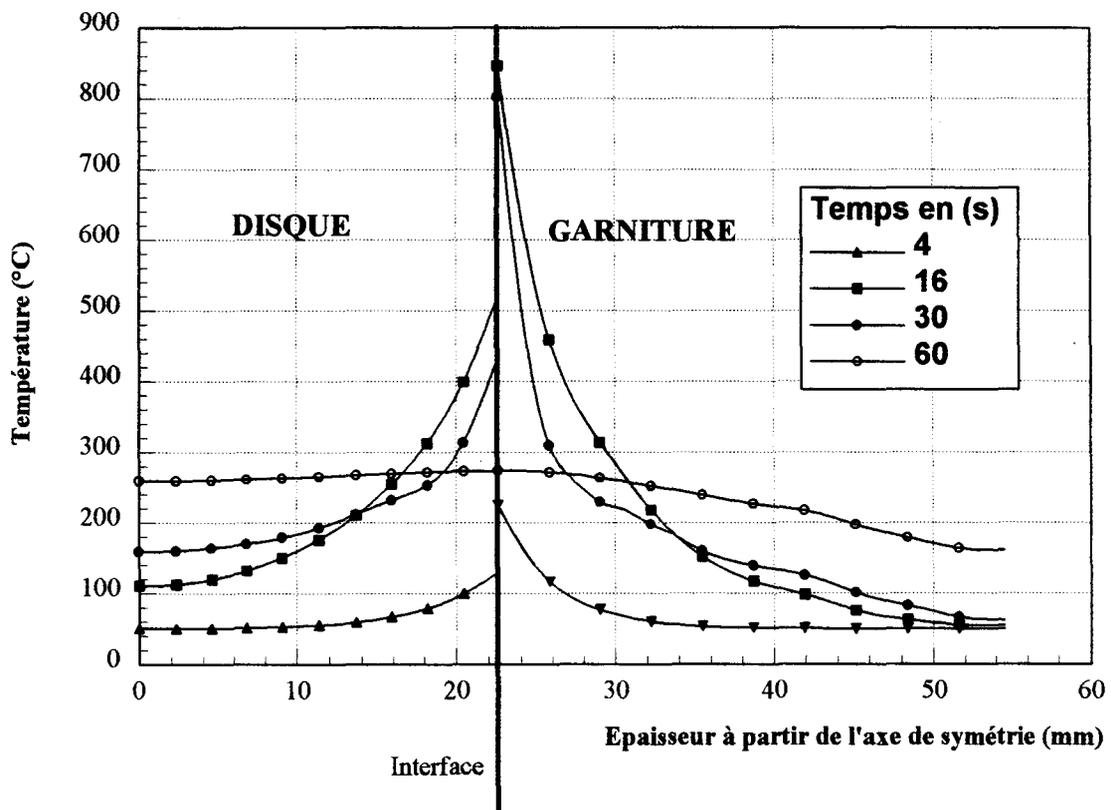


Fig. III.2.10a Distribution axiale des températures à différents instants du freinage

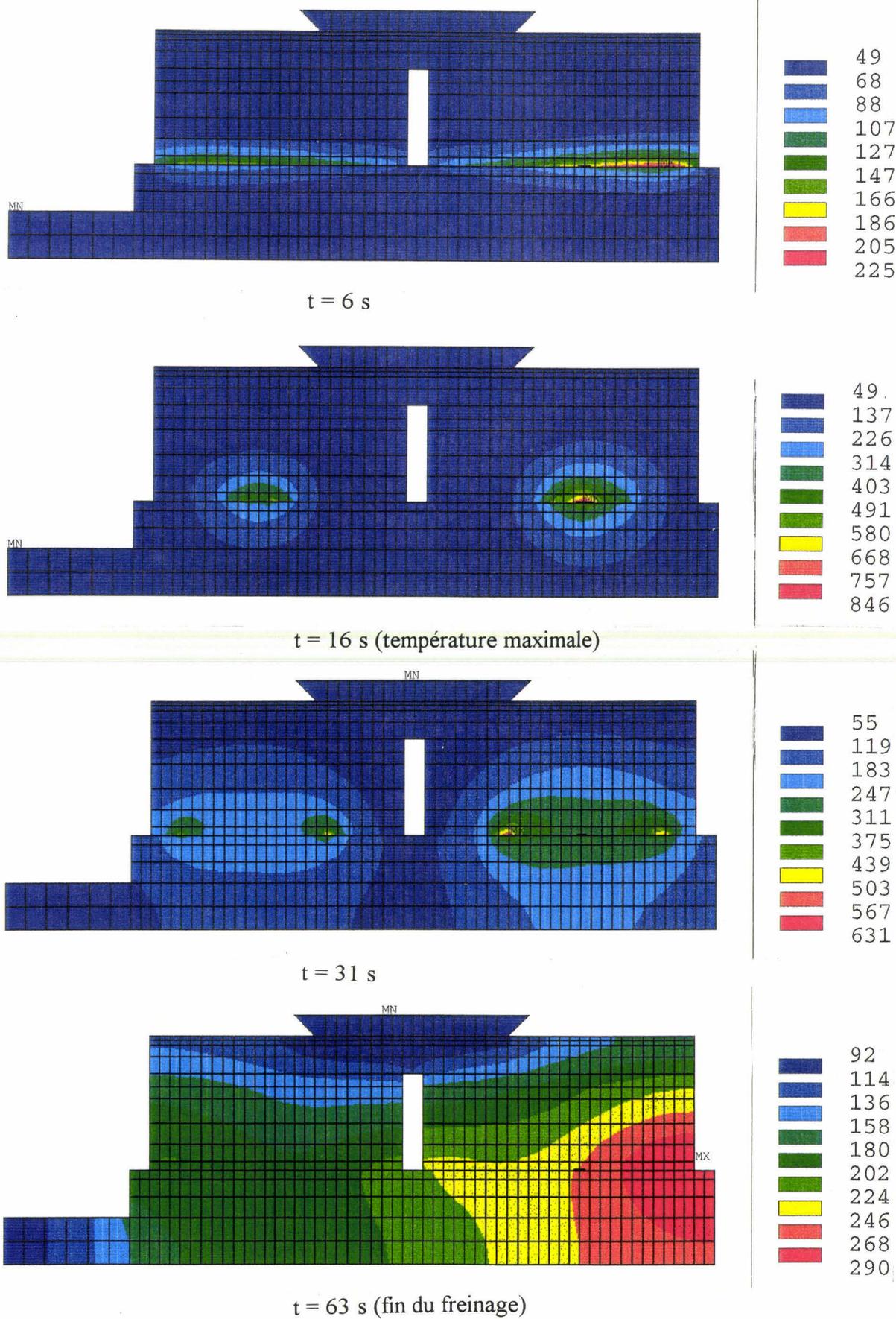


Fig. III.2.10b Distribution interne des températures à différents instants du freinage

L'écart de température entre la surface du disque et celle de la garniture augmente fortement durant le freinage et s'annule à la fin. Les températures maximales sont atteintes à 16 secondes. A la fin du freinage, les températures de surface sont presque égales, avec pour la garniture une température intérieure légèrement supérieure à celle de sa surface, sur laquelle il ne reste plus de flux à dissiper. La garniture transmet alors un flux au disque, dû au gradient des températures de surface.

Au cours du freinage, le gradient dans la garniture est beaucoup plus important que dans le disque de par la différence importante de leurs propriétés thermophysiques.

Etant donné la différence de matériaux de la garniture selon son épaisseur (sous-couche), la distribution des températures est moins continue.

III.3 ANALYSE THERMOMECHANIQUE: ALGORITHME 3D

Bien que l'analyse thermique 2-D des disques de frein soit économique, et qu'elle fournisse l'information fondamentale utile concernant la gamme des températures atteintes pendant le freinage ainsi que l'explication du phénomène des *cercle de feu*, la modélisation 3-D serait idéale à utiliser puisqu'elle permettra la prise en compte de tous les effets de pression d'interface et de génération de chaleur connus. Les résultats de l'analyse 2-D présentée dans la section III.2 sont sévèrement limités par les hypothèses de pression et de flux de chaleur uniforme sur la circonférence. Cette hypothèse est valable pour le disque grâce à son comportement axisymétrique jusqu'à une certaine limite de températures (avant apparition des points chauds). Par contre l'hypothèse d'une garniture axisymétrique n'est pas tout à fait correcte, vue sa forme et la géométrie du plan d'application de la pression sur la surface arrière (queue d'aronde rectiligne). Cependant, le procédé de modéliser tout frein à disque de friction en 3-D, en tenant compte des effets de la pression d'interface non uniforme, de l'usure, et des instabilités thermoélastiques, est très complexe en termes de nombre de noeuds et d'éléments, et des conditions aux limites. La grande vitesse de rotation du disque, et l'harmonisation des pas de temps avec les dimensions des éléments exigeraient un modèle d'éléments finis 3-D assez important, et ainsi une grande capacité du logiciel et un système informatique puissant. Une approche hybride 2-D / 3-D pour l'analyse combinée thermique et mécanique a été développée pour fournir un compromis entre les limitations de l'approche 2-D, et les exigences massives du système de l'approche 3-D.

III.3.1 Technique de modélisation hybride du disque 2-D / garniture 3-D

La procédure de modélisation hybride a été rendue possible parce que les analyses thermique et mécanique sont découplées. Dans les deux analyses nous avons considéré la géométrie tridimensionnelle de la garniture avec ses conditions aux limites réelles. Pour le disque, l'hypothèse liée au fait que les effets circonférentiels ne sont pas introduits est maintenue, ce qui rend son approche axisymétrique ou bidimensionnelle équivalente, suffisante. La résolution axisymétrique s'applique au disque plein, alors que la notion bidimensionnelle équivalente correspond à des disques ventilés pour lesquels il est nécessaire de considérer un secteur angulaire de la période, afin de respecter la géométrie des éléments de ventilation, tout comme dans l'approche 2-D. L'amélioration géométrique de l'analyse tridimensionnelle concerne donc, pour l'analyse thermique, exclusivement la garniture. Par contre pour le calcul de contact, l'approche est entièrement tridimensionnelle afin de respecter la géométrie de la garniture inhérente à son élasticité. Enfin, dans le but de combiner ces impératifs tout en limitant les temps de résolution, l'architecture du programme de calcul a été optimisée vers la méthode hybride décrite schématiquement sur la figure III.3.1.

Comme les modèles thermiques sont séparés, la géométrie du disque peut être limitée à sa représentation minimale (en fonction du type de disque qu'on veut étudier). Sur une machine biprocesseurs, les deux calculs thermiques peuvent à l'avenir être menés en parallèle, ceci permettra un gain de temps appréciable.

D'autres avantages liés à l'analyse hybride peuvent être énumérés: la possibilité de tenir compte du frottement dans le calcul de contact, pour étudier son influence sur la distribution de la pression; et comme la géométrie de la garniture est respectée, l'adjonction du porte garniture est envisageable, enfin l'analyse hybride permet l'étude de n'importe quelle géométrie que ce soit du disque ou de la garniture.

III.3.2 Description de l'algorithme

L'algorithme de résolution est présenté sur la figure III.3.2. Nous observons que les modèles thermiques du disque et de la garniture sont distincts. Cette distinction est impérative dans la mesure

où le flux est appliqué uniformément dans le sens circonférentiel sur le disque (disque axisymétrique), tandis qu'il est différent en chaque point de la garniture (garniture 3-D). Par conséquence, la distribution du flux sur la surface de la garniture est donnée directement en combinant les efforts de réactions du module de contact aux vitesses tangentielles, le flux appliqué à un noeud i de la garniture situé sur le rayon r est :

$$P_{ds} = \omega r \mu p ds \quad \text{ce qui donne} \quad f_i = \frac{P_{ds_i} r_i ds_i}{\sum_{j=1}^n P_{ds_j} r_j ds_j}$$

avec f_i : le pourcentage de flux appliqué au noeud i de la garniture (cf. § III.1.4.1).

Alors, que sur le disque ils sont intégrés angulairement pour chaque rayon, ensuite combinés aux vitesses tangentielles pour avoir la répartition radiale du flux, qui sera appliqué au modèle thermique axisymétrique du disque, le flux appliqué à un noeud i situé sur le rayon r du disque est :

$$P_{rdr} = \int_0^{\varphi_r} \omega r \mu p(r, \varphi) ds \quad \text{ce qui donne} \quad f_i = \frac{\omega \mu r_i^2 \sum_0^{\varphi_{r,j}} p(r_i, \varphi_{r,j})}{\sum_{r_{int,k}}^{r_{ext}} \left[\omega \mu r_k^2 \sum_0^{\varphi_{r,j}} p(r_k, \varphi_{r,j}) \right]}$$

avec f_i : le pourcentage de flux appliqué au noeud i du disque (cf. § III.1.4.2).

On en conclut que la température du disque sera bien uniforme angulairement, par contre celle de la garniture sera quelconque.

• La résolution thermique ainsi que le module de calcul de la distribution du flux sur les faces de friction ont été détaillés dans l'analyse thermique (cf. § III.1)

• La résolution statique par Eléments finis, le calcul de contact et le module d'usure sont conformes à la description de l'analyse thermomécanique 2-D

• Le partage du flux entre le disque et la garniture est calculé analytiquement, après chaque incrément de temps $\Delta(\Delta t)$ au cours des analyses thermiques transitoires des deux éléments de frein. Ce calcul nécessite quelques approfondissements que nous détaillerons dans le paragraphe qui suit.

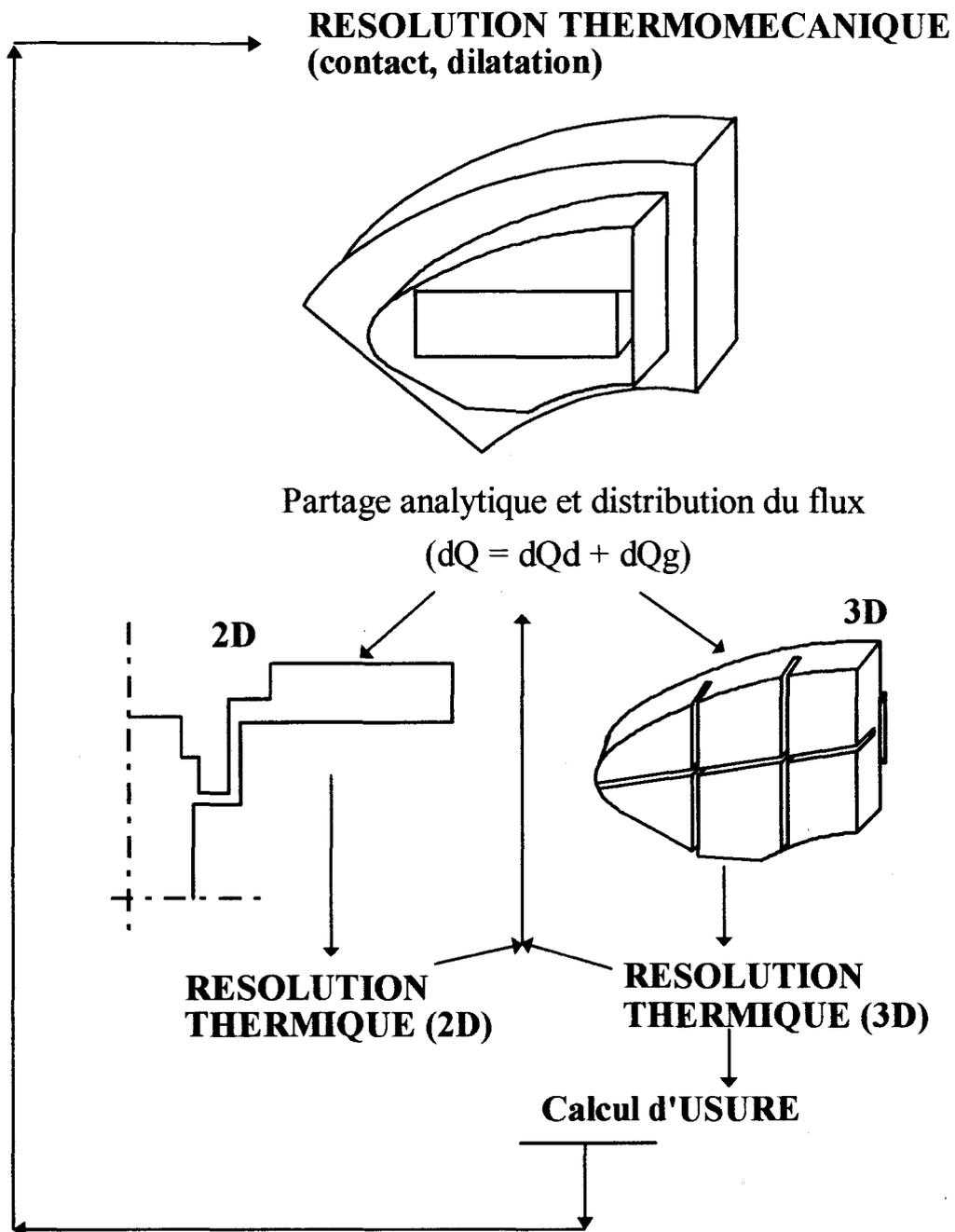


Fig III.3.1 Couplage 2D/3D

III.3.3 Partage du flux entre le disque et la garniture

Si on veut considérer l'échange de chaleur entre les deux pièces et notamment la variation du ratio de flux dissipé par chacune d'elles, un modèle commun direct disque / garniture ne conviendra

pas, car celui-ci correspondrait à une position donnée du disque et les variations d'échange disque / garnitures seraient alors concentrées en permanence sur la zone face à la garniture. L'effet de la rotation du disque ne serait pas reproduit. Il en est de même si l'on introduit le calcul de contact pour une position donnée.

La solution à ce problème est donnée par la modélisation hybride, où le disque est axisymétrique et la garniture conserve sa géométrie réelle. La distribution du flux donnée par le calcul de contact est appliquée telle quelle sur la garniture. Par contre, sur le disque, elle est intégrée sur toute la circonférence pour chaque rayon. Le ratio de puissance dissipée par chaque composant est calculé analytiquement et de manière incrémentale.

III.3.4 Présentation des modèles géométriques

Le modèle géométrique pour le calcul thermique est différent de celui du calcul de mécanique de contact. Ceci est le principe même de l'analyse hybride.

- *Modèles pour le calcul thermique:*

Pour le calcul thermique nous avons deux modèles séparés, celui du disque et celui de la garniture. Le modèle axisymétrique du disque comprend en plus du disque lui-même, le flasque de fixation et l'essieu, avec des conceptions thermiques supposées parfaites entre les pièces (les résistances thermiques au niveau des interfaces ne sont pas considérées). Le maillage du disque dans le sens radial est conditionné par la correspondance avec le calcul statique de contact tridimensionnel. Il est affiné en surface dans le sens de l'épaisseur correspondant aux gradients thermiques les plus élevés (figure III.3.3). Les différentes faces sont soumises à la convection et au rayonnement sauf celles de l'axe de rotation, de la symétrie de l'essieu et du flasque parce que les disques sont montés par paire. Sur ces faces sont appliquées des conditions aux limites adiabatiques. Le modèle de la demi-garniture reprend les mêmes principes que ceux du disque avec l'application de conditions aux limites adiabatiques sur la face arrière et sur la face de symétrie latérale. Les autres surfaces sont soumises au refroidissement par convection et par rayonnement tels qu'ils sont définis dans le module thermique, sauf pour la face de friction durant les phases de freinage.

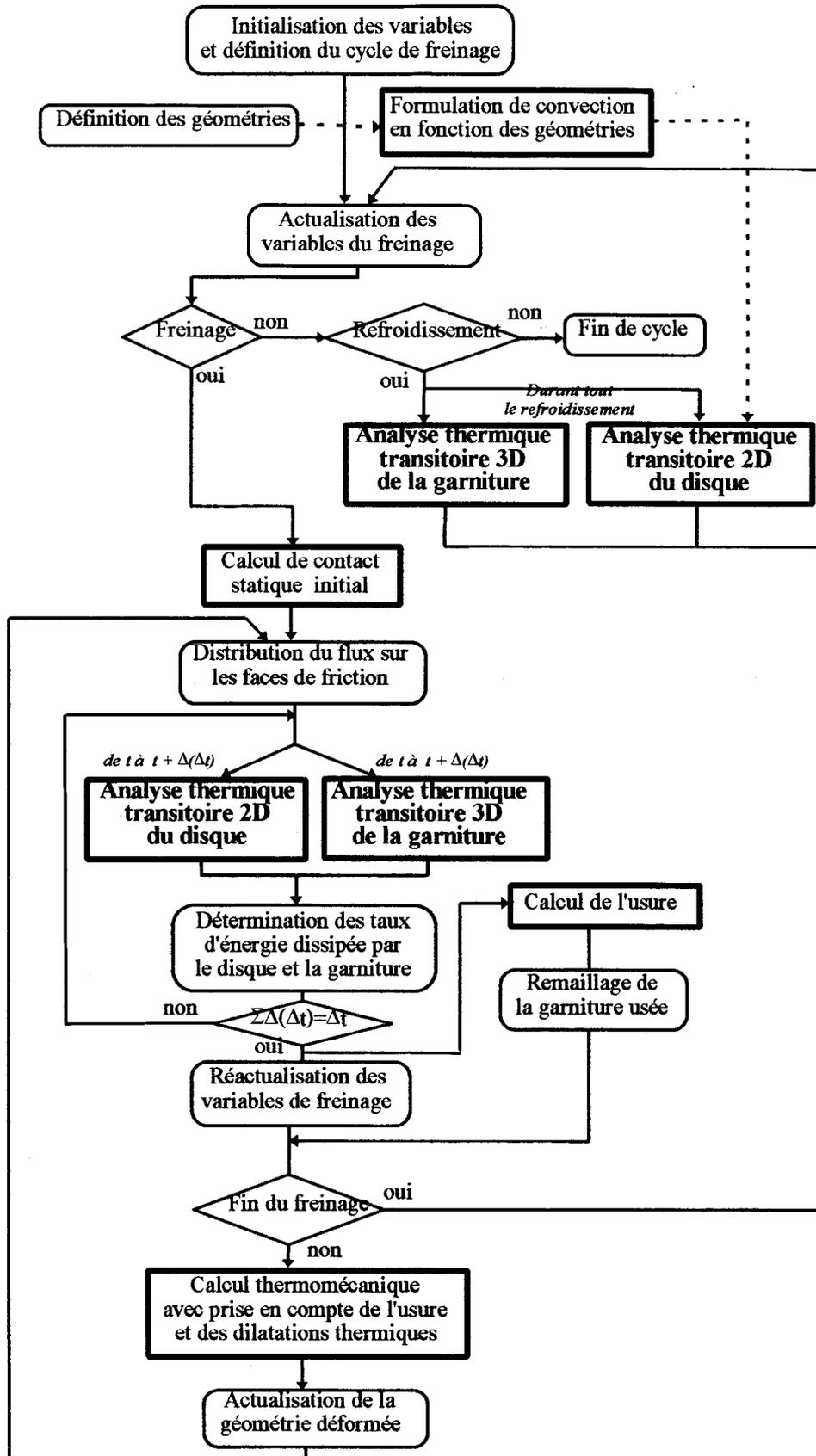


Fig III.3.2 Algorithme thermomécanique hybride 2D / 3D

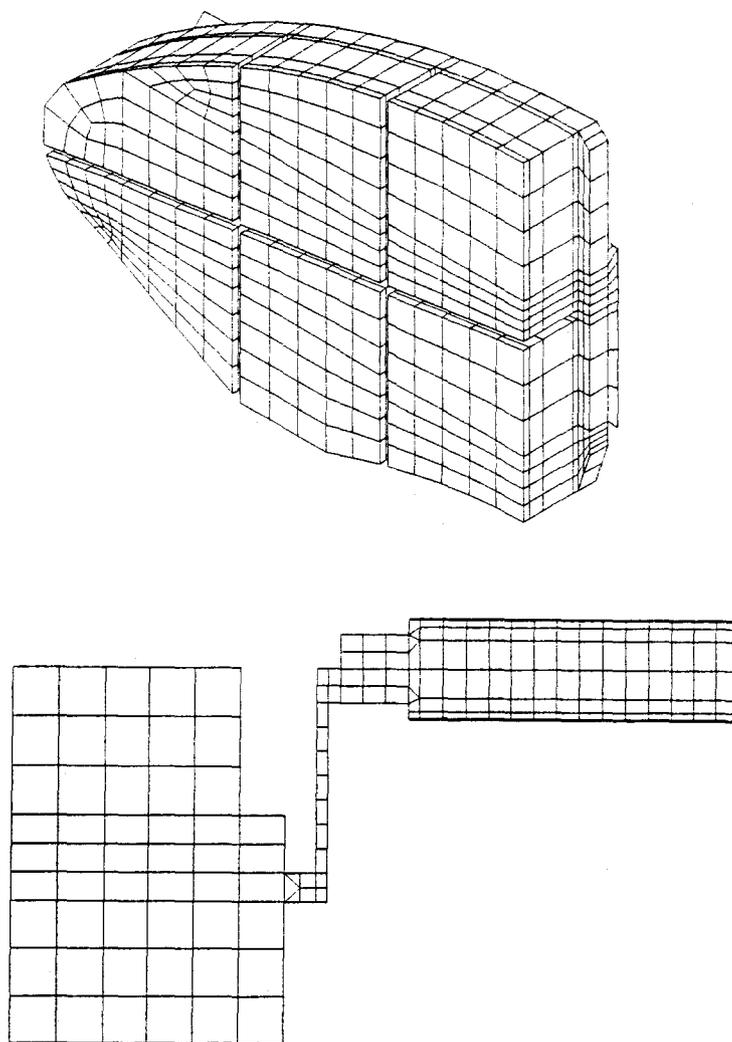


Fig III.3.3 Modèles géométriques pour le calcul thermique

- *Modèle statique de contact:*

Le disque est modélisé par un secteur angulaire correspondant à l'angle de la demi-garniture. Selon l'épaisseur, seulement la moitié du disque est modélisée avec un comportement supposé symétrique. Le modèle statique résulte d'un compromis entre finesse de résolution et temps de calcul. Le modèle de la garniture est tridimensionnelle pour respecter sa géométrie, il permettra en outre d'introduire le frottement (figure III.3.4). La pression est appliquée sur la face arrière de la demi-garniture, en contact avec le porte garnitures, c'est à dire en dehors de la queue d'aronde et avec une hypothèse de pression uniforme.

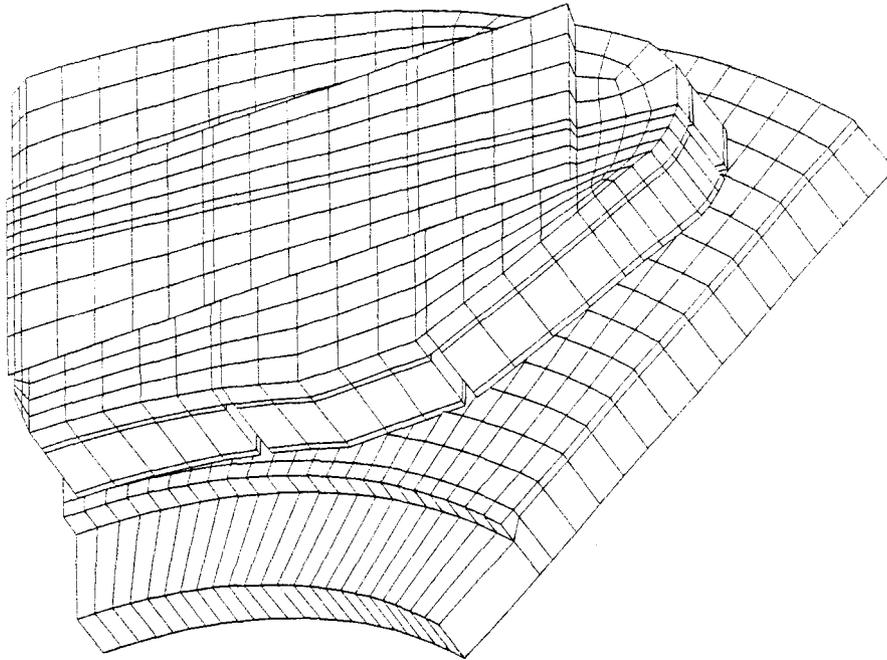


Fig III.3.4 Modèle géométrique pour le calcul de contact 3-D

III.3.5 Simulations numériques

Pour réaliser les simulations thermomécanique 3-D, nous avons retenu la même configuration de freinage que celle décrite lors de la présentation des résultats de la modélisation 2-D, à savoir, un disque plein (non ventilé) et des garnitures composites organiques UTC.

Caractéristiques du freinage:

Vitesse initiale: 155 km.h⁻¹

Energie dissipée: 10.4 MJ (masse de 10.7 tonnes par disque)

Décélération: 0,7 m.s⁻², soit un temps de freinage de 63s

Température initiale: 70°C

Température ambiante de l'air: 20°C

Etant donné les fortes variations de surface de contact, le pas de temps thermomécanique maximal admissible pour une bonne approximation des résultats est de 2 secondes. Rappelons que pour l'algorithme 2-D / 3-D, les analyses thermiques du disque et de la garniture sont distincts. Les parts de flux dissipé par chacune des pièces sont réactualisées à chaque pas de temps par l'intermédiaire de la conductance thermique. Cette mise à jour est analytique et doit intervenir plus ou moins fréquemment selon les flux dissipés et selon la valeur du gradient de température surfacique entre le disque et la garniture. Le pas de temps est différent de celui défini entre les résolutions thermomécaniques de contact. Il est généralement choisi aux alentours de 1 seconde voire moins, afin d'assurer une bonne stabilité des résultats en évitant les oscillations des échanges de flux thermique entre le disque et les garnitures.

a) Evolution des températures du disque :



La figure III.3.5 représente l'évolution des températures de surface du disque tracées le long du rayon. Rappelons que le disque est supposé axisymétrique, donc, les températures sont uniformes suivant la circonférence.

Nous retrouvons les mêmes phénomènes que ceux déjà observés lors des présentations des résultats de la modélisation 2-D (cf. § III.2.6, fig. III.2.7a). Cependant, nous pouvons remarquer quelques différences qui ne sont pas sans intérêt :

- En 2-D l'évolution des températures ainsi que la dynamique de contact est pratiquement symétrique par rapport à la rainure centrale de la garniture. Cette symétrie n'apparaît pas dans les résultats 3-D.
- Le déplacement des zones de contact (cercles chauds) se fait d'une manière progressive en 3-D, alors qu'en 2-D elle est plus brutale presque en dents de scie.
- Au début du freinage la surface centrale qui participe moins à la dissipation de l'énergie est plus large en 3-D qu'en 2-D.

Ces différences sont principalement dues à la différences de géométries de la garniture : réelle en 3-D et axisymétrique en 2-D, ainsi qu'à l'application du flux de chaleur qui n'est pas tout à fait le même dans les deux modèles. En effet, les modèles thermiques du disque et de la garniture en 2-D sont liés par des conductances thermiques de contact et la distribution du flux appliqué est celle

calculée pour la garniture (cf. § III.1.4.1), alors qu'en 3-D les modèles thermiques sont séparés, ce qui a permis d'appliquer à chacune des pièces la distribution du flux qui lui correspond réellement.

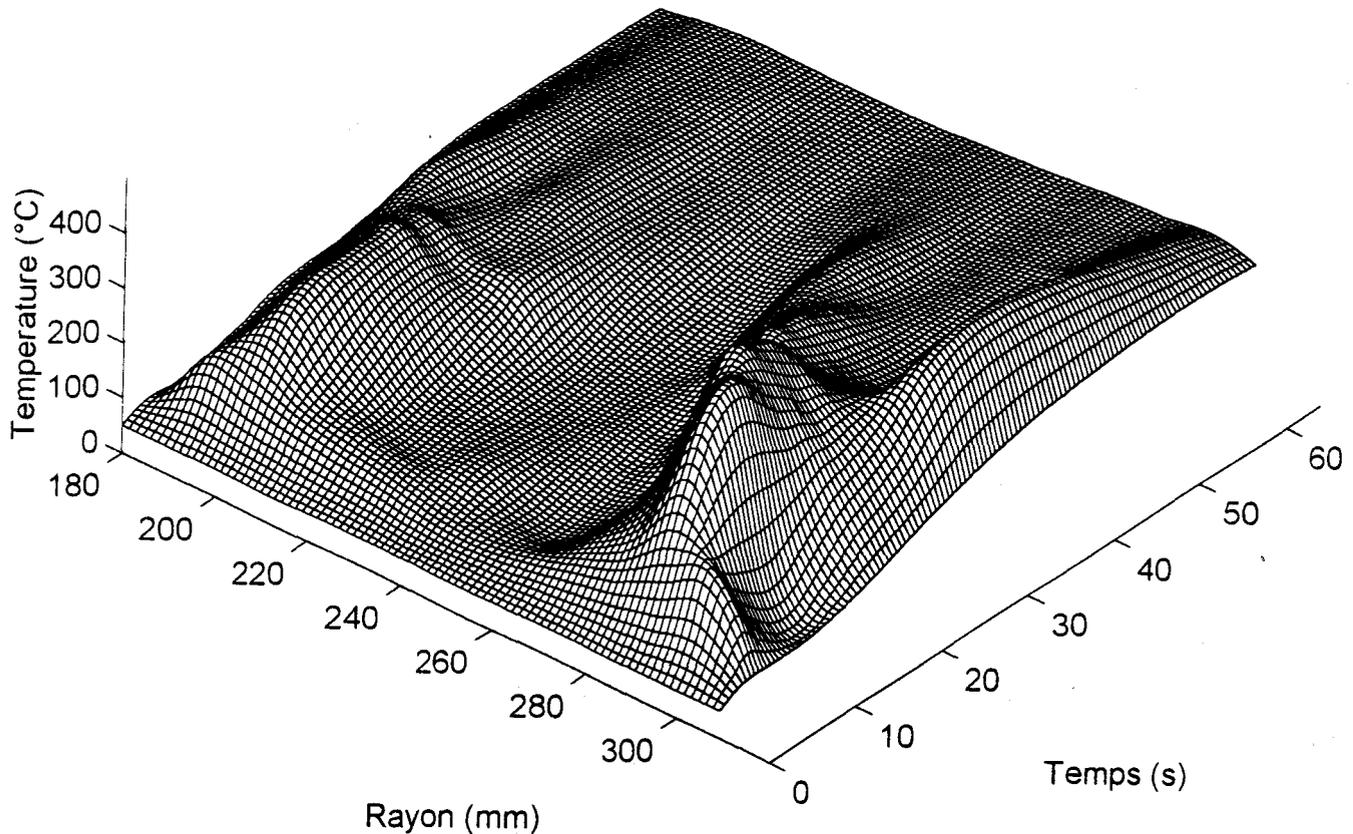


Fig. III.3.5 Evolution dans le temps et suivant le rayon de la température du disque

b) Températures des garnitures :

Les températures des garnitures sont données dans la figure III.3.6 à quatre instants caractéristiques: au début du freinage, au moment où est atteinte la température maximale, au milieu et à la fin du freinage.

La première chose que l'on observe dans ces thermogrammes c'est le rapport entre la surface totale de la garniture et la surface qui participe réellement à la dissipation de l'énergie du freinage. Plus de 30% de la surface potentielle de frottement ne monte presque pas en température pendant toute la durée de freinage. Ce n'est qu'à la fin, et par l'effet de la conduction thermique que la température commence à se diffuser doucement dans le corps de la garniture.

En raison de l'application de la pression sur la face arrière de la garniture, de part et d'autre de la queue d'aronde, la portée initiale de contact se situe vers les rayons intérieurs et extérieurs.

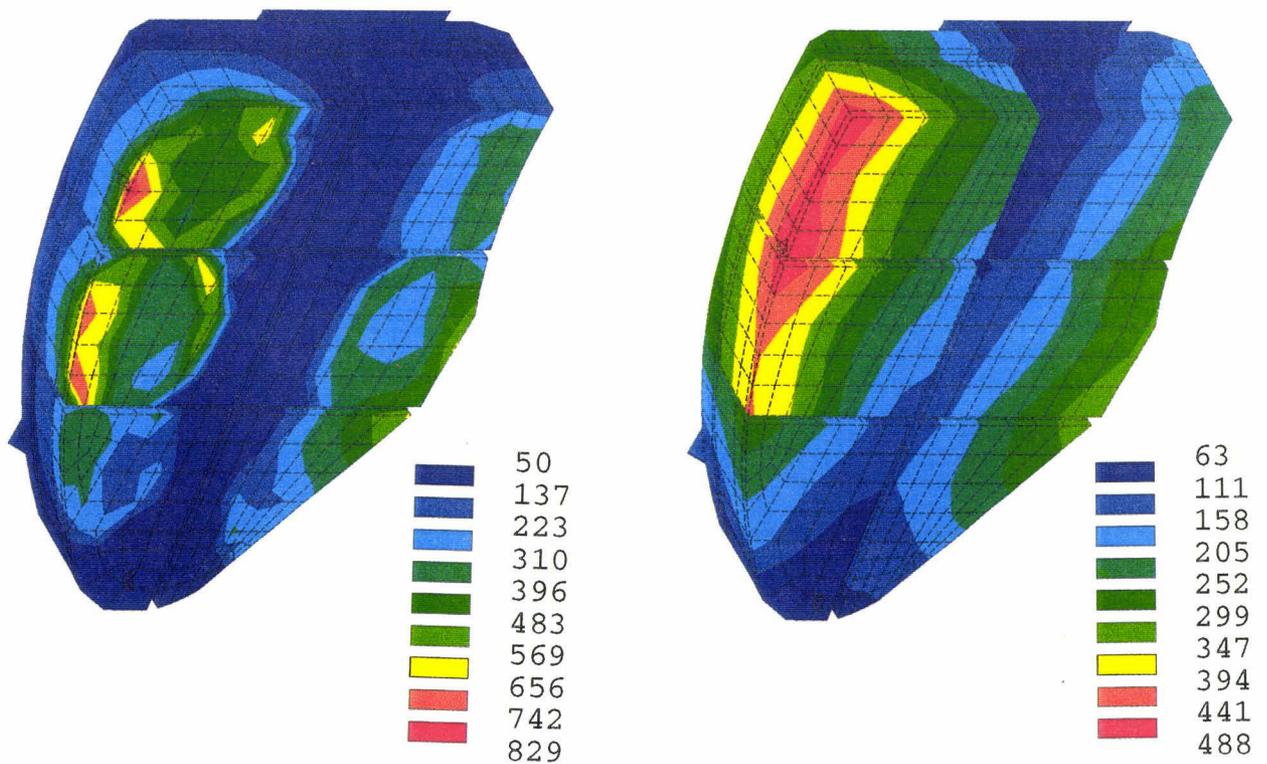
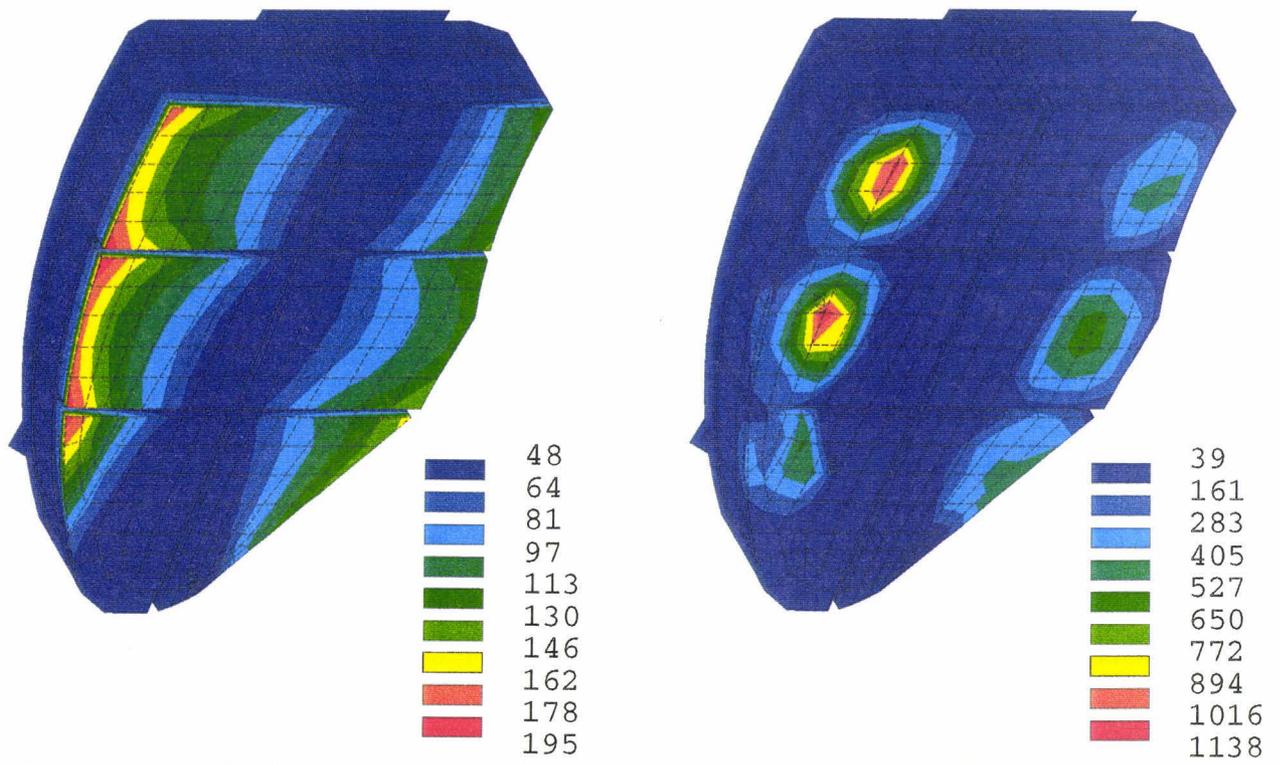


Fig. III.3.6 Distribution des températures dans la garniture (modèle 3-D)

La zone centrale de la surface frottante perd le contact avec le disque à cause de la flexion de la garniture et reste froide tout au long du freinage, par conséquent elle ne participe plus au freinage et puisque la conductibilité thermique de la garniture est faible.

L'effet des dilatations du disque et de la garniture réduit de plus en plus la zone de contact aussi bien radialement que suivant la circonférence, jusqu'à ce que la température atteigne son maximum, l'usure devient alors prépondérante, et le contact se fait sur des anneaux circulaires concentriques dont le rayon augmente progressivement.

A quelques instants de la fin du freinage, le flux est presque nul, les températures baissent et nous retrouvons la même distribution qu'au début du freinage avec une température proportionnelle au rayon sur les zones de contact.

Les gradients circonférentiels sont aussi importants que les gradients radiaux. Pour une position angulaire donnée, la garniture présente le même comportement radial qu'en 2-D. Par contre l'évolution de la température sur une circonférence donnée est identique à l'évolution radiale et nous retrouvons les mêmes phénomènes: dilatations, usure, etc.

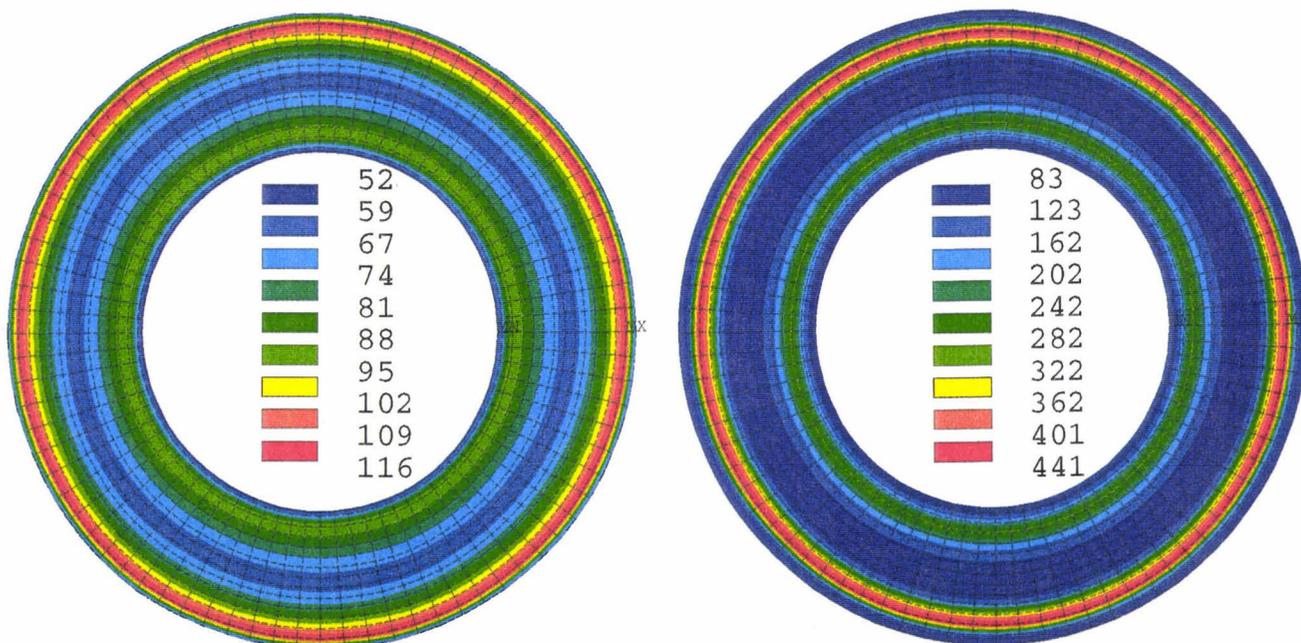
c) Températures surfaciques et en épaisseur du disque

Les figures III.3.7a et III.3.7b représentent respectivement les températures surfaciques et suivant l'épaisseur du disque. Nous retrouvons les mêmes évolutions des températures et le même comportement du disque déjà décrit lors des présentations des simulations du modèle 2-D (cf. § III.2.6). Ce résultats n'est pas étonnant dans la mesure où le disque est considéré comme axisymétrique dans les deux analyses 2-D et 3-D.

En conclusion, nous pouvons dire que la modélisation 3-D permet essentiellement d'étudier le comportement générale de la garniture, ainsi que d'évaluer les gradients thermiques circonférentiels qui ne peuvent en aucun cas être négligés, puisqu'ils sont aussi élevés que les gradients radiaux (voire figure III.3.6). Elle permet en outre de tenir compte de la géométrie réelle de la garniture aussi complexe soit-elle.

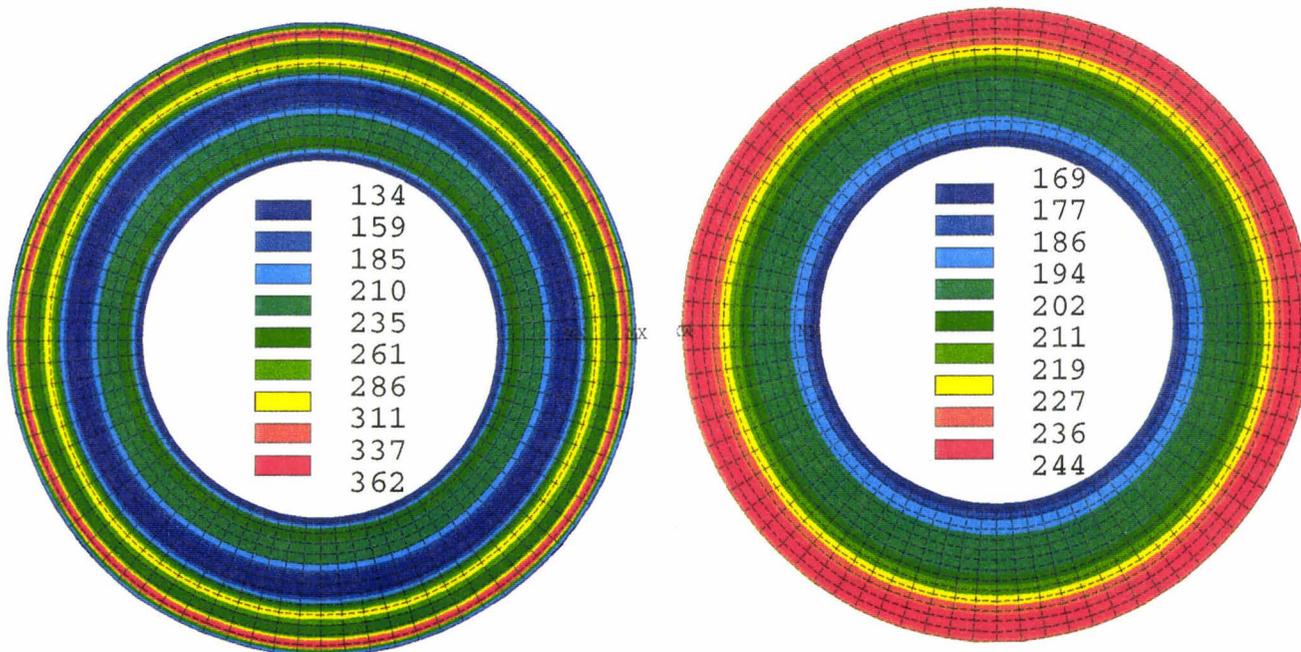
Le disque conserve son caractère axisymétrique quelle que soit la géométrie de la garniture, toutefois à partir de certaines limites critiques (température, vitesses, contraintes, etc.) le disque peut présenter des déformations circonférentielles « points chauds » (cf. § II.3.2) [21] et ainsi perdre sa

propriété d'axisymétrie. Dans ce cas la modélisation hybride atteint ses limites et s'impose alors, la prise en compte de la géométrie déformée du disque.



à t = 2 secondes

à t = 12 seconde (température maximale)



à t = 30 secondes

à t = 63 secondes (fin du freinage)

Fig. III.3.7a Représentation surfacique des températures du disque à différents instants du freinage (modèle 3-D)

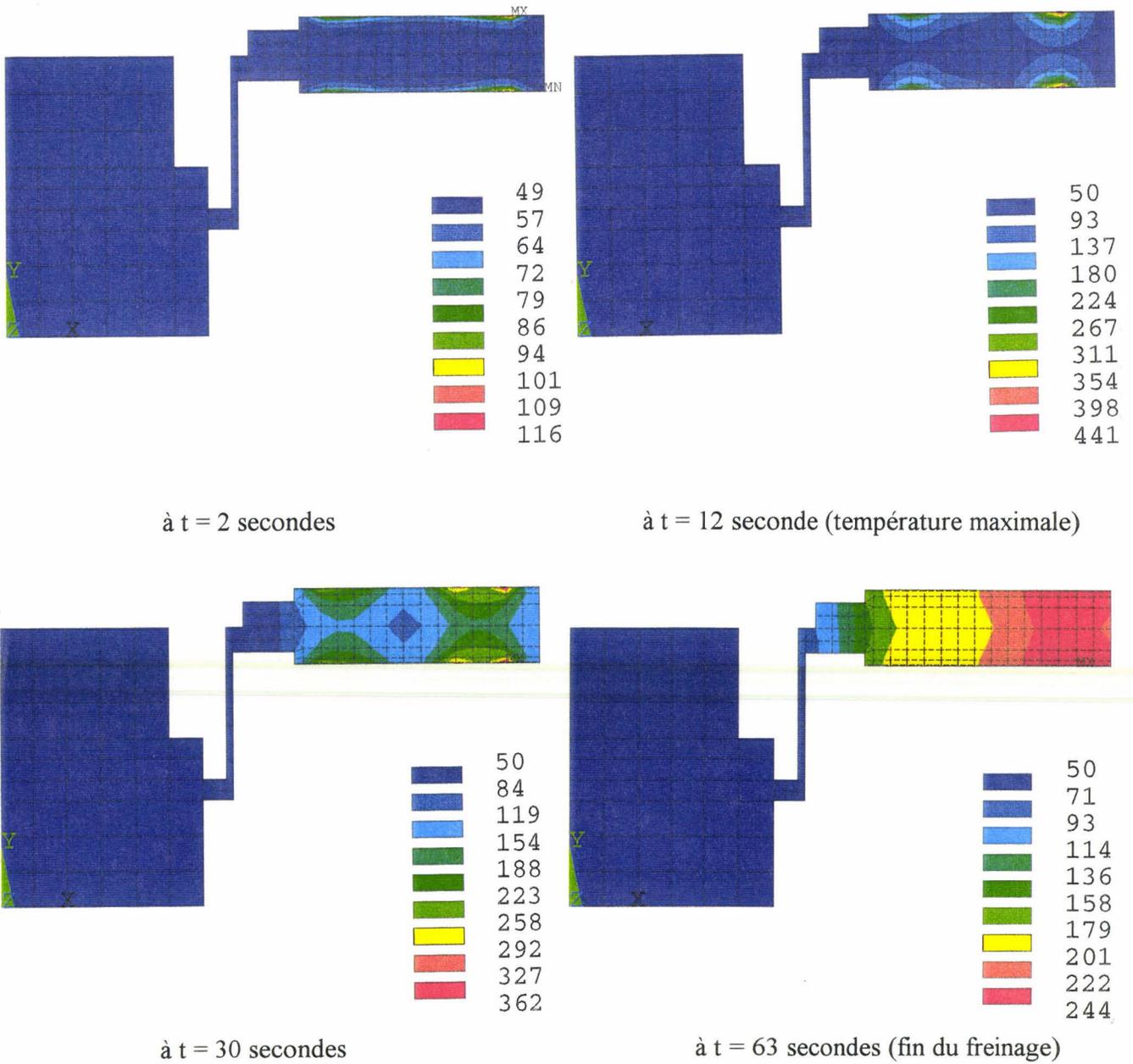


Fig. III.3.7b Températures en épaisseur du disque

ETUDE EXPERIMENTALE ET TESTS DE VALIDATION

IV.1 TECHNIQUES EXPERIMENTALES

IV.1.1 Moyens classiques de mesure des températures

La méthode classique de mesure des températures des disques de frein consiste à l'utilisation de thermocouples frottants sur la surface du disque. Parfois les thermocouples sont noyés dans le disque, ce qui nécessite une mise en oeuvre plus délicate et l'adjonction d'un collecteur tournant sur la ligne d'arbre du banc d'essai.

Descriptif:

- Ce procédé consiste à placer un thermocouple fixe en contact avec la piste de frottement du disque, la mesure est alors assurée par contact frottant (figure IV.1).

Ce procédé permet de mesurer une température moyenne correspondant à la moyenne des températures angulaires sur le rayon du disque sur lequel frotte le thermocouple: on parle alors de température moyenne sur un rayon donné. Généralement la moyenne des thermocouples donne une température dite *température moyenne de surface*. Celle-ci est réalisée à partir de 3 thermocouples répartis sur la piste de frottement.

Intérêts:

- La mesure de température obtenue est exploitable pour une analyse globale de l'échauffement du disque.
- Le procédé est simple à mettre en oeuvre.

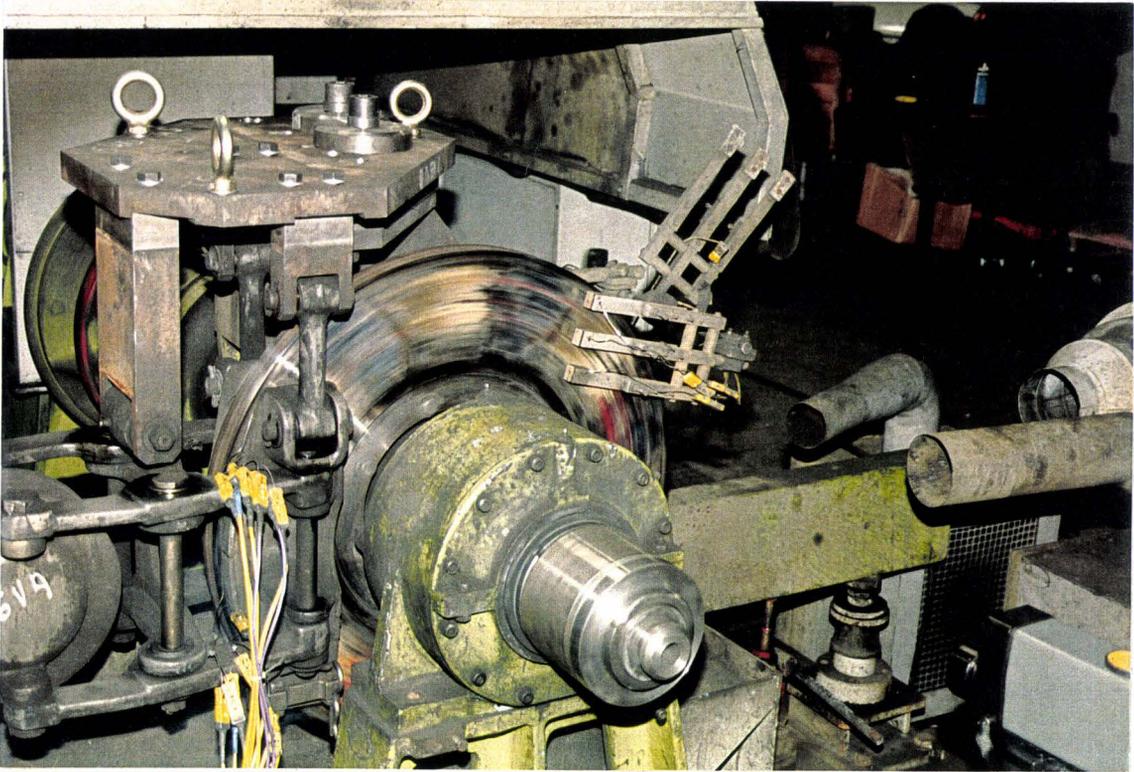


Fig. IV.1 Mesure de température par thermocouples frottants

Limites:

- Avec cette méthode, il est impossible d'obtenir une information sur les gradients thermiques effectifs.
- Les capteurs ne délivrent pas des informations locales, mais seulement moyennes.
- Le frottement du capteur sur la surface du disque génère de la chaleur qui sera ajoutée à la température réelle du disque.
- La température du thermocouple et de la surface du disque sont considérées égales, alors qu'on a vu précédemment que le système thermodynamique de deux corps frottants est ouvert et par conséquent leurs températures ne sont pas les mêmes.
- Les erreurs de mesure augmentent à haute vitesse où le maintien du contact ne peut être en permanence assuré en raison des effets dynamiques importants (défauts sur le disque).

Pour notre application, nous avons limité l'utilisation de ce moyen de mesure aux vitesses inférieures à 140 km/h et aux températures $< 250^{\circ}\text{C}$ pour lesquelles nous avons constaté une bonne corrélation avec un pyromètre infrarouge placé sur le même rayon.

IV.1.2 Thermographie infrarouge

Le principal problème de la mesure de la température de surface des disques de freins est lié à la rotation et à l'évolution temporelle très rapide de la distribution surfacique des températures. En raison du faible marché lié à ce genre d'application, peu de développements ont été réalisés dans le milieu industriel, sachant qu'à ce jour aucun fournisseur de caméra n'a de solution complètement satisfaisante.

Plusieurs axes de recherche sont toutefois en cours de développement. La plupart d'entre eux utilisent la thermographie infrarouge appliquée aux objets tournants, qui permet à partir du rayonnement infrarouge qu'émet une scène thermique, d'obtenir une image thermique correspondante. La caméra infrarouge sert d'instrument de mesure de la thermographie infrarouge. Ce procédé sera détaillé dans ce paragraphe avec ces différentes déclinaisons.

Le principe de cette technique est une forte sensibilité à l'émissivité du corps mesuré, ce qui constitue aussi sa principale limite. Malgré cet handicap, aucune autre solution ne présente de possibilités équivalentes.

L'innovation récente de cette technique réside dans la possibilité de mesurer les températures d'objets tournants, grâce à l'utilisation de la caméra en mode ligne avec reconstitution de l'image par l'acquisition simultanée de la vitesse de rotation [4].

Il existe pour la mesure de la température d'objets tournants, un autre procédé dit « dérotateur » qui met en oeuvre un dispositif optique tournant devant l'objectif de la caméra. Ce dispositif rétablit une scène thermique stationnaire pour la caméra fonctionnant en balayage ligne-trame classique. Cette technique très onéreuse présente des limites liées à l'inertie du montage, à la vitesse maximale du dispositif tournant et à la nécessité d'en asservir la vitesse de rotation à celle du disque du frein, elle même variable dans le temps. Ce système est de plus limité aux bancs d'essai qui permettent une vue complète de la piste, souvent cachée par le palier frontal du banc d'essai, en plus de la portion cachée par les garnitures.

La technique de la thermographie infrarouge:

La thermographie infrarouge résulte de la mesure de la température par le rayonnement émis par la scène thermique. Les rayonnements électromagnétiques utiles aux mesures de températures

vont du spectre visible aux micro-ondes. Il existe trois techniques de thermométrie par mesure de rayonnement qui s'appliquent à des domaines de températures qui se recouvrent: la pyrométrie optique, la radiothermométrie infrarouge et la radiothermométrie micro-ondes. Cependant la pyrométrie optique se limite à un minimum de 600°C et la radiothermométrie micro-ondes n'est pas utilisée au delà de 200°C [48].

Le rayonnement:

Le rayonnement résulte de l'émission de l'énergie sous forme électromagnétique à la surface du solide excité thermiquement.

Considérons deux éléments matériels S et R placés dans un milieu M, le mécanisme de transfert d'énergie par rayonnement fait intervenir quatre phénomènes :

- 1- L'émission thermique : la substance matérielle S transforme une partie de son énergie calorifique en émettant un rayonnement électromagnétique de façon continue.
- 2- La transmission : le milieu M transmet tout ou une partie du rayonnement électromagnétique émis par S.
- 3- La réflexion : dès sa surface, R renvoie vers le milieu M une fraction du rayonnement électromagnétique qui vient de S et qui l'atteint.
- 4- L'absorption thermique : l'élément matériel R transforme en énergie calorifique une partie du rayonnement électromagnétique provenant de S.

Toutefois, parmi les quatre phénomènes envisagés ci-dessus, certains peuvent ne pas se produire, c'est ainsi que :

- Un matériau opaque émet, réfléchit et absorbe mais ne transmet pas.
- Un corps noir émet et absorbe mais ne réfléchit pas et ne transmet pas.
- Un gaz ou une flamme ne réfléchit pratiquement pas mais émet, absorbe et transmet.

Par ailleurs, toute substance est absorbante pour un rayonnement identique à celui qu'elle émet. Le rayonnement émis par un corps compact prend naissance dans une couche superficielle très mince : on admet que c'est la surface qui émet. Dans ce cas, l'absorption, est elle aussi, un phénomène superficiel.

Enfin, l'émission et l'absorption sont des phénomènes produits à l'échelle atomique; les particules constitutives du matériau passent d'un niveau d'énergie à un autre par absorption ou émission de photons.

Le spectre du rayonnement électromagnétique est représenté sur la figure IV.2. La bande spectrale couverte par la thermographie infrarouge est située entre deux longueurs d'ondes : 2 et 15 μm , bien que celle-ci pourrait être étendue. Le rayonnement dit « thermique » s'étend de 0.1 à 80 μm environ [32]. Le rayonnement électromagnétique est une onde qui se propage dans une direction donnée, il est caractérisé par sa longueur d'onde (en micromètre : μm) et par la puissance qu'il véhicule (en Watt : W).

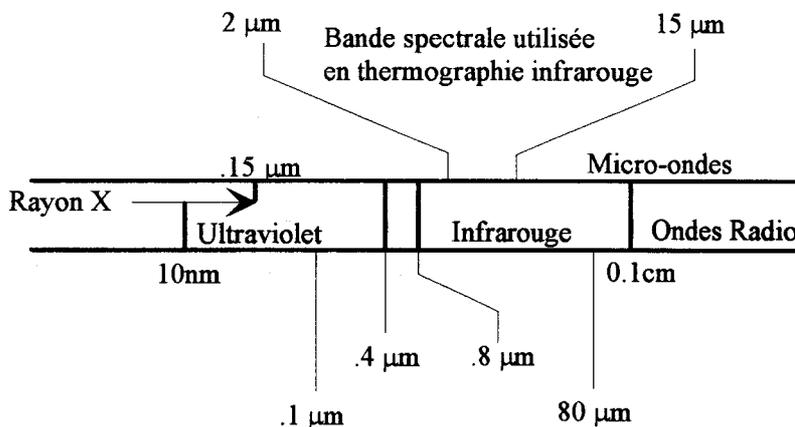


Fig. IV.2 Spectre électromagnétique

La thermographie infrarouge mesure la réception de l'énergie émise par la scène thermique et donne une carte de luminance puis délivre un thermogramme.

La luminance:

Soit un matériau S, qui envoie dans tout l'espace et dans tout le spectre de longueur d'onde, une énergie sous forme de rayonnement électromagnétique (voir figure IV.3). Cette énergie, dite énergie rayonnante, provient du matériau mais peut être émise, réfléchie ou transmise par celui-ci.

L'énergie E en provenance de S est ramenée à l'unité de temps : on obtient donc la puissance rayonnante Φ , également nommée flux énergétique partant de S.

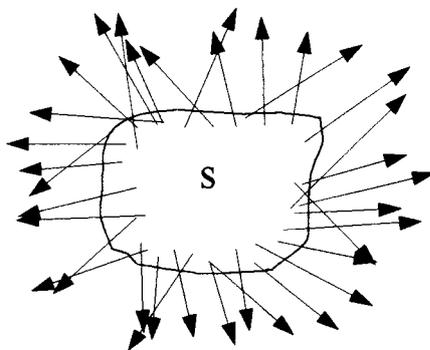


Fig. IV.3 Rayonnement d'un corps

L'instrument de mesure du rayonnement ne prélève qu'une faible partie de ce flux total, en général il sélectionne un élément de surface dS , un élément d'angle solide $d\Omega$ dans une direction (Or) d'observation (faisant un angle Θ avec la normale (On) à l'élément dS) et un élément de bande spectrale $d\lambda$ autour d'une longueur d'onde λ (voir figure IV.4). Nous passons donc d'un flux total Φ à un élément de flux $d\Phi$, sachant qu'on pourra ensuite sommer sur des dS , des $d\Omega$ et des $d\lambda$.

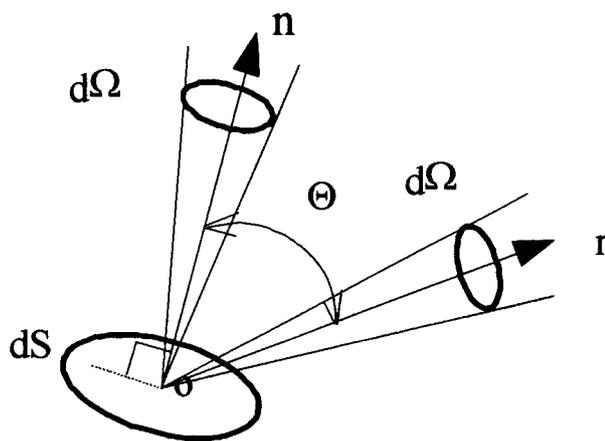


Fig. IV.4 Mesure du rayonnement

La luminance énergétique est un élément de flux en provenance d'un élément de surface, dans une direction donnée, sous un angle solide, dans un élément de bande spectrale. Elle est par définition égale à :

$$L_{\lambda} = \frac{d\Phi}{dS \cdot \cos\Theta \cdot d\Omega \cdot d\lambda}$$

L'émetteur parfait : le corps noir

L'émetteur récepteur parfait que considère la physique est le corps noir. Par définition c'est un objet idéal qui absorbe l'intégralité des rayonnements incidents, quelles que soient leur longueur d'onde et leur direction, et qui émet un rayonnement répondant à la théorie développée par Max Planck en 1900 [48]. Cette théorie de l'émission du corps noir est basée sur des calculs de thermodynamique statistique, qui conduisent à une luminance énergétique spectrale donnée par la loi de Planck :

$$L_{\lambda}^0 = \frac{c_1 \lambda^{-5} 10^{-6}}{\pi \exp(c_2 / \lambda T - 1)}$$

avec :

$c_1 = 3.741832 \cdot 10^{-6} \text{ W m}^2$: 1^{ère} constante de rayonnement

$c_2 = 1.438786 \cdot 10^{-2} \text{ K m}$: 2^{ème} constante de rayonnement

λ : longueur d'onde en m

T : température en K

La température T déduite d'une mesure de la luminance L par un radiomètre est appelée température de luminance ou température corps noir, puisqu'en général, elle n'est pas égale à la température vraie de l'objet, sauf s'il est corps noir.

La correspondance luminance-température est donnée par les courbes d'étalonnage du radiomètre théorique qui mesure la luminance de la source corps noir dans une bande spectrale étroite.

En intégrant la luminance énergétique spectrale L_{λ}^0 sur tout le spectre électromagnétique, on obtient la luminance énergétique totale:

$$L^0 = \int_0^{\infty} L_{\lambda}^0 d\lambda = \frac{\sigma}{\pi} T^4$$

avec $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$, constante de Boltzmann

La caméra infrarouge est utilisée comme radiomètre et chaque filtre sélectionne la bande spectrale exploitée. On utilise alors la correspondance luminance-température de ce filtre (étalonnage en laboratoire), dont un exemple est donné sur la figure IV.5. La caméra que nous avons utilisé est une caméra AGA THERMOVISION 728 SW équipée d'un objectif de 20° x 20°, qui fonctionne dans une bande spectrale de 3 à 5.5 μm .

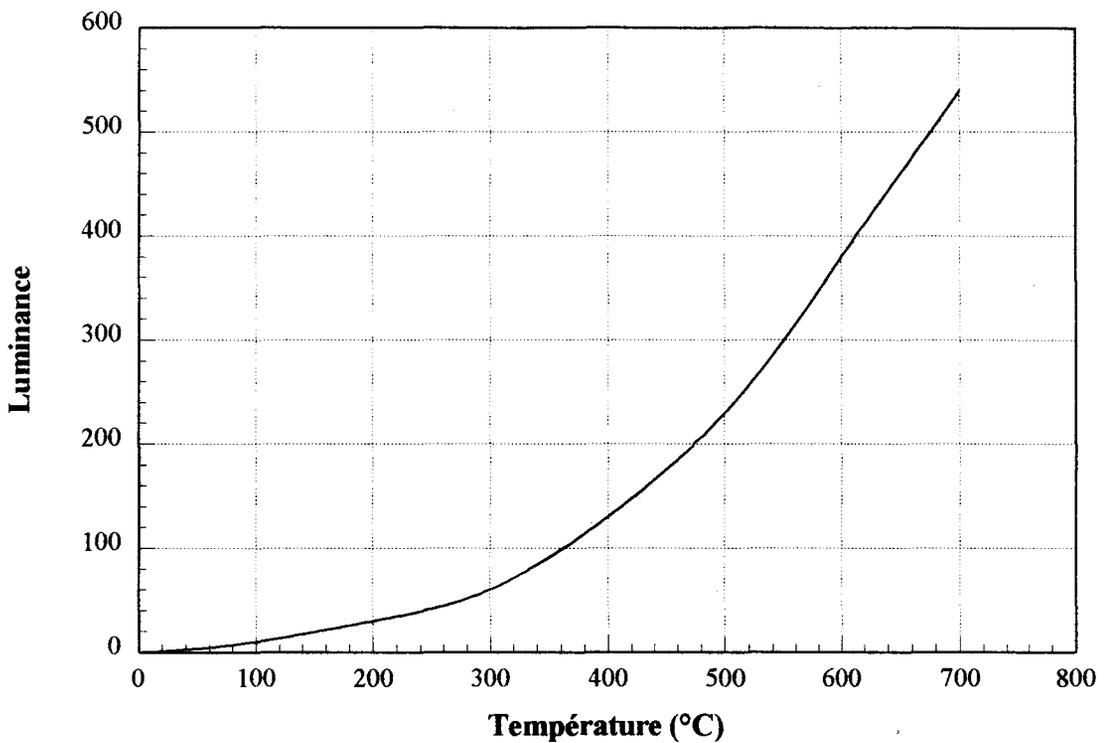


Fig. IV.5 Exemple de courbe d'étalonnage de la caméra sur la bande spectrale du filtre sélectionné

La correspondance luminance-température n'étant pas linéaire, l'échelle en température relative à une image thermique ne le sera pas non plus. La palette de couleurs utilisée présente 16 niveaux de couleurs avec une progression en température non linéaires. On peut noter que de par l'allure de la courbe de luminance, les plages de températures seront plus grandes pour des faibles valeurs. De plus les mesures aux basses températures seront moins précises étant donnée la luminance faible et la sensibilité réduite des appareils. Il faut donc prendre soin d'utiliser la plage de températures adéquate aux mesures à effectuer. Celle-ci est sélectionnable à partir des diagrammes et des filtres utilisés.

Il est important de noter que l'incertitude de mesure inhérente au matériel est très faible, surtout en comparaison des erreurs potentielles issues des écarts d'émissivité.

L'émissivité:

Les objets réels se distinguent du corps noir idéal de la physique par le fait qu'il émettent un flux toujours inférieur, quelle que soit la température et la longueur d'onde. L'émissivité de l'objet réel permet de comparer l'émission de cet objet par rapport à celui du corps noir, dans les mêmes conditions et à la même température. C'est une grandeur adimensionnelle dont la valeur est comprise entre 0 et 1, et est définie par :

$$\epsilon(\lambda, \Delta, T) = \frac{L_{\lambda}(\Delta, T)}{L_{\lambda}^0(T)}$$

où : L_{λ} est la luminance énergétique spectrale du flux émis, dans la direction Δ , par l'objet réel considéré, à la température T.

L'émissivité varie en fonction de différents facteurs:

- Le matériau et son état de surface.
- La longueur d'onde (sauf pour les corps gris).
- La direction d'émission.
- La température du matériau.

Application de la thermographie infrarouge aux objets tournants

Description:

La difficulté de l'application aux objets tournants réside dans l'aptitude à la mesure en dynamique. L'exploitation séquentielle classique de la scène thermique par les caméras de thermographie s'effectue rectangulairement suivant des directions croisées, lignes et trames (figure IV.6) [4].

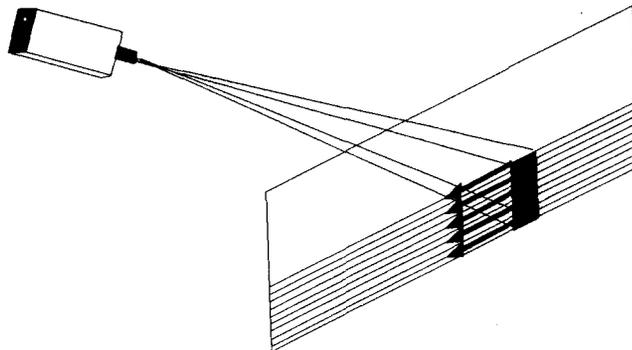


Fig. IV.6 Analyse spatiale d'une caméra

Lorsque le disque ne tourne pas, l'image obtenue représente bien la scène thermique, mais ce cas purement statique a peu d'intérêts, sauf juste après la fin du freinage. Lorsque le disque tourne, l'image thermique se déforme d'autant plus que la vitesse de rotation est élevée et que la fréquence trame de la caméra est faible. Ainsi la fréquence d'analyse « trame » d'une caméra classique étant de 25 Hz, on peut estimer que la vitesse de rotation limite d'utilisation en mode trame est de 500 tr/mn (soit une vitesse du train de l'ordre de 80 km/h). Ceci correspond déjà à une rotation d'un quart de tour pendant la formation de l'image.

La technique d'adaptation aux objets tournants réside dans l'utilisation de la caméra non pas en mode trame mais en mode ligne (ou linéaire). L'acquisition se fait le long d'un seul rayon du disque avec la reconstitution sous la forme de disque par une transformation en coordonnées polaires (figure IV.7). L'ordinateur acquiert simultanément aux profils thermiques (images thermiques suivant un seul rayon), des tops-tours en provenance de la machine d'essai. On connaît ainsi le nombre de profils par tour, variable avec la vitesse de rotation du disque.

Exemple: pour une caméra infrarouge utilisée à une fréquence de 2500 Hz et pour une rotation du disque de 2000 tr/mn correspondante à une vitesse de train de 346 km/h, on dispose de 75 profils thermiques présentés sous forme de disque avec interpolation des valeurs mesurées.

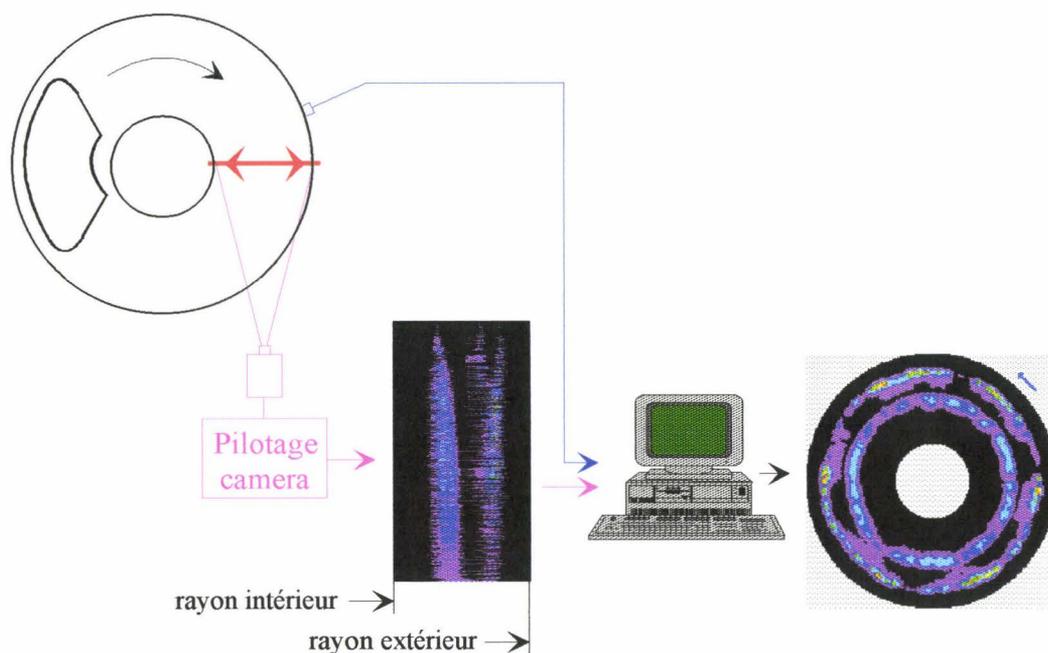


Fig. IV.7 Procédé de cartographie thermique du disque à l'aide d'une caméra-ligne

IV.1.3 Thermocouples noyés dans la garniture près de la surface de frottement

Descriptif:

Les mesures de températures dans la garniture sont aussi importantes que celles du disque, d'autant plus que l'objectif de cette étude expérimentale est la validation du calcul numérique présenté dans le chapitre précédent qui concerne la prédiction des températures du disque et de la garniture. Ces mesures permettent d'apprécier la température près de la surface de contact. Des thermocouples ont été placés à 2.5 mm de la surface de frottement. La mise en oeuvre est très délicate en raison du perçage des garnitures, du positionnement des thermocouples et de leur fixation. Nous avons opté pour leur collage pour plus de sécurité, bien que leur mise en position dans le trou de perçage soit suffisante pour leur maintien.

Intérêts:

La mise en place des capteurs thermiques répartis sur les deux demi-garnitures d'une face du disque permet d'apprécier les zones de contact de la garniture, dont la température s'élève de façon beaucoup plus nette que sur les zones non frottantes. Le nombre de thermocouples doit être suffisant pour reproduire l'état thermique de toute la surface.

L'information de la température près de la surface de la garniture, cumulée avec celle de la surface du disque, est particulièrement intéressante, puisqu'elle permettra de remonter à la température de surface de la garniture et d'apprécier la conductance thermique de contact.

Limites:

La distance du thermocouple à la surface de frottement est soumise aux aléas du montage même si celui-ci a été particulièrement soigné. Elle est surtout variable au cours du temps à cause de l'usure de la garniture. Des mesures effectuées avant et après de longues séries d'essai ont mis en évidence une usure pouvant atteindre 2 mm et pas forcément uniforme sur la surface.

Cependant comme l'usure est intégrée dans les modèles numériques, son influence sur la température est en partie prise en compte.

IV.1.4 Description du banc d'essai utilisé

Tous les essais que nous avons réalisés ont principalement eu lieu sur le banc d'essai échelle 1 de la société FLERTEX. Ce banc d'essai est destiné à la simulation de freinage de véhicules ferroviaires ainsi que de véhicules routiers poids lourds à échelle 1. Il s'agit d'une machine tournante qui entraîne des volants d'inertie. Ces derniers stockent de l'énergie cinétique qui sera transformée en chaleur par freinage à l'aide de matériaux à tester (figure IV.6).

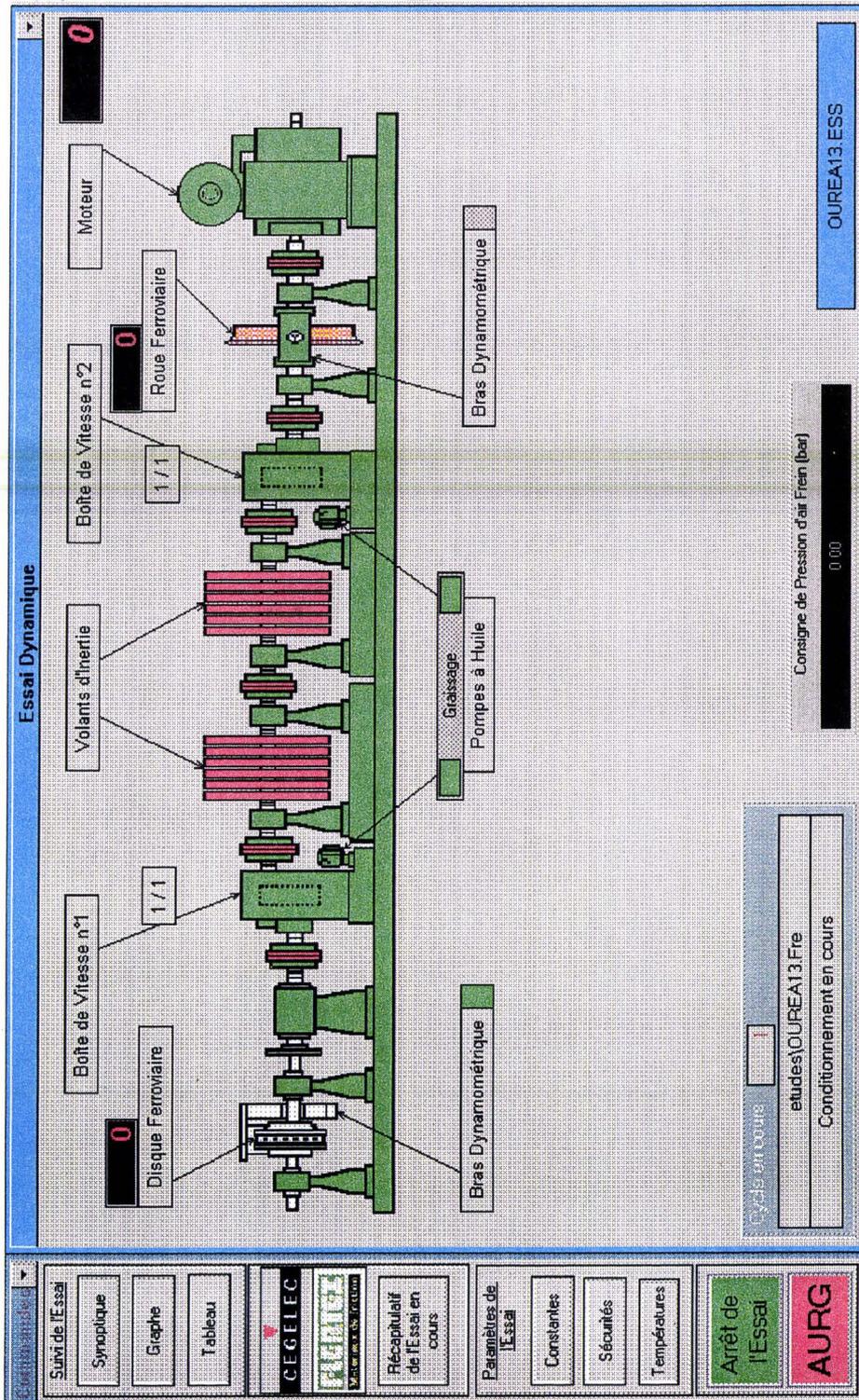


Fig. IV.6 Banc d'essai échelle 1 (Flertex)

L'énergie de simulation maximum est de 44 MégaJoules soit l'équivalent de l'énergie dissipée sur un disque dont la charge est de 10200 kg lancée à 335 km/h.

Caractéristiques mécaniques et électriques principales:

- Moteur variateur à courant continu de 350 kW - 2000 T/mn
- 12 volants d'inertie de 1000 kgm² au total additionnable un à un
- 2 boîtes de vitesse rapport 1 et 2 permettant fictivement de porter l'inertie mécanique à 4000 kgm²
- Freinage pneumatique (8.5 bars) ou hydraulique (200 bars)
- Un dispositif de mouillage pour simulation d'essai sous humidité.

Pilotage:

Le pilotage est assuré par un ordinateur autorisant un fonctionnement en mode manuel, semi-automatique ou automatique. La machine réalise des programmes d'essais, homologués ou non, constitués par un enchaînement de freinages à paramètre variable (vitesse, effort de freinage, températures, intervalles).

Mesures et asservissements:

Différents capteurs permettent la mesure et la régulation des vitesses, des efforts de freinage, des couples de freinage, des températures. Ces capteurs gérés par l'ordinateur délivrent en temps réel des informations exploitées par PC et graphiquées sur table traçante.

IV.2 COMPARAISON AVEC LES RESULTATS NUMERIQUES

Les comparaisons expérimentales sont effectuées sur trois freinages successifs (tableau 8). La géométrie initiale de la garniture est supposée sans usure, avec des surfaces de friction parfaitement planes pour le premier freinage. La géométrie résultant de la fin de chaque freinage et comprenant des zones plus ou moins usées sera dès lors prise comme géométrie initiale pour les freinages suivants.

N° freinage (référence)	Vitesse initiale (km/h)	Décélération ($m.s^{-2}$)	Durée (s)	Energie en MJ (4000 kg/disque)	Température ambiante ($^{\circ}C$)
1- F 120	120	0.95	35	2.22	20
2- F 160	160	0.966	46	3.95	20
3- F 220	220	0.97	63	7.47	20

Tableau 8 Caractéristiques des freinages successifs

Les mesures de températures sur le disque sont réalisées à l'aide d'une caméra infrarouge qui balaye en mode ligne le disque le long d'un rayon, sur une position angulaire fixe. Grâce à la mesure simultanée de la vitesse de rotation du disque, l'image de la face de frottement peut être reconstituée pour chaque révolution. Les comparaisons avec les températures expérimentales des garnitures sont plus délicates dans la mesure où seulement 12 valeurs ponctuelles sont mesurées à 3 mm de la surface de contact. Les thermocouples sont placés dans chaque plot trapézoïdal de la garniture et répartis de façon à balayer le maximum de rayon possible (voir figure IV.7).

La succession des freinages nous permettra de comparer aussi bien l'évolution des températures que la dynamique de contact symbolisée par le déplacement des cercles de feu au cours d'un même freinage et d'un freinage à l'autre.

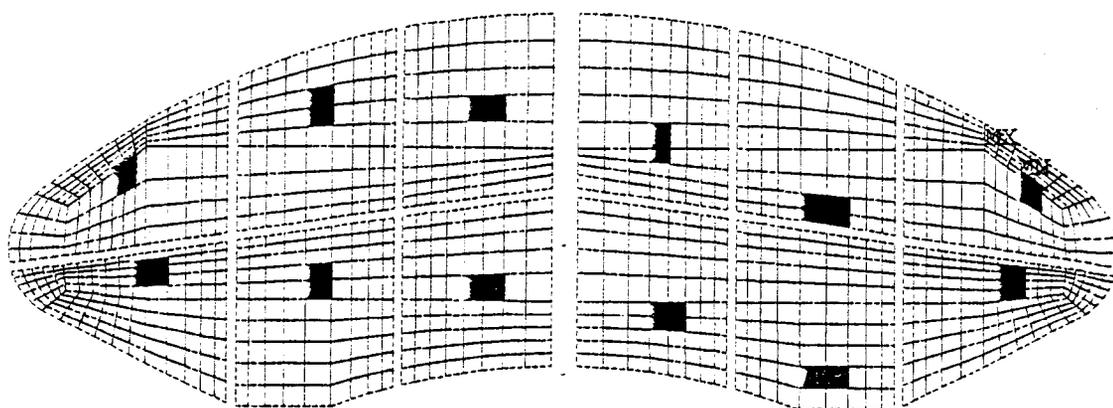


Fig. IV.7 Positions des thermocouples dans la garnitures

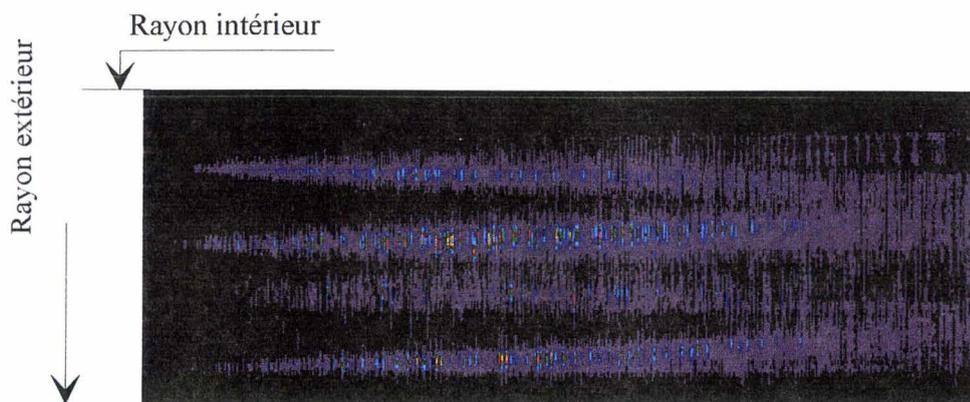
a) Températures du disque:

Comme nous l'avons constaté précédemment (cf. § III.3.5), les évolutions des températures du disque sont pratiquement équivalentes dans les deux modèles 2-D et 3-D, c'est pourquoi nous avons effectué toutes les comparaisons avec les résultats issus du modèle 2-D.

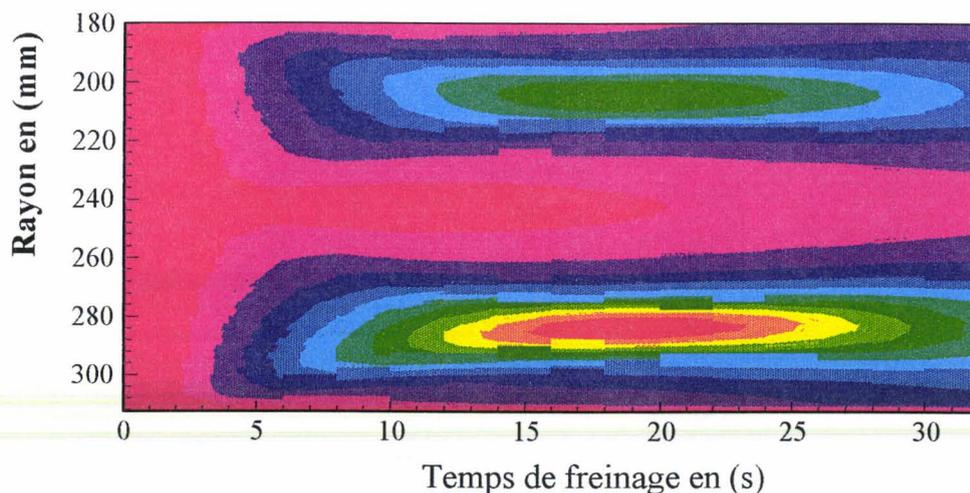
Dans les figures IV.8a, IV.8b et IV.8c sont comparés les suivis des températures expérimentales et numériques, à titre d'abord qualitatif afin de comparer les variations de portées, figurent ensuite les comparaisons des distributions des températures à l'instant où le maximum est atteint. Le disque étant considéré axisymétrique, les effets angulaires sont négligés, et la comparaison sera alors effectuée avec les moyennes angulaires sur chaque rayon des thermographies expérimentales.

On observe sur ces figures que les déplacements des portées (ou cercles de feu) sont à peu près équivalents entre l'approche numérique et l'approche expérimentale. La variation de la surface de contact est alors assez bien reproduite. Les températures maximales présentent des écarts faibles et un peu sous-évaluées dans les résultats numériques.

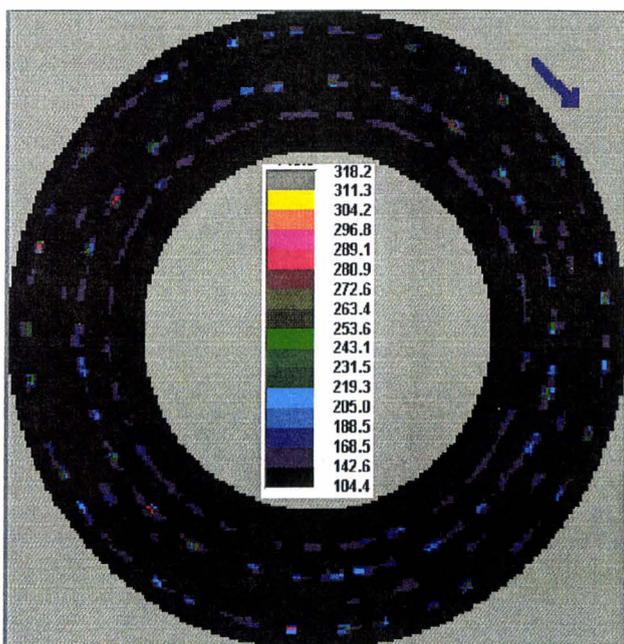
Le premier freinage peu sévère entraîne de petites variations des surfaces de contact, en partie à cause d'une usure peu conséquente. Etant donné que le flux est faible à la fin du freinage les variations des surfaces de contact sont à peine visibles sur l'évolution des températures. Cependant, cette usure, même limitée, influence la distribution de pression initiale du freinage suivant. Expérimentalement on retrouve le même phénomène avec des zones complémentaires de contact plus diffuses issues visiblement de la géométrie initiale qui imparfaitement plane et non introduite dans les simulations numériques. Le calcul de contact indique une variation des surfaces de réaction vers la fin du freinage à cause de l'usure de la garniture. Ce phénomène n'est pas visible sur les résultats thermiques parce que le flux est très faible en fin de freinage. Et cette usure se répercute directement sur le freinage suivant, pour lequel numériquement et expérimentalement les zones initiales de contact sont observées là où l'échauffement était limité à la fin du freinage précédent. Les surfaces de contact évoluent rapidement par l'effet des dilatations thermiques puis de l'usure, pour tendre ensuite vers deux cercles chauds centrés de part et d'autre de la rainure centrale de la garniture. Ce comportement est vérifié expérimentalement, même si les variations de portée ne sont pas parfaitement similaires.



Suivi expérimental F120 km / h

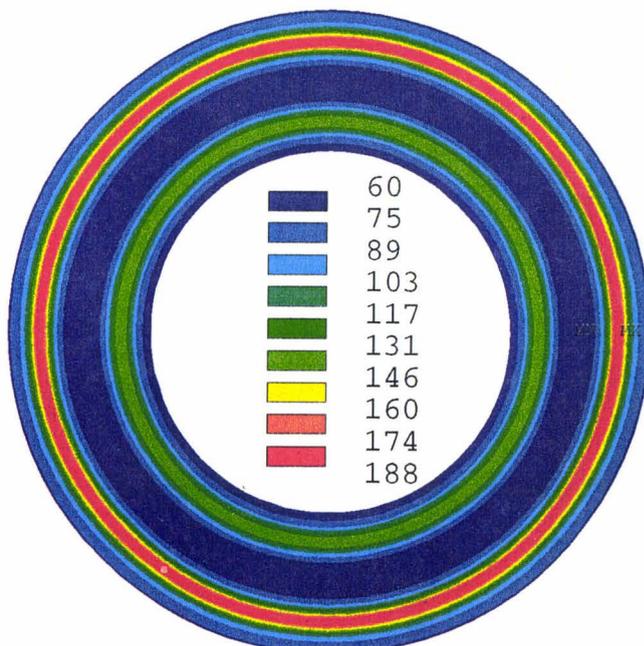


Suivi numérique F120 km / h



F 120 distribution expérimentale à t = 20 s

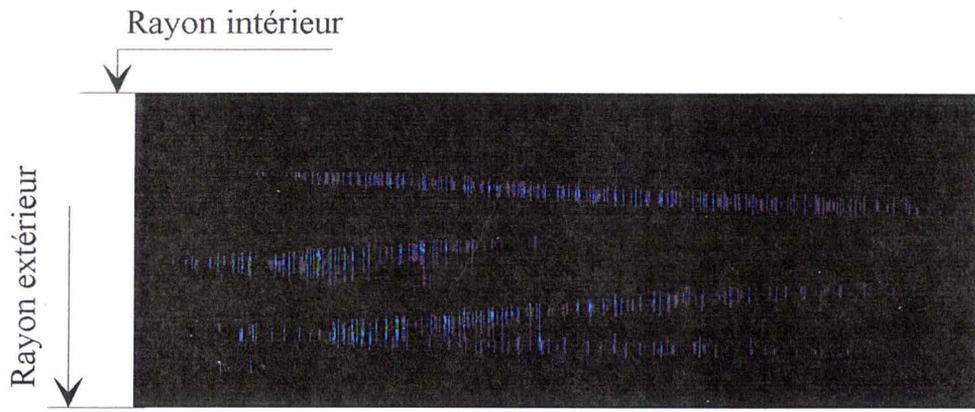
$\theta_{\text{maxi}} = 197 \text{ } ^\circ\text{C}$ moyennée sur R = 262 mm



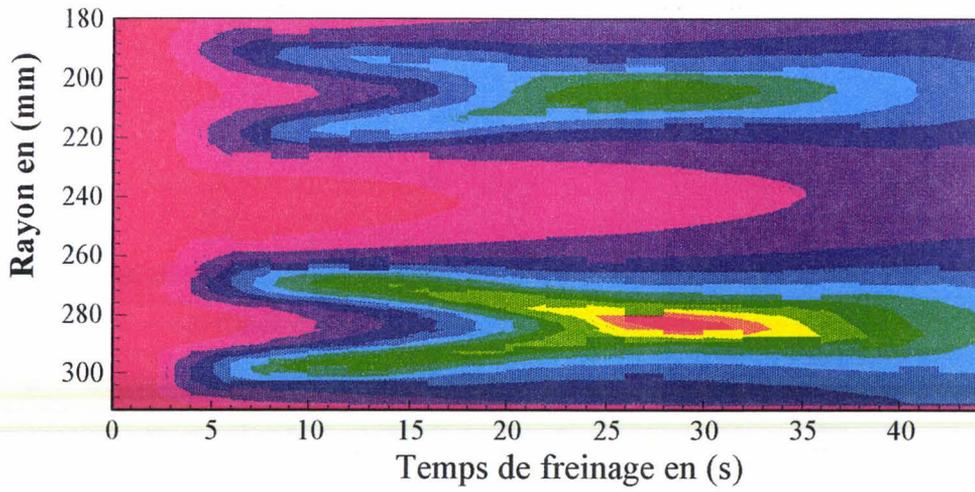
F 120 distribution numérique à t = 18 s

$\theta_{\text{maxi}} = 188 \text{ } ^\circ\text{C}$

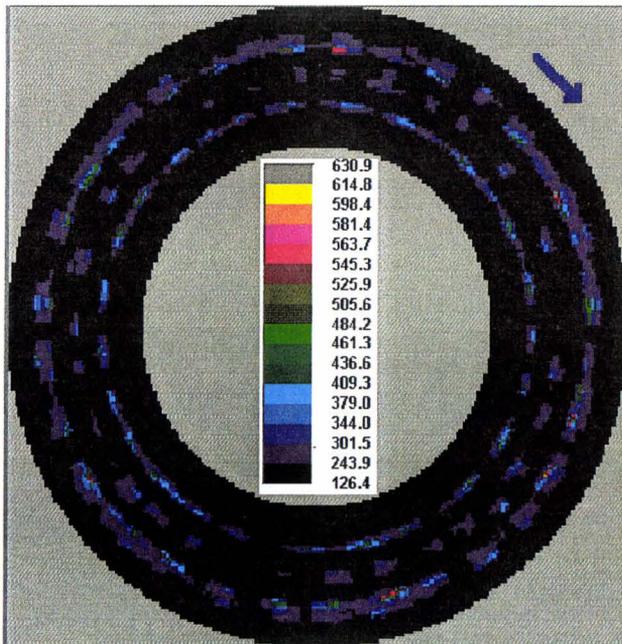
Fig. IV.8a Comparaison expérimentale pour le freinage à 120 km/h



Suivi expérimental F 160 km/h

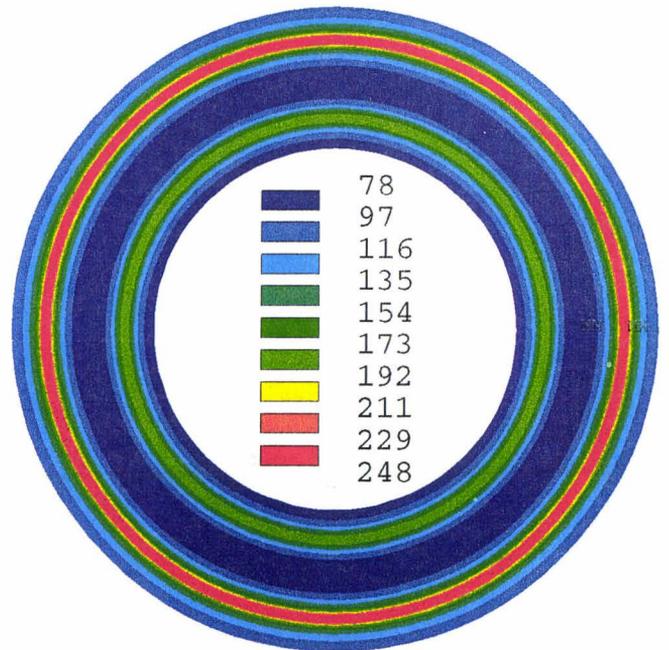


Suivi numérique F 160 km/h



F 160 distribution expérimentale à t = 18 s

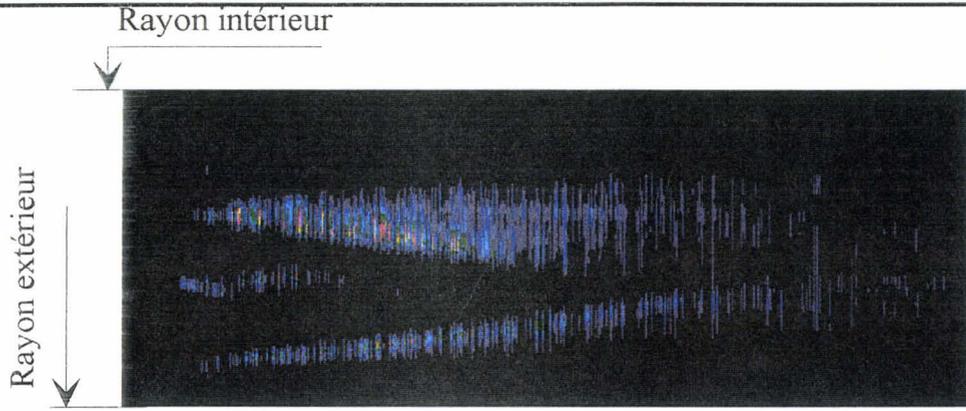
$\theta_{\text{maxi}} = 283 \text{ }^\circ\text{C}$ moyennée sur R = 282 mm



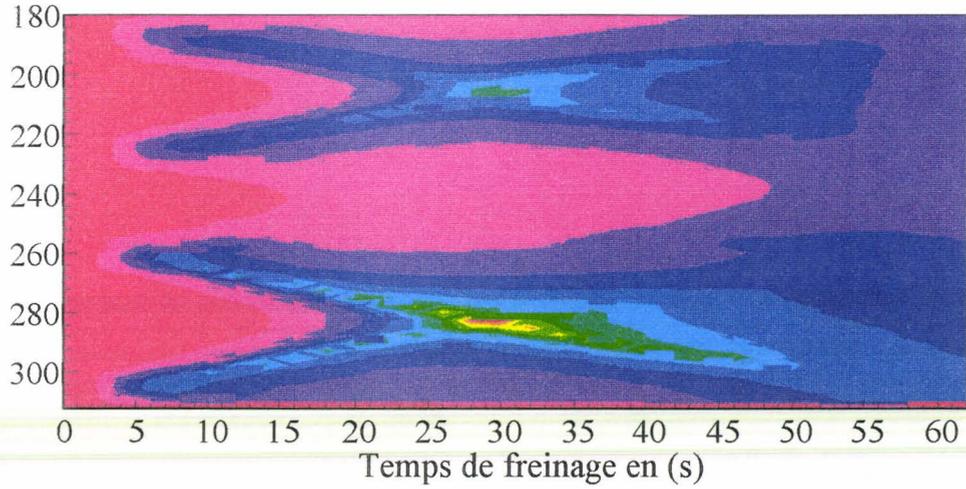
F 160 distribution numérique à t = 22 s

$\theta_{\text{maxi}} = 248 \text{ }^\circ\text{C}$

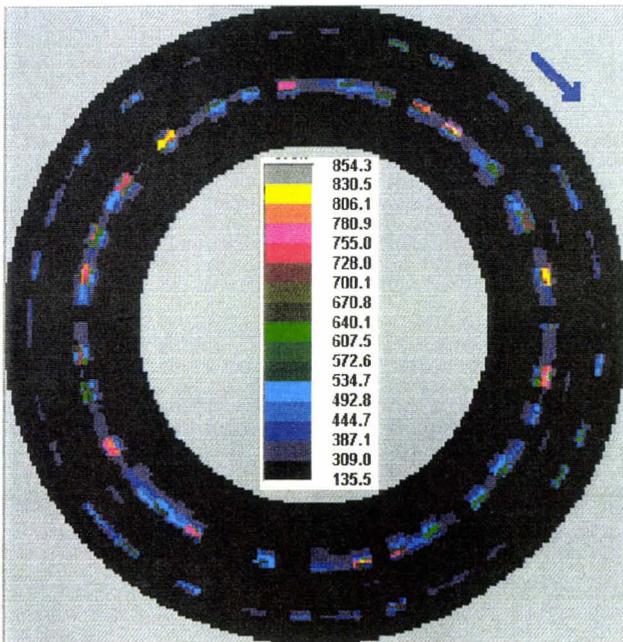
Fig. IV.8b Comparaison expérimentale pour le freinage à 160 km/h



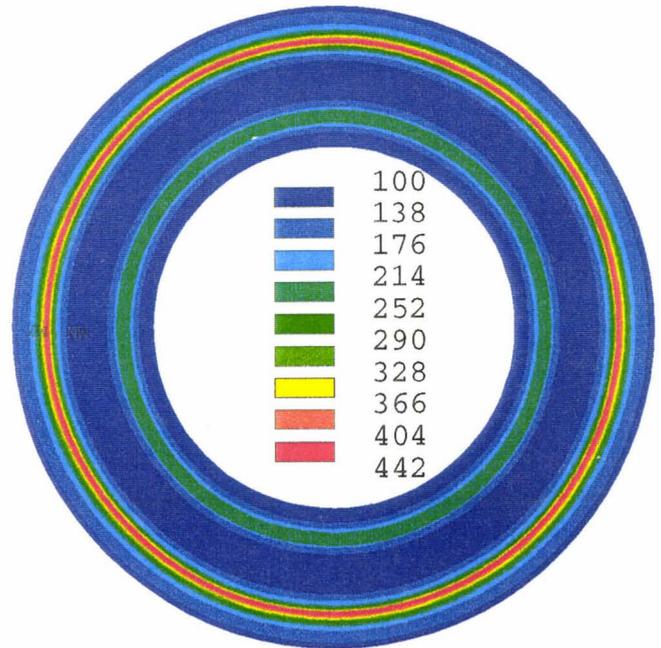
Suivi expérimental F220 km / h



Suivi numérique F 220 km / h



F 220 Distribution expérimentale à $t = 21.8$ s
 $\theta_{\text{maxi}} = 485$ °C moyennée sur $R = 234$ mm



F 220 distribution numérique à $t = 24$ s
 $\theta_{\text{maxi}} = 442$ °C

Fig. IV.8c Comparaison expérimentale pour le freinage à 220 km/h

La figure IV.9 présente une comparaison expérimentale de l'évolution des températures maximales pour les trois freinages décrits ci-dessus. Les écarts sont d'autant plus importants que le freinage est sévère. Ces écarts peuvent être dus à :

- Des connaissances insuffisantes des caractéristiques des matériaux ainsi que de leurs évolutions en fonction de la température.
- La maîtrise incomplète des paramètres d'usure de la garniture.
- Des déformations des surfaces initiales du disque et des garnitures non introduites dans le calcul numérique.

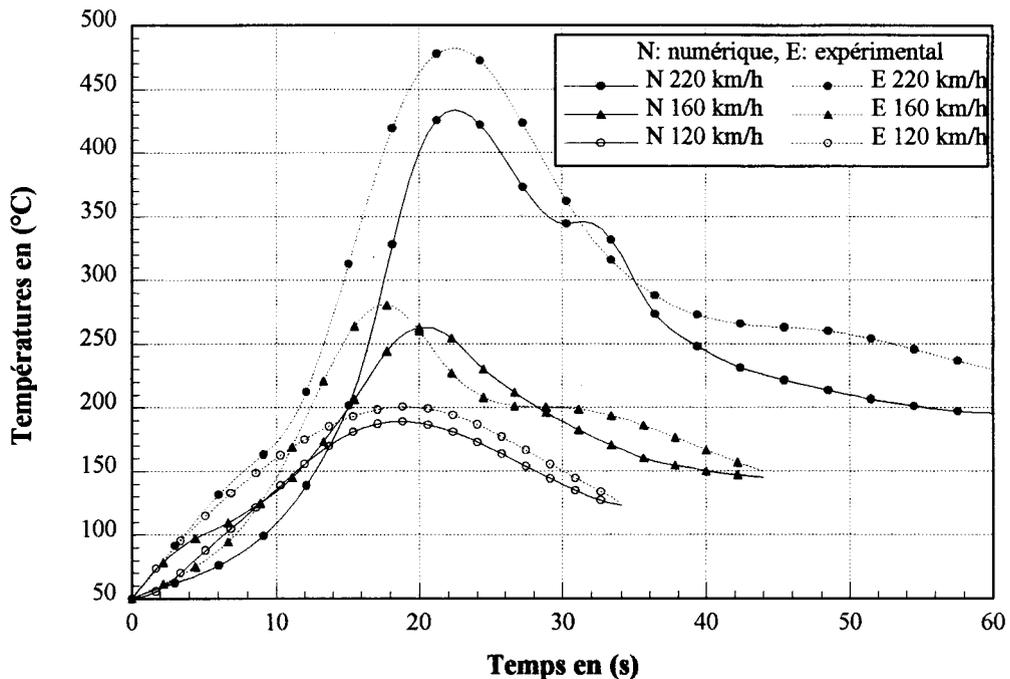


Fig. IV.9 Evolution numérique et expérimentale des températures maximales du disque pour 3 freinages successifs à 120, 160 et 220 km/h

b) Températures dans les garnitures:

Les comparaisons expérimentales sont présentées dans les figures IV.10a, IV.10b et IV.10c pour trois freinages à 120, 160 et 220 km/h. Dans chaque figure nous avons présenté l'évolution de la température maximale à 3 mm de la surface de la garniture pour le modèle 2-D, le modèle 3-D et le résultat expérimental. Les évolutions des températures du modèle 3-D et expérimentales sont globalement similaires. Quant aux résultats du modèle 2-D, ils présentent des écarts qui augmentent avec la sévérité du freinage. En effet, en 2-D la garniture est considérée comme étant axisymétrique, donc, les gradients angulaires sont négligés.

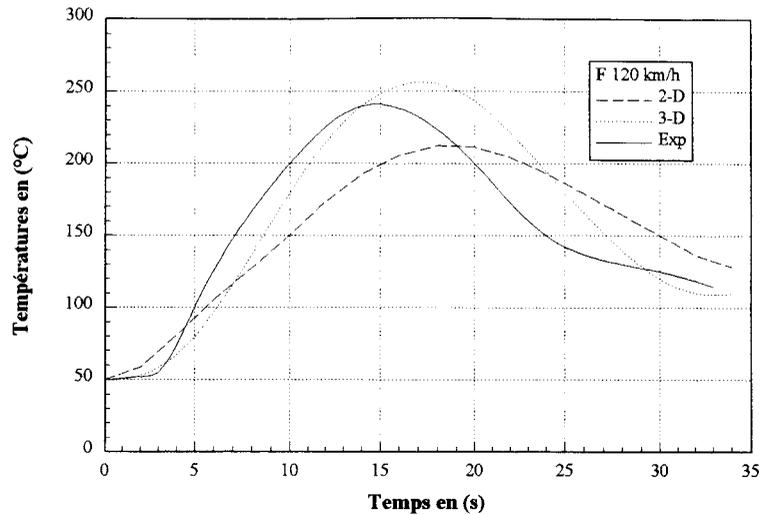


Fig.IV.10a Evolution de la température à 3 mm de la surface de la garniture pour F 120 km/h

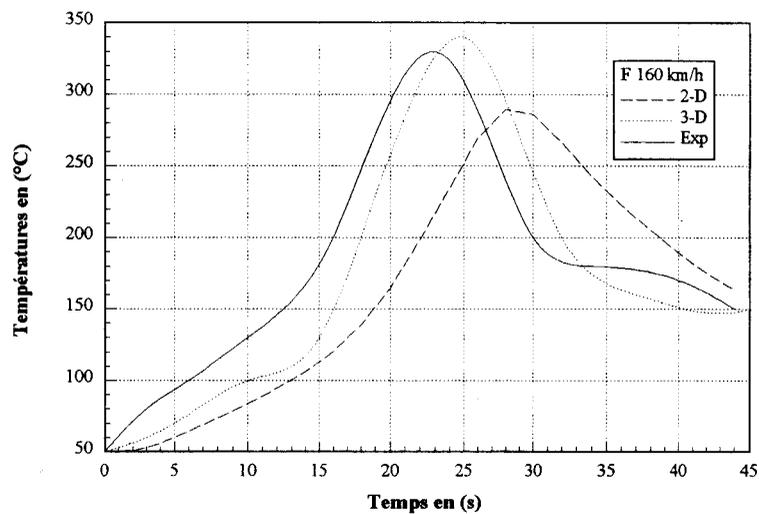


Fig. IV.10b Evolution de la température à 3 mm de la surface de la garniture pour F 160 km/h

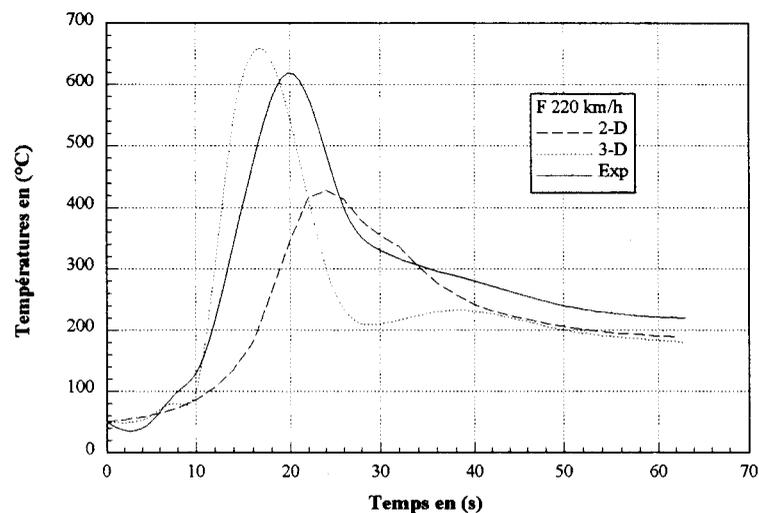


Fig. IV.10c Evolution de la température à 3 mm de la surface de la garniture pour F 220 km/h

Dans le modèle 3-D nous avons observés que ces gradients peuvent être aussi important que les gradients radiaux dus essentiellement aux dilatations thermiques (cf. § III.3.5). Quand le freinage est sévère les températures sont plus élevées, les dilatations également, alors l'hypothèse des gradients angulaires faibles perd sa validité. Le modèle 3-D n'est pas altéré par la sévérité du freinage et les écarts restent presque les mêmes pour tous les freinages, parce que la géométrie réelle de la garniture est prise en compte ainsi que les gradients thermiques angulaires.

OPTIMISATION DE LA GARNITURE COMPOSITE A MATRICE ORGANIQUE

V.I INTRODUCTION

Durant la phase de freinage, les résultats expérimentaux et numériques présentés précédemment, montrent que des températures transitoires très élevées ainsi que de très grands gradients thermiques sont atteints dans les disques et dans les garnitures. L'énergie générée à l'interface de glissement entre le disque et la garniture et par conséquent la répartition de la température dépendent fortement de la distribution de la pression de contact local non-uniforme (cf. § III.1.4)

Le problème de la distribution de pression à l'interface de contact des systèmes de freins a été étudié depuis plusieurs années. La première publication concernant cette étude dans le domaine des freins à disque d'automobile a été donné par Harding & Wintle [31]. Ils ont étudié l'effet de la flexion de la garniture en utilisant la théorie des barres sur une fondation élastique et la méthode des éléments finis avec un modèle 2D. Tirovic [60] s'est intéressé à l'influence des chargements mécaniques et thermiques sur les déformations de la garniture en considérant un modèle 2D. Tirovic & Todorovic [59] ont présenté une analyse sur les dilatations et la distribution de la pression sur un modèle 3D. Tirovic & Day [57] ont étudié l'influence de la compressibilité du matériau de friction, de l'épaisseur et du module de Young de la semelle de la garniture ainsi que la flexion du porte garniture sur la distribution de pression à l'interface de contact.

En ce qui concerne la distribution de la pression dynamique à l'interface de contact, il n'existe aucune méthode expérimentale capable de la mesurer d'une manière directe. Quant à la distribution de la pression statique Tumbrink [62] l'a mesurée en utilisant "*the ball pressure methods*".

Pour les problèmes d'optimisation, il existe très peu de travaux. Tumbrink [62] a introduit un chargement de pression hyperbolique pour éliminer l'effet vitesse. Santini & Kennedy [53] ont montré l'intérêt, sur certains type de patin d'avions, de l'adjonction de rainures et de liaisons souples au niveau de leur fixation.

Nous présentons ici une nouvelle méthode d'optimisation des garnitures composites de frein à disques ferroviaire, qui a abouti au développement d'un nouveau type de garnitures dont les performances se sont avérées supérieures aux garnitures composites classiques [5][6].

Une étude paramétrique a été menée pour étudier l'influence des caractéristiques mécaniques et thermiques (module de Young, conductibilité, dilatation, etc.) ainsi que du rainurage sur les élévations de températures à l'interface de contact. Les résultats obtenus nous permettrons d'optimiser la structure de la garniture en épaisseur, son rainurage et également sa forme extérieure afin d'obtenir une garniture aussi performante que possible. C'est une garniture multicouche, où chaque couche a un rôle précis, et dont le rainurage est différent de celui des garnitures classiques. Ce qui lui permet de mieux s'adapter aux déformations thermomécaniques, à l'usure et aux dilatations afin de favoriser une distribution aussi uniforme que possible de la pression au niveau de l'interface de contact. Les paramètres tribologiques sont ensuite contrôlés expérimentalement [21].

Une étude expérimentale sur un banc d'essai à l'échelle 1 nous a permis de valider les résultats d'optimisation obtenues par les simulations numériques.

V.2 ETUDE DE SENSIBILITE DES CARACTERISTIQUES DES MATERIAUX

V.2.1 Position du problème

La garniture que nous nous proposons d'optimiser est une garniture composite de frein à disques ferroviaire, à matrice organique, de forme classique UIC (figure V.1).

La garniture initiale, référencée 664 est composée en épaisseur de 2 couches:

- La première constitue le matériau de friction. C'est un matériau composite à matrice organique renforcé par des fibres courtes (acier, cuivre ...).

- La deuxième est une sous-couche souple de matière composite ou autre.

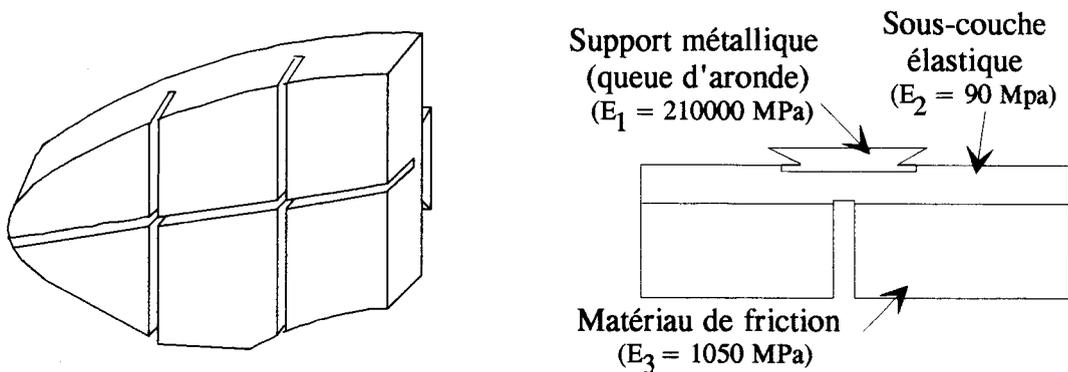


Fig. V.1 Géométrie de la garniture composite

Le rainurage appliqué est un rainurage classique formé d'une rainure horizontale et de deux autres verticales. A l'origine le rôle principal de ces rainures était l'évacuation des débris d'usure.

Le matériau de friction « le 664 Flertex » de cette garniture présente une limite en température avant émission de fumée et d'odeurs de $375 \text{ }^\circ\text{C}$. Pour des freinages correspondants à des énergies élevées et donc à de hautes températures, la société Flertex a développé un nouveau matériau désigné comme 671, dont la limite d'utilisation en température est de $550 \text{ }^\circ\text{C}$. Cependant, la rigidité de ce matériaux est 3 fois plus élevée que celle du 664 et l'usure deux fois plus grande (figure V.2). De plus son agressivité vis-à-vis du disque en terme d'usure dépasse les limites tolérées par la SNCF (voir figure V.2). Par exemple pour le trajet Paris-Rouen, la limite de l'usure du disque est de l'ordre de $55 \text{ } \mu\text{m}$ au bout de 30 allées / retours avec des freinages d'urgence à chaque gare.

L'objectif de l'optimisation sera de réduire l'usure du disque et de la garniture, sans modifier la composition chimique du matériau de friction dont la température admissible est élevée, et sans altérer la valeur du coefficient de frottement.

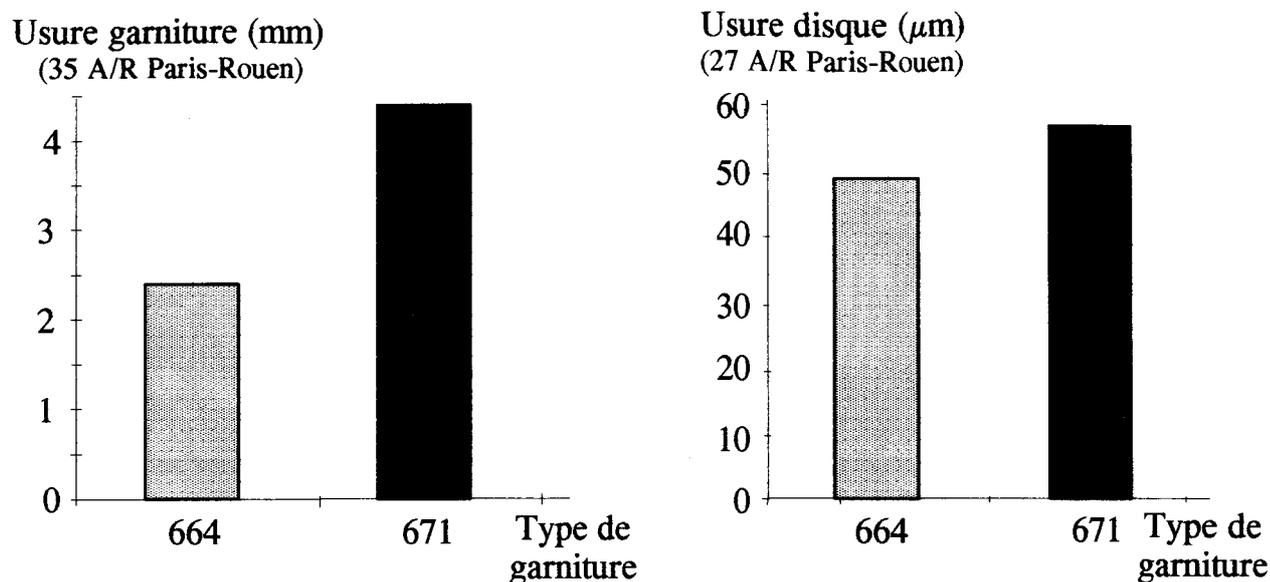


Fig. V.2 Usure relevée pour la garniture 671 ($E_{\text{friction}}=3150 \text{ MPa}$)

Conditions de freinage

La configuration de freinage présentée ici correspond au couple disque non ventilé du T.G.V. muni de garnitures composites à matrice organique de type Flertex. La surface de friction est considérée comme parfaitement plane (garnitures rodées).

Caractéristiques du freinage:

Vitesse initiale: 155 km.h^{-1}

Energie dissipée: 10.4 MJ (masse de 10.7 tonnes par disque)

Décélération: $0,7 \text{ m.s}^{-2}$, soit un temps de freinage de 63s

Température initiale: 70°C

Température ambiante de l'air: 20°C

C'est un freinage d'urgence type V2N (train de banlieue à deux étages).

V.2.2 Analyse de l'influence de l'élasticité du matériaux de friction

L'élasticité du matériau de friction est l'un des facteurs majeurs qui influencent la distribution de pression au niveau de l'interface de frottement. Nous avons étudié son incidence directe sur la distribution de la température, en tenant compte de la variation de la surface de contact, donc de la distribution de la pression et de l'usure à chaque intervalle de temps de 2 secondes, pour une durée de freinage de 63 secondes. Pour une étude de sensibilité nous avons choisi 5 valeurs de module d'élasticité (250, 500, 1050, 2100 et 3150 MPa).

La figure V.3 présente l'évolution de la température maximale sur la garniture du début à la fin du freinage. Nous remarquons que ces températures sont très différentes et que l'influence de l'élasticité E_1 du matériau de friction est très importante. Pour $E_1=250$ MPa on atteint 300°C , par contre pour $E_1=3150$ MPa la température maximale est de 830°C . Ce résultat s'explique par le fait que plus un matériau est souple plus il se déforme facilement et donne une surface de contact plus grande et donc une distribution de pression plus uniforme.

Les figures V.4a et V.4b présentent l'évolution dans le temps des températures de tous les noeuds appartenant à la surface de contact pour des modules d'élasticité de 250 MPa et de 3150 MPa. L'échelle de la fig. V.4a est égale à la moitié de l'échelle de la fig. V.4b.

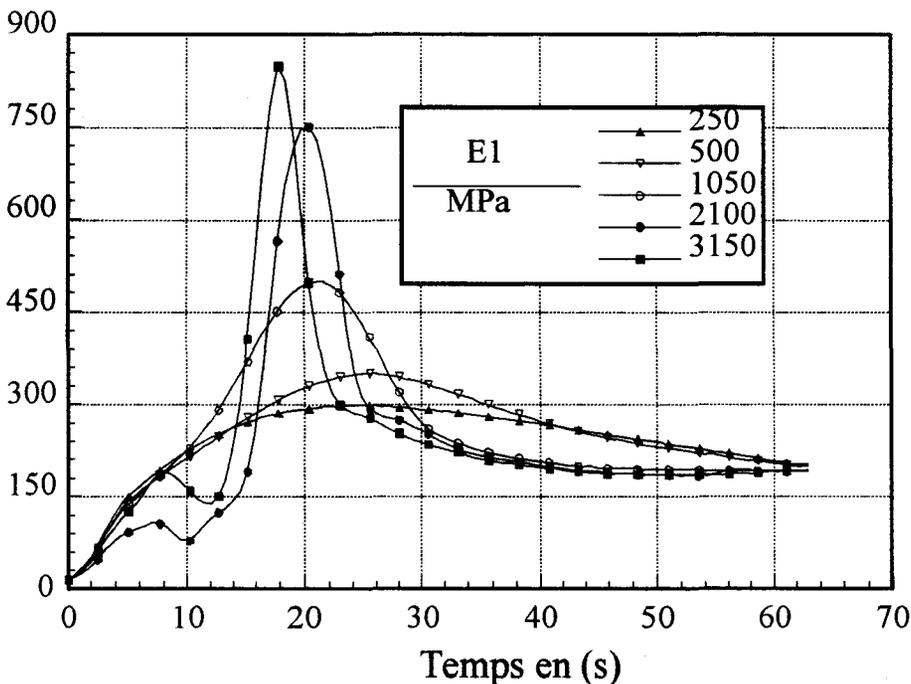


Fig. V.3 Evolution de la température pour différentes valeurs de E_1

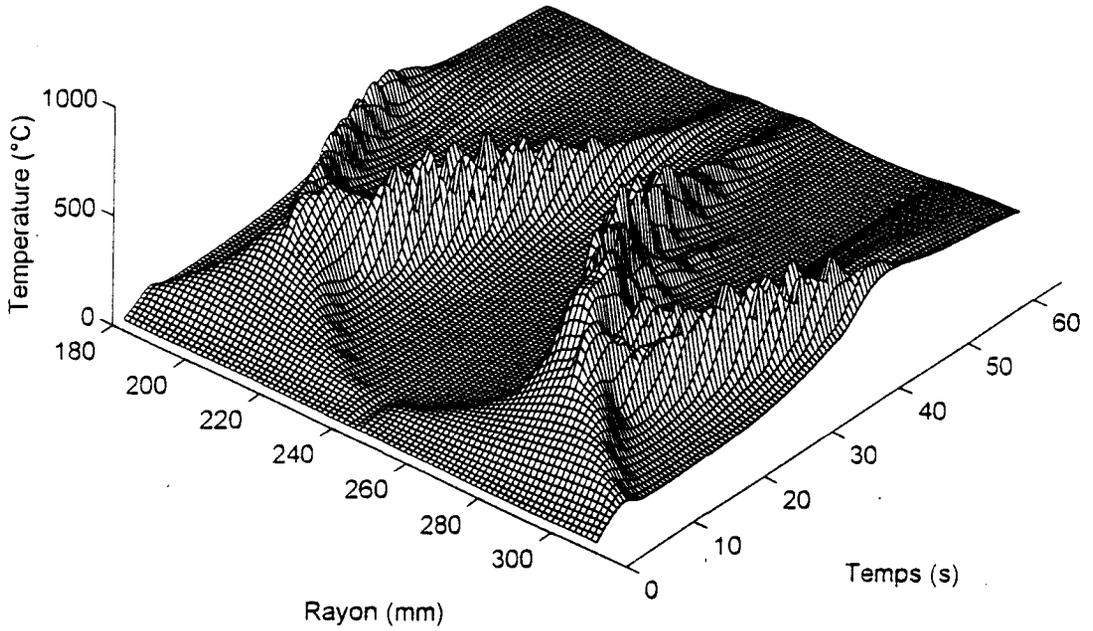


Fig. V.4a Evolution des températures de tous les noeuds de la surface de contact pour $E_1 = 3150$ MPa

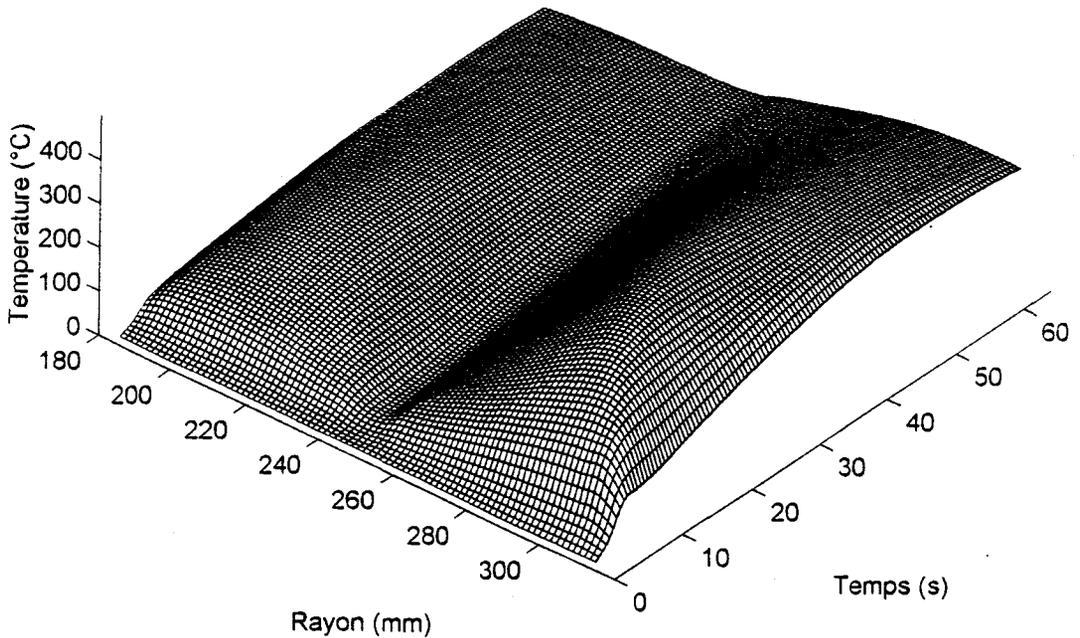


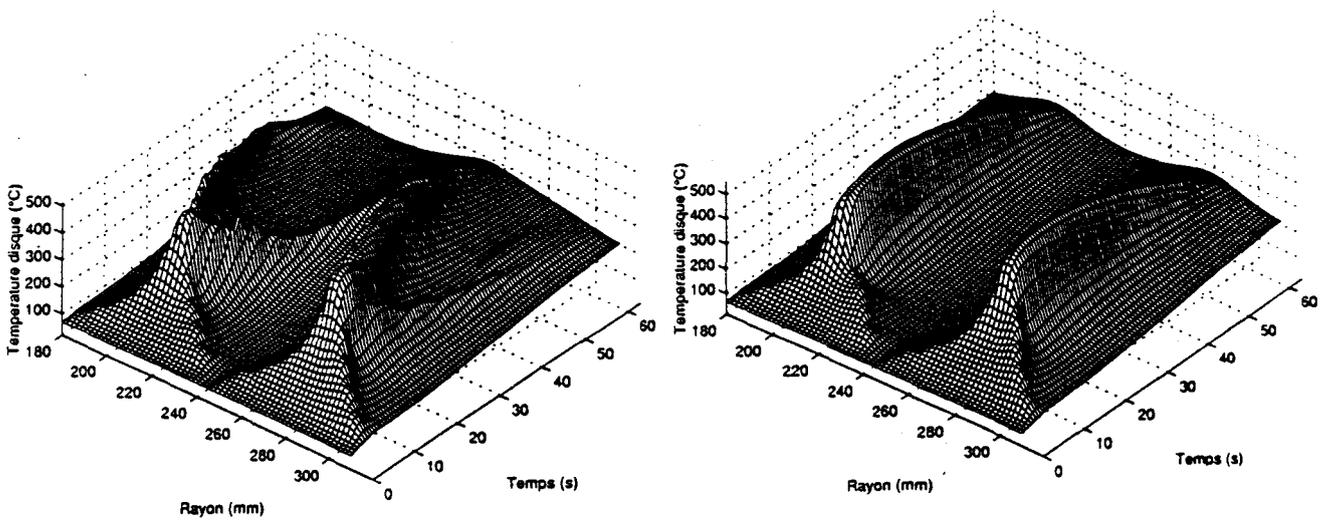
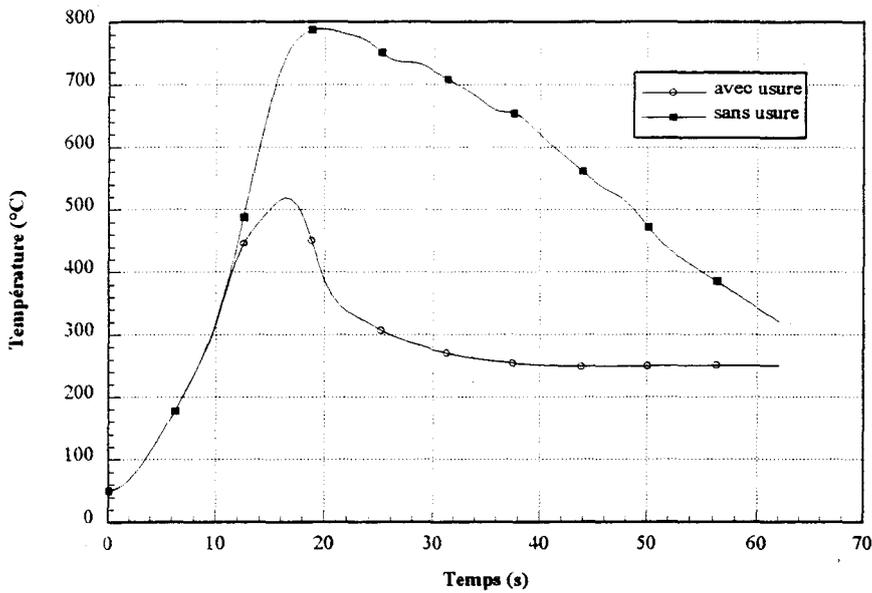
Fig. V.4b Evolution des températures de tous les noeuds de la surface de contact pour $E_1 = 250$ MPa

V.2.3 Effets de l'usure

La figure V.5a représente l'évolution de la température où le maximum est atteint. Deux situations sont comparées : sans et avec usure. La figure V.5b permet de mieux situer l'influence de

l'usure sur les variations de portées de contact et leurs conséquences directes sur les variations de températures à la surface de la garniture. On observe que l'influence de l'usure est non négligeable non seulement sur le maximum atteint, mais également sur le comportement de la dynamique de contact. Dans le cas où l'usure est introduite, la température chute brusquement après 12 secondes de freinage et la portée varie, cela correspond à une perte de contact. Dans le cas où l'usure n'est pas introduite, on voit sur la courbe que le contact est permanent, la zone échauffée est dilatée, ce qui maintient le contact.

L'introduction de l'usure entraîne alors une température maximale plus faible car elle aplanit la surface de contact et améliore la distribution de la pression.



avec usure

sans usure

Fig. V.5 Influence de l'usure sur le comportement thermomécanique

V.2.4 Effets des dilatations

La figure V.6 présente l'évolution de la température pour différentes valeurs du coefficient de dilatation pris comme constants. Le comportement varie quelque peu par rapport à l'algorithme de référence, surtout pour les temps où le maximum est atteint. Tout comme pour le module d'élasticité, l'augmentation du coefficient de dilatation accélère la dynamique de contact avec des élévation de températures importantes. Sa diminution améliore logiquement les portées de contact et limite donc les températures.

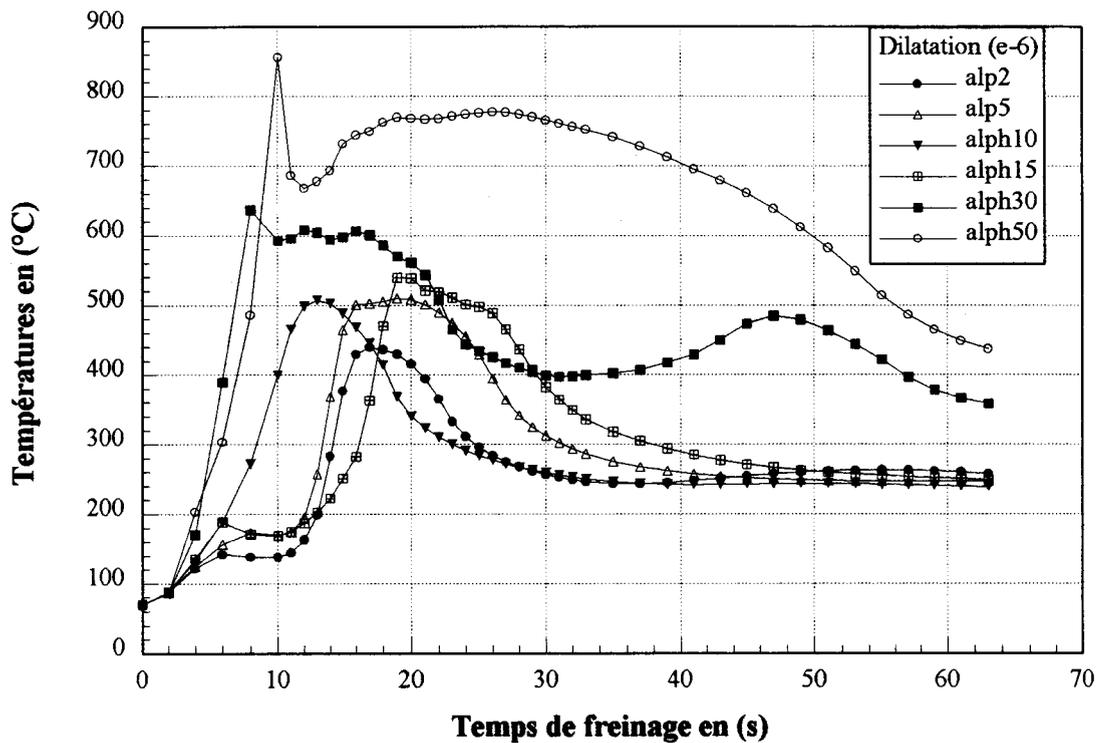


Fig. V.6 Sensibilité du coefficient de dilatation de la garniture

V.2.5 Conductibilité thermique

L'influence du coefficient de conductibilité thermique de la garniture est donnée dans la figure V.7. Elle est moins sensible relativement aux autres caractéristiques du matériau. Quand sa valeur augmente, la part du flux dissipé par la garniture augmente, mais comme la conduction est favorisée, la température de surface baisse. La conséquence est par contre beaucoup plus importante vis à vis du transfert de chaleur vers le porte-garniture dont l'échauffement risque d'augmenter dangereusement. Dans ce cas, la température sur la face arrière de la garniture doit être vérifiée.

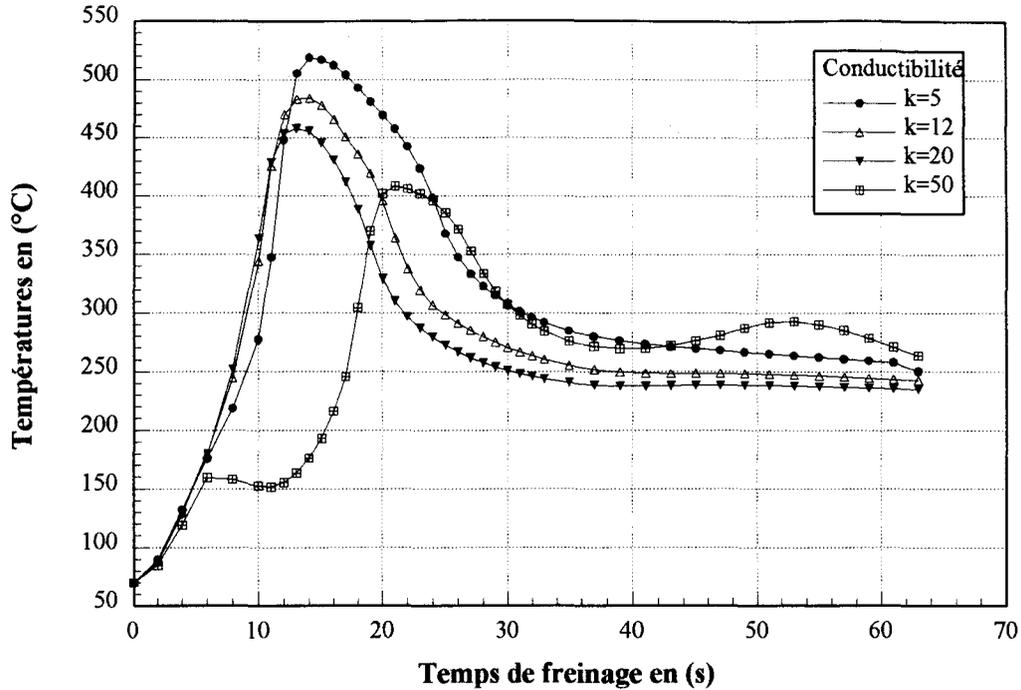


Fig. V.7 Sensibilité de la conductibilité thermique de la garniture

V.3 INFLUENCE DU RAINURAGE

Dans la pratique, il est difficile d'avoir un matériau très souple ayant un coefficient de frottement élevé, une bonne résistance à l'usure et une bonne tenue thermique. Il faut donc trouver un compromis entre tous ces paramètres.

Le rainurage est un moyen de donner plus de souplesse à la garniture. Il peut ainsi être un paramètre très influent sur la distribution de la pression et indirectement de la température.

Pour cela, nous avons réalisé 4 modèles avec 1, 2, 3 et 4 rainures horizontales (figure V.8), avec $E_1=3150$ MPa (élasticité du matériau de friction) et $E_2=90$ MPa (élasticité de la sous-couche).

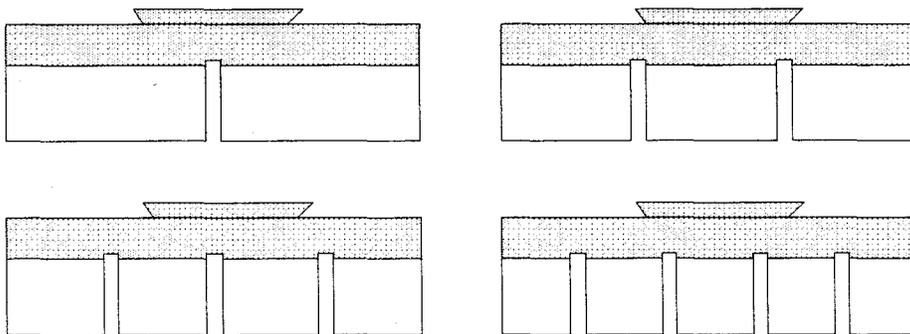


Fig. V.8 Rainurages de la garniture

La figure V.9 présente l'évolution de la température maximale au cours du temps pour les quatre modèles. Nous observons l'influence du rainurage: la température maximale passe de 830°C à 450°C en multipliant le nombre de rainures par 4. Seulement cet effet du rainurage dépend fortement de l'élasticité du matériau de friction et vice versa. Cette interaction est visualisée sur la figure V.10a et V.10b. On y observe que l'effet du rainurage augmente avec la souplesse du matériau de friction et réciproquement l'effet de l'élasticité du matériau de friction diminue avec l'adjonction de rainures. Les figures V.11a et V.11b présentent l'évolution dans le temps des températures de tous les noeuds appartenant à la surface de contact pour 1 et 4 rainures, et un module $E_1=1050\text{MPa}$.

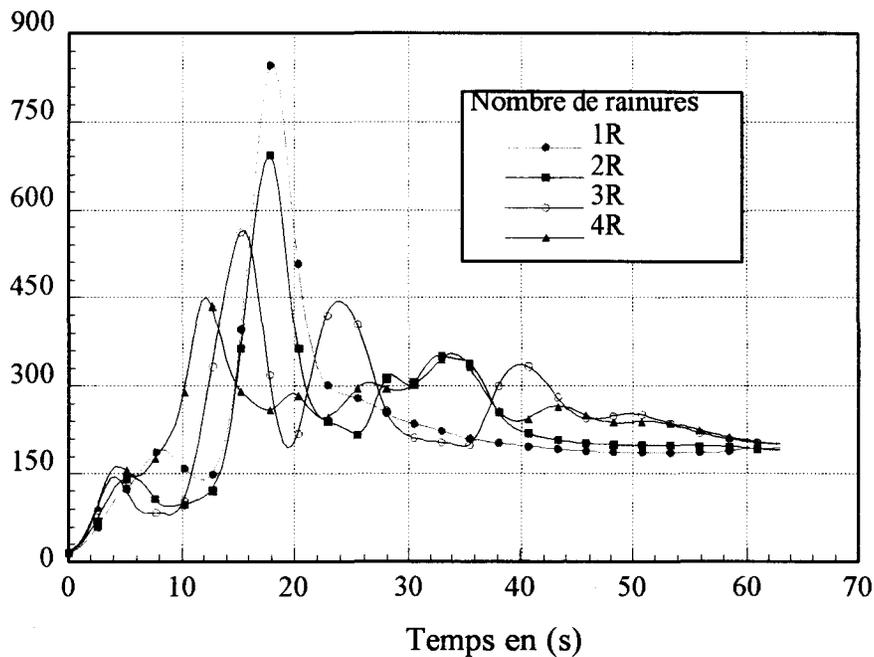


Fig. V.9 Evolution de la température pour des nombres de rainures différents

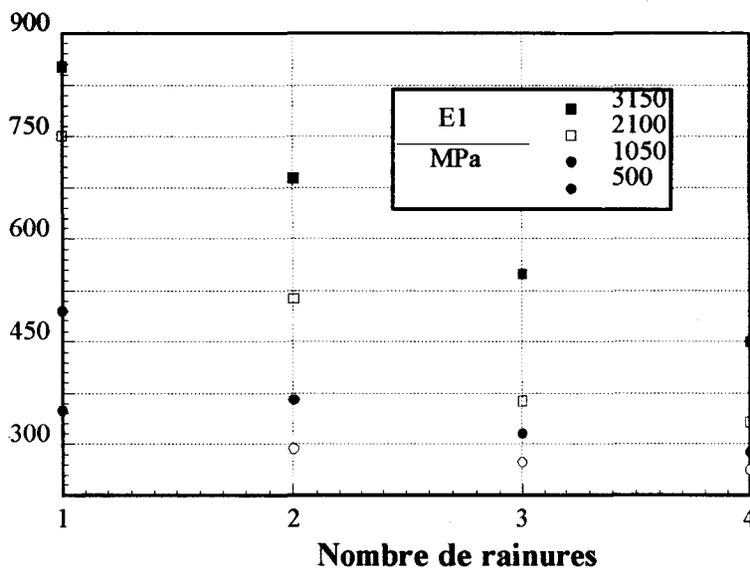


Fig. V.10a Effet du rainurage pour différentes valeurs de E_1

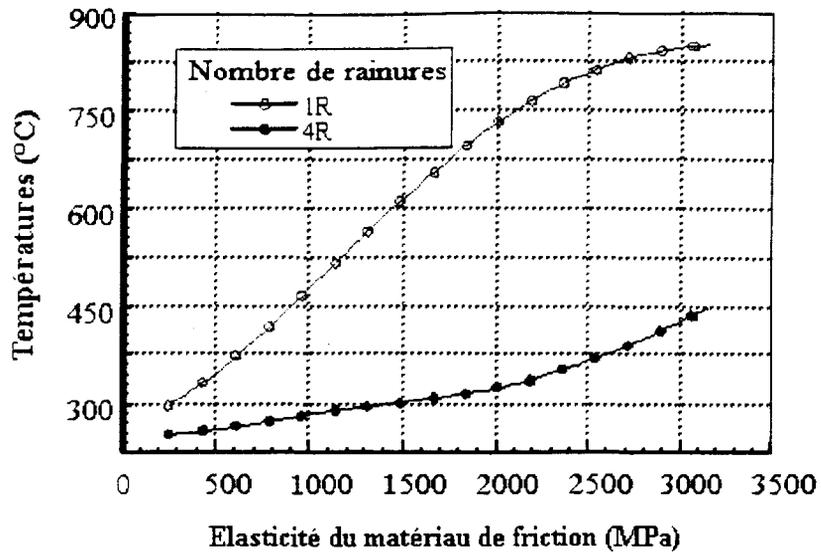


Fig. V.10b Effet de la souplesse du matériau de friction E_1 pour 1 et 4 rainures

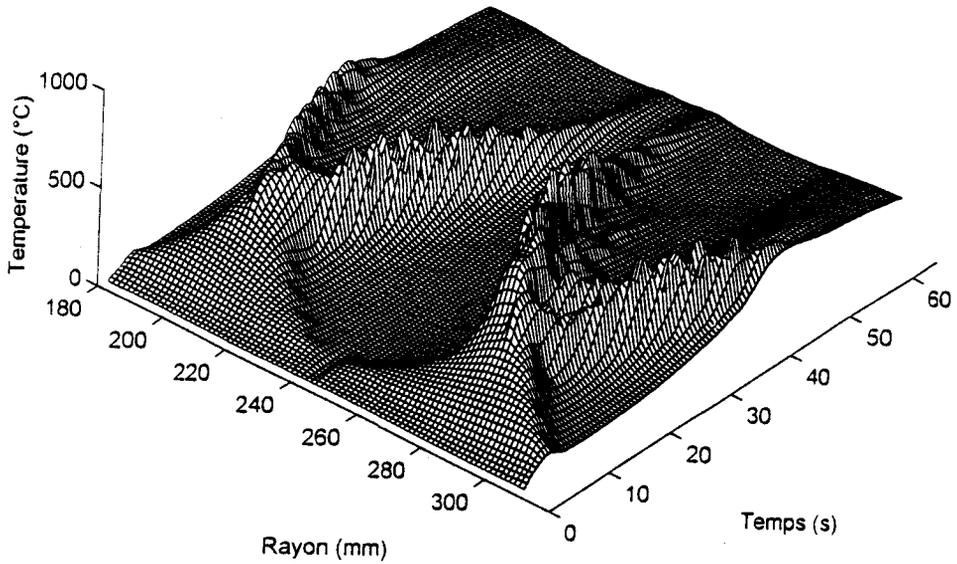


Fig. V.11a Températures des noeuds de la surface de contact pour 1 rainure

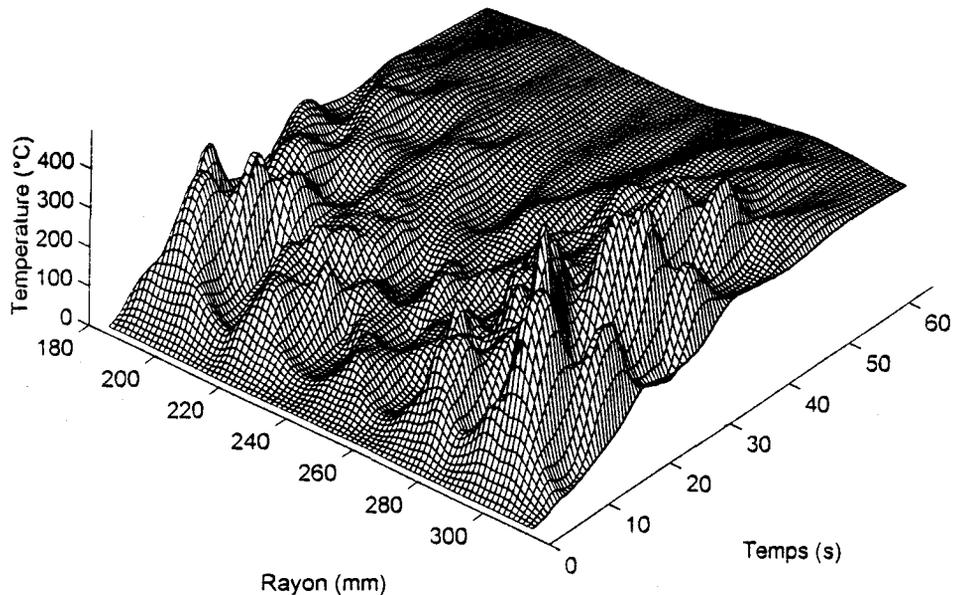


Fig. V.11b Températures des noeuds de la surface de contact pour 4 rainures

V.4 INTRODUCTION D'UNE SOUS-COUCHE ELASTIQUE

Dans l'étude précédente le module d'élasticité de la sous-couche E_2 était de 90 MPa. Toujours dans le même souci de rendre l'interface de friction plus souple, nous avons examiné l'influence du module d'élasticité de la sous-couche sur la distribution de la température. Nous l'avons fait varier de 0.9 MPa à 900 MPa pour trois types de garnitures: la première possède 4 rainures et un module $E_1=3150$ MPa, la deuxième: 4 rainures également mais un module $E_1=1050$ MPa, la troisième une seule rainure et un module $E_1=1050$ MPa. Les résultats sont présentés dans la figure V.12. La zone d'influence de la souplesse de la sous-couche varie de 10 MPa à 500 MPa. Dans cette intervalle la température est approximativement proportionnelle au logarithme du module d'élasticité de la sous-couche. Dans la pratique le module d'élasticité minimum de la sous-couche testé par la société Flertex est de 25 MPa sans risque de dégradation.

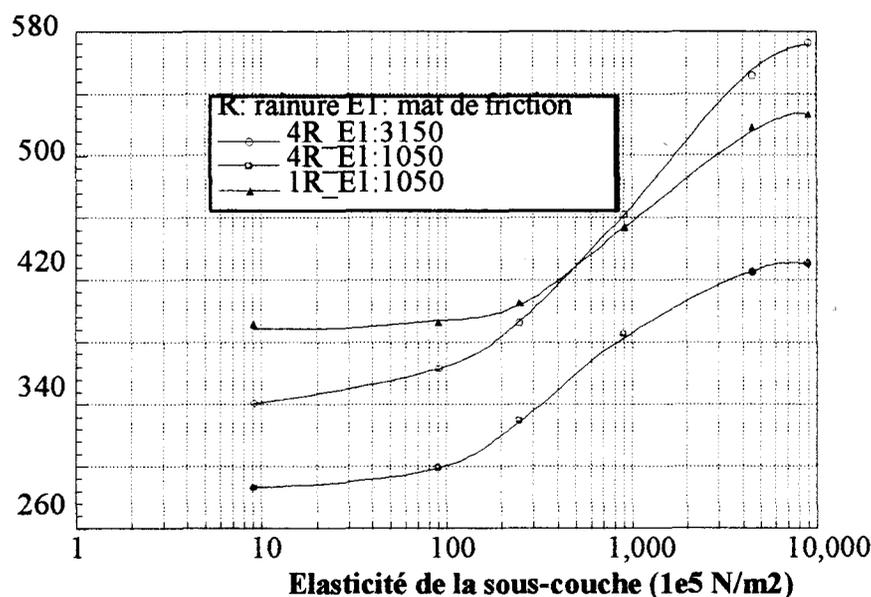


Fig. V.12 Effet de la souplesse de la sous-couche

V.5 INTRODUCTION D'UN SUPPORT INTEGRAL

En analysant la figure V.11b, nous remarquons que malgré l'adjonction de 4 rainures la distribution de la température bien que meilleure, n'est pas encore parfaitement uniforme. La partie centrale de l'interface de frottement participe moins à la dissipation de l'énergie, que les extrémités.

En effet, la pression reste localisée sur les bords, ce qui provoque une flexion de la garniture et par conséquence une distribution de pression moins importante vers le centre de l'interface de contact.

Afin de résoudre ce problème, une troisième couche dite "support intégral" en acier d'une épaisseur de 10 mm est proposée, afin d'augmenter la résistance à la flexion de la garniture (figure V.13a). L'évolution de la distribution de la température est présentée sur la figure V.13b, nous y remarquons que la distribution de la température est bien plus uniforme qu'auparavant, ce qui confirme notre hypothèse. Si on compare la température maximale pour les deux garnitures avec et sans support intégral, on observe un gain de 200 °C.

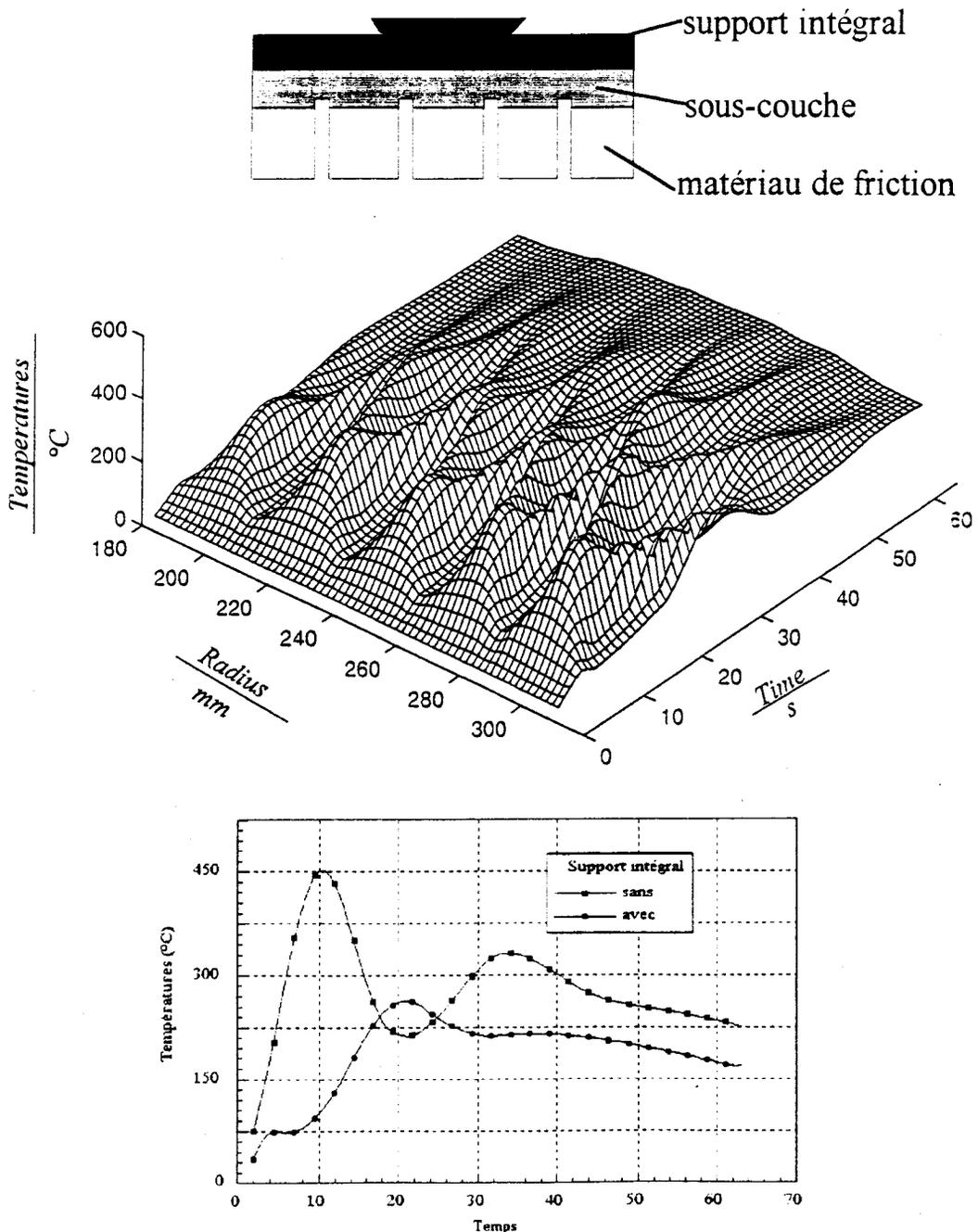


Fig. V.13 Adjonction d'un support intégral

V.6 OPTIMISATION DE LA FORME EXTERIEURE

Dans ce paragraphe nous présentons la forme théorique extérieure de la garniture avec les hypothèses suivantes:

- Sur chaque face du disque, la garniture est composée de deux parties symétriques appelées "demi-garniture".
- Le coefficient de frottement est identique en tout point.
- L'usure est proportionnelle au travail de frottement.

a) L'usure uniforme des garnitures

L'usure uniforme des garnitures est une des conditions de leur utilisation maximale et donc de leur longévité. Pour un élément unitaire de garniture soumis à une pression p et situé sur un rayon r , le travail de frottement pendant une rotation d'angle $d\Omega$ du disque est:

$$\begin{aligned}dW / ds &= Cte \\dW / ds &= l dT / ds = p \mu r d\Omega\end{aligned}$$

avec $l = r d\Omega$: la distance parcourue pendant la rotation $d\Omega$

μ : le coefficient de frottement

Pour avoir une usure uniforme, il est nécessaire que le travail de frottement soit le même en tout point de la garniture:

$$p r = \text{constante} = A \Rightarrow p = \frac{A}{r}$$

C'est à dire une pression inversement proportionnelle au rayon.

b) l'échauffement uniforme du disque :

Il est également souhaitable que tout élément ds du disque reçoive, au cours de son passage sur la garniture, la même quantité de chaleur. Le disque s'échauffe alors régulièrement et se déforme moins.

Soit un élément ds du disque situé sur un rayon r frotte à chaque tour pendant une rotation α et décrit donc pendant ce passage une course $r \alpha$. En supposant qu'il est soumis à la même pression unitaire pendant tout le trajet, l'élément ds reçoit l'énergie :

$$dW = \mu p ds r \alpha$$

d'où

$$dW / ds = \mu p r \alpha$$

Le respect simultané des conditions d'usure constante de la garniture et d'échauffement uniforme du disque, entraînent :

$$\alpha = \text{constante}$$

Ce qui définit une garniture limitée par deux arcs de cercle d'angle au centre α (figure V.14a)

c) Cependant, dans le cas qui nous intéresse, c'est à dire le frein à disque ferroviaire, nous avons une pression uniforme appliquée sur la garniture et non inversement proportionnelle au rayon. Par conséquence l'usure de la garniture sera toujours plus forte sur le rayon extérieur.

Pour satisfaire la condition d'échauffement uniforme du disque il est nécessaire que :

$$\alpha r = \text{constante}$$

Ce qui correspondrait à une garniture à bord parallèle (figure V.14b). La solution réelle que nous avons adoptée est donnée dans la figure V.15a. La garniture UIC est rappelee à titre de comparaison dans la figure V.15b à la même échelle que la forme optimisée.

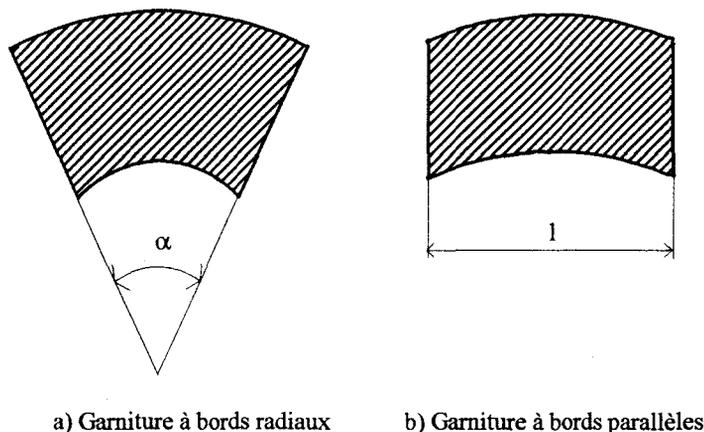
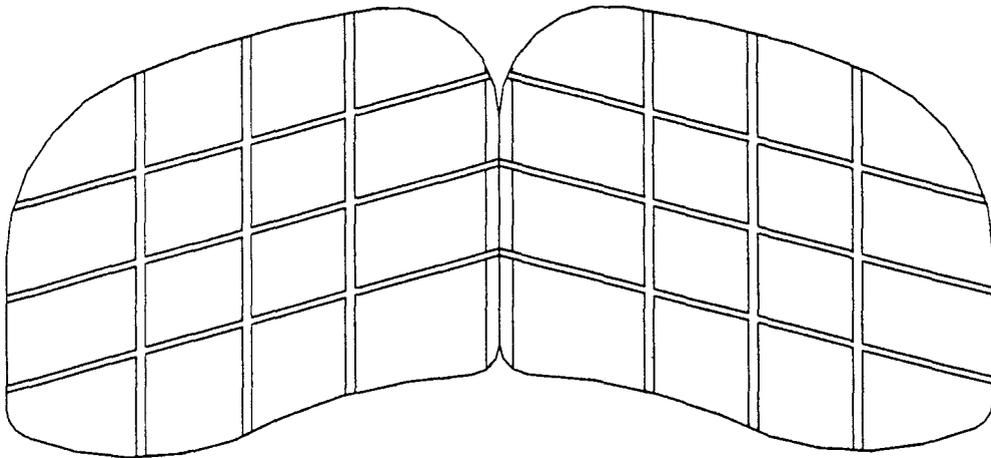
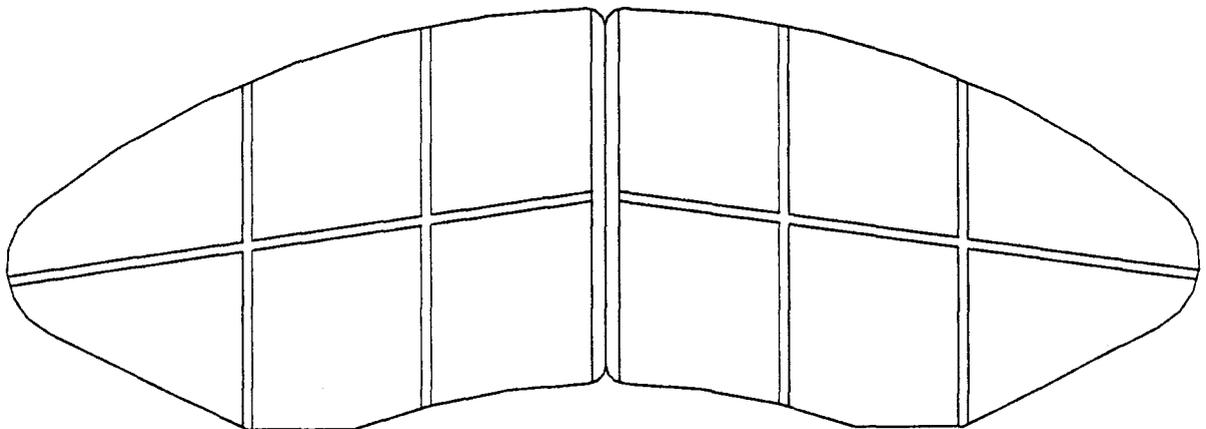


Fig. V.14 Forme théorique des patins



(a)



(b)

Fig. V.14 Forme extérieure pour un échauffement uniforme du disque (a) et forme UIC (b)

V.7 OPTIMISATION DES EPAISSEURS DES SOUS-COUCHES

Les résultats précédents concernant la sous-couche et le support intégral ont révélé l'importance du rôle qu'ils jouent dans la répartition des températures sur les faces de friction. Il

reste cependant à définir leur épaisseur optimale afin d'obtenir une répartition aussi uniforme que possible.

Dans un premier temps nous avons fait varier une seule épaisseur, en gardant l'autre constante pour pouvoir étudier l'influence de chacune en particulier. L'épaisseur totale de la garniture des freins à disques ferroviaires est soit de 30 mm (20 mm au moins pour le matériau de friction et 10 mm pour le reste), soit de 35 mm (20 mm au moins pour le matériau de friction et 10 mm pour le reste).

Épaisseur de la sous-couche:

Dans la figure V.15a nous avons présenté l'influence de l'épaisseur de la sous-couche sur la température maximale obtenue avec une épaisseur de support de 5 mm. La température décroît rapidement au début, puis de moins en moins jusqu'à atteindre une constante à partir d'une épaisseur de sous-couche de 14 mm.

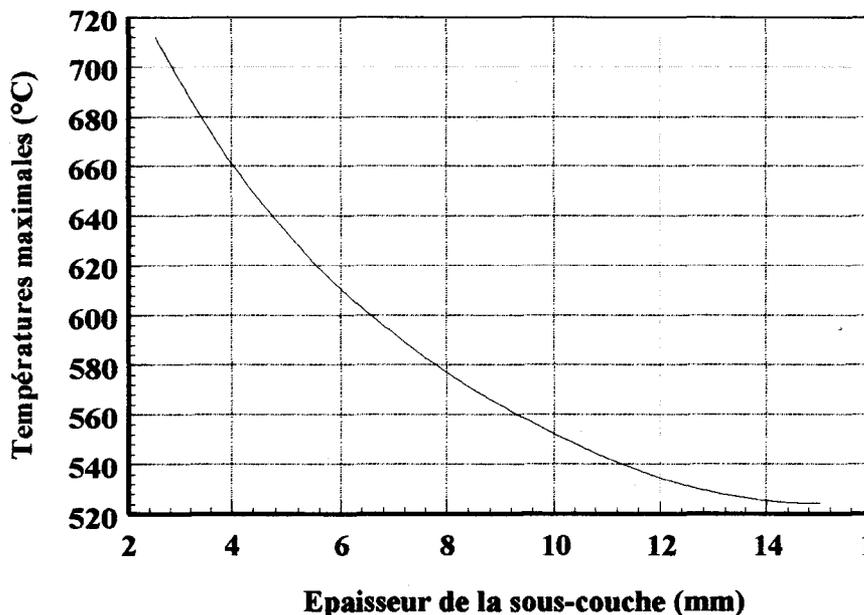


Fig. V.15a Influence de l'épaisseur de la sous-couche pour un support intégral de 5 mm

Épaisseur du support intégral:

Dans la figure V.15b nous avons présenté l'influence de l'épaisseur du support intégral sur la température maximale obtenue pour une sous-couche de 10 mm d'épaisseur. Dans ce cas là l'épaisseur optimale qui minimise la température est de 8 mm. Ce résultat indique que le support de la garniture ne doit être ni peu ni trop rigide, ce qui amène à trouver un compromis entre la souplesse et la rigidité de la garniture.

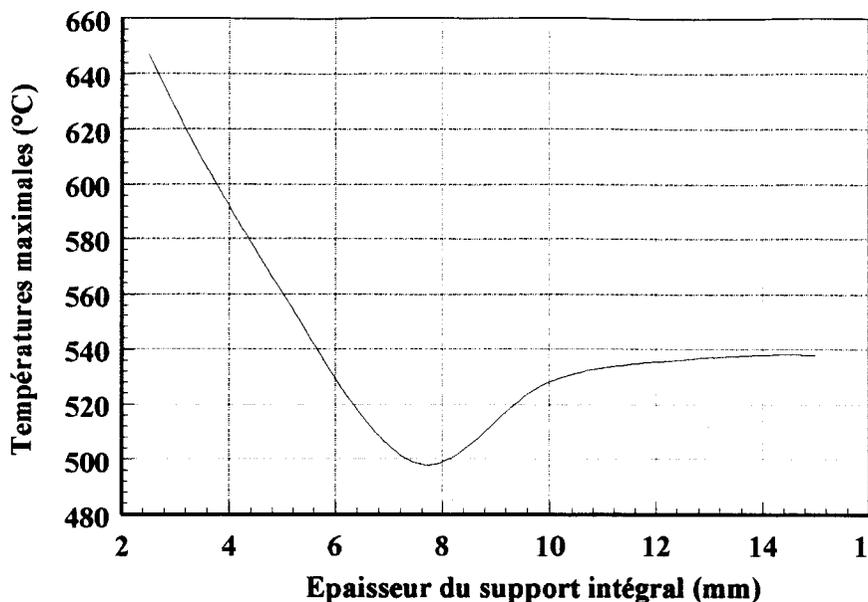
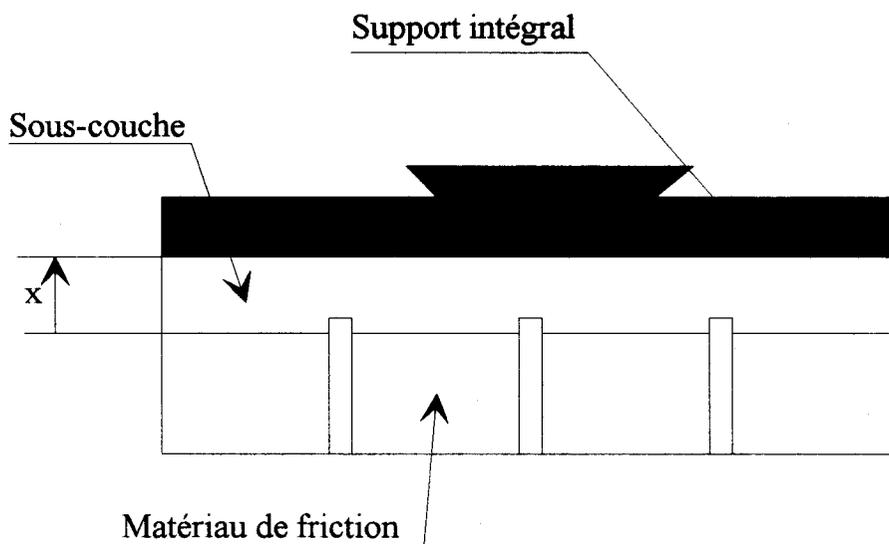


Fig. V.15b Influence de l'épaisseur du support intégral pour une sous-couche de 10 mm

Optimisation des épaisseurs des sous-couches:

La figure V.15c donne les températures maximales obtenues pour une garniture d'épaisseur totale de 35 mm dont 20 mm d'épaisseur d'usure et 15 mm à partager entre la sous-couche et le support intégral. Nous avons fait varier l'épaisseur de la sous-couche tout en gardant une épaisseur totale constante. Les résultats montrent que la température minimale correspond à une épaisseur de sous-couche de 5 mm et un support intégral de 10 mm. Nous avons effectué des simulations identiques pour une épaisseur totale de garniture de 30 mm et nous avons obtenu le même résultat; c'est à dire une épaisseur de sous-couche de 5 mm et un support intégral de 5 mm.



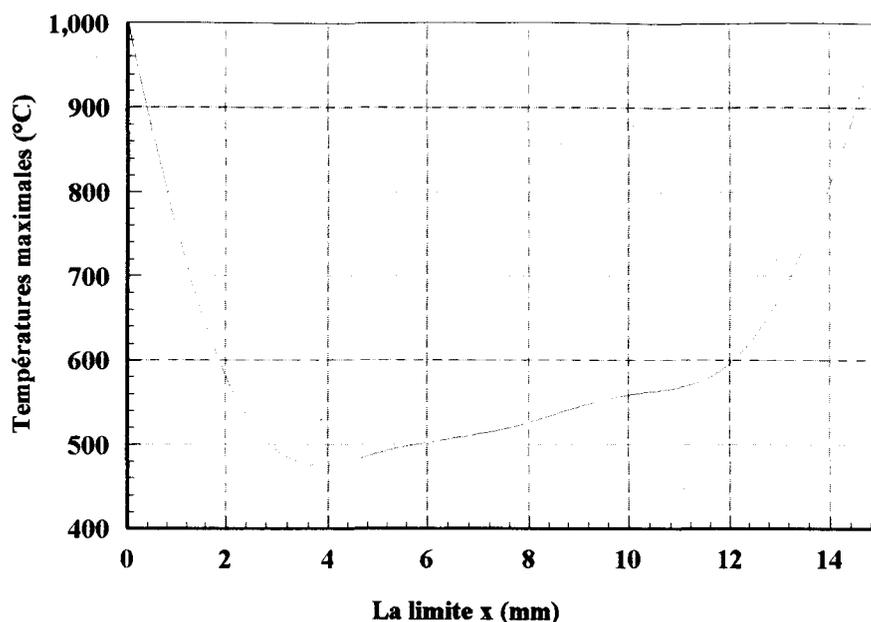


Fig. V.15b Optimisation des épaisseurs des différentes couches de la garniture pour une épaisseur totale de 35 mm

Résultats de la simulation 2D/3D

Caractéristiques du freinage:

Vitesse initiale: 155 km.h⁻¹

Energie dissipée: 10.4 MJ (masse de 10.7 tonnes par disque)

Décélération: 0,7 m.s⁻², soit un temps de freinage de 63s

Température initiale: 70°C

Température ambiante de l'air: 20°C

Les répartitions de températures de la garniture optimisée issues du modèle hybride disque axisymétrique et garniture 3D sont représentées dans la figure V.15c. Elles sont beaucoup plus uniformes par rapport à celles de la garniture classique (figure III.3.6, page 101). En conséquence les gradients thermiques sont plus faibles et tous les points de la garniture et du disque participent de manière équivalente à la dissipation de l'énergie du freinage. La température maximale atteinte dans la garniture optimisée est très inférieure à celle de la garniture classique, et comme l'usure est proportionnelle à la température, elle sera forcément inférieure dans la nouvelle garniture.

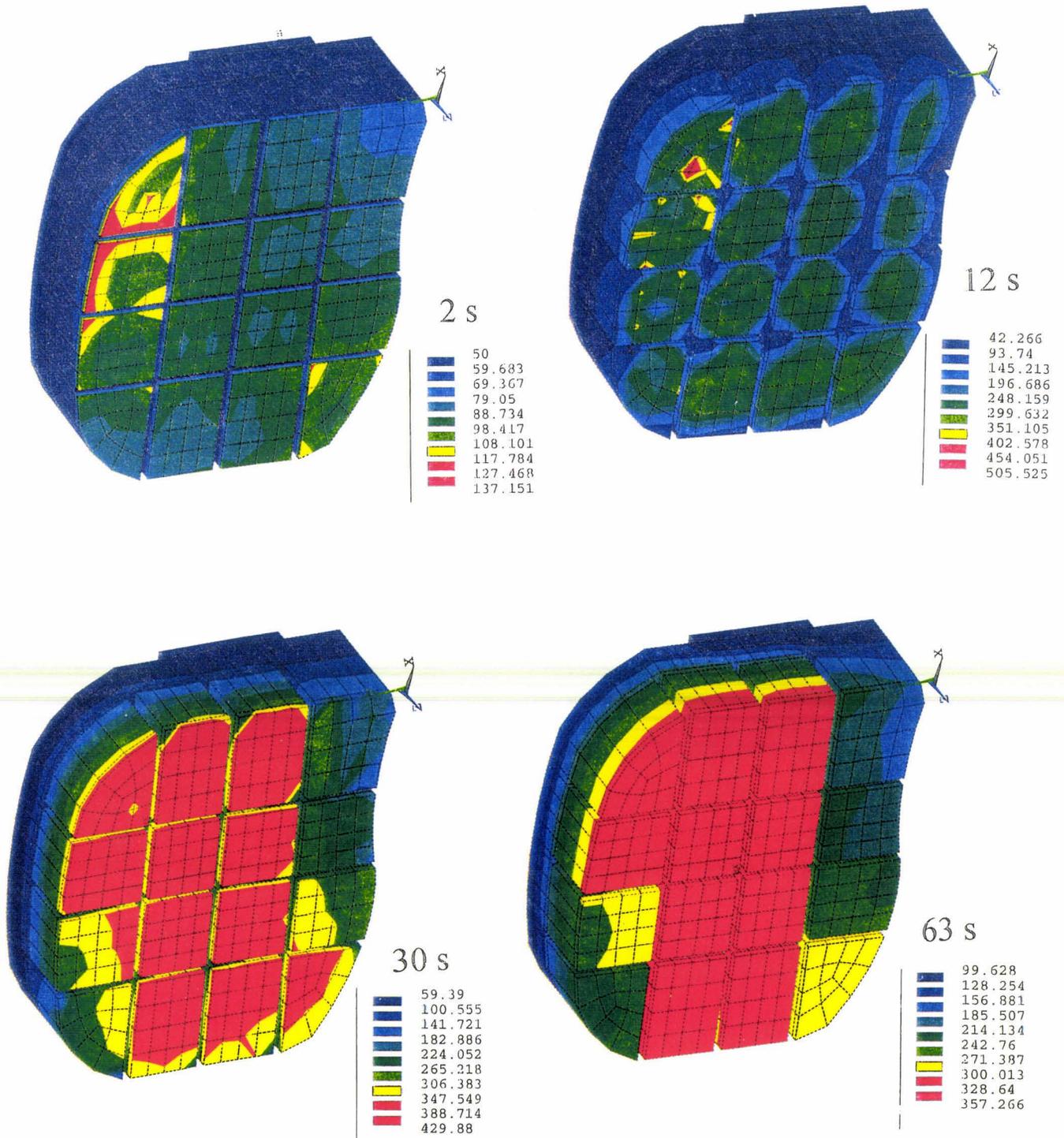


Fig. V.15c Répartition des températures de la garniture optimisée

V.8 VALIDATION EXPERIMENTALE

L'étude expérimentale a été réalisée sur un banc d'essai à l'échelle 1. Les températures ont été mesurées par 12 thermocouples répartis sur l'un des deux blocs de friction et situés à 3 mm de la surface de frottement.

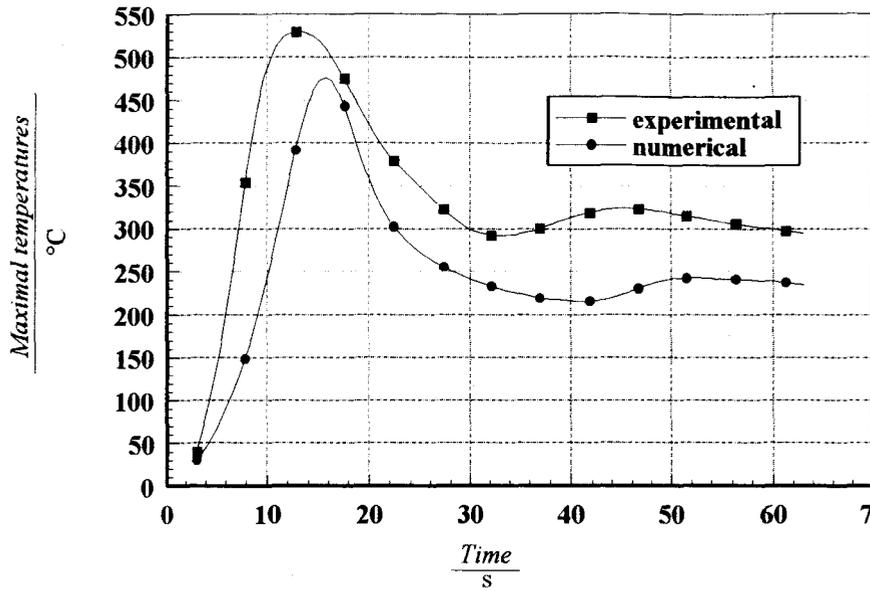


Fig. V.16a Comparaison expérimentale de la température maximale de la garniture pour 1 rainure (matériau 671, garniture UIC)

Les figures V.16a et V.16b montrent l'évolution de la température maximale pour un module d'élasticité $E_1=3150$ MPa avec 1 et 3 rainures, soient respectivement les garnitures 671 et 671 optimisée. Sur ces figures, les résultats numériques et expérimentaux ont été comparés.

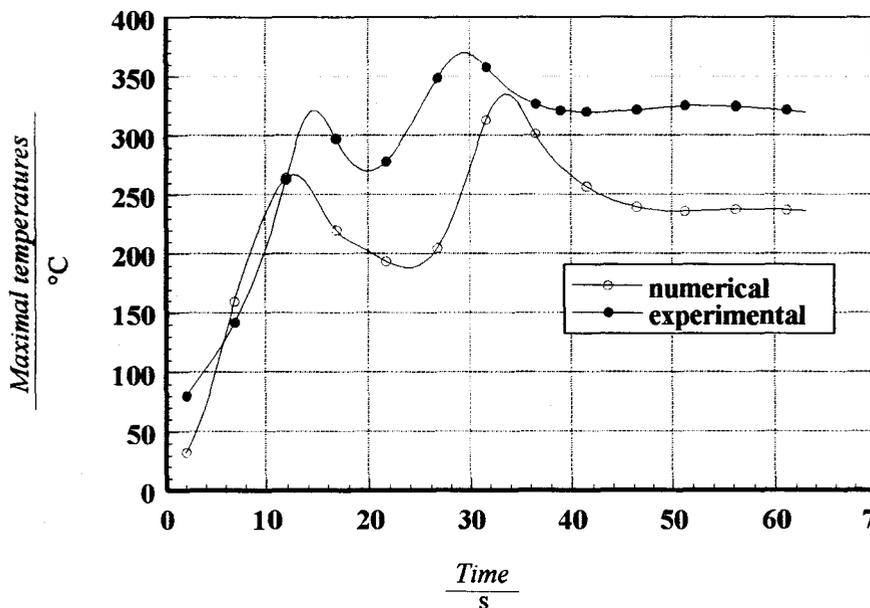


Fig. V.16b Comparaison expérimentale de la température maximale de la garniture pour 3 rainures (matériaux 671, garniture optimisée.)

V.8 INFLUENCE DE L'OPTIMISATION SUR LES PROPRIETES TRIBOLOGIQUES

a) Usure

La modification du rainurage, de la sous-couche élastique, de la forme extérieure et de l'adjonction d'un support intégral ont permis une réduction substantielle des niveaux de températures de surface disque-garniture. Ceci sans modification du matériau de friction.

L'influence sur l'usure est décrite sur la figure V.17 qui indique une réduction importante aussi bien côté garniture que côté disque, avec la garniture optimisée (671Opt) par rapport à la configuration initiale (671)

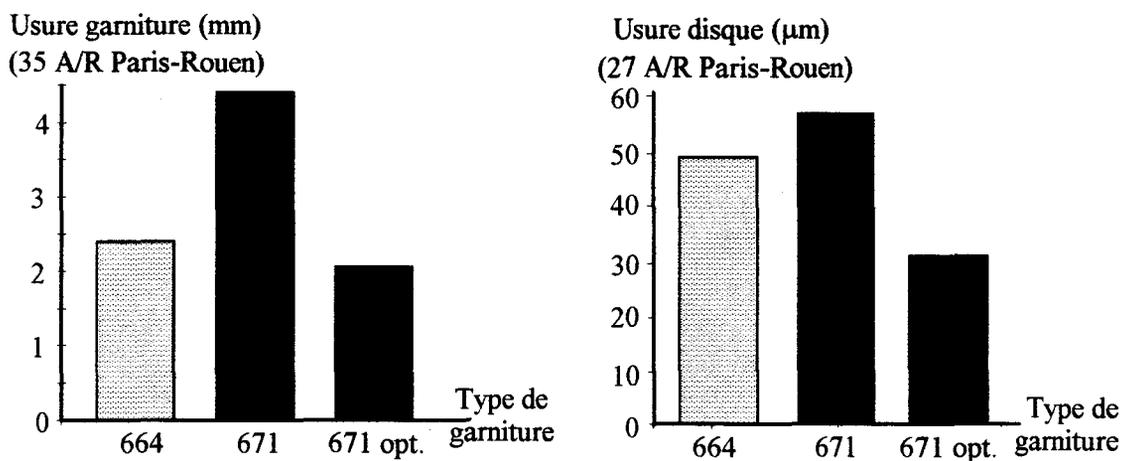


Fig. V.17 Comparaison des usures relevées pour les différents évolutions de garnitures.

b) Frottement

L'analyse du coefficient de frottement indique une élévation des performances en conditions sèches pour la garniture optimisée (figure V.18a).

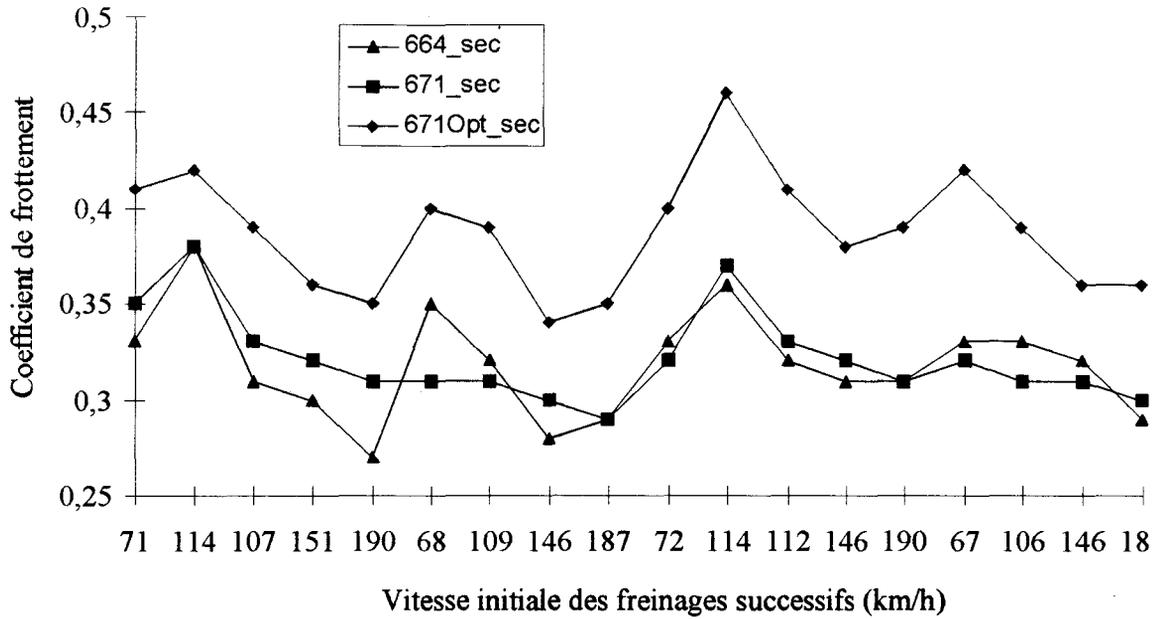


Fig. V.18a Coefficient de frottement en conditions sèches

L'incidence est moins favorable sous humidité où les variations sont importantes avec des écarts proches du simple au double d'un freinage à l'autre (figure V.18b).

Ces variations peuvent être la conséquence d'une trop bonne "portée" de contact de la garniture avec des pressions spécifiques faibles qui favorisent la naissance d'un film d'eau entre les deux corps frottants. L'adjonction de particules abrasives permettrait peut-être de limiter ce phénomène.

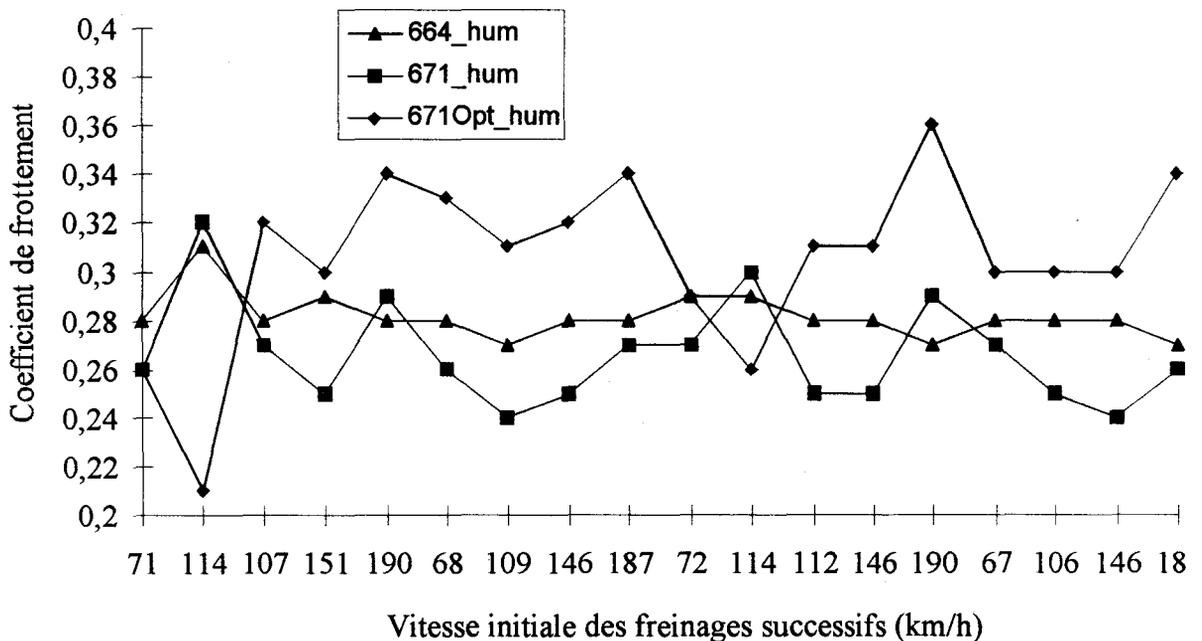


Fig. V.18b Coefficient de frottement en conditions humides

CONCLUSION

Les propriétés tribologiques de pièces en frottement tels que pour le couple de freinage dépendent de nombreux phénomènes microscopiques. Cependant, une étude d'optimisation de structure et de forme peut apporter des améliorations sensibles. Pour optimiser les garnitures de freins à disques ferroviaires nous avons développé un modèle de simulation du comportement thermomécanique basé sur la méthode des éléments finis. Celui-ci introduit la dynamique de contact, l'usure, les dilatations thermiques et l'ensemble des phénomènes thermiques.

Une étude paramétrique a été menée pour examiner l'influence de la souplesse du matériau de friction, du rainurage, de la souplesse de la sous-couche et de l'épaisseur du support intégral sur la distribution de la température à l'interface de contact disque/garniture. Dans le but d'obtenir une distribution de la température la plus uniforme possible, le travail d'optimisation nous a conduit à une garniture multicouche à bords parallèles avec 3 ou 4 rainures: la première couche constitue le matériau de friction, la deuxième est une sous-couche souple et la troisième est un support intégral rigide. Cette garniture a permis d'augmenter sensiblement les performances tribologiques et thermiques des garnitures organiques. En effets, pour un freinage d'urgence ($V_{\text{initiale}} = 160$ km/h, énergie dissipée = 10.4 MJ et une décélération de 0.7 m/s²), nous avons remarqué un gain de 200°C à 3 mm de la surface de contact, et des essais d'endurance sur banc ont révélé qu'après 35 aller/retour Paris-Rouen l'usure est diminuée de moitié sur la garniture et de 3/4 sur le disque par rapport à une garniture classique.

La détermination des gradients thermiques nécessite la connaissance du champs de pression sur les surfaces effectives de contact, correspondantes pour le calcul thermique aux zones de dissipation des flux de chaleur dans les organes en vis à vis. Le principe adopté vise à combiner une analyse thermique transitoire et un calcul de contact de manière incrémentale. L'introduction de l'usure, la caractérisation précise du contact et de ces variations lors du freinage, ainsi que l'évolution des caractéristiques des matériaux avec la température se sont avérés capitaux pour la prédiction des surfaces effectives de contact et des champs de températures résultants.

Un algorithme hybride 2D/3D a été développé pour tenir compte de la géométrie réelle de la garniture ainsi que des gradients thermiques circonférentiels. Cette technique a l'avantage d'être rapide et de prendre en considération l'effet rotation du disque. L'étude numérique a été réalisée par la méthode des éléments finis adjointe à des développements spécifiques.

L'utilisation des techniques expérimentales récentes par thermographie infrarouge, avec mesure continue des températures de la face tournante du disque, s'est avérée cruciale pour la mise en évidence des phénomènes à simuler. Les résultats numériques, comparés à ces mesures ont permis de valider les modèles développés pour la détermination des gradients thermiques et de leurs variations mises en évidence par des "cercles de feu" sur la surface du disque. Les températures de la garnitures sont mesurées par des thermocouples noyés placés près de la surface de frottement.

Perspectives:

L'étude expérimentale a révélé que l'usure de la garniture optimisée se présente en forme de crémaillère ou en dents de scie. Nous pensons que ce problème est dû principalement au couple de frottement. Il est amplifié par la souplesse de la sous-couche qui permet une amplitude de rotation des plots plus importante. Afin de tenir compte de ce phénomène dans le calcul thermomécanique 3-D, un calcul de contact avec frottement est nécessaire.

La garniture est montée sur un support supposé infiniment rigide qui lui est solidaire, cela nous a amené jusqu'ici à considérer une pression d'application uniforme sur la face arrière de la garniture quelles que soient ses déformations. Nous proposons de tenir compte de la rigidité du porte garniture et de ses déformations au cours du freinage, qui peuvent avoir une influence non négligeable sur la distribution des pressions à l'interface disque-garniture.

L'introduction des sollicitations dynamiques sur la garniture est également prépondérante si l'on considère le cas de la formation de "points chauds" macroscopiques sur le disque, dont les mécanismes ont pu être appréhendés lors d'une étude antérieure [22]. L'étude de la réponse dynamique de la garniture face à cette sollicitation doit permettre d'approfondir le modèle de comportement et donc d'optimiser la garniture dans les conditions les plus sévères. Nous proposons alors d'étudier la dynamique de la garniture en présence des points chauds et d'analyser ces différentes réponses par rapport à l'importance des excitations. Ensuite, nous proposons d'étudier l'influence de l'amortissement globale de la garniture sur la dynamique de contact.

Les matériaux composites à matrice organique ont des lois de comportement généralement anisotropes, avec des transformations chimiques à différents seuils de température, et un amortissement considérable. Une meilleure description de ces matériaux doit être effectuée.

L'humidité peut baisser d'une manière importante le coefficient de frottement global. L'introduction de lois de frottement spécifiques permettra d'expliquer ce phénomène et de proposer des solutions constructives.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] **ANDERSON A.E. & KNAPP R.A.**, Hot spotting in automotive friction systems. *International Conference on Wear of Materials*, vol. 2, pp. 673-680, 1985.
- [2] **ANSYS User's Manuel - Revision 5.0**, vol. I, II, III, IV, *Swanson Analysis System Inc.*, 1992.
- [3] **BARBER J.R.**, Thermoelastic instabilities in the sliding of conforming solids. *Proc. Royal Soc.*, A.312, pp.381-394, 1969.
- [4] **BENILLOUCHE F., PAJANI D., BREMOND P. & POTET P.**, Thermographie infrarouge d'objets tournant à grande vitesse. *Ingénieurs de l'automobile*, n° 667, pp. 51-53, 1992.
- [5] **BENSEDDIQ N., WEICHERT D. & SEIDERMAN J.**, Conception d'une nouvelle garniture composite de frein à disque ferroviaire. *Journées Européennes du Freinage (JEF 95)*, Lille, France, 10 p., 12-13 Déc. 1995.
- [6] **BENSEDDIQ N., WEICHERT D., SEIDERMAN J. & MINET M.**, Optimization of design of railway disc brake pads. *Proc. Instn. Mech. Engrs*, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, vol. 210, pp. 51-61, 1996.
- [7] **BERTHIER Y., VINCENT L. & GODET M.**, Interaction 'mécanique-matériaux' en Fretting Fatigue. *Fatigue des structures industrielles, IITT International*, pp. 139-156, 1989.
- [8] **BLOK H.**, Theoretical study of temperature rise at surfaces of actual contact under oiliness lubricating conditions. *Proc. Instn Mech Engrs, General discussion on lubrication*, vol. 2, pp. 222-235, 1937.
- [9] **BOITEUX M. & CHRISTIANS B.**, Les équipements de freinage des futures rames TGV-Atlantique. *Revue Générale des Chemins de Fer*, pp. 7-20, Sep. 1987.
- [10] **CARSLAW H.S. & JAEGER J.C.**, Conduction of heat in solids. *Oxford : Clarendon Press*, 1959.
- [11] **COLIN F. & FLOQUET A.**, Combination of finite element and integral transform techniques in a heat conduction quasi-static problem. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 1986, vol. 23, pp.13-23.
- [12] **CURNIER A.**, A theory of friction. *International Journal of Solides Structures*, vol. 20, pp. 637-647, 1984.
- [13] **DAY A.J. & AHSI A.B.**, Heat flow and temperatures in friction material during braking. *17th Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, Leeds, U.K., Sep. 1990.

- [14] **DAY A.J. & NEWCOMB T.P.**, The dissipation of frictional energy from the interface of an annular disc brake. *Proc. Instn Mech Engrs*, vol. 198, pp. 201-209, 1988.
- [15] **DAY A.J.**, Brake interface temperature prediction. *Second Brakes Workshop, University of Bradford*, nov. 1990.
- [16] **DAY A.J.**, Energy transformation at the friction interface of a brake. *Ph.D. Thesis, Loughborough University of Technology*, sep. 1983.
- [17] **DOW T.A. & BURTON R.A.**, Thermoelastic instabilities of sliding contact in the absence of wear. *Wear*, vol. 19, pp. 315-328, 1972.
- [18] **DUBENSKY R. G.**, Experimental techniques for rotor performance measurements. *SAE, paper 850078*, 1985.
- [19] **DUFRENOY P. & WEICHERT D.**, Prediction of railway disc brake temperatures taking the bearing surface variations into account. *Proc. Instn. Mech. Engrs, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, vol. 209, pp. 67-76, 1995.
- [20] **DUFRENOY P. & WEICHERT D.**, Thermomechanical modelling of disc brakes. *International Symposium on Technological Innovation in Guided Transports, Proc. 2*, pp. 813-823, Lille, 28-30 Sept. 1993.
- [21] **DUFRENOY P., BENSEDDIQ N. & WEICHERT D.**, Comportement thermomécanique des disques de freins, optimisation et influence sur les propriétés tribologiques., *Tribologie et environnement lubrifié et non standard (matériaux, sollicitations, ...)*, Journées STF 1996 Mai 21-23, Moret sur Loing, France.
- [22] **DUFRENOY P.**, Etude du comportement thermomécanique des disques de freins vis à vis de la défaillance. *Thèse de mécanique, USTL-LML*, Déc. 1995.
- [23] **DUFRENOY P., WEICHERT D. & MARGUET B.**, Prediction of the surface thermal gradients of railway disc brakes. *Journées Européennes du Freinage (JEF 95), Lille, France*, 10 p., 12-13 Déc. 1995.
- [24] **ERDELYT A.**, Tables of integral transforms. *New York : McGraw-Hill Book Company*, 1954, vol. 2, pp. 391-451.
- [25] **FENG Z.Q. & TOUZOT G.**, Modélisation des grandes déformations rigide-plastiques en présence de contact et de fissuration. *Rapport interne, MNM, UTC*, 1989.
- [26] **FLETCHER L.S., BLANCHARD D.G. & KINNEAR K.P.**, Thermal conductance of multilayered metallic sheets. *Journal of thermophysics and heat transfer*, vol. 7, n°1, 1993.
- [27] **FLOQUET A.**, Les températures éclairs en milieu multicouches. *Eurotrib, 47ème Congrès Européen de Tribologie, Ecully*, 1985. Amsterdam : Elsevier, vol. 1, 4.2.1.

- [28] **FORSYTHE G.E. & WASON W.R.**, Finite difference methods for partial differential equations. *New York : Wiley, Applied Mathematics Series*, 1960.
- [29] **FREDRIKSSON B.**, Finite element solution of surface non-linearities in structural mechanics with special emphasis to contact and fracture mechanics problems. *Comput. Structures*, vol. 6, pp. 281-290, 1976.
- [30] **GREENWOOD J.A. & WILLIAMSON J.B.P.**, Contact of nominally flat surfaces. *Proc. R. Soc. Lond.*, A295, pp. 300-319, 1966.
- [31] **HARDING P.R.J. & WINTLE J.B.**, Flexural effects in disc brake pad. *Proc. Instn. Mech. Engrs*, vol. 192, pp. 1-7, 1978.
- [32] **HOLMAN J.P.**, Heat transfer. *Library of Congress Cataloging in Publication Data*, 1981.
- [33] **JIANG L. & ROGERS J.L.**, Combined Lagrangian multiplier and penalty function finite element technique for elastic impact analysis. *Computer & Structures*, vol. 30, n°6, pp. 1219-1229, 1988.
- [34] **KENNEDY F.E. & LING F.F.**, A thermal, thermoelastic and wear simulation of a high-energy sliding contact problem. *Journal of Lubrification Technology, Transactions of the ASME*, pp. 497-507, July 1974.
- [35] **KENNEDY F.E., COLIN F., FLOQUET A. & GLOWSKI R.**, Improved techniques for finite element analysis of sliding surface temperatures. *Proceeding of the 10th Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, Lyon, sept. 1983. London : Butterworths, pp. 138-150.
- [36] **LEROY J.M.**, Modélisation thermoélastique des revêtements de surface utilisés dans les contacts non lubrifiés. *Thèse de mécanique*, INSA de Lyon, Déc. 1989.
- [37] **LIMPERT R.**, Brake design and safety. *Editions Lavoisier*, 1992.
- [38] **LING F.F. & PU S.L.**, Probable interface temperatures of solids in sliding contact. *Wear*, vol. 7, pp. 23-34, 1964.
- [39] **LING F.F. & YANG C.F.**, Surface temperatures of moving layered composites. *ASME, Surface Mechanics Winter Annual Meeting*, 16-21, pp. 164-176, Nov. 1969.
- [40] **MADHUSUDANA C.V. & FLETCHER L.S.**, Contact heat transfer - The last decade. *AIAA Journal*, vol. 24, n°3, pp. 510-523, 1986.
- [41] **MASSONI E., BELLET M. & CHENOT J.L.**, Thin sheet forming numerical analysis with a membrane approach, *Euromech 233, Sophia Antipolis, France*, Août 1988.
- [42] **McWAID T. & MARSCHALL E.**, Thermal contact resistance across pressed metal contacts in a vacuum environment. *Int. Journal of Heat Mass Transfer*, vol. 35, n°11, pp. 2911-2920, 1992.

- [43] **METAL HANDBOOK**, Properties and selection. Iron and steels, 9th edition, *American Society for Metals*, vol. 1, pp. 641, 1978.
- [44] **MISSORI S. & SILI A.**, Optimizing proportions of railway brake discs by temperature transients evaluation. *Proc. Instn Mech Engrs*, vol. 202, pp. 91-99, 1988.
- [45] **NEWCOMB T.P. & SPURR R.T.**, Braking of road vehicles. *Chapman and Hall Ltd*, 1967.
- [46] **NEWCOMB T.P.**, Temperatures reached in disc brakes. *J. Mech. Engng. Sci.*, vol. 2(3), pp. 167-177, 1960.
- [47] **ODEN J.T. & PIRES E.B.**, Non local and non linear friction laws and variational principles for contact problems in elasticity. *Journal of Applied Mechanics*, vol. 50, pp. 421-432, 1983.
- [48] **PAJANI D.**, Mesure par thermographie infrarouge. *ADD Editeur, 72/74 rue B. Iské, Le Plessis-Robinson*, 1989.
- [49] **PETERSON G.P. & FLETCHER L.S.**, Thermal contact conductance of packed beds in contact with a flat surface. *ASME Journal of Heat Transfer*, vol. 110, n°1, pp. 38-41, 1987.
- [50] **PLAY D.**, Portance et transport des troisièmes corps en frottement sec. *Thèse de Docteur-Ingénieur, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon*, 1979.
- [51] **RAISON J.**, Les matériaux de freinage. *Revue Générale de Chemins de Fer*, pp. 27-36, Juil. 1991.
- [52] **RHEE S.K. & LIU T.**, High temperature wear of asbestos-reinforced friction materials. *Wear*, vol. 37, pp. 291-297, 1976.
- [53] **SANTINI J.J., KENNEDY F.E. & LING F.F.**, Effect on design factors on surface temperature and wear in disc brakes. *NASA CR 134923*, 1976.
- [54] **SAUMWEBER E.**, Les applications de la tribologie en ferroviaire. *Journées Européennes du Freinage (JEF 92), Lille, France, Déc. 1992.*
- [55] **SAUMWEBER E.**, Temperaturberechnung in Brems Scheiben für ein beliebiges Fahrprogramm. *Leichtbau der Verkehrsfahrzeuge*, vol. 3, 1969.
- [56] **SEIDERMAN J.**, Effet de la chaleur sur les matériaux de frottement et leur constituants, *Rapport Interne FLERTEX matériaux de friction, Villeneuve-la-Garenne le 23 août 1994.*
- [57] **TIROVIC M. & DAY A.J.**, Disc brake interface pressure distributions. *Proc. Instn. Mech. Engrs*, vol. 205, pp. 137-146, 1991.
- [58] **TIROVIC M. & DAY A.J.**, The calculation of temperatures in brakes. *Second Brakes Workshop, University of Bradford, Nov. 1990.*

- [59] **TIROVIC M. & TORODOVIC J.**, Flexural effects in commercial vehicle disc brake pads. *Conference on disc brakes for commercial vehicles, London*, paper C455/88 (Institution of Mechanical Engineers, London), pp. 47-52, 1988.
- [60] **TIROVIC M.**, Theoretical-experimental analyses of deformations of disc brake pads due to mechanical and thermal loads. *MSc thesis, Faculty of Mechanical Engineering, Belgrade University*, 1982.
- [61] **TOURATIER M. & TICO B.**, Modélisation et simulation numérique en thermomécanique. Application à la conception de disques de freins à haute énergie. *Journées Européennes du Freinage (JEF 92), Lille, France, Déc. 1992.*
- [62] **TUMBRINK H.J.**, Measurement of load distribution on disc brakes pads and optimisation using the ball pressure methods. *SAE, paper 890863*, 1989.
- [63] **UIC**, Garnitures pour freins à disques et semelles composites. *Office de Recherches et d'Essais de l'Union Internationale des Chemins de fer, Oudenoord 60 3513 EV, Utrecht, Pays-bas*, Avril 1985.
- [64] **WILLIAMSON M. & MAJUMDAR A.**, Effect of surface deformations on contact conductance. *Transactions of the ASME*, vol. 114, pp. 802-810, 1992.
- [65] **DUVAUD G. & LIONS J.L.**, Les inéquations en mécanique et en physique. Dunod, Paris 1972.
- [66] **SARGENTON D.**, Le freinage. *Revue Générale des Chemins de Fer*, Nov., pp. 533-540, 1984.
- [67] **RAISON J.**, Brake equipment for TGV-2N trainsets - braking adhesion. *International Symposium on Technological Innovation in Guided Transports*, Proc. 2, pp. 793-802, Lille, 28-30 Sept. 1993.
- [68] **BOITEUX M. & CHRISTIANS B.**, Les équipements de freinage des futures rames TGV-Atlantique. *Revue Générale des Chemins de Fer*, Nov., pp. 7-20, 1987.

