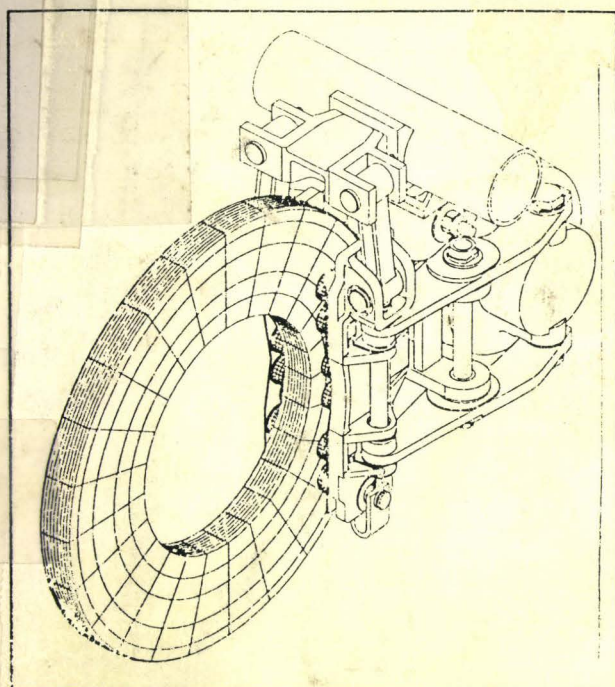




UNIVERSITE DES SCIENCES ET
TECHNOLOGIES DE LILLE

LABORATOIRE DE MECANIQUE DE
LILLE

EUDIL - Groupe Fiabilité des Structures

THESE DE DOCTORAT

Spécialité: Mécanique

Présentée par

Philippe DUFRENOY

ETUDE DU COMPORTEMENT THERMOMECHANIQUE
DES DISQUES DE FREINS
VIS A VIS DES RISQUES DE DEFAILLANCE
Application au domaine ferroviaire

Soutenue le 22 décembre 1995
devant le jury composé de:

Président et rapporteur :	Mme INGLEBERT	Professeur, ISMCM-CESTI, Saint Ouen
Rapporteur :	Mr OUDIN	Professeur, Université de Valenciennes et du Hainaut Cambrésis
Directeur de thèse :	Mr WEICHERT	Professeur, Institut für Allgemeine Mechanik, Aachen
Coordinateur :	Mr DEGALLAIX	Professeur, Ecole Centrale de Lille
Coordinateur :	Mr LANDJERIT	Professeur, Ecole Universitaire d'Ingénieurs de Lille
Invité :	Mr GAUDEFRY	Chef de Département à la Direction Industrielle et Technique, GEC ALSTHOM TRANSPORT S.A.
Invité :	Mr MARGUET	Chef du Service Etudes Avancées, GEC ALSTHOM TRANSPORT S.A., Etabl ^t CIMT
Invité :	Mr SAUVESTRE	Chef de la Division des Essais à poste fixe, SNCF, Centre d'Essais de Vitry

SCD LILLE 1



D 030 258641 0

REMERCIEMENTS

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 l'attention qu'il a portée à ce travail et pour la confiance qu'il m'a accordée en me laissant un large champ d'initiative. Ses qualités professionnelles et humaines m'ont profondément marqué et ont favorisé le bon déroulement de cette étude

Je voudrais également adresser mes plus vifs remerciements:

- A Monsieur LEGRAND, Directeur de l'EUDIL ainsi qu'à Monsieur MICHEAU, Directeur du Laboratoire de Mécanique de Lille pour avoir mis à disposition les moyens nécessaires au bon déroulement de cette étude.
- A Monsieur GILLET et Monsieur KREBS, ancien et nouveau Directeur de la CIMT, à Monsieur CASTRES SAINT MARTIN, Responsable du Département Technique et à Monsieur HOFFMANN, Directeur Technique de GEC ALSTHOM TRANSPORT S.A.
- A Monsieur MARGUET, Chef du service Etudes Avancées de la CIMT, pour son intérêt porté à cette étude, son aide et sa disponibilité.
- A Monsieur GAUDEFROY, Chef de Département à la Direction Industrielle et Technique de GEC ALSTHOM TRANSPORT S.A., initiateur de ce projet.
- A Madame le Professeur INGLEBERT de l'ISMCM-CESTI et à Monsieur le Professeur OUDIN, du Laboratoire de Génie Mécanique de L'Université de Valenciennes, pour avoir bien voulu accepter de juger ce travail.
- A Monsieur le Professeur DEGALLAIX de l'Ecole Centrale de Lille pour ses conseils et sa disponibilité, ainsi qu'à Monsieur le Professeur LANDJERIT, pour avoir tous deux accepté de participer à ce jury.
- A Monsieur SAUVESTRE, Chef de la Division Essais à poste fixe à la SNCF ainsi qu'à Monsieur SEIDERMAN, Directeur Technique de la Société FLERTEX, pour l'intérêt qu'ils ont porté à cette étude et pour avoir mis à ma disposition les moyens nécessaires à son bon déroulement.
- A Monsieur ZARZEWSKI de l'Ecole des Mines de Douai et à Monsieur BREMOND de la Société Additional, pour leur aide technique précieuse.

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

Remerciements

A mes collègues de travail et amis chercheurs et tout particulièrement Messieurs WATREMEZ, GROSS-WEEGE, BENSEDDIQ, SANSEN, PYRZ et MUSIAL pour leurs discussions fructueuses et leur soutien moral et amical.

En dernier lieu, je tiens à remercier tous mes proches, parents et amis, et plus particulièrement mon épouse pour son aide et le soutien moral qu'elle m'a apportés. C'est à elle et à sa patience que je dédie ce rapport.

SOMMAIRE

	<i>Page</i>
<i>Résumé</i>	1
<i>Notations générales</i>	3
INTRODUCTION	5
<u>I PRESENTATION</u>	7
1.1 Contexte et motivation de l'étude	7
1.1.1 Contexte	7
1.1.2 Motivations de l'étude et position du problème	16
1.2 Synthèse bibliographique	19
1.2.1 Problème thermique et méthodes de résolution	19
1.2.2 Champs de contraintes issus des gradients thermiques	30
1.2.3 Présentation phénoménologique de l'endommagement par fissuration	31
1.3 Descriptif de l'étude - Objectifs et méthodologie	32
<u>II TECHNIQUES EXPERIMENTALES</u>	36
2.1 Moyens classiques de mesure des températures	37
2.2 Moyens utilisés dans notre étude pour la mesure des températures	39
2.2.1 Mesure de la distribution surfacique des températures par thermographie infrarouge	39
2.2.2 Thermocouples noyés dans la garniture près de la surface de frottement	46
2.3 Mesure des contraintes résiduelles, par la méthode du Hole Drilling Strain Gage (ou "méthode du trou")	47
<u>III THEORIE et MODELISATION THERMOMECHANIQUE</u>	52
<u>3.A Algorithme thermomécanique - Etude des effets radiaux ("cercles de feu")</u>	53
3.A.1 Matériaux	54
3.A.1.1 Disque du TGV-A	54
3.A.1.2 Garnitures	58
3.A.2 Approche thermique	63
3.A.2.1 Energie à dissiper	63
3.A.2.2 Performance du couple de friction disque/garnitures	64
3.A.2.3 Position du problème thermique vis à vis de la modélisation par la M.E.F.	66
3.A.2.4 Partition du flux de chaleur entre le disque et les garnitures	70
3.A.2.5 Distribution du flux de chaleur sur les faces de frottement	84
3.A.2.6 Dissipation de chaleur dans l'environnement	88
3.A.2.7 Méthode de résolution thermique	96

3.A.2.8	Modélisation	96
3.A.2.9	Résultats du module thermique (hypothèse de pression uniforme)	98
3.A.3	Algorithme thermomécanique: approche 2D	107
3.A.3.1	Motivations	107
3.A.3.2	Description	108
3.A.3.3	Résolution statique	108
3.A.3.4	Résolution du problème de contact	112
3.A.3.5	Usure	113
3.A.3.6	Présentation des résultats	114
3.A.4	Algorithme thermomécanique: approche 3D	132
3.A.4.1	Motivations et méthodologie: couplage 2D/3D	132
3.A.4.2	Description	134
3.A.4.3	Résultats	137
3.B	<u>Approche des phénomènes circonférentiels ("points chauds")</u>	153
3.B.1	Description du phénomène	153
3.B.2	Couplage flambage/comportement inélastique	154
3.B.3	Application de l'approche des instabilités thermoélastiques	159
3.B.4	Observations complémentaires	162
3.B.5	Conclusion	167
IV	<u>APPROCHE DES PHENOMENES D'ENDURANCE</u>	169
4.1	Approche phénoménologique	169
4.2	Endommagement par fatigue thermique: définitions	173
4.2.1	Fatigue oligocyclique	173
4.2.2	Démarche	174
4.3	Sollicitations thermomécaniques transitoires du disque: vérification des hypothèses de fatigue oligocyclique	175
4.3.1	Sollicitation étudiée	175
4.3.2	Cycle de sollicitations stabilisé	184
4.4	Prévision de la durée de vie à l'amorçage	191
V	<u>SYNTHESE, PERSPECTIVES et DEVELOPPEMENTS</u>	197
	CONCLUSION	201
	Références bibliographiques	203
Annexe 1	Calcul de la vitesse d'écoulement moyenne dans les conduits internes des disques ventilés	A.1
Annexe 2	Coefficients pour la formulation de la convection dans les conduits internes des disques ventilés à étauçons ronds	A.2
Annexe 3	Méthodes de résolution thermiques et statiques	A.3
Annexe 4	Résolution du problème de contact	A.10

RESUME

L'augmentation continue des énergies et des puissances de freinage des systèmes ferroviaires, a conduit peu à peu les disques de freins vers leurs limites d'utilisation, mises en évidence par des échauffements thermiques considérables (supérieurs à 1000°C) et par l'apparition de fissures en surface des pistes de frottement.

Les travaux présentés ont consisté à développer des modèles numériques du comportement thermomécanique des disques de freins, afin de mieux comprendre les phénomènes engendrés et de prédire les niveaux de performance et d'endurance face à une sollicitation donnée. L'interaction des phénomènes physiques étant complexe (échanges thermiques, frottement, usure, dilatations thermiques, transformations des matériaux, etc.), il s'agit de distinguer les mécanismes prépondérants, tout en dépassant les approches simplifiées qui n'intègrent que le bilan thermique ou la réponse linéaire thermoélastique.

Pour appréhender les gradients thermiques effectifs de surface, la dynamique de contact de la garniture est introduite, régie par les variations de l'usure, des dilatations thermiques, des champs de pression de contact, des caractéristiques des matériaux ou encore des déformations plastiques.

L'utilisation de 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 symbolisés par des "cercles de feu" sur la surface du disque.

L'analyse des contraintes issues des gradients thermiques a permis d'associer le développement de "points chauds stabilisés", à un phénomène de flambement du disque dû à l'état de compression circonférentielle, et qui serait initié lors de la transition élasto-plastique. Les observations expérimentales semblent vérifier cette hypothèse, qui doit cependant être approfondie et liée à l'initiation des "points chauds non stabilisés", appréhendés par les "instabilités thermoélastiques".

La présence des points chauds stabilisés correspond à la sollicitation thermomécanique la plus endommageante pour le disque, pour laquelle il a pu être mis en évidence le risque d'une sollicitation cyclique en traction-compression avec déformation plastique d'amplitude variable. Celle-ci est caractéristique de la fatigue thermique oligocyclique, dont les premiers calculs montrent qu'elle peut être à l'origine de la fissuration des disques.

La compréhension de ces phénomènes et les modèles développés doivent permettre de définir et de repousser les limites des systèmes actuels, afin d'augmenter les capacités de charge et les vitesses de service des véhicules ferroviaires.

Mots-clés

frein à disque, transferts de chaleur, comportement thermomécanique, contact, point chaud, fatigue thermique, usure, thermographie infrarouge, freinage ferroviaire

ABSTRACT

For several years, considerable increase of the energy and the performance of the railway braking systems have pushed the braking discs more and more to their limits. This is illustrated by high temperatures (more than 1000°C), and by the appearance of cracks on the friction surface.

The presented work consisted in developing a numerical model of the thermomechanical behaviour of disc brakes in order to get a realistic simulation of the observed effects, and to predict the efficiency of the system. Because of the complexity and the interaction between the physical phenomena (heat transfer, friction, wear, thermal distortions, martensitic transformation effects, contact variations...), the main mechanisms have to be discerned and the classical thermal and thermoelastic approaches have to be enhanced.

In order to predict the actual thermal gradients on the surface of the disc, the dynamic contact behaviour of the pad is introduced, governed by the variations of wear, distortions, contact pressure, characteristics of the materials and plastic effects.

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 rings" on the surface, and to validate the numerical model.

Thermal stress calculations have shown that the occurrence of "fixed hot spots" on the surface during braking may be due to buckling of the disc, induced by high compressive circumferential straining. This effect has been equally observed by experiments but has still to be investigated. It may be connected to the initiation of "non-fixed hot spots" studied by the theory of "thermoelastic instabilities".

It has been shown that the thermomechanical solicitation due to the "fixed hot spots" may induce cycling of tensile and compressive stresses with plastic strain variations. Consequently, thermal low-fatigue may arise, and first results indicate that it may correspond to the occurrence of the surface cracks on the disc.

Such investigations and the corresponding numerical model could give precise information in order to predict the actual limits of the present systems, and to improve their design to enhance the potential velocities and the carrying load capacity of the railway vehicles.

Keywords

disc brake, heat transfer, thermomechanical behaviour, contact, hot spot, thermal fatigue, wear, infrared thermograph, railway braking

NOTATIONS GENERALES

Indices:

d	disque
g	garniture

Notations latines:

a	décélération (m.s^{-2})
c	capacité thermique massique ($\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$)
d_a	distance d'arrêt (m)
e_d	épaisseur du disque (m)
e_g	épaisseur de la garniture (m)
F_m	effort retardateur moyen en rame (N)
h_d	coefficient de convection du disque ($\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$)
h_g	coefficient de convection de la garniture ($\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$)
k	conductivité thermique ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)
E	module d'Young (N.m^{-2})
F	facteur de forme pour le rayonnement
N_a	nombre de cycle avant amorçage de fissure
N_r	nombre de cycle avant rupture
N_u	nombre de Nusselt
q_{cv}	flux de chaleur dissipé par convection (W)
q_d	flux de chaleur dissipé par le disque (W)
q_g	flux de chaleur dissipé par la garniture (W)
q_r	flux de chaleur dissipé par rayonnement (W)
Q	flux de chaleur total à dissiper, issu de la puissance de freinage (W)
Re	nombre de Reynolds
S_d	surface de la piste de frottement du disque (m^2)
S_g	surface de la piste de frottement de la garniture (m^2)
t	temps (s)
t_0	temps de réponse de la commande du frein (s)
t_f	durée du freinage (s)
T	température (K)
T_{air}	température de l'air ambiant loin de la paroi (K)
T_d	température de surface du disque (K)
T_{init}	température initiale du disque (K)
V_d	volume du disque (m^3)

Notations grecques:

α	coefficient de dilatation thermique (K^{-1})
ϵ	émissivité
γ	diffusivité thermique = $k/\rho c$ ($\text{m}^2.\text{s}^{-1}$)
θ	température ($^{\circ}\text{C}$)
θ_{air}	température de l'air ambiant loin de la paroi ($^{\circ}\text{C}$)
θ_d	température de surface du disque ($^{\circ}\text{C}$)
θ_{init}	température initiale du disque ($^{\circ}\text{C}$)

Notations générales

ρ	masse volumique (kg.m^{-3})
σ	constante de Boltzmann ($= 5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-4}$)
ξ	effusivité $= \sqrt{kpc}$ ($\text{J.m}^{-2}.\text{K}^{-1}.\text{s}^{-0.5}$)

Notations mathématiques:

$\{ \}$	vecteur
$[\]$	matrice

INTRODUCTION

Les progrès accomplis ces dernières années dans le domaine ferroviaire, notamment au niveau de la propulsion et de la stabilisation des bogies, ont permis la mise au point de trains atteignant des vitesses de plus de 500 km.h^{-1} , pour une masse avoisinant les 500 tonnes.

Cette vitesse est cependant limitée en service à 300 km.h^{-1} , signe de difficultés qui restent à résoudre, dont la limite actuelle des systèmes de freinages et de leur fiabilité. Un exemple significatif est qu'un TGV lancé à 300 km.h^{-1} nécessite en cas de freinage d'urgence au minimum 3300 m avant de s'arrêter.

Afin de repousser ces limites, de nombreuses actions de recherche ont été entreprises depuis plusieurs années dans le domaine du freinage, aussi bien par les équipementiers, les ensambleurs et les exploitants eux-mêmes, fortement impliqués dans les choix de conception. Toutefois, l'état de connaissance reste aujourd'hui principalement empirique, étant donnée l'interaction complexe des phénomènes mis en jeu, qui fait appel à de nombreuses spécialités rendant l'approche globale difficile.

Afin de remédier à cette lacune, les dirigeants de la filiale TRANSPORT de la société GEC ALSTHOM ont initié au début des années 90, le programme "Pôle frein" qui regroupe des universitaires et des partenaires industriels, exploitants et équipementiers. Les recherches entreprises, dans les différents domaines du freinage (friction, thermomécanique, matériaux, commande, adhérence) s'appliquent aux grandes vitesses, mais également aux matériels urbains et interurbains qui nécessitent des puissances de freinage de plus en plus élevées.

L'augmentation de ces énergies et de ces puissances de freinage a conduit depuis peu à observer sur différents matériels, des niveaux de températures visiblement très élevés, et l'émergence de fissures en surface des disques de freins, après des durées d'exploitation plus ou moins longues, signe de la sévérité des sollicitations.

La motivation de cette étude réside dans le développement d'une approche numérique visant à prédire le comportement thermomécanique des disques de freins, en identifiant et en intégrant les interactions des phénomènes physiques prépondérants mis en jeu. Ceci dans le but de déterminer pour un couple de freinage face à une sollicitation donnée, les niveaux de sollicitations thermiques et thermomécaniques atteints, afin de mieux comprendre les phénomènes de défaillance notamment par fissuration.

Pour cibler la défaillance, la prise en compte des effets de premier ordre tels que la dissipation thermique ou l'approche linéaire thermoélastique est insuffisante. La forte non-linéarité des différents phénomènes nécessite d'en étudier les interactions tout en distinguant lesquels sont prépondérants. Citons le comportement élastoplastique des matériaux, leurs transformations structurales, l'usure, le problème du contact, traité généralement sous forme de liaisons internes complexes dans les fonctionnelles de la thermomécanique, par les méthodes de pénalisation par exemple, etc.

Il s'agit donc de dépasser les modèles existants, basés essentiellement sur le bilan thermique et plus rarement sur le comportement thermoélastique dans des configurations limitées.

L'investigation expérimentale fait partie intégrante de la démarche, pour la compréhension des phénomènes encore mal connus, et afin de valider les modèles établis. L'utilisation de 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 de "points chauds" sur la surface de frottement du disque.

Les modèles proposées doivent permettre d'apporter des explications sur ces observations, et de prédire leur apparition, dans le but de mieux comprendre les mécanismes de défaillance notamment par fissuration. Ceci doit conduire en outre à définir et à repousser les limites d'utilisation des systèmes actuels, à apprécier les nouveaux concepts en développement, et même à proposer des améliorations constructives afin d'augmenter les capacités de charge et les vitesses d'exploitation commerciales des véhicules ferroviaires.

§ I PRESENTATION

1.1 CONTEXTE ET MOTIVATION DE L'ETUDE

1.1.1 Contexte

De nombreux progrès technologiques ont été réalisés ces dernières années dans le domaine du freinage ferroviaire dans le but d'augmenter la vitesse de circulation des trains ainsi que le comportement en service du matériel et la sécurité. Ceci a nécessité de nombreuses améliorations si l'on considère le premier système de freinage des chariots miniers Alsaciens qui consistait en une pièce de bois disposée au dessus de la roue, articulée au flanc du wagonnet et que le conducteur, souvent enfant, pouvait actionner en appuyant du pied. Cette action avait pour but de modérer la vitesse des chariots lancés dans de faibles déclivités [GEC¹ 94].

Nous nous attacherons à décrire dans ce paragraphe les différents systèmes de freinage existant à travers le monde, puis ceux du TGV dont le frein à disque qui nous intéresse tout particulièrement. La présentation est volontairement ciblée vers les disques acier orientés grande vitesse ou forte puissance, pour lesquels le dimensionnement vis à vis des risques de défaillance est le plus délicat. La majorité des outils développés est cependant utilisable également pour les disques fonte.

a) Description des différents types de freins

Trois types de frein peuvent être répertoriés en fonction du matériel et de l'exploitation visée: les freins à friction sur roue, sur disque ou sur rail qui dissipent l'énergie sous forme de chaleur, les freins dynamiques qui convertissent l'énergie cinétique en énergie électrique elle-même dissipée dans des résistances ou dans la caténaire, et les freins linéaires à courant de Foucault qui induisent des champs magnétiques qui s'opposent au mouvement de la rame.

- Les freins à friction:

Deux modes de freinage par friction sont principalement utilisés:

- Le freinage sur roue (à sabots) est réalisé par des semelles frottant sur la table de roulement des roues dont l'acier est choisi pratiquement indépendant du problème du freinage. Trois types de matériaux sont utilisés pour les semelles: la fonte, le composite et le fritté [RAI 91]. L'utilisation de ce type de frein peut engendrer des problèmes de fatigue thermique et mécanique sur la table de roulement de la roue, et par conséquent de dégradation des voies, notamment à vitesse élevée. Il est de plus générateur de bruits non négligeables.

Pour ces raisons il ne joue généralement qu'un rôle complémentaire; il est souvent utilisé comme frein de stationnement.

- Le frein à disque consiste à pincer une couronne mobile avec des garnitures fixes. Cette couronne ou disque est généralement fixée sur l'essieu par l'intermédiaire d'un moyeu ou peut être reliée directement à la roue (on parle alors de "disque flasqué sur roue"), ou encore en bout d'essieu côté extérieur à la roue (solution non exploitée à ce jour). Pour ce type de frein, l'effort retardateur s'applique sur le rail en sollicitant l'adhérence roue-rail. Ainsi, dans le transport ferroviaire et pour ce type d'organe, la

tribologie du frein est supplantée par le souci de s'accommoder au mieux de l'adhérence du contact roue/rail [BER 92]. Celle-ci peut être favorisée dans le cas de matériels hautes performances, par des anti-enrayeurs.

- Il existe un troisième type de frein à friction: les freins électromagnétiques et à aimants permanents qui engendrent au contraire des deux précédents, des efforts indépendants des performances de l'adhérence roue-rail. L'effort retardateur est produit par frottement d'un patin sur le rail. Situés devant la roue, ils améliorent même le coefficient d'adhérence de la roue. Ils présentent néanmoins l'inconvénient d'avoir une masse élevée et d'échauffer les rails.

- Les freins dynamiques:

Appelés aussi freins générateurs ou rhéostatiques, ils 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 synchrones auto pilotés, 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 les véhicules motorisés, et l'effort de retenue, de surcroît tributaire de l'adhérence roue-rail, est nul à l'arrêt.

- Le frein linéaire à courant de Foucault:

Il 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. Ceux-ci engendrent un champ électromagnétique qui s'oppose au mouvement. 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, son poids reste important et 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⁻¹.

Tous ces types de frein présentent donc des limites d'utilisation. C'est pourquoi ils agissent en juxtaposition, en conjugaison ou en substitution suivant le matériel et les modes de freinage sollicités. Ces combinaisons de fonctionnement vont également dépendre des considérations de poids minimum notamment sur les bogies, et des choix de maintenance de l'exploitant, l'usure étant plus ou moins répartie sur les différents organes.

b) Le freinage des TGV

Le succès national et désormais international du TGV provient en dehors d'une vitesse maximale supérieure à celle de ses concurrents, du concept original de rame articulée, issue de la présence des bogies entre les caisses qui rendent leur comportement dépendant. Les avantages sont multiples: nombre d'essieux réduit, possibilité de surbaïsser les caisses entre les bogies, d'où une hauteur limitée

et donc une moindre résistance aérodynamique du train, etc. Cette conception offre de surcroît la plus grande sécurité aux voyageurs en cas d'accident.

Chaque génération de trains à grande vitesse a apporté son lot d'innovations. La rame PSE (Paris-Sud-Est), en exploitation depuis 1981, a fait appel à la technologie des moteurs à courant continu (270 km.h⁻¹). Le matériel Atlantique, TGV-A, dit de deuxième génération (300 km.h⁻¹), en 1989, 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 ondes de pression et par une nouvelle architecture informatique. La troisième génération est représentée par trois matériels. Le TGV-TMST (TransManche Super Train ou Eurostar) recourt à la traction asynchrone qui procure une puissance massive élevée, le nombre de remorques par rame passant ainsi de dix à quatorze. Le PBKA (Paris-Bruxelles-Köln-Amsterdam) reprendra la traction asynchrone en quadricourant. Enfin, le TGV-2N, qui sera mis en service commercial vers la fin 1995, innovera 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 devrait être portée à 350 km.h⁻¹, ce qui sous-entend d'améliorer les capacités de freinage des systèmes actuels.

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⁻¹. D'une longueur totale de 237 mètres, ces rames sont composées de 2 motrices encadrant 10 remorques articulées, et présentent une masse d'environ 485 tonnes en charge normale. Chaque motrice comporte 2 bogies, et le tronçon de remorques: 11 bogies porteurs intermédiaires communs à deux caisses. Ces trains intègrent trois systèmes de freinage décrits ci-dessous. La répartition des énergies dissipées est représentée sur la figure 1 [SAR 84] [LAC 86] [RAI 93].

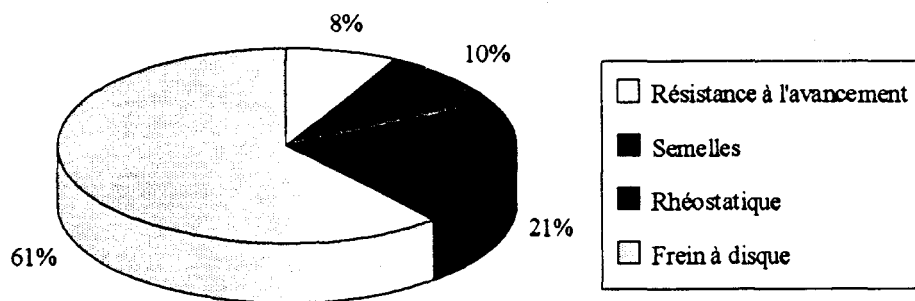


Fig. 1 - Répartition des énergies dissipées dans les différents types de freins des rames TGV

- La résistance à l'avancement, bien que modeste compte tenu du très bon aérodynamisme de ces rames, permet de dissiper 7 à 8 % de l'énergie de la rame pour un freinage d'urgence effectué à partir de 300 km.h⁻¹ [BOI 87].
- 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 auto pilotés, alimentés soit par la caténaire (frein haute tension HT) soit par des batteries (frein basse tension BT) et utilisés en alternateurs lors du freinage. Ce frein dissipe environ 20 % de l'énergie de la rame (en excitation BT).

Le frein pneumatique par semelles agit sur les 16 roues des 4 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⁻¹, la pression d'application des semelles sur les roues est de 3,6 bars maximum. Celle-ci est réduite à 1,6 bars aux vitesses supérieures afin d'éviter la destruction du sabot et l'endommagement de la table de roulement. Ce frein permet de dissiper moins de 10 % de l'énergie de la rame.

- Le freinage des bogies porteurs 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 4 par essieu (figure 2).

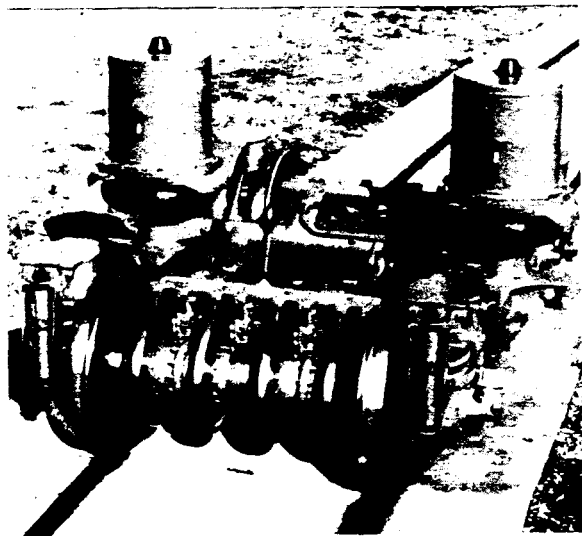


Fig. 2 - Bogie porteur du TGV-A

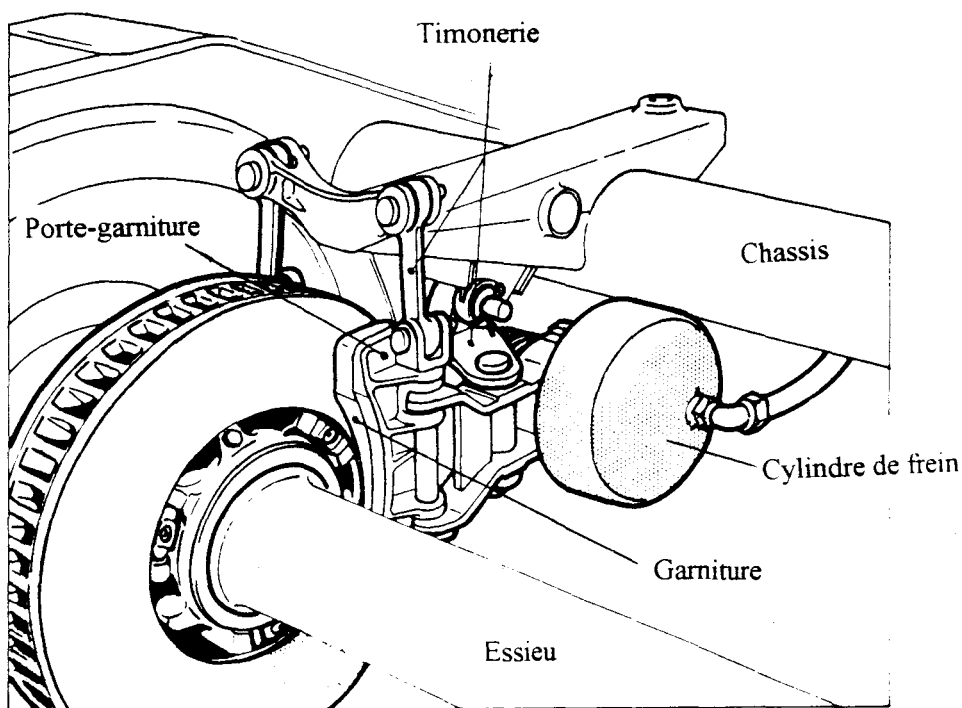


Fig. 3 - Schéma d'un équipement de freins à disques

Le dispositif se compose d'un disque solidaire de l'essieu à freiner et d'une timonerie supportant les garnitures (figure 3). Deux niveaux de sollicitations sont également appliqués selon la vitesse de la rame afin de limiter les puissances instantanées: 3 bars aux vitesses inférieures à 215 km.h⁻¹ et 2,3 bars aux vitesses supérieures pour la pression de commande. Ce frein dissipe environ 60 % de l'énergie de la rame.

En raison des nouvelles dispositions du TGV-A (réduire le freinage sur roue, alléger les bogies, réduire l'usure des roues et le bruit) et de l'augmentation de la vitesse commerciale (270 à 300 km.h⁻¹), un nouveau couple disque/garniture a été développé. La majorité des véhicules ferroviaires y compris le TGV-PSE utilise des disques ventilés en fonte principalement grise à graphite lamellaire et structure perlitique qui présente une bonne résistance mécanique et une faible usure mais par contre aucune ductilité. Ces disques sont couplés à des garnitures composites. 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.

Par ailleurs, il a été constaté que les disques ventilés tendent à absorber la puissance de traction par ventilation interne qui devient très élevée aux grandes vitesses: elle atteint 3,5 à 4,5 kW par disque à 300 km.h⁻¹ pour un disque ventilé. La conception a été modifiée, pour des disques sous forme de "galettes" non ventilés en acier forgé (disques "pleins") de 640 mm de diamètre et de 45 mm d'épaisseur (figure 4).

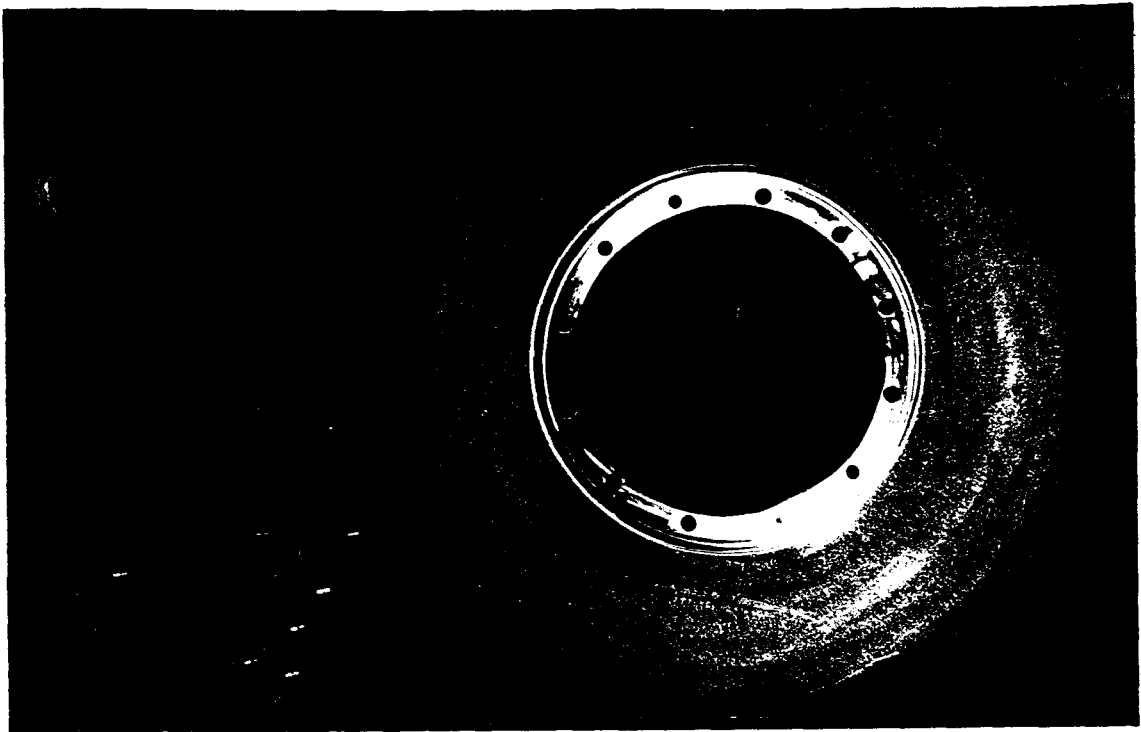


Fig. 4 - Couple de freinage des TGV (sauf PSE): disque acier non ventilé et garnitures frittées

L'acier est allié de nuance AFNOR 28CDV5.08 à haute limite élastique ($Re > 1000$ MPa à 20°C et $Re > 800$ MPa à 450°C) trempé et revenu, allié au chrome, au molybdène et au vanadium, avec une dureté sur piste de 330 à 390 HB [BOI 87] [RAI 91]. Nous avons pu retrouver ce type de nuance pour les

matériaux des aubes de turbines ou encore dans la boulonnerie haute performance des centrales nucléaires [ABD 89], [GEC 89]. Les limites d'utilisation d'un tel disque sont difficiles à préciser et dépendent des critères évoqués: capacité d'absorption énergétique, limite d'utilisation des garnitures, température maximale admissible, états limites de contraintes entraînant des déformations irréversibles, risques de fissuration, etc.

En matière de capacité énergétique, chaque disque peut absorber les 18 MJ susceptibles d'être dissipés dans la situation dégradée maximale admise, correspondant à un arrêt d'urgence effectué à partir de 300 km.h⁻¹ dans une déclivité continue de 16 ‰, avec le frein rhéostatique isolé sur un bogie moteur et un bogie porteur isolé au freinage [RAI 91]. Nous verrons lors de cette étude que les critères évoqués sont extrêmement délicats à définir et peuvent entraîner parfois des conclusions hâtives au risque de mauvaises utilisations. Citons par exemple la température maximale parfois énoncée de l'ordre de 450°C à 500°C qui correspond à une moyenne surfacique, alors que cette notion est purement fictive et que ce sont surtout les gradients de températures qui révèlent le niveau réel de sollicitation des disques.

En raison des niveaux thermiques élevés sur les surfaces de frottement, le passage des matériaux organiques classiques aux matériaux frittés fer-cuivre s'est imposé pour les garnitures. Leur mise au point reste délicate dans la mesure où elle implique de trouver une conception qui remplisse deux conditions antagonistes.

La priorité est d'assurer une répartition de pression uniforme de la garniture sur le disque afin d'éviter les gradients de température en surface, matérialisés par des cercles chauds ou taches chaudes, et afin d'obtenir une usure régulière. Cette condition requiert une garniture constituée de plots indépendants montés élastiquement sur une plaque support souple. Cependant, cette disposition est à l'encontre de la seconde condition qui est de limiter la perte d'efficacité sous humidité. En effet, un montage souple des plots leur permet de prendre, par rapport au disque un léger angle d'incidence qui favorise la formation d'un film hydrodynamique conduisant à une diminution du coefficient de frottement. Une garniture monobloc rigide est préférable sous humidité. Le compromis d'une garniture semi-rigide a dès lors été adopté, composé de plots fixés ou soudés sur une tôle d'épaisseur appropriée (figure 4). La composition du matériau fritté, notamment pour les teneurs en cuivre et en fer, peut varier sensiblement selon le fournisseur (JURID, CERAMETAL, BECORIT, etc.). Ce type de garniture associé aux disques en acier 28CDV5.08 présente un coefficient de frottement dynamique élevé de l'ordre de 0,35 à 0,4.

Ces garnitures sont scindées en deux parties symétriques appliquées sur chaque face du disque, on parle alors de demi-garnitures. L'appellation courante désigne la garniture comme le matériau de friction et le disque comme le contre-matériau.

c) Les freins à disque autres que pour les TGV-A et R

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 5).

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 déformation permanente, 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/garnitures composites sont utilisés sans inconvénient majeur sur tous les matériels ferroviaires autres que les TGV-A et R, et les derniers trains à deux niveaux V2N.

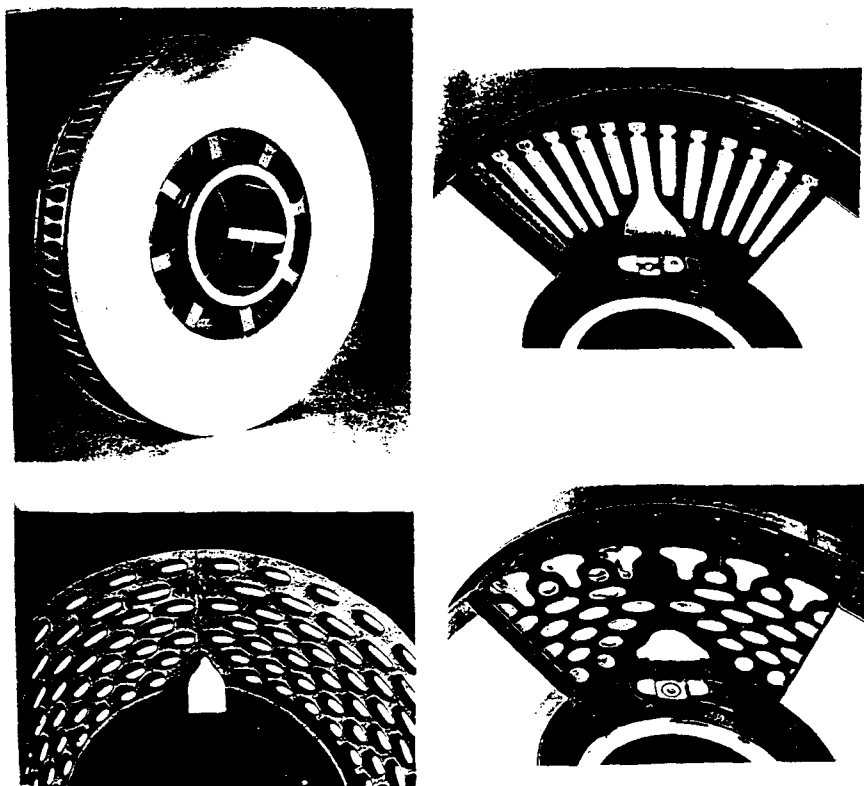


Fig. 5 - Exemples de disques de freins (fonte ventilés et acier à ventilation réduite)

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 garnitures en matériaux frittés.

Dans le cas des applications banlieue deux niveaux (V2N: vitesse maximale: 160 km.h⁻¹), même si les énergies restent inférieures à celle du TGV-A, elles présentent des puissances surfaciques instantanées très élevées qui ont conduit au rejet des disques fontes. 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 5).

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

L'application banlieue deux niveaux V2N a vu l'émergence d'un nouveau type de garniture composite organique associée au disque acier et qui a supplanté la solution frittée. Cette nouvelle génération de garnitures à matrice organique issue d'une nette amélioration de celles associées aux disques fonte pourrait être généralisée à d'autres disques acier, notamment sur les projets de disques flasqués sur roue du TGV-NG. En effet, même si ces garnitures présentent toujours des limites en températures, 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 6).

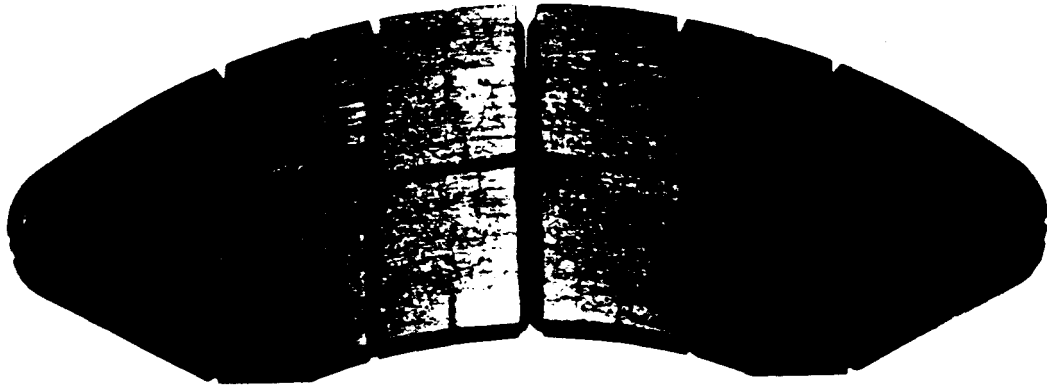


Fig. 6 - Garniture composite de forme traditionnelle (UIC)

d) Les développements futurs

Le projet baptisé TGV-NG (Nouvelle Génération), initié en 1990, devrait permettre de porter la vitesse commerciale à 350 km.h⁻¹. Les systèmes de freinage actuels atteindront leurs limites et ne permettront plus de dissiper de façon fiable les énergies engendrées lors d'un freinage d'urgence. A cet égard, la stratégie adoptée pour la conception du TGV-2N est significative car elle consiste davantage en une réduction de la masse qu'en une augmentation des capacités de freinage. De plus, des disques flasqués sur roue doivent remplacer définitivement le freinage par semelle des motrices et les capacités du freinage électrique rhéostatique doivent être augmentées (de l'ordre de + 26 % d'effort de retenue ramenée à la jante par bogie porteur). Même si au regard de cette étude, le système actuel disque acier/garnitures frittées possède encore une marge de progression pour la dissipation de hautes énergies (cf. § V sur les propositions d'amélioration de conception), l'utilisation de nouveaux matériaux de friction peut être envisagée.

Deux voies principales de recherches relatives aux matériaux de friction se sont ouvertes: le freinage utilisant des matériaux composite carbone-carbone et les freins céramiques.

- **Les freins composite carbone-carbone:**

L'utilisation des composites carbone-carbone comme matériau de frottement remonte aux années 80. Ces matériaux commercialisés par Carbone-Industrie sous la marque SEPCARB sont constitués d'un renfort carboné fibreux et d'une matrice de carbone déposée dans les interstices formés par le renfort. Ces matériaux présentent une densité faible, des caractéristiques mécaniques comparables à celles de l'aluminium, une dilatation linéaire très faible, tandis que leur capacité thermique massique est très élevée. Ces applications en freinage concernent essentiellement l'aéronautique et l'automobile. Dans le domaine ferroviaire, même si les énergies à dissiper sont assez proches entre un TGV et un avion gros porteur, les conditions d'exploitation du frein sont très différentes. Ainsi les freinages "haute énergie" sont exceptionnels sur un train alors qu'ils sont majoritaires sur un avion. De plus, ils sont fortement conditionnés par l'adhérence roue-rail alors que des efforts retardateurs plus importants sont permis en aviation par l'adhérence pneu-piste plus élevée.

L'architecture "classique" de deux patins serrant un disque calé sur essieu a démontré la bonne tenue mécanique de l'ensemble mais a également révélé des usures importantes ainsi qu'une grande dispersion et une mauvaise répétabilité du facteur de frottement, de surcroît particulièrement sensible à l'humidité.

Pour pallier ces inconvénients, une architecture du type "puits de chaleur" multidisques inspirée des techniques employées dans l'aviation, a été développée. Elle consiste à appliquer des disques mobiles contre des disques fixes au moment du freinage. Cette conception fermée permet au frein de fonctionner dans de meilleures conditions thermiques, ce qui donne une bonne répétabilité des freinages et un facteur de frottement plus stable. Avec un frein constitué de 11 disques (5 rotors et 6 stators), ce dispositif permet de dissiper une énergie de 90 MJ par essieu (70 MJ pour un TGV-A). Cependant, l'évolution du facteur de frottement instantané rend le matériau incompatible avec l'architecture environnante existante. Ainsi d'autres développements sur les équipements de commande régulant l'effort retardateur sont nécessaires. Même si l'application aux bogies porteurs a pour l'instant été écartée, la possibilité d'installer un tel frein sur des bogies moteurs en remplacement du freinage à semelle est étudiée. Ce développement semble prometteur même si le SEPCARB reste un matériau actuellement très onéreux et particulièrement sensible à l'usure.

- Les freins céramiques:

Ce sont des matériaux inorganiques, non métalliques, dont une étape quelconque de fabrication nécessite l'emploi de températures élevées. Ils ont un comportement linéaire-élastique dont la rupture est fragile. S'ils sont peu résistants aux efforts de traction, ils ont par contre des résistances très élevées en compression, bien supérieures à celles des métaux. Ils présentent généralement des capacités thermiques élevées, des bonnes résistances mécaniques à haute température, des usures faibles et pour certains, une bonne résistance aux chocs thermiques. Ils peuvent ainsi constituer une alternative intéressante aux freins carbone-carbone [WAT 95].

Leur utilisation sous forme massive est limitée en raison principalement de leur fragilité et de leur faible ténacité, c'est à dire de leur inaptitude à résister à la propagation des fissures.

Les combinaisons céramique-métal notamment sous la forme de céramiques projetées sur substrat métallique permettent de pallier les inconvénients de la forme massive même si elles diminuent la résistance en compression. Pour l'application aux disques de freins, l'utilisation de tels revêtements a pour objectif d'augmenter les niveaux thermiques admissibles, d'améliorer la résistance à l'usure du disque ainsi que sa tenue à la fatigue thermique, tout en présentant des caractéristiques de frottement stables à température élevée. Afin de satisfaire à ces exigences, des solutions du type revêtements multicouches composées d'une couche de frottement en surface, d'un dépôt "barrière thermique" et d'une sous-couche d'accrochage ont été développées récemment [WAT 95].

Les premiers résultats sont très encourageants de par les températures maximales admissibles très élevées, les niveaux d'usure faible, la tenue du coefficient de frottement et les performances sous humidité obtenus. De nombreux développements restent à effectuer, notamment par le fait qu'une garniture spécifique est nécessaire et que la tenue dans le temps des revêtements reste à démontrer dans des conditions d'exploitation.

- Autres voies de recherche:

Les objectifs d'allègements de bogies ont vu l'émergence des matériaux en aluminium qui peuvent être applicables aux disques de freins à condition d'être renforcés par fibres ou alliés à d'autres matériaux en surface de frottement. Ces objectifs d'application sont dans le premier cas limités actuellement aux

faibles énergies et plus étendues dans le second cas [WIR 95], [WAT 95]. Il existe également depuis peu des disques composites à matrice métallique au stade de prototypes.

Enfin, les freins linéaires à courant de Foucault, malgré leurs inconvénients décrits précédemment, continuent à faire l'objet d'importants développements. Leur utilisation sur les bogies moteurs sera en effet inéluctable comme complément de décélération, si les systèmes classiques de freinage des matériels futurs s'avèrent insuffisants pour respecter les distances d'arrêt fixées.

1.1.2 - Motivations de l'étude et position du problème

Pour l'exploitant aussi bien que pour l'ensemblier intégrateur, les deux critères fondamentaux à respecter sont la maîtrise de la distance d'arrêt, qui correspond à la combinaison des performances de l'adhérence roue-rail et du facteur de frottement disque/garnitures, et la tenue thermomécanique des pièces frottantes.

- Le facteur 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; ces critères étant conditionnés par la performance de l'adhérence roue/rail, favorisée sur les matériels à grande vitesse par les anti-enrayeurs.

Le critère inhérent au facteur de frottement allié à la performance de l'adhérence roue-rail ne fait pas l'objet de cette étude, même si les résultats obtenus peuvent aider à la compréhension de ces mécanismes.

- Les critères de tenue thermomécanique sont plus délicats 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 mécanique 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 de sollicitations sévères et répétées, des fissures et une usure excessive des garnitures. La difficulté est de fixer les critères de performance, sachant par exemple que le niveau maximal de températures atteint n'est pas forcément le critère le plus pénalisant, mais plutôt la répartition des températures, et plus spécialement les gradients thermiques. Ces derniers sont difficilement mesurables expérimentalement en raison de leur forte variation et de la rotation du disque. Ils sont également difficiles à quantifier par le calcul théorique ou numérique en raison de la complexité des phénomènes en présence (frottement, dilatations thermiques, usure, surfaces de contact, etc.).

Nous verrons ci-dessous que les critères de performances des couples de friction sont très délicats à définir dans la mesure où les phénomènes descriptifs du comportement sont mal connus y compris les origines de la défaillance lorsqu'elle se produit.

La fiabilité dans le temps ne peut ainsi être précisément assurée. Les prévisions économiques sont dès lors difficilement quantifiables, notamment vis à vis des coûts de maintenance.

La recherche de critères précis permettant l'analyse des performances d'un couple de freinage constitue l'objectif principal de cette étude. Elle passe par le développement d'outils permettant l'analyse de la tenue thermomécanique des pièces en frottement, c'est à dire de la capacité du couple disque/garniture à tenir les performances souhaitées quelles que soient les conditions d'exploitation, sans défaillance des pièces, sans usure excessive ni risque d'endommagement avant la durée de vie prévue.

L'étude passe donc par la compréhension des phénomènes en jeu, par le développement d'outils permettant l'étude des comportements, et par la définition de critères de performances.

a) Description générale des phénomènes:

A partir des nombreuses études précédentes, aussi bien dans le domaine ferroviaire qu'aéronautique et automobile, et d'après les observations expérimentales, différentes constatations et difficultés d'étude peuvent être énoncées. Des explications de certains de ces phénomènes ont été formulées par différents auteurs, elles seront décrites et détaillées dans le paragraphe 1.2 suivant.

- **Comportement thermique:**

L'étude de l'évolution thermique du disque présente de nombreuses difficultés aussi bien d'un point de vue théorique qu'expérimental. En effet, la détermination des flux thermiques à l'intérieur des pièces ainsi que des échanges de chaleur avec le milieu environnant (convection, rayonnement) ne constitue pas la difficulté principale, même si elle reste délicate [MIS 88]. Il se développe en effet en surface du disque des gradients thermiques élevés et variables au cours du temps qui ne résultent pas simplement de l'inégalité des conditions aux limites d'environnement mais des variations des surfaces d'échanges disque/garnitures 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 (cf. § IV), [AND 85].

Le premier type de gradients semble être issu des variations de portées de contact garnitures/disque semblables à celles observées en aéronautique et dans l'automobile [SAN 76] [DAY 88]. Quant aux "points chauds", une classification a été proposée dans l'automobile [AND 85] mais l'origine de leur développement reste mal connue.

La présence du frottement et de la rotation du disque introduit des difficultés supplémentaires d'étude, d'un point de vue aussi bien théorique qu'expérimental, dans la mesure où les phénomènes diffèrent en tous points et varient très rapidement.

- **Comportement des matériaux et usure:**

De par la forte élévation de température, les caractéristiques des matériaux aussi bien thermiques que mécaniques évoluent de façon non négligeable. Les points de transformations métallurgiques peuvent être localement dépassés, ce qui engendre des modifications structurales résiduelles permanentes.

L'amplitude des gradients thermiques peut induire des contraintes élevées et des déformations plastiques locales mais aussi globales de la structure (mise en cône du disque, etc.). Les fixations des composants, que ce soit le manchon pour le disque ou le porte garniture et la timonerie pour la garniture, jouent certainement un rôle sur ces déformations.

L'usure est généralement reportée sur les garnitures dans la mesure où la durée de vie du disque doit correspondre à celle de l'essieu. Il est de plus fréquemment observé que le matériau de la garniture se dépose sur la face de frottement du disque, ce qui réduit l'usure de ce dernier. L'influence de la température, de la répartition de pression et de la vitesse sur l'usure des garnitures fait surtout l'objet de caractérisations expérimentales tribologiques. Leurs influences doivent être précisément déterminées.

- **Endommagement par fissuration:**

Il a été constaté sur les disques acier aussi bien du TGV que des véhicules de banlieue 2 niveaux, l'apparition de fissures radiales en surface du disque après une durée d'exploitation assez courte (6 mois à plusieurs années), (figure 7). Leur émergence pose différentes interrogations:

- Quels sont leurs origines et leurs mécanismes de propagation?
- Sont-elles acceptables ou doit-on procéder au remplacement du disque dès leur apparition?

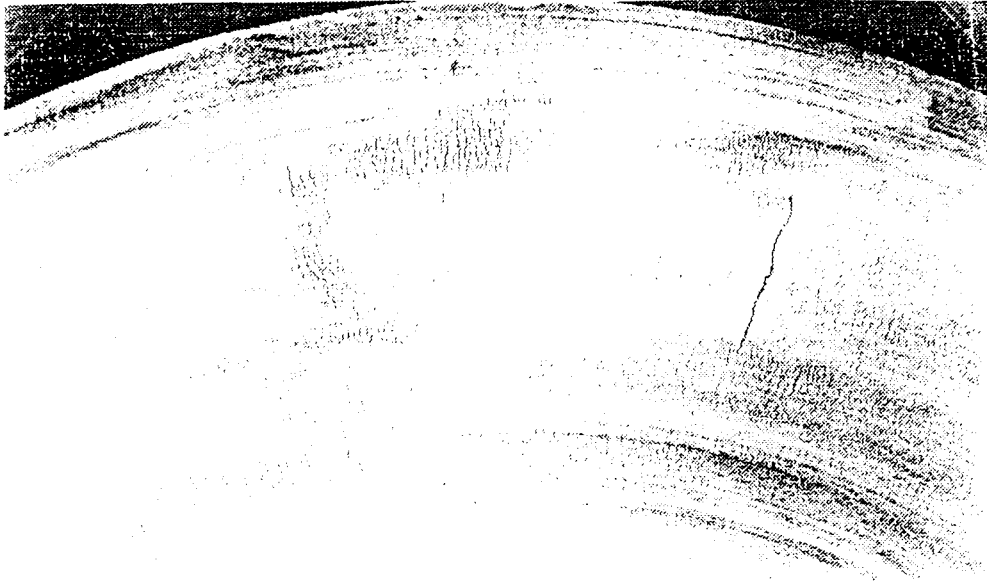


Fig. 7 - Exemple de fissures constatées sur un disque de freins

Plusieurs observations donnent des premiers indices:

- Les fissures sont toujours orientées dans la direction radiale.
- Elles apparaissent assez rapidement dans des conditions d'exploitation nettement moins sévères que celles simulées sur banc d'essai échelle 1. Ainsi, plus de 500 freinages d'urgence successifs, réalisés au banc, n'ont entraîné aucune fissuration alors que l'exploitation en ligne en a révélé rapidement, avec un programme comportant très peu de freinages à très forte énergie. Il a pu ensuite être mis en évidence que l'introduction dans le programme d'essai sur banc de l'alternance plus réaliste de freinages d'intensité variable et de changements de garniture permettait d'obtenir des amorçages de fissures plus conformes à la réalité. La caractérisation d'un disque ne peut donc être définie par son unique capacité de performance dans les conditions à priori les plus sévères.
- Il a pu être également observé que le nombre de cycles avant amorçage des fissures pouvait dépendre fortement du type de garnitures utilisé, d'où la nécessité de considérer le couple de freinage et non le disque seul.
- Les contrôles sur véhicules ont mis en évidence que les fissures s'arrêtent près des bords intérieur et extérieur de la piste de frottement.

- Autres paramètres d'influence:

Des paramètres constructifs complémentaires apparaissent, dont l'influence reste délicate à analyser: la dynamique d'application de l'effort de la garniture sur le disque, liée au mécanisme de commande incluant les fixations des éléments (garnitures, porte-garnitures) et la timonerie; la possible translation de la garniture parallèlement à la face du disque de par sa suspension au bogie et au mouvement relatif de celui-ci par rapport à l'essieu porte-disque; l'humidité, l'instabilité potentielle du facteur de frottement et l'ensemble des paramètres tribologiques.

Dans le but de concentrer l'étude sur l'analyse thermomécanique, ces effets ne sont pas introduits.

b) Démarche globale

La présentation des phénomènes observés expérimentalement et la disponibilité actuelle des outils de simulation mettent en évidence que certains points restent à expliquer et que les phénomènes sont complexes et interagissent. Il s'agit dès lors, à partir des connaissances existantes et moyennant des approfondissements, de mettre en place des outils de modélisation de ce comportement thermomécanique qui permettront de mieux comprendre les aspects encore peu maîtrisés. Le paragraphe suivant s'attache à détailler l'état des connaissances sur les phénomènes observés et le paragraphe 1.3 précise les objectifs et la démarche adoptée vis à vis de ces connaissances.

L'utilisation de moyens expérimentaux s'avère indispensable dans la mesure où ils serviront d'outils de validation et de prospection des phénomènes prépondérants à étudier.

Les deux approches, théorique et expérimentale ont été par conséquent menées en parallèle.

1.2 SYNTHESE BIBLIOGRAPHIQUE ET MISE EN EVIDENCE DES PHENOMENES

Le fait que le frein à disque soit un organe de sécurité prépondérant a favorisé son étude et son développement. Même si les conditions d'exploitation sont sensiblement différentes, on pourra ainsi dénombrer de nombreux travaux dans les secteurs 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 en jeu. Nous pouvons ainsi constater que l'investigation expérimentale est souvent privilégiée aux développements théoriques et numériques qui nécessitent des connaissances très diverses et des moyens importants.

Nous nous attacherons dans cette partie à situer l'étude par rapport aux connaissances et aux développements actuels en décrivant brièvement chaque domaine abordé et les orientations retenues. Le détail des études passées ou en cours et leur situation vis à vis de nos prospectives seront détaillés dans chaque partie au fur et à mesure des développements.

1.2.1 Problème thermique et méthodes de résolution

La dissipation de la chaleur dans les freins à disque revêt plusieurs aspects:

- a) La conversion en chaleur de l'énergie cinétique à dissiper, par les effets du frottement.
- b) La proportion de chaleur évacuée par le disque et par les garnitures.
- c) La distribution des températures sur les faces de friction.
- d) La dissipation de la chaleur dans les différents organes et dans leur environnement.

a) Conversion en chaleur de l'énergie à dissiper par les effets du frottement

Il est généralement admis que le travail de forces de frottement est intégralement converti en énergie. Contrairement aux hypothèses souvent utilisées d'une face plane de contact, 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 par des zones 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 dépendra également de ces effets de surface (figure 8).

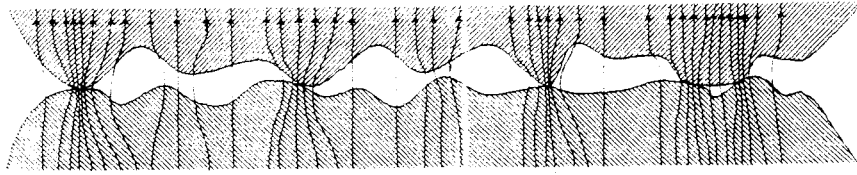


Fig. 8 - Interface de contact

- Tribologie et phénomènes microscopiques:

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

Des développements récents ont introduit la notion de corps intermédiaires appelés troisième corps, voire *n*^{ième} corps résultant des débris d'usure et dont le maintien ou l'évacuation influence les performances de frottements [BER 92].

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 [BAR 69]. Dow et Burton ont montré que ces variations demeuraient même en l'absence d'usure [DOW 72].

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.

- Surfaces et pressions de contact - approche macroscopique:

Les méthodes de calcul de la dissipation thermique dans les disques de freins, 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, ce qui équivaut pour la résolution thermique à un flux uniforme [SAU 69], [MIS 88], 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 (convection, etc.). 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 dans le domaine aéronautique et plus tard Day 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 des variations permanentes issues de la dilatation des matériaux, des pressions d'application et de l'usure [KEN 74], [DAY¹ 90]. Ils ont ainsi pu montrer qu'une approche macroscopique du couplage thermomécanique pouvait conduire à une modélisation assez réaliste du problème thermique des corps en frottement, moyennant la prise en compte des dilatations thermiques, des variations de contact et de l'usure. Ces investigations ont été réalisées pour des géométries simples de type annulaire avec hypothèse de comportement des matériaux linéaire élastique.

Les auteurs ont pu souligner la complexité d'une telle approche de 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. Celle principalement évoquée est le fait que pour une pièce de révolution telle que le couple disque/garnitures, les phénomènes dans le sens angulaires 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 pénalisants. Nous verrons également que le cas du ferroviaire est quelque peu différent et que le principe d'une approche thermique par Elements Finis avec introduction des effets variables du 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 statiquement pour les freins 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 [TIR 91]. Ces observations nécessitent une modélisation fine et spécifique de l'assemblage de ces pièces.

L'influence du porte-garnitures sur la répartition de pression sera étudiée dans le cas d'une garniture frittée couplée à un disque non ventilé, moyennant un modèle tridimensionnel spécifique.

- 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 8) [PLA 79]. 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 a également pu montrer pour une garniture automobile, l'influence du système complet de fixation de la garniture et de la nature même des matériaux [TIR 88], [TIR 91].

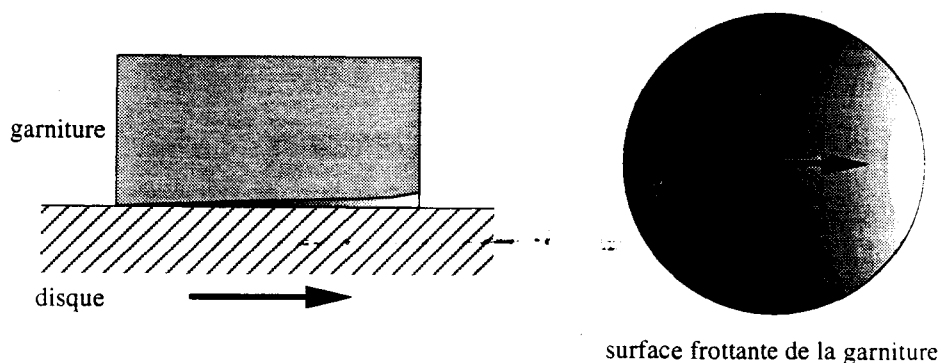


Fig. 9 - Incidence du frottement sur la répartition de pression de la face frottante

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.

• *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 [LER 89], [COL 86]. La figure 10 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 la température maximale se déplace du centre vers la sortie du contact. Nous verrons que du fait du choix de la méthode de résolution, le terme advectif n'a pu être introduit dans l'équation de la chaleur. Cet effet de la vitesse relative du flux sur la distribution des températures n'a pas été pris en compte.

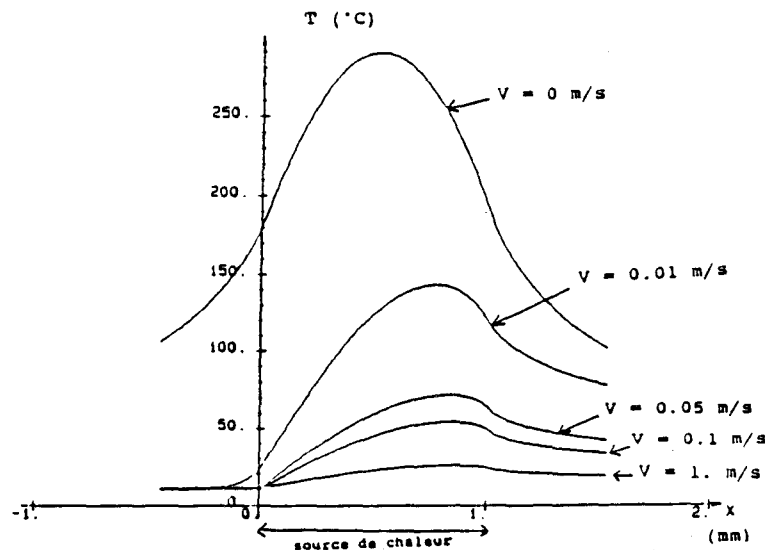


Fig. 10 - Distribution de température en surface pour différentes vitesses de la source de chaleur [LER 89]

b) Proportion de chaleur dissipée par le disque et les garnitures

• Quelle que soit l'approche thermique considérée pour deux corps en frottement, la distribution des températures dans chacun de ces corps est fonction de la densité de flux thermique de friction développée en surface. Cette densité de flux total se répartit dans les deux pièces en friction. Dans le cas présent d'un système thermodynamique ouvert, la seule donnée à l'interface est l'énergie dissipée. La distribution de température est une conséquence (conductions, etc.). En ce sens, l'hypothèse de l'égalité de température sur les faces de friction n'est pas réaliste.

Les échanges thermiques de surface sont régis par différents phénomènes: la conduction sur la surface de contact effective, réduite aux aspérités dominantes, le rayonnement dans les "poches d'air", la présence de débris d'usure plus ou moins transformés métallurgiquement qui forment une couche intermédiaire appelée troisième corps, etc. 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, telles que pour les contacts statiques [LIN 64]. 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 10 bars.

Cette différence des températures de surface est d'autant plus réaliste dans notre cas qu'étant donné le mouvement relatif entre les deux pièces, l'une des deux surfaces est toujours en frottement alors que chaque point du disque alterne entre friction et refroidissement.

Day a introduit au delà 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 transformations et ont été représentées par différentes couches de caractéristiques thermiques différentes (tableau 1), [DAY 84], [DAY²90].

Cette approche nécessite une caractérisation très fine du matériau dans différents états de transformations, voire jusqu'à celle des débris de surface.

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 ⁻² .K ⁻¹)		
Contre matériau	Fonte	20	5	7100	54	700

Tableau 1 - Propriétés thermiques des différentes couches de matériaux à température ambiante [DAY² 90]

- Les approches simplifiées de calcul des températures moyennes de surfaces incluent l'hypothèse de température égale de surface qui permet d'avoir une idée globale du partage du flux de chaleur dissipée entre les deux pièces. Les formulations obtenues sont décrites ci-dessous et seront exploitées à titre comparatif.

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, en prenant pour hypothèse l'égalité de température de la surface [BLO 37], [LIM 92].

$$Q = q_1 + q_2 \text{ et } q_1 = Q \frac{k_1}{k_1 + k_2}$$

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

$$q_1 = Q \frac{\xi_1}{\xi_1 + \xi_2} \text{ avec } \xi: \text{effusivité du matériau} = \sqrt{k\rho c}$$

- Appliqué au couple disque/garnitures et dans le cas de freinages courts, les pièces en frottement peuvent être considérés comme des corps semi-infinis. En effet dans ces conditions, il n'y a pas d'évacuation de chaleur dans l'air ambiant sur les faces de refroidissement puisque leur température n'a

pas augmenté. En considérant les surfaces des pistes de frottement du disque et des garnitures S_d et S_g , on obtient :

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

- 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 [LIM 92]. Dans des conditions stationnaires, l'énergie n'est plus stockée dans les solides, on a :

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

avec h_d et h_g coefficients d'échange par convection

e_g et e_s épaisseurs de la garniture et du support de garniture

k_s conductibilité du support

Dans le cas de hautes températures, le rayonnement thermique devient non négligeable. Celui-ci peut être introduit en majorant le coefficient d'échange par convection.

Ces approches simplifiées basées sur l'hypothèse de température égale de surface, permettent d'avoir une première idée sur le partage du flux entre les deux pièces. Celui-ci dépend du type de freinage, de la nature des matériaux, des conditions aux limites d'environnement que sont la convection et le rayonnement, et de la nature des fixations. Ce partage supposé constant est par conséquent difficilement généralisable. Par ailleurs les caractéristiques des matériaux évoluent très sensiblement avec la température et modifient donc cette répartition de chaleur au cours du temps.

c) Distribution de température sur les faces de friction

• Classification des gradients thermiques dans l'automobile:

Day et Anderson & Knapp précisent que la détermination des températures en surface des organes de friction et leur évolution à l'intérieur de ces organes est la clé pour caractériser les performances des freins, leur usure et leurs risques d'endommagement [DAY² 90], [AND 85]. Un facteur d'influence important est l'intensité des gradients thermiques de surface matérialisés par des zones de concentrations de températures élevées souvent appelées "Hot-Spots" ou "Points Chauds" sur la surface du disque. Plus largement il faut parler de régions, de bandes et de points chauds entraînant des déformations thermiques locales et des concentrations de contraintes favorables à l'amorçage de fissures. Il est par ailleurs probable qu'il faille lier ces phénomènes plus ou moins locaux aux variations du couple de frottement, les zones de contact parfois fortement réduites entraînant des instabilités de frottement. Nous avons ainsi pu observer lors des investigations expérimentales, de fortes oscillations du couple résultant en présence de zones chaudes intenses et localisées.

Anderson et Knapp ont proposé une classification des "Hot-Spots" pour le frein à friction de l'automobile. Elle se décompose en quatre types, classés par taille (tableau 2), [AND 85].

- 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 des 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'amorce 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 par exemple en "cône". Des écoulements plastiques de matière peuvent survenir.
- Les points chauds régionaux sont issus des hétérogénéités des pressions de contacts, des inégalités de refroidissement de surface et de diffusion, etc. Ils génèrent des gradients thermiques faibles et très diffus.

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

Tableau 2 - Classification des "Hot-Spots" sur la surface des disques automobiles [AND 85]

• Observations expérimentales sur les disques de freins ferroviaires:

Les investigations expérimentales réalisées au cours de cette étude sur des disques de freins du domaine ferroviaire nous ont amenés à proposer dans le tableau 3 une classification quelque peu différente de celle d'Anderson et 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 dont l'acquisition est asservie à la vitesse de rotation du disque (cf. chapitre II). Les principales différences entre les applications ferroviaires et automobiles sont pour le premier cas des énergies dissipées nettement supérieures, des dimensions plus importantes (rapport diamétral 2,5 à 3), des pressions d'applications plus faibles, des vitesses de rotation généralement plus élevées et des garnitures de géométries différentes.

Type de "Hot-Spots"	Taille (largeur) (mm)	Niveau de température (°C)	Durée de vie
Aspérités	<1	1200 en pointe	< 1ms
Zones sur cercles chauds	longueur 5 à 20	650 à 1100 en pointe	0.5 à 10s
Cercles chauds	largeur bande 5 à 50	jusque 600	>10s avec déplacements
Points chauds macroscopiques	40 à 110	jusque 1100 au sommet des points chauds	>10s généralement continus
Gradients de diffusion	80 à 200	20 à 300 d'élévation	>10s

Tableau 3 - Classification des "Hot-Spots" issue des investigations expérimentales

Deux phénomènes principaux peuvent être distingués :

- L'apparition dès les premiers instants du freinage de "**cercles chauds**" qui s'intensifient et se déplacent lors du freinage et d'un freinage à l'autre (figure 11a).
- La formation d'importants "**points chauds**", régulièrement espacés circonférentiellement, éventuellement dédoublés radialement et qui génèrent des températures très élevées pouvant dépasser les 1000°C (figure 11b).

Ces deux 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, mais de niveau de température beaucoup plus élevé.

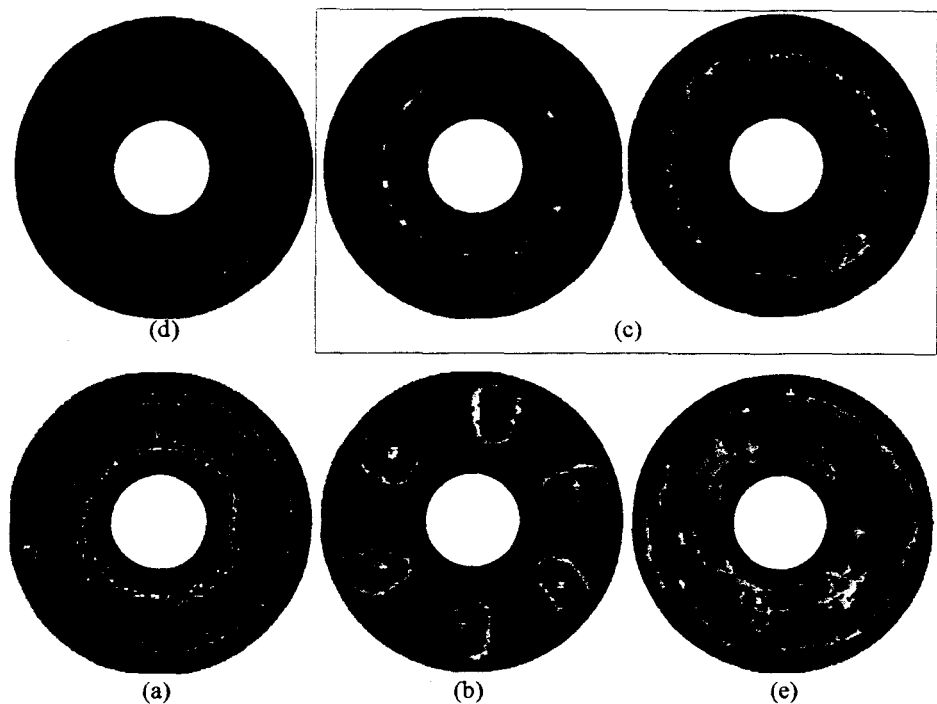


Fig. 11 - Illustration de la classification des différents types de "points chauds"

Sur les "cercles chauds" peuvent apparaître des zones d'échauffement plus localisées proches du second type de la classification d'Anderson et Knapp (figure 11c), mais moins fréquentes que pour les disques automobiles.

Des élévations rapides et éphémères sur des aspérités peuvent également être parfois observées (figure 11d).

Enfin peuvent apparaître des gradients de diffusion liés au refroidissement non uniforme des surfaces d'échanges avec l'environnement, notamment lors de freinages de maintien, où les temps importants gommement les gradients locaux, au profit de ceux de diffusion (figure 11e).

La différence principale de la classification proposée, avec celle de l'automobile correspond à l'importance accentuée des points chauds macroscopiques. Celle-ci peut s'expliquer par la différence en terme d'énergie dissipée au cours d'un freinage exprimée pour une même vitesse dans le tableau 4, sachant que ces énergies sont globalement plus élevées dans le 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 atteinte vers la moitié du temps de freinage. Au contraire, pour l'automobile, les fortes puissances surfaciques favorisent le développement des zones chaudes localisées plus nombreuses et moins uniformes.

Application	Vinitiale (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 ferroviaires

L'étude proposée s'intéresse aux causes d'apparition et d'évolution de ces phénomènes.

Tout d'abord la formation des "cercles chauds", dont l'explication est donnée par les variations de portées de contact des garnitures.

Pour les "points chauds" macroscopiques, une explication a été avancée par Barber qui lie leur existence aux mécanismes des instabilités thermo-élastiques encore appelées TEI. Rappelons que la base des TEI résulte de la dynamique de friction de deux corps en contact avec mouvement relatif. Ainsi localement la surface de contact effective est réduite aux aspérités majeures, puis cette surface évolue selon la dynamique de dilatation due à l'échauffement et à l'usure. Concernant les points chauds macroscopiques, nous verrons que Kwangjin et Barber supposent leur existence initiale, par l'introduction d'une pression sinusoïdale simulant des défauts réguliers (cf. § 3.B.3). Ils s'attachent alors à calculer les conditions de la continuité de leur existence et de leur développement par une formulation analytique, les paramètres principaux étant les caractéristiques des matériaux et la vitesse de frottement relative [KWA 93].

Nous développerons une explication différente de la formation des points chauds, basée sur les déformations structurales mettant en jeu des déformations plastiques. Cette approche permet de mieux comprendre la stabilisation de ces phénomènes, particulièrement dommageable pour le disque.

Les gradients les plus faibles de la classification liés à la diffusion de chaleur sont implicitement considérés dans les formulations de par les conditions aux limites et les variations des pressions de contact.

L'étude des "Hot-Spots" du premier type liés aux aspérités n'est pas abordée dans cette étude et relève plus de la tribologie. Il en est de même du second type qui correspond à la localisation de zones sur les cercles chauds. Leur origine et leur positionnement "aléatoire" sont probablement issues des instabilités de dilatation avec influence de l'usure qui intensifient certaines zones de la bande de contact avec alternance vers les zones voisines (TEI locales).

Il est important de noter que le troisième type de "Hot-Spots" entraîne des transformations de phases du matériau aussi sévères que les zones intenses sur cercles chauds qui correspondent au type "focal" d'Anderson et Knapp, mais sur des surfaces plus grandes et durant des temps plus importants. Ils sont donc a priori beaucoup plus endommageants. Nous verrons de plus qu'à partir du moment où les points chauds macroscopiques se développent, ils subsistent d'un freinage à l'autre et pour un nombre de freinages importants, ils occultent alors les "Hot-Spots" de type "focal".

Il faut cependant noter que, même si leur importance est moindre, l'étude de ce type "focal" permettrait de compléter l'étude des sollicitations du disque engagée ici. Leur approche reste cependant complexe étant données les interactions physiques des TEI qui nécessitent l'introduction des phénomènes de micro-structure (dilatations d'aspérités, usure localisée, variations locales de contact et de frottement, etc.). Leur modélisation est particulièrement complexe puisqu'elle nécessite de considérer chaque point du disque aussi bien dans le sens radial que circonférentiel. Ce point fait actuellement l'objet d'investigations dans l'automobile de par son importance pour ce type d'application, contrairement à notre cas.

d) Dissipation de la chaleur dans les différents organes et dans leur environnement

La détermination des températures en surface et à l'intérieur des disques de freins est donnée par l'équation de la chaleur qui dans un milieu immobile, homogène et isotrope est l'équation aux dérivées partielles suivante:

La formulation générale de la conservation de l'énergie,

$$\rho \frac{\partial e}{\partial t} + \text{div} \vec{u} = r \quad \text{avec} \quad e: \text{énergie interne} = c\theta \quad \text{en négligeant les effets cinématiques}$$

r : le taux de production de chaleur interne

$\vec{u}$: vecteur flux de chaleur $= -k \vec{\text{grad}} \theta$

donne: $\frac{\partial \theta}{\partial t} - \gamma \text{div} \left(\vec{\text{grad}} \theta \right) - r = 0$ avec γ : diffusivité du matériau $= \frac{k}{\rho c}$

soit: $\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} = \frac{1}{\gamma} \frac{\partial \theta}{\partial t}$ dans le cas où $r = 0$.

Les différentes méthodes de résolution de ce type d'équation peuvent être schématiquement classées entre les approches analytiques et numériques.

• Parmi les approches analytiques peuvent être distinguées la méthode des potentiels (appelée encore méthode des sources de chaleur pour le problème thermique) et les méthodes analytiques directes. Elles s'appliquent dans le cas de milieux infinis au semi-infinis ou pour des problèmes impliquant des géométries simples et des conditions aux limites et initiales particulières.

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

Citons la forme de base proposée par Newcomb dans le cas d'un freinage avec baisse de puissance linéaire (décélération constante), développée pour l'automobile mais également appliquée dans le ferroviaire et issue de corps frottants en milieu illimité (freinages brefs) [NEW 67], [LIM 92]:

$\theta_d(t) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \frac{q_d}{\sqrt{k_d \rho_d c_d}} \sqrt{t \left(1 - \frac{2t}{3t_f} \right)}$, grâce à laquelle on déduit que la température augmente jusqu'à la

moitié de la durée du freinage: $\theta_{d_{\max}} = \frac{0.53 q_d}{\sqrt{k_d \rho_d c_d}} \sqrt{t_f}$

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

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

avec T désignant la température en degrés Kelvin.

D'autres relations dérivées existent, pour des freinages d'arrêt longs ou encore pour des freinages répétés.

Ce type de formulation permet sous les hypothèses énoncées, d'avoir une première approche sur les niveaux moyens de températures atteintes en surface des disques durant les freinages. Celles-ci pourront être utilisées dans ce sens, à titre comparatif.

En ce qui concerne les méthodes de résolution analytiques directes, hormis la méthode de séparation des variables, celle des transformées intégrales présente certains avantages. De différentes natures (transformation de Laplace, de Fourier finie ou infinie, etc.), ces méthodes ont l'avantage de ne pas poser de problèmes numériques de résolution. L'inconvénient réside plus 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 pallier 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 [FLO 85] [LER 89].

Cependant ces méthodes ne s'appliquent qu'à des géométries particulières et sont relativement complexes à mettre en oeuvre.

- Les méthodes numériques les plus employées sont les Différences Finies et les Eléments Finis.

- La méthode des Différences Finies consiste à discrétiser chaque variable en un nombre défini de points entre lesquels sont approchées sous forme de différences, les dérivées partielles de l'équation de la chaleur. Celle-ci est alors transformée en un système linéaire comportant autant d'équations que de points de discrétisation. Même si cette méthode est simple à mettre en oeuvre, les pas de discrétisation doivent être choisis avec précaution pour assurer la stabilité et la convergence des solutions en transitoire. Par ailleurs, le maillage est principalement orthogonal, ce qui limite la complexité des géométries. Cette méthode a fait l'objet de nombreuses applications dans le domaine ferroviaire pour le calcul des températures moyennes car elle présente vis à vis de l'approche analytique simplifiée de Newcomb, la possibilité d'introduire de façon plus précise l'influence des conditions aux limites d'environnement (convection et rayonnement), ainsi que de la géométrie [SAU 69], [MIS 88].

- Le principe de la Méthode des Eléments Finis est qu'un domaine continu comprenant un nombre de degrés de liberté infinis, peut être approximé à un assemblage d'éléments avec pour chacun d'eux un nombre d'inconnues fini. Cette discrétisation, associée à la minimisation de la fonctionnelle qui correspond à la résolution de l'équation de la chaleur, aboutit à un système linéaire dont les inconnues sont les températures aux noeuds du maillage (cf. annexe 3).

Pour le régime transitoire, la méthode des différences finies est en général utilisée pour discrétiser la variable temps.

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

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x_i^2} = \frac{1}{\gamma} \left(\frac{\partial \theta}{\partial t} + V_j \frac{\partial \theta}{\partial x_j} \right) \text{ dans le cas unidimensionnel.}$$

Plus la vitesse augmente plus le terme $V_j \frac{\partial \theta}{\partial x_j}$ devient prépondérant et provoque des oscillations dans

les résultats lorsque la vitesse devient importante. Celles-ci sont limitées tant que le maillage est suffisamment fin pour modéliser les gradients de températures et que l'incrément de temps est assez petit pour suivre les variations transitoires. Cependant dans le cas de vitesses très élevées telles que pour notre application, les maillages et incréments de temps minima correspondants sont irréalisables. Kennedy a ainsi pu noter l'apparition d'oscillations pour un nombre de Peclet égal ou supérieur à 2,

$$P_e = \frac{V \Delta x}{\gamma} \geq 2 \text{ où } \gamma \text{ est la diffusivité thermique de l'élément ayant la plus petite dimension } \Delta x,$$

qui correspondrait dans notre cas pour $V=300 \text{ km.h}^{-1}$ à $\Delta x < 1 \mu\text{m}$.

Pour résoudre ce problème, sont apparues récemment des méthodes hybrides où les solides fixes sont analysés par la Méthode des Eléments Finis et les solides en mouvement par des techniques analytiques à l'aide notamment des transformées intégrales de Fourier avec introduction d'algorithmes de Transformation de Fourier Rapide [COL 86] [KEN 83]. Le procédé reste cependant complexe et de mise en oeuvre très lourde.

Nous verrons que la limite de la méthode des Eléments Finis, induite par la difficulté d'introduire le terme advectif, reste mineure vis à vis de notre démarche. Nous utiliserons par conséquent cette méthode qui nous permettra d'analyser des structures de géométrie complexe, d'enchaîner rapidement les résolutions thermiques et thermomécaniques, etc.

Nous nous appuyerons pour les modules majeurs de résolution, sur les possibilités du logiciel ANSYS utilisé par l'entreprise partenaire de l'étude.

1.2.2 Champs de contraintes issus des gradients thermiques

Les sollicitations mécaniques exercées sur les disques de freins se composent des efforts d'application des garnitures et des sollicitations thermomécaniques résultant des gradients thermiques. La détermination de ces derniers, en outre largement prépondérants, est étroitement liée à la connaissance précise des champs de températures de surface. La difficulté de leur quantification ainsi que l'impossibilité de mesurer les contraintes en surface sont les raisons pour lesquelles peu d'investigations ont été effectuées dans la détermination des champs de contraintes localisées.

La majorité des travaux sur les sollicitations mécaniques a essentiellement été réalisée en vue d'intérêts constructifs sur les procédés de fixation du disque, et vis à vis de son niveau de déformation admissible. En effet, l'état thermique élevé entraîne de fortes dilatations qui posent le problème de la fixation sur la couronne intérieure. Dans le cas où celle-ci est rigide, cela entraîne une concentration élevée de contraintes à la fois radiales et circonférentielles de par l'effet de bridage. Afin de pallier ce problème, des recherches ont été effectuées à la fois sur la fixation (douilles élastiques, etc.) et sur l'adjonction d'un flasque souple supportant l'écart de dilatation essieu/disque.

Malgré l'adjonction de ces organes souples, les sollicitations restent élevées sur le flasque et près de la fixation du disque, qui ont nécessité un dimensionnement précis par calcul thermomécanique [RAI 91]. On trouve le même type de travaux sur les disques flasqués sur roue utilisant un procédé voisin [TOU 92]. Cependant, ces investigations localisées loin des faces de frottement supposent toujours un état de chargement thermique correspondant à un flux uniforme sur les faces de friction ou à une répartition pré-définie. Cette hypothèse n'est dans ce cas pas trop pénalisante dans la mesure où les contraintes réelles en surface du disque affectent peu l'étude des sollicitations du flasque et du voile global du disque.

Dans le domaine de l'automobile, Tirovic et Day ont réalisé des calculs de contraintes sur disques avec prise en compte des écarts de températures circonférentielles dus à la rotation mais sans introduction d'efforts hétérogènes de contact (pression uniforme et constante), c'est à dire avec un flux radialement uniforme et avec l'hypothèse d'un comportement du matériau linéaire élastique [TIR 90].

On peut ainsi dire plus généralement, que le manque de connaissance et d'outils de détermination ou de mesure des gradients thermiques réels de surface n'a pas permis d'étudier les champs de contraintes surfaciques à l'origine d'éventuelles dégradations.

Des calculs plus poussés ont été réalisés dans d'autres domaines où sont mis en évidence des sollicitations thermiques intenses. Citons les études en fatigue thermique des arbres de turbines où les gradients de température sont un peu plus faibles que pour notre application, mais pour lesquels ont pu être mis en évidence l'influence de la vitesse de montée en température sur l'état de contrainte, ainsi que le cyclage compression-traction issu des déformations plastiques [ABD 89] [RAM 91], [LEM 88]. Ces études mettent en évidence l'importance de la connaissance de la nature et de l'amplitude des sollicitations, de la définition des matériaux et de la variation de leurs caractéristiques en fonction de la température, ainsi que des propriétés de fluage dans le cas de maintiens thermiques prolongés. Les nuances d'aciers utilisés pour ce type d'application sont proches de celles définies pour nos disques (CrMoV).

1.2.3 Présentation phénoménologique de l'endommagement par fissuration

L'objectif de l'étude étant lié à la détermination du mode d'apparition de fissures en surface du disque, il est impératif d'analyser leur existence. L'observation de faciès de fissuration réalisée après découpe du disque perpendiculairement à la face de frottement (figure 12) est riche d'enseignements (cf. analyse phénoménologique § 4.1).

La fissuration est progressive avec une propagation au fur et à mesure des cycles de sollicitations matérialisée par les lignes d'arrêt, caractéristiques de l'endommagement par fatigue. Les parties fissurées correspondent à des zones du matériau superficiellement retrempées ayant subi de fortes transformations métallurgiques. L'analyse métallographique révèle que le point de transformation austénitique AC3 a été dépassé, ce qui indique une élévation de température supérieure à 900°C.

Une telle sollicitation entraîne des déformations plastiques localisées qui induisent la présence de contraintes résiduelles après refroidissement. L'analyse du faciès de fissure indique un arrêt de la propagation dans le sens de l'épaisseur avec dans certains cas une légère bifurcation de la fissure parallèlement à la face de frottement.

Les premières constatations qui seront développées § IV indiquent un processus d'endommagement de type fatigue oligocyclique avec dépassement local de la limite élastique. Il sera mis en évidence que la sollicitation correspond en fait à un cycle de traction-compression issu des gradients thermiques durant la phase de freinage, qui génèrent des déformations plastiques qui vont elles-mêmes induire des contraintes résiduelles durant la phase de refroidissement.

Ceci confirme l'objectif prioritaire de la détermination des sollicitations thermomécaniques à partir de la connaissance des gradients thermiques de surface.

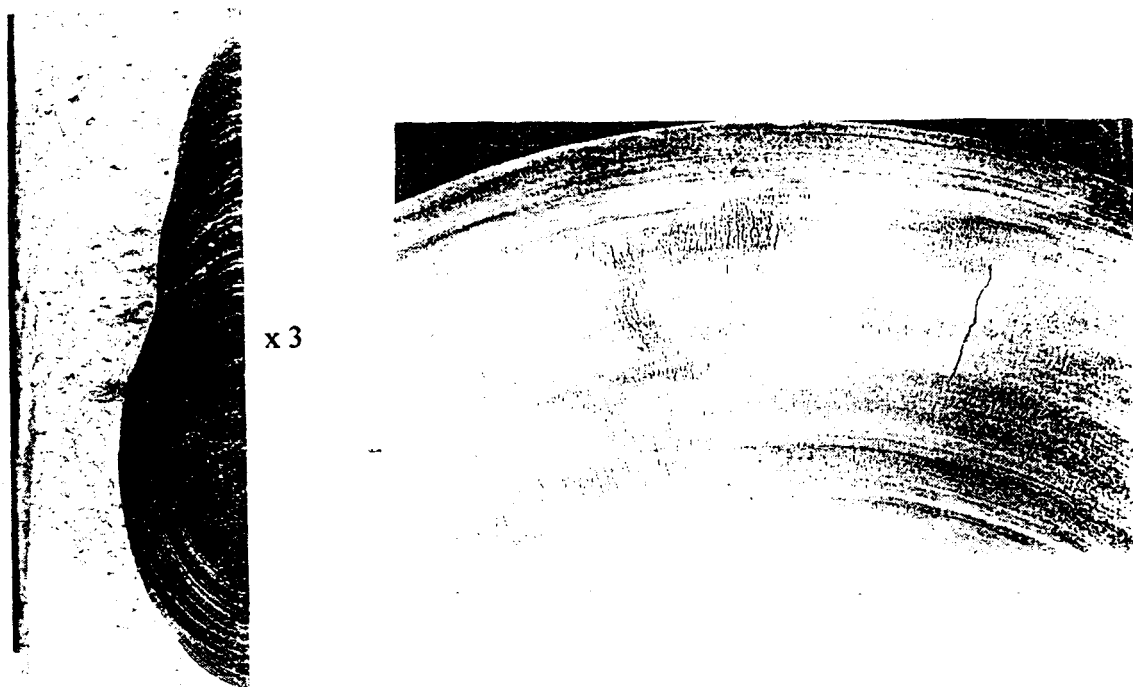


Fig. 12 - Analyse métallographique d'une zone fissurée.

1.3 DESCRIPTIF DE L'ETUDE - OBJECTIFS ET METHODOLOGIE

Compte tenu des motivations de l'étude décrites dans le paragraphe 1.1, les objectifs sont principalement:

- La détermination du niveau de performance thermomécanique d'un couple de freinage vis à vis d'une application donnée.
- L'analyse du risque de défaillance des disques par fissuration.

1) Le premier point consiste à établir si un couple de freinage convient pour une application donnée ainsi que le degré de performance de son comportement. Pour cela différents critères d'analyse peuvent être définis:

- Le niveau thermique moyen atteint sur le disque et sa capacité d'évacuation énergétique.
- L'amplitude des gradients thermiques en surface et dans l'épaisseur du disque, qui induiront les sollicitations mécaniques principales.
- L'état de contraintes et de déformations des composants, issu des gradients thermiques, des sollicitations mécaniques issues du frottement, de la géométrie et des modes de fixation.

2) Le second point relatif à l'endommagement du disque correspond à la détermination de l'origine des risques de fissuration issue des cycles de sollicitation. Il caractérise la tenue du disque dans le temps (endurance), les premiers critères étant plus liés à la performance du système.

La démarche d'étude consistera à mettre en place des outils d'analyse et de caractérisation de ces différents points.

a) Niveau thermique moyen

Couramment utilisée dans le domaine ferroviaire, cette notion correspond à l'élévation de la 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 d'absorption ou 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, à l'avantage du second.

Expérimentalement, on utilisera un procédé capable de quantifier cette moyenne surfacique. Analytiquement, on supposera un flux de chaleur dissipé par le disque uniformément réparti sur la surface de frottement.

Il faut cependant clairement noter que cette notion de moyenne reste très limitée et ne doit être utilisée qu'en première approximation de la validité d'un système de freinage vis à vis d'une application:

- Elle ne permet pas en effet de déterminer quels gradients thermiques risquent d'être observés et n'autorise donc pas d'analyse thermomécanique.
- Nous verrons que le comportement de la garniture est un paramètre fondamental de l'analyse du couple de freinage. Or, il n'est pas pris en compte dans le cas de l'analyse classique de la température moyenne.
- La distinction est faible dans le cas de disques de freins de capacité de dissipation voisine, alors qu'elle peut s'avérer nette en réalité.
- Enfin la capacité d'évacuation énergétique n'est pas le seul critère d'analyse des performances.

A titre d'illustration de ces limites, il a été constaté sur des véhicules 2 niveaux pour un même disque mais pour deux garnitures différentes, une apparition de fissures rapide dans un cas et beaucoup plus

lente dans l'autre cas. Alors que les niveaux de températures moyennes sont très proches puisque le disque et les puissances de freinage dissipées sont les mêmes.

Il est donc important de spécifier les limites de la notion de température moyenne qui même si nous verrons qu'elle donne des résultats conformes entre le calcul numérique et expérimental, reste une notion fictive qui permet simplement de pré-dimensionner un système. Elle peut ainsi permettre de fixer le nombre de disques pour une application en fonction des puissances à dissiper, ou d'avoir une première approximation de la performance d'absorption ou de dissipation d'énergie d'un système.

Les résultats obtenus pourront être comparés aux méthodes analytiques existantes, généralement issues de l'automobile.

b) Gradients thermiques

Leur détermination est doublement prépondérante puisqu'ils précisent le niveau maximal de température atteint et les données de calcul des sollicitations thermomécaniques.

L'étude de ces gradients sera réalisée par un algorithme thermomécanique qui prendra en compte l'évolution du contact disque/garniture et son incidence sur la résolution thermique. L'usure des garnitures et le comportement élasto-plastique du disque seront également introduits. Il faudra de plus pouvoir tenir compte des géométries complexes aussi bien côté disque que garniture.

La connaissance de ces gradients thermiques permettra de connaître les contraintes thermomécaniques engendrées, indispensables à l'étude de la défaillance. Leur détermination reste néanmoins délicate à appréhender que ce soit par expérimentation ou approche numérique.

Les observations expérimentales qui ont eu lieu au cours de l'étude, ainsi que les investigations numériques, ont mis en évidence que ces gradients peuvent être classés en deux catégories principales qui correspondent à des phénomènes bien précis et à des comportements thermomécaniques du couple de freinage a priori assez distincts.

Ainsi on peut distinguer par rapport au comportement théorique ou "idéal" d'une température de surface uniforme issue d'une portée parfaite de la garniture (figure 13a), deux phénomènes principaux:

- Une élévation thermique sur une ou deux zones étroites correspondant à une portée effective réduite de la garniture et qui donnent lieu à l'apparition de "cercles de feu" (figure 13b).
- La formation de zones d'échauffement réparties régulièrement sur la circonférence des disques appelés "points chauds" ou "hot spots" (figure 13c).

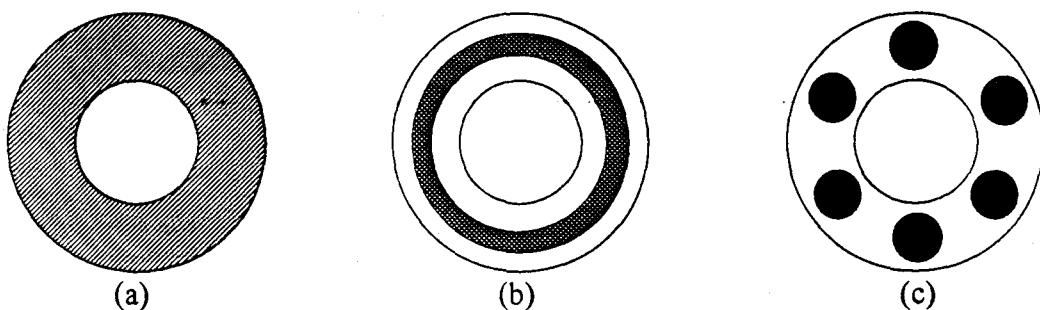


Fig. 13 - Comportements thermiques principalement observés

→ L'étude de la formation des "cercles de feu" et des gradients thermiques associés fera l'objet de la première partie de la modélisation du comportement thermomécanique, ce phénomène étant classé comme effet radial. Il semble pouvoir être assimilé aux phénomènes de variations de portée de la

garniture, mis en évidence dans l'aéronautique et l'automobile, mais pour des géométries annulaires et pour un comportement des matériaux linéaire élastique. L'algorithme mis en place reprend l'idée de la nécessité d'une étude thermique et mécanique couplée, mais avec un processus original et des possibilités étendues (géométries 3D, effets inélastiques, etc.).

Le cas idéal (figure 13a) correspondant à la notion de température moyenne est classé comme cas particulier de l'étude des effets radiaux.

→ La formation de points chauds correspond aux effets circonférentiels développés dans la seconde partie de l'étude. Les conditions de leur développement et de leur stabilisation ne sont pas maîtrisées même si des investigations à partir des TEI ont été proposées et restent en développement. Une explication différente mais en partie complémentaire est avancée dans cette étude.

c) Etat de contraintes

Les gradients thermiques sont à l'origine des sollicitations mécaniques principales. En effet, l'amplitude des températures atteintes peut dépasser localement les 1000°C et leurs gradients surfaciques entraînent des niveaux de contraintes thermomécaniques pouvant atteindre les 1000 MPa en terme de contrainte équivalente de Von Mises (cf § 4.2). Nous verrons que les sollicitations surfaciques peuvent être à l'origine de la fissuration du disque. Pour cela, leurs valeurs doivent être précisément définies.

Une autre sollicitation exercée sur le disque, différente de celle issue des gradients thermiques, concerne la pression d'application de la garniture sur le disque et les efforts tangentiels de frottement. Les contraintes engendrées sont faibles par rapport à celles issues des sollicitations thermomécaniques. Cependant leur influence reste à préciser dans la mesure où la portée effective des garnitures est souvent très réduite.

Le comportement inélastique du matériau doit être impérativement considéré, notamment vis à vis de l'étude de l'endommagement. Il est considéré comme élasto-plastique avec écrouissage cinématique selon les connaissances recueillies sur le matériau principalement étudié ici (cf. § 3.A.1.1).

La connaissance des niveaux de contraintes permet en outre d'appréhender des risques potentiels d'endommagement de la structure par l'observation d'éventuelles concentrations de contraintes par exemple sur la base des ailettes des disques ventilés.

Peu d'études ont jusqu'alors présenté des calculs de contraintes détaillées en raison de la difficulté de détermination des gradients thermiques de surface qui constituent la sollicitation majeure.

d) Risques d'endommagement

Sur le disque, les risques principaux, hormis un défaut de dimensionnement ou de conception des disques de frein, résident dans l'apparition de fissures en surface sur la bande de frottement et dont la propagation peut s'étendre sur des longueurs supérieures à 100 mm.

Nous verrons que ces fissures peuvent être initiées par la fatigue oligocyclique, le disque étant soumis à des cycles localisés de traction-compression avec dépassement local de limite élastique.

Le domaine d'étude de la fatigue thermique concerne principalement des configurations de laboratoires où les sollicitations sont bien maîtrisées et décomposées. Les applications à des cas pratiques restent

très délicates étant données la complexité et l'interaction des divers modes de sollicitations (thermiques/mécaniques) ainsi que les éventuelles transformations métallurgiques.

Il s'agit par conséquent de rester prudent vis à vis de l'étude de la prédiction de la durée de vie par fatigue thermique qui nécessite des développements expérimentaux complémentaires.

Cependant les données de base restent la détermination de la sollicitation, en contraintes et en déformations élastiques et plastiques.

Ce type d'investigations n'ayant pas été à notre connaissance appliqué aux disques de freins pour les raisons évoquées précédemment, nous nous appuyerons sur des cas observés dans d'autres domaines (par exemple les turbines) qui montrent certaines similitudes avec notre configuration.

§ II TECHNIQUES EXPERIMENTALES

Il a déjà été exposé dans le premier chapitre l'importance des expérimentations vis à vis de la validation des modèles numériques ainsi que pour la mise en évidence des phénomènes physiques.

En effet la mise au point récente de techniques expérimentales permettant de visualiser la distribution des températures sur la surface du disque en continu pendant le freinage, a éclairé d'un jour nouveau les phénomènes observés. De par leur nouveauté, ces techniques basées sur la mesure par thermographie infrarouge d'objets en rotation, ont fait l'objet de peu d'investigations [SAU 92] [BEL 92]. Elles ont été utilisées pour la mise au point du couple disque/garnitures du TGV-A, mais uniquement à partir d'images du disque à l'arrêt c'est à dire juste après la fin du freinage, alors que la mise au point sur objet tournant n'existait pas encore [RAI 91]. Celle-ci désormais plus fiable a pu être utilisée pour notre étude afin de vérifier nos modèles et afin de mettre en évidence la prépondérance des phénomènes étudiés.

Ces techniques gardent toutefois à ce jour des limites qui seront précisément détaillées. Elles sont également comparées avec les techniques plus conventionnelles.

L'expérimentation concerne presque exclusivement le comportement thermique transitoire. En effet les mesures de contraintes sont impossibles sur les surfaces de frottement et délicates sur les autres faces extérieures et à l'intérieur du disque (mise en place très complexe, effets thermiques importants et acquisition délicate: collecteur tournant, etc.).

→ La comparaison numérique/expérimental se fera donc principalement sur les températures.

Cependant afin de valider la formation de zones plastiques, nous avons procédé à des mesures de contraintes résiduelles après essai.

Toutes les mesures effectuées sur le disque avant, pendant et après essais seront exposées dans les chapitres concernés au fur et à mesure des besoins. Sont détaillées dans cette partie les techniques expérimentales principales et la justification de leur choix.

Les moyens classiques de mesures disponibles généralement sur les bancs d'essai sont tout d'abord exposés, puis les techniques spécifiques utilisées pour répondre à nos besoins.

La plupart des essais ont été effectués sur banc d'essai échelle 1. Les bancs à échelle réduite ne conviennent en effet 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 vis à vis du frottement, ou comme première approche de nouveaux concepts tels que l'utilisation de "nouveaux matériaux". Il est cependant clair que pour des raisons dimensionnelles et mécaniques (fixations, etc.), les comportements thermomécaniques tels que nous les étudions, à savoir les variations de portée de garnitures, l'influence des dilatations du disque, la formation de points chauds, ne peuvent être les mêmes sur échelle réduite.

Nos essais ont principalement eu lieu sur le banc d'essai de la société FLERTEX, concepteur et fabricant de garnitures composites à haute performance (figure 14) ainsi que sur le banc d'essai d'endurance MEV3 du Centre d'Essais de Vitry de la SNCF, d'architecture voisine.

Il s'agit d'une machine tournante qui entraîne des volants d'inertie qui délivrent l'énergie cinétique, dégradée en chaleur par les matériaux testés. Le moteur variateur à courant continu délivre une puissance maximale de 350 kW.

Ce banc possède une énergie de simulation maximale de 22 MJ soit l'équivalent de l'énergie dissipée par un train lancé à 335 km.h⁻¹ avec une charge par disque de 5.1 tonnes (à titre de référence la configuration dégradée maximale pour le TGV-A correspond à une énergie dissipée par disque d'environ 18 MJ).

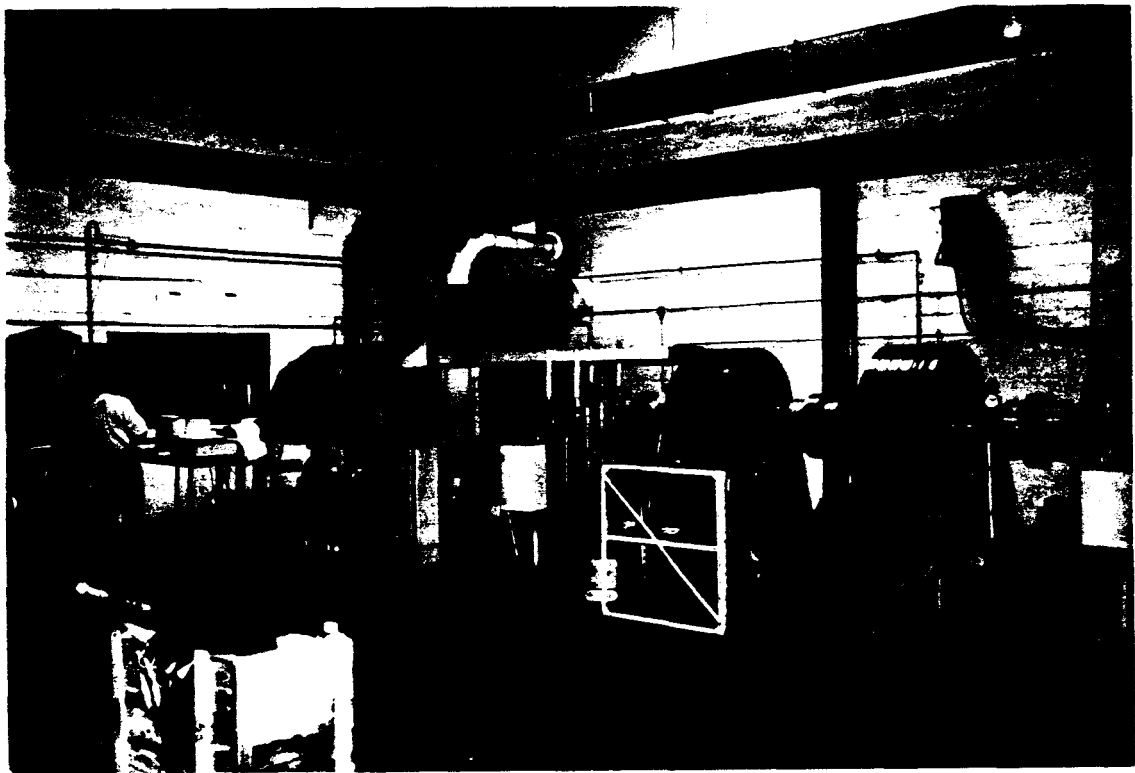
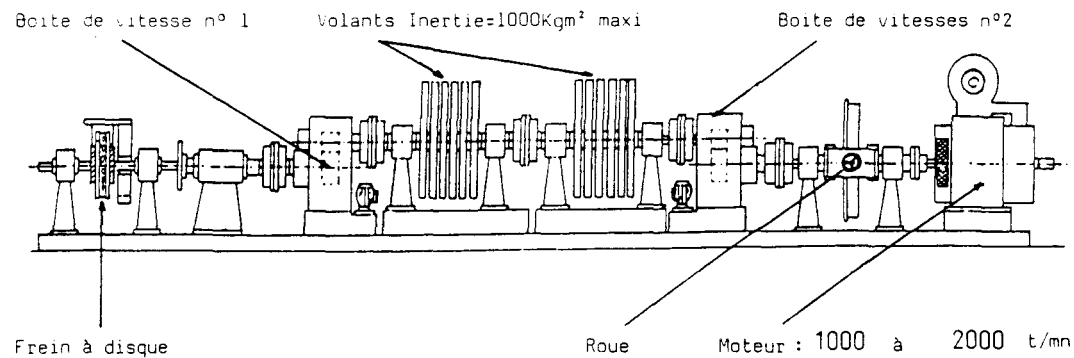


Fig. 14 - Banc d'essai échelle 1 (Société FLERTEX)

D'autres expérimentations spécifiques à une étude du Laboratoire de Génie Mécanique de l'Université de Valenciennes sur les nouveaux matériaux de disque à haute performance ont eu lieu sur leur banc de rapport 1/4. Ceci a permis de valider également une partie des modèles de comportement sur des disques à échelle réduite.

2.1 MOYENS CLASSIQUES DE MESURE DES TEMPERATURES

Le procédé classique de mesure des températures des disques de freins est réalisé par des thermocouples frottants sur la surface du disque (des thermocouples sont plus occasionnellement

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 15).

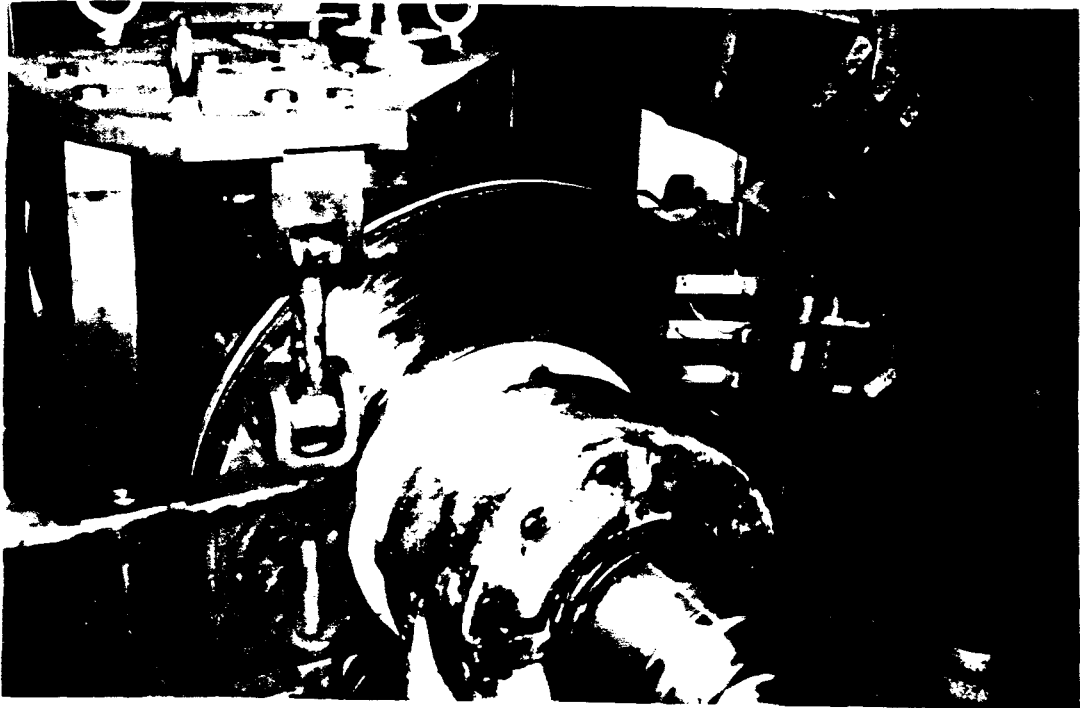


Fig. 15 - Mesure de température par thermocouples frottants

Ce procédé délivre une information moyenne correspondante à l'intégration des températures angulaires sur le rayon du disque sur lequel frotte le thermocouple: on parle alors de température moyenne sur un rayon donné. Classiquement la moyenne des thermocouples donne une température dite "moyenne de surface". Celle-ci est généralement réalisée à partir de 3 thermocouples répartis sur la piste de frottement.

- Intérêts:

L'information température "moyenne de surface" est exploitable pour une analyse globale de l'échauffement du disque même si elle reste insuffisante pour sa caractérisation précise de par l'absence d'informations sur les gradients thermiques effectifs.

La mise en oeuvre est simple et peu onéreuse.

- Limites:

Ces capteurs ne délivrent pas d'informations locales, mais moyennes.

La mesure par frottement est critiquable puisque différents phénomènes viennent perturber la mesure. On suppose par exemple que la température du thermocouple et de la surface du disque sont en permanence égales et que la pression induite par l'application du capteur n'a pas d'influence!

Les erreurs de mesures augmentent notamment à haute vitesse ou le maintien du contact ne peut être en permanence assuré en raison des effets dynamiques importants (défauts sur le disque qui entraînent des pertes de contact, etc.).

→ Nous limiterons l'exploitation des résultats par ce moyen aux vitesses inférieures à 140 km.h⁻¹ et aux températures < 250°C pour lesquelles nous avons constaté une bonne corrélation avec un pyromètre infrarouge placé sur le même rayon. Nous n'utiliserons que la moyenne globale sur l'ensemble des thermocouples (généralement 3), tout en restant prudent sur la validité du résultat.

2.2 MOYENS SPECIFIQUES UTILISES DANS NOTRE ETUDE POUR LA MESURE DES TEMPERATURES

2.2.1 Mesure de la distribution surfacique des températures par 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 spatiale 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 complète 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 est l'instrument de mesure de la thermographie infrarouge. Ce procédé est détaillé dans ce paragraphe avec ses différentes déclinaisons.

De par son principe, cette technique est fortement sensible à l'émissivité du corps mesuré, ce qui constitue sa principale limite. Nous essaierons de nous affranchir de cette difficulté, sachant que malgré cette limite, aucune autre solution ne présente de possibilités équivalentes.

L'innovation récente de cette technique réside dans la possibilité de mesures 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 [BEL 92].

Il existe pour la mesure de température d'objets tournants, un autre procédé dit "dérotateur" qui met en oeuvre un dispositif optique (le "dérotateur") 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 avec celle du disque du frein, elle même variable dans le temps en fonction des fluctuations du coefficient de frottement. Ce système est de plus limité aux bancs d'essai qui permettent une vue complète de la piste, souvent obstruée par le palier frontal du banc d'essai, en plus de la portion cachée par les garnitures.

a) 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 [PAJ 89].

- Le rayonnement:

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

Entre deux éléments matériels, le mécanisme de transfert par rayonnement fait intervenir 4 phénomènes:

- L'émission thermique.
- La transmission dans le milieu intermédiaire entre les deux éléments.
- La réflexion (ou diffusion).
- L'absorption thermique de l'élément récepteur qui transforme en énergie calorifique une partie du rayonnement électromagnétique provenant du 1^{er} corps.

Le rayonnement émis vers l'extérieur par un corps compact prend naissance dans une couche superficielle très mince: c'est la surface qui émet.

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 16. La bande spectrale couverte par la thermographie infrarouge est de 2 à 15 μm , bien que celle-ci pourrait être étendue. Le rayonnement dit "thermique" s'étend de 0.1 à 80 μm environ [HOL 81].

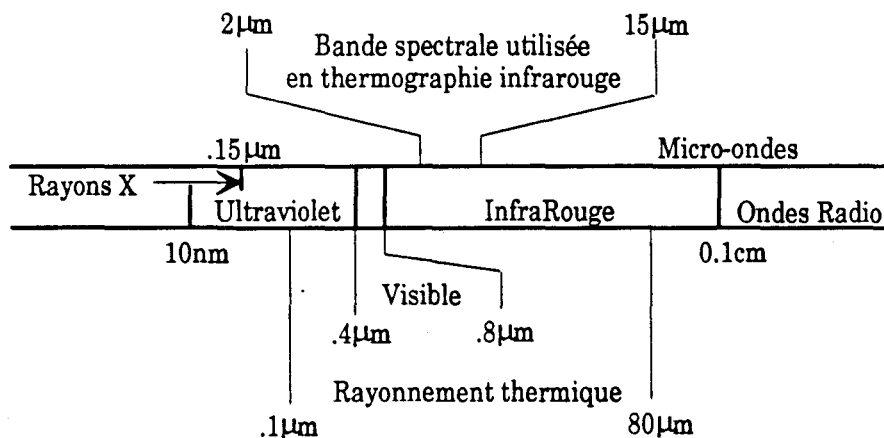


Fig. 16 - Spectre électromagnétique

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

- La luminance:

- La luminance est un élément de flux en provenance d'un élément de surface (ou puissance rayonnante), dans une direction donnée, sous un angle solide et dans un élément de bande spectrale:

Luminance = élément de flux énergétique partant de $dS / dS \cos\theta d\Omega d\lambda$.

avec $d\Omega$: élément d'angle solide dans une direction d'observation faisant un angle θ avec la normale à l'élément dS .

$d\lambda$: élément de bande spectrale autour d'une longueur d'onde λ .

- 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:

$$L^0 = \int_0^\infty L_\lambda^0 d\lambda = \frac{\sigma}{\pi} T^4 \text{ avec } \sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W.m}^{-2}\text{.K}^{-4}, \text{ constante de Boltzmann.}$$

- 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 17. La caméra que nous avons utilisée est une caméra AGA THERMOVISION 728 SW équipée d'un objectif de $20^\circ \times 20^\circ$, qui fonctionne dans une bande spectrale de 3 à $5.5 \mu\text{m}$ [GEC² 94].

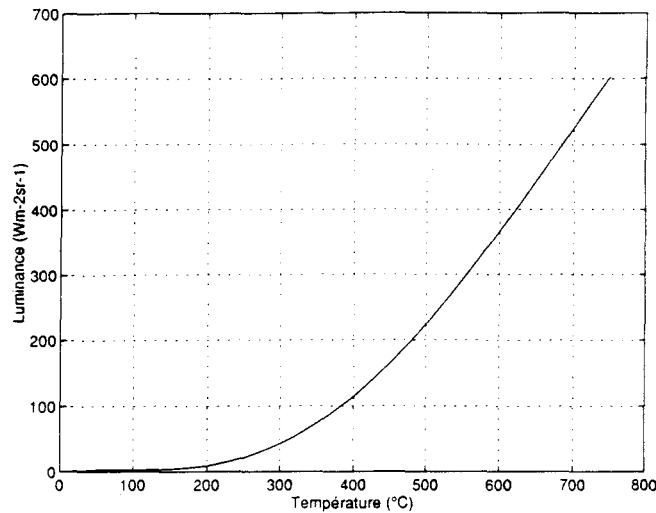


Fig. 17 - Exemple de courbe d'étalonnage type de la caméra sur la bande spectrale du filtre sélectionné

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 non linéaires en température. On peut noter que de par l'allure de la courbe de luminance, les plages de températures seront plus grandes vers les faibles valeurs. De plus les mesures aux basses températures seront moins précises étant données 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, explicitées ci-dessous.

- L'émissivité:

Les objets réels se distinguent du corps noir idéal de la physique par le fait qu'ils émettent un flux toujours inférieur, quelles que soient 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 sans dimension dont la valeur est comprise entre 0 et 1.

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. L'émissivité augmente avec la température pour les métaux.

Dans notre application ces variations sont sensibles, en particulier avec l'état de surface et la température. Des dépôts du matériau de la garniture se fixent également sur la surface du disque. Chaque point possède dès lors une émissivité différente et variable. Cette variation constitue la limite majeure du procédé, sachant que toute correction dynamique de l'émissivité est impossible puisque sa mesure nécessiterait la connaissance de la température, elle-même inconnue du problème.

Nous pouvons néanmoins tenter de nous affranchir de cette limite en quantifiant la plage d'erreur due à l'hypothèse d'une émissivité uniforme. Le principe consiste à mesurer les écarts d'émissivité potentiels et donc les erreurs possibles sur les températures. La première étape consiste à porter le disque à une température la plus uniforme possible en effectuant un freinage de maintien peu sévère et de longue durée. On procède alors à une thermographie de la face du disque dont on connaît la température, par mesure par thermocouples frottants et pyromètre infrarouge. Par comparaison avec la température de surface et en la supposant parfaitement homogène, on peut alors définir la carte d'émissivité de la face de frottement.

Deux solutions d'exploitation de cette carte d'émissivité peuvent être proposées:

- Superposer la carte des émissivités sur la thermographie du freinage suivant afin d'appliquer en chaque point l'émissivité correspondante. Cependant celle-ci peut varier rapidement au cours d'un même freinage.
- Connaissant l'écart maximal d'émissivité, on peut quantifier l'erreur potentielle de mesure des températures (exemple ci-dessous).

• Exemple d'appréciation de l'erreur due aux écarts et aux variations de l'émissivité:

La figure 18 représente une carte de variation d'émissivité de la surface du disque évaluée par la méthode exposée précédemment.

L'écart obtenu varie de 0.45 à 0.9, bien qu'il ne soit pas aussi élevé en chaque point puisque l'émissivité augmente avec la température. Les points les plus chauds ont une émissivité comprise entre 0.7 et 0.9 et les points les moins chauds entre 0.45 à 0.7.

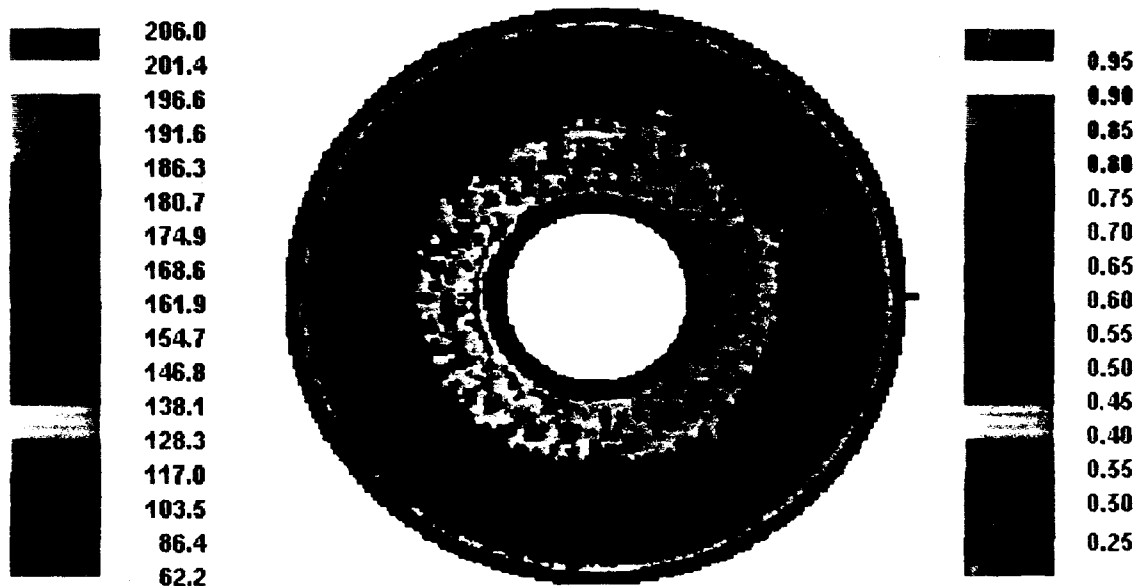


Fig. 18 - Exemple de carte d'émissivité de la surface du disque (température moyenne: 198°C)

Le tableau 5 permet d'estimer l'erreur sur les températures relative aux écarts possibles d'émissivité. Ainsi vers 900°C, pour une émissivité de 0.7 à 0.9 la température varie de $\pm 60^\circ\text{C}$ (soit $\pm 6.5\%$). Vers 300°C pour une émissivité de 0.45 à 0.7, l'écart est de $\pm 30^\circ\text{C}$ (soit $\pm 8.5\%$).

Emissivités									
0.9	0.85	0.8	0.75	0.7	0.65	0.6	0.55	0.5	0.45
900	928	957	989	1025	1065	1121	1165	1228	1303
800	825	849	877	907	942	981	1026	1078	1141
700	722	743	765	791	819	852	889	932	983
600	620	637	656	676	699	726	756	790	831
500	514	528	542	558	576	597	620	647	678
400	410	420	431	444	457	472	490	509	532
300	309	310	324	333	343	354	366	380	396

Tableau 5 - Influence de l'émissivité sur la mesure des températures (°C)

Pour un même niveau de température, les écarts sont plus faibles pour une émissivité élevée. Comme celle-ci augmente avec la température et que la courbe luminance/température est plus précise pour des niveaux d'énergie importants, l'erreur sera plus faible pour les hautes températures.

Différentes cartes d'émissivité ont pu être réalisées entre les différents freinages, mettant en évidence des écarts sensiblement identiques à ceux de la figure 18, mais avec des variations sensibles en chaque point au cours du temps [GEC² 94], [GEC³ 94].

Si l'on se base pour l'exploitation des thermogrammes sur une émissivité uniforme et constante de 0.8, on obtient les incertitudes indicatives décrites dans le tableau 6.

Ecart d'émissivité potentiel	Niveau de température (°C)	Incertitude sur la température (°C)
0.7 à 0.9	900	± 60
0.65 à 0.85	700	- 20 à + 75
0.55 à 0.75	500	+15 à +90
0.45 à 0.7	300	+20 à +85

Tableau 6 - Incertitudes indicatives sur les températures dans l'hypothèse d'une émissivité de 0.8

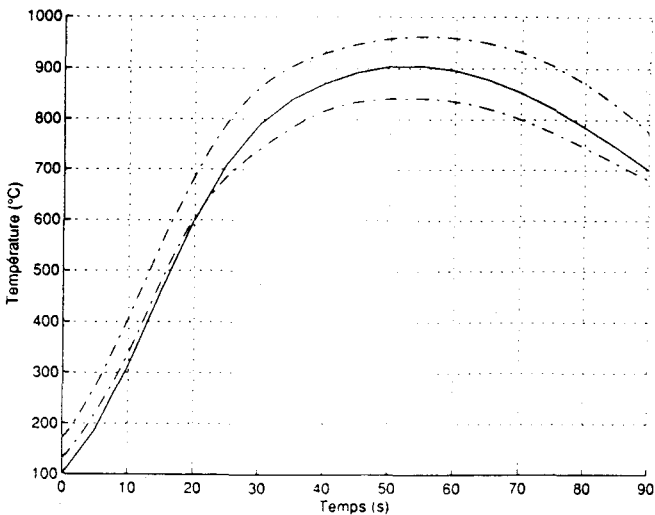


Fig. 19 - Exemple d'enveloppe d'incertitude indicative de mesure de la température (cas d'une émissivité constante de 0.8)

L'émissivité de 0.8 permet de limiter l'incertitude sur les hautes températures, mais sous-estime globalement les températures les plus basses, ce qui surévalue par conséquent quelque peu les gradients thermiques de surface. Une amélioration potentielle consisterait à introduire l'évolution de l'émissivité avec la température afin de limiter de manière constante et uniforme les incertitudes.

Les résultats présentés sont ainsi compris dans une enveloppe plus ou moins grande selon les niveaux thermiques, ce qui illustre l'incertitude de mesure liée à l'émissivité. Un exemple indicatif est présenté sur la figure 19.

b) L'application de la thermographie infrarouge aux objets tournants

L'adéquation des caméras infrarouges à l'analyse des objets tournants résulte d'un principe relativement simple. Pour réaliser ces mesures nous avons travaillé avec la société Additional euro technologies SA [BEL 92].

- **Description du procédé:**

La difficulté de l'application aux objets en rotation réside dans l'aptitude à la mesure en dynamique. L'exploration séquentielle classique de la scène thermique par les caméras de thermographie s'effectue rectangulairement suivant des directions croisées, lignes et trames (figure 20).

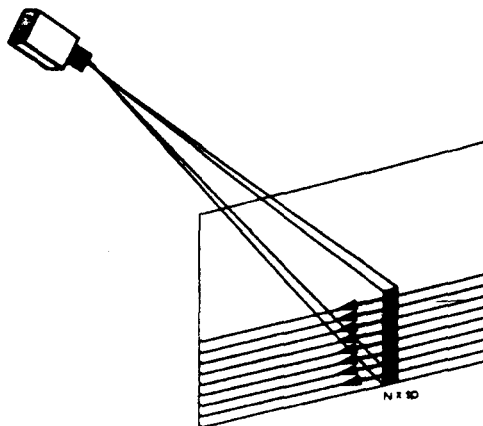


Fig. 20 - Analyse spatiale d'une caméra

Lorsque le disque ne tourne pas, l'image obtenue représente bien la scène thermique. Mais ce cas purement statique a peu d'intérêt, 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 25Hz, on peut estimer que la vitesse de rotation limite d'utilisation en mode trame est de 500 tr.mn⁻¹ (soit une vitesse du train de l'ordre de 80 km.h⁻¹). 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 reconstruction sous la forme de disque par une transformation en coordonnées polaires (figure 21). 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.

Pour une caméra infrarouge utilisée à une fréquence ligne de 2500 Hz et pour une rotation du disque de 2000 tr.mn⁻¹ correspondante à une vitesse de train de 346 km.h⁻¹, on dispose de 75 profils

thermiques (ou rayons) présentés sous forme de disque avec interpolation des valeurs mesurées (période trame de 28 ms, balayage de 70 lignes par trame et durée utile de lignes de 280 μ s, soit 2500 lignes/s).

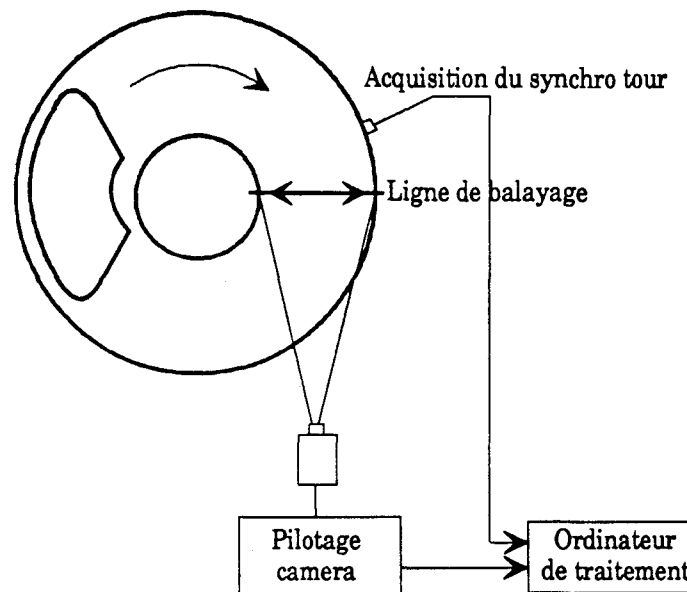


Fig. 21 - Procédé de cartographie thermique du disque à l'aide d'une caméra-ligne.

- Limites du procédé:

- Le principe d'acquisition ne permet pas de connaître les écarts de températures circonférentiels effectifs, puisque la caméra-ligne balaye toujours sur la même position angulaire. En effet l'image du disque correspond à une reconstitution par transformation en coordonnées polaires et suppose donc qu'il n'y a pas de variation de température dans le temps de passage de la position réelle à la position mesurée. Il est vrai que les variations dans un temps très court sont faibles et que les phénomènes sont suffisamment stables pour être pleinement observés. Cependant les écarts de températures entre l'entrée et la sortie de la garniture ne peuvent par exemple pas être déterminés.

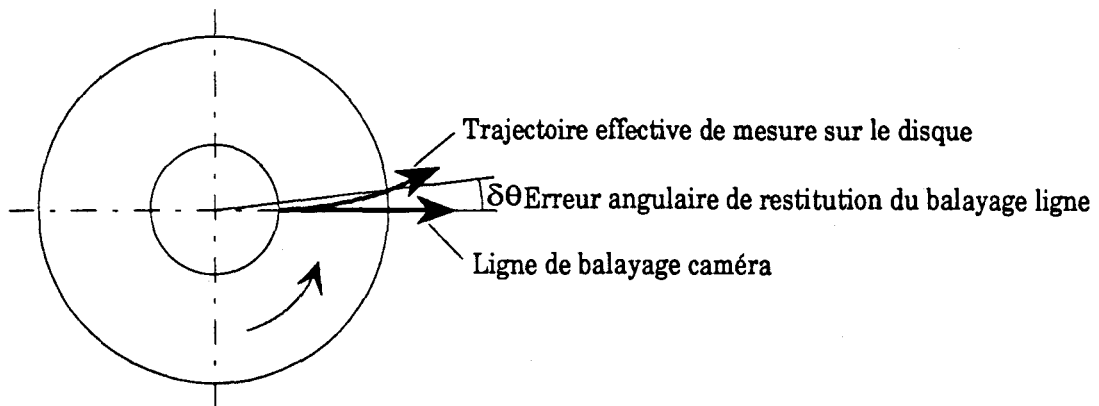
Pour nos mesures, la caméra est placée de telle façon que le rayon de mesure soit horizontal, à l'opposé de l'emplacement des garnitures.

- La résolution de l'image thermique dépend de la vitesse de rotation du disque mais également de la fréquence-ligne de la caméra.

La vitesse maximale de rotation du disque est de 1800 tr.mn⁻¹ correspondante à une vitesse de translation de 300 km.h⁻¹. La caméra utilisée a une fréquence-ligne de 2500 Hz. On obtient alors au pire 83 profils thermiques (ou rayons) par tours, soit une résolution angulaire de 4.3 degrés, ce qui reste acceptable.

- Enfin le balayage-ligne suppose que le profil thermique acquis soit rectiligne, ce qui n'est pas le cas étant donnée la rotation du disque durant l'acquisition de la ligne (figure 22).

En conclusion nous pouvons noter que ce procédé, particulièrement performant, offre la possibilité de la visualisation thermique dynamique de la surface du disque, mais qu'il s'agit d'être conscient de ses limites actuelles notamment vis à vis de la variation d'émissivité. De nombreuses améliorations peuvent encore être apportées.



La durée utile du balayage ligne étant de $280\mu s$, $\delta\theta_{\max i}=3.02^\circ$ à 300km.h^{-1} (1800tr.mn^{-1}).

Fig. 22 - Erreur angulaire de reconstitution de la cartographie thermique.

2.2.2 Thermocouples noyés dans la garniture près de la surface de frottement

- **Descriptif:**

Les mesures dans la garniture, rarement effectuées, 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 quelque peu délicate en raison du perçage des garnitures, du positionnement des thermocouples et de leur fixation. Nous avons opté pour leur collage, bien que leur mise en position dans le trou de perçage soit suffisante pour les tenir en position.

- **Intérêts:**

La mise en place des capteurs thermiques répartis sur les deux demi-garnitures d'une face du disque permettent 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. Dans le cas des garnitures frittées à plots, 18 thermocouples sont introduits, soit 1 par plot centré en leur milieu (figure 23). Dans le cas des garnitures de forme UIC, 12 thermocouples ont été mis en place, soit un par "plot trapézoïdal", répartis régulièrement sur différents rayons.

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.

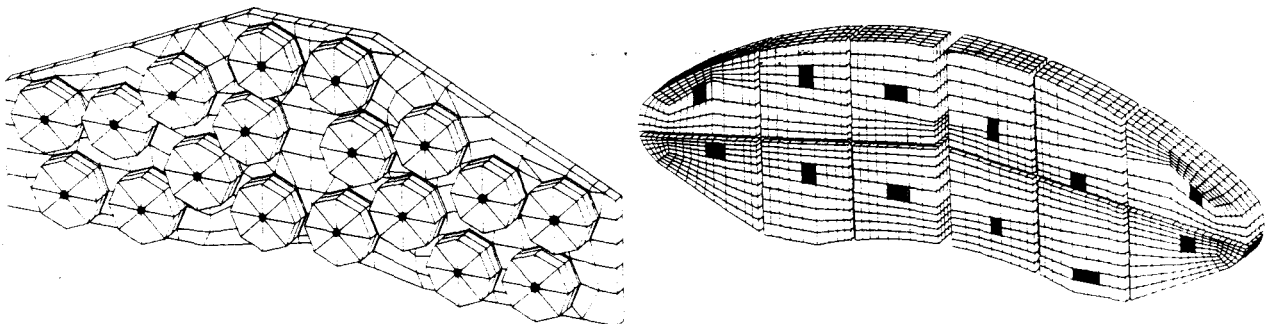


Fig. 23 - Emplacement des thermocouples noyés dans les garnitures à plots et UIC

- 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 en raison 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 2mm et pas forcément uniforme sur la surface.

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

2.3 MESURES DES CONTRAINTES RESIDUELLES par la méthode du Hole Drilling Strain Gage (ou "méthode du trou")

La mesure des contraintes sur disque de freins est particulièrement délicate dans la mesure où la piste de frottement est inaccessible et où l'influence de la température est très forte.

La mise en place de jauges avec mesure dynamique durant les freinages est occasionnellement réalisée par les concepteurs de disque sur les flasques de fixation afin d'analyser la sollicitation mécanique issue des dilatations du disque. La difficulté est moindre dans la mesure où l'élévation de température reste faible à cet endroit.

Dans le but de vérifier les états de contraintes en surface du disque après freinage, nous avons réalisé des mesures de contraintes résiduelles de surface, issues des déformations plastiques dues à la sévérité des sollicitations thermiques. Dans le but de pouvoir réutiliser le disque, des mesures destructives sont à exclure.

L'analyse du disque avant essai est également nécessaire dans la mesure où même neuf, il n'est pas dépourvu de contraintes, issues du forgeage et de l'usinage.

Différentes techniques non destructives existent, citons tout d'abord la méthode de diffraction de rayons X, basée sur la mesure des variations des distances interréticulaires des grains de surface, différentes pour un matériau de structure cristalline s'il présente des contraintes résiduelles ou non. Cette technique est peu adaptée à notre problème. Elle nécessite en effet une mise en oeuvre et un équipement important et se limite aux mesures très superficielles. Or la surface du disque est sur sa plus grande partie recouverte du dépôt de matériau de la garniture (cuivre, etc.). L'état de surface ainsi que l'état de transformation métallurgique du disque sont également très variables. Il s'agit alors de procéder à un nettoyage minutieux de la surface, voire à une attaque chimique sur une faible profondeur, ce qui reste délicat si l'on ne veut pas altérer l'état de contrainte. Cette méthode présente par contre l'intérêt secondaire, par la mesure de la largeur du pic de diffraction, d'appréhender l'écrouissage du matériau, donnée importante pour l'étude de la fatigue thermique [DIA 86].

D'autres techniques non-destructives ont été ou sont en cours de développement (ultrasons, électromagnétisme, etc.), mais elles n'ont pas reçu pour l'instant l'acceptation comme méthodes standards. Elles posent encore de nombreux problèmes dans le cas de corps épais avec des variations importantes de contraintes et de structure métallurgique dans l'épaisseur.

Nous avons opté pour la méthode du Hole-Drilling Strain Gage ou "méthode du trou", qui consiste à percer un trou au centre d'une rosette équipée de jauges de déformation collées sur la surface du disque. Le perçage libère les contraintes en surface qui sont calculées à partir des déformations mesurées par les jauges (figure 24). Cette technique est en fait semi-destructive bien que les trous effectués soient très petits et sans risques d'influence sur l'intégrité structurale du disque (trous de environ 1.6 mm de diamètre et de profondeur, pour une piste de frottement de 140 mm de large et de 1570 mm de périmètre moyen).

a) Description du procédé:

- La démarche comprend les étapes suivantes:
 - Une rosette composée de 3 jauges de déformations est centrée sur le point de mesure des contraintes résiduelles.
 - Les jauges sont reliées à un pont d'extensométrie avec acquisition des déformations
 - Un guide de perçage très précis monté sur trépied est centré sur le trou à réaliser.
 - Après avoir effectué le zéro du montage, un trou est percé au centre de la rosette sur une profondeur prédéfinie avec pas de perçage successifs.
 - L'acquisition des déformations est réalisée simultanément.
 - Le traitement de ces données consiste à calculer les contraintes principales résiduelles et leur orientation angulaire à partir des déformations mesurées.

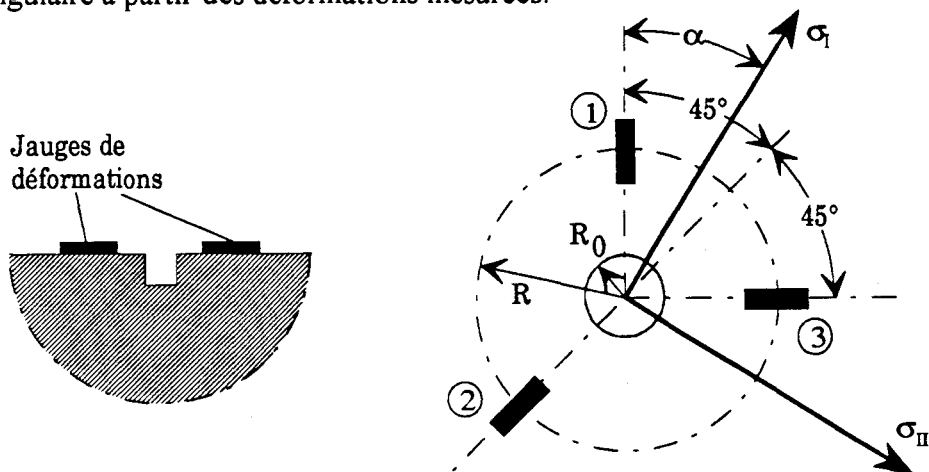


Fig. 24 : Méthode du Hole Drilling Strain Gage ou méthode du trou

La procédure relativement simple a été standardisée (ASTM Standard Test Method E837-85) et des équipements commerciaux ont été développés pour les laboratoires [MEA 88]. Le matériel utilisé pour notre étude provient de l'Ecole des Mines de Douai.

- L'introduction d'un trou dans un corps soumis à des contraintes résiduelles relaxe les contraintes sur le point de perçage. Celles-ci sont calculées à partir des déformations correspondantes mesurées par les jauges.

Dans la plupart des applications, le trou est aveugle, c'est à dire non débouchant, d'une profondeur proche de son diamètre et faible face à l'épaisseur de l'objet mesuré. Cependant la géométrie d'un trou aveugle est suffisamment complexe pour qu'il n'existe aucune solution directe du calcul des contraintes résiduelles issue de la théorie de l'élasticité. La méthode a tout d'abord été développée pour un trou débouchant puis elle a été étendue au cas du trou aveugle [MEA 88].

- Trois jauges de déformations sont nécessaires pour résoudre le système à trois inconnues issu de la loi de Hooke qui relie les contraintes aux déformations:

$$\varepsilon_r = A(\sigma_x + \sigma_y) + B(\sigma_x - \sigma_y) \cos(2\alpha), \text{ dans le cas du trou débouchant}$$

avec: $A = -\frac{1+\nu}{2E} \left(\frac{1}{r^2} \right)$ et $B = -\frac{1+\nu}{2E} \left[\left(\frac{4}{1+\nu} \right) \frac{1}{r^2} - \frac{3}{r^4} \right]$

$r = \frac{R}{R_0}$ avec R_0 : rayon du trou et R : rayon d'emplacement des jauges qui résulte d'un compromis entre la minimisation des effets parasites et la mesure des déformations le plus près du bord du trou.

Ce qui donne pour les 3 jauges de la rosette:

$$\begin{cases} \varepsilon_1 = A(\sigma_x + \sigma_y) + B(\sigma_x - \sigma_y) \cos(2\alpha) \\ \varepsilon_2 = A(\sigma_x + \sigma_y) + B(\sigma_x - \sigma_y) \cos[2(\alpha + 45^\circ)] \\ \varepsilon_3 = A(\sigma_x + \sigma_y) + B(\sigma_x - \sigma_y) \cos[2(\alpha + 90^\circ)] \end{cases}$$

Même si les angles entre jauges peuvent être arbitraires, le choix d'un incrément de 45° permet de simplifier les expressions analytiques.

On obtient finalement par la résolution simultanée des équations précédentes, les contraintes principales et leur direction:

$$\sigma_{\max} = \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_3}{4A} - \frac{\sqrt{2}}{4B} \sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2}$$

$$\sigma_{\min} = \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_3}{4A} + \frac{\sqrt{2}}{4B} \sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2}$$

$$\tan 2\alpha = \frac{\varepsilon_1 - 2\varepsilon_2 + \varepsilon_3}{\varepsilon_1 - \varepsilon_3}$$

avec α : angle entre la jauge 1 avec l'axe principal le plus proche (correspondant à la contrainte maximale ou minimale selon si ε_3 est supérieur ou inférieur à ε_1).

- L'application au trou aveugle nécessite l'introduction des coefficients A et B appropriés, notés $\bar{A}$ et $\bar{B}$. Comme ils ne peuvent être déterminés théoriquement, ils sont obtenus expérimentalement par calibration des rosettes pour application aux trous aveugles. Ces valeurs dépendent logiquement d'un terme additionnel lié à la dimension supplémentaire qu'est la profondeur du trou: Z/D_0

avec Z: profondeur du trou et D_0 : diamètre de perçage

Les abaques de calibration sont propres à chaque type de rosette et déterminent $\bar{a}$ et $\bar{b}$ en fonction de

$$D/D_0, \text{ avec } \bar{a} = \frac{2E\bar{A}}{1+\nu} \text{ et } \bar{b} = 2E\bar{B}.$$

- Pour n'importe quel état initial de contraintes résiduelles, les déformations mesurées augmentent avec la profondeur du trou jusqu'à une profondeur environ égale au diamètre de perçage (la norme conseille un rapport maximal Z/D_0 de 1.2). Pour être validée, l'évolution de la déformation mesurée le long du perçage doit suivre l'allure générale décrite sur la figure 25.

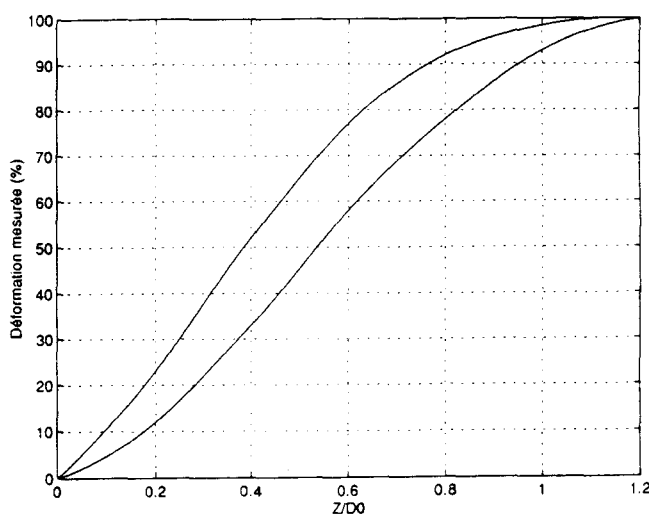


Fig. 25 - Déformations libérées (en %) en fonction du ratio de perçage Z/D_0
(enveloppe de vérification)

Cette représentation permet de vérifier l'hypothèse théorique de l'uniformité globale des contraintes dans l'épaisseur Z. La norme recommande que le trou soit percé en plusieurs incréments avec enregistrement des déformations des 3 jauges à chaque pas, afin de vérifier l'évolution de la figure 25. Le perçage incrémental permet également de s'affranchir des faibles variations potentielles de contraintes dans l'épaisseur moyennant la vérification exposée ci-dessus. La solution alternative plus rigoureuse mais aussi de mise en oeuvre plus lourde consiste à effectuer en parallèle l'étude du trou par la Méthode des Eléments Finis. Cette démarche s'applique aux cas de gradients de contraintes très sensibles.

Dans le cas où l'allure de la figure 25 n'est pas vérifiée, la mesure sera remise en cause, sachant que la contrainte obtenue sera alors inférieure à la valeur maximale réelle. Nous tracerons cette courbe de vérification pour chaque jauge utilisée.

b) Limites et précautions

La méthode du trou implique que les contraintes résiduelles soient relativement uniformes dans la profondeur de perçage, ce qui n'est pas toujours le cas dans notre application (cf. les calculs de contraintes § 4.3). Nous venons néanmoins de voir que la mesure pourra être validée pour de faibles

gradients, si la contrainte obtenue croit de manière continue et se stabilise en fin de perçage, suivant l'allure de la courbe de vérification.

Cependant, d'une manière générale, même si un gradient de contraintes faible existe en profondeur, amplifié par le faïençage de surface, la méthode du trou permet une mesure globale de l'état de contrainte, inaccessible avec les autres méthodes. Notamment par rayons X où seul l'état de contraintes de la superficie faïencée et donc relâchée est appréhendé.

Comme pour les rosettes conventionnelles, les relations appliquées supposent que la contrainte soit distribuée uniformément dans le plan de la surface de mesure.

La validité de la mesure dépend comme dans toute expérimentation de la qualité de la mise en oeuvre. Il est par exemple impératif que le perçage soit parfaitement rectiligne. Pour cela nous procédons au collage du trépied sur le disque. La surface sur laquelle est collée la rosette est préalablement légèrement polie. Le centrage du trou par rapport à la rosette est vérifié au microscope.

Enfin, même si l'investissement du matériel de mesure et de traitement est très abordable, le fait d'utiliser une rosette spécifique pour chaque point de mesure rend le procédé onéreux à grande échelle.

§ III THEORIE ET MODELISATION THERMOMECHANIQUE

La détermination des champs de contraintes du disque nécessite la connaissance précise 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 ou arbitrairement fixé sur la face de frottement. La distribution du flux évolue en effet lors du freinage en fonction de la variation de la surface de contact garnitures/disque et de la répartition de la pression sur cette surface. Afin de tenir compte de ces phénomènes 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. Nous utilisons pour cela l'algorithme thermomécanique décrit sur la figure 26.

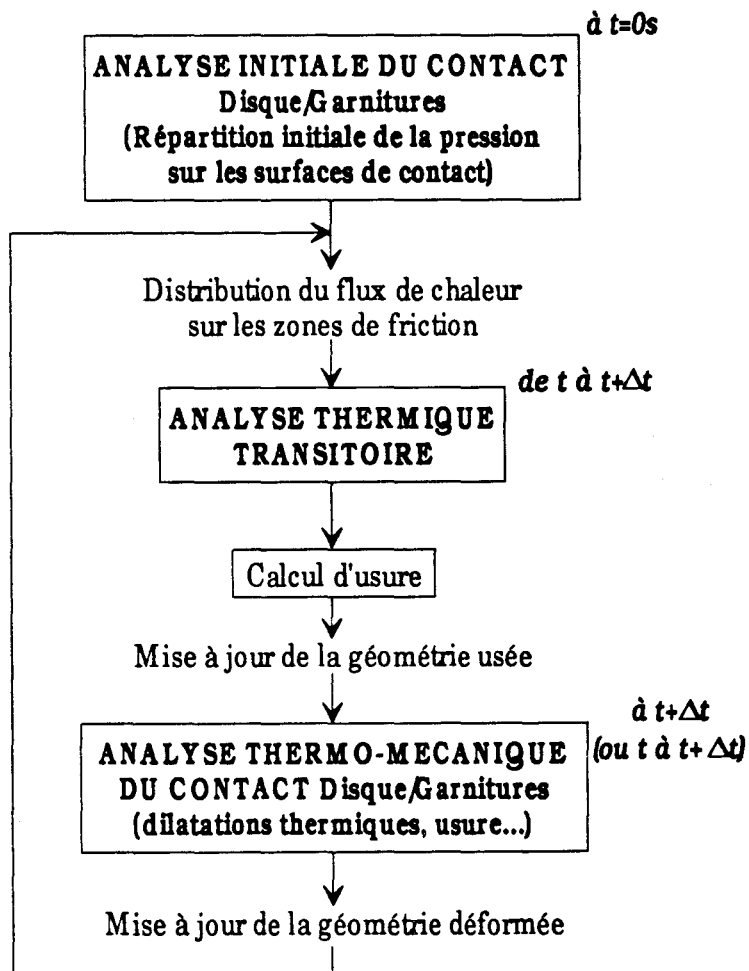


Fig. 26 - Algorithme thermomécanique incrémental

Nous avons pu voir §1.2 que la Méthode des Éléments Finis se prête peu à l'introduction de termes advectifs tels que la vitesse relative du flux sur la surface de contact. Une prise en compte externe de ce paramètre est également délicate dans la mesure où cela implique de considérer le disque en entier, chaque point subissant une évolution de température différente.

Nous considérerons par conséquent dans cette partie, 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.

Cette hypothèse est importante dans la mesure où les gradients thermiques angulaires sont négligés, ce qui introduit une erreur sur la distribution des températures et par conséquent implicitement sur le calcul de la surface de contact disque/garnitures. Nous verrons toutefois que cette erreur peut être quantifiée et que son influence reste mineure (§ 3.A.2.9.e).

La variation de la pression de contact est étudiée radialement et par conséquent sans ouverture directe sur l'étude des gradients thermiques ou des imperfections dans le sens circonférentiel. Nous verrons néanmoins qu'une telle approche peut délivrer de précieuses informations sur l'état thermique du disque y compris et indirectement sur les gradients thermiques angulaires.

L'influence du frottement sur la distribution de pression de la garniture sur le disque sera appréhendée dans le cas de la prise en compte des géométries tridimensionnelles.

Compte tenu de la non introduction des effets circonférentiels, l'analyse correspond au comportement uniquement "radial". Il équivaut expérimentalement à la formation sur le disque de "cercles de feu" (figure 27).

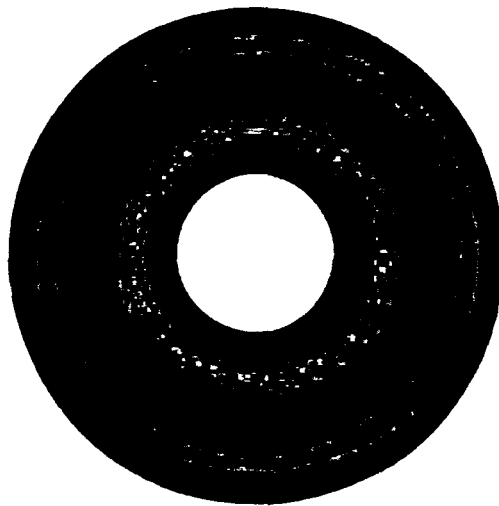


Fig. 27 - Exemple de développement de "cercles de feu" lors d'un freinage

3.A ALGORITHME THERMOMECHANIQUE - ETUDE DES EFFETS RADIAUX ("CERCLES DE FEU")

La mise en place de l'algorithme décrit sur la figure 26 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. Il n'est pas envisagé de tenir compte des variations locales de température issues de phénomènes ponctuels tels que des défauts géométriques locaux, des hétérogénéités du matériau, etc. (cf. § 1.2).

La séquence calculatoire consiste dans l'enchaînement des étapes suivantes:

- 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 ensuite réactualisée en introduisant l'usure par un simple 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 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 outre la réduction importante des temps de calcul, d'avoir 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 de l'analyse statique (§ 3.A.3.3.b).

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

3.A.1 MATERIAUX

3.A.1.1 Disque du TGV-A

Les couronnes de disque de freins du TGV sont en acier forgé ou matricé et subissent un traitement de trempe et de revenu à coeur.

Trempe: 4h30 à 950 °C en moyenne (austénitisation)

Revenu: 8h à 635 °C refroidi à l'eau.

La nuance AFNOR de cet acier est référencée 28CDV5.08 dont la composition en pourcentage est la suivante:

C: 0.24 / 0.31	Mo: 0.60 / 0.90	Mn: 0.50 / 0.90	V: 0.20 / 0.40	Si: 0.04 / 0.10
S < 0.007	Cr: 1.20 / 1.60	P < 0.015	Ni < 0.40	S+P < 0.020

Les caractéristiques mécaniques de traction doivent répondre après traitement thermique à la spécification SNCF suivante:

Rm: 1050 à 1250 MPa

Rp_{0.2}: 970 MPa

A : 11%

La dureté de piste est de 330 à 390 HB

a) Caractéristiques du matériau

L'évolution des caractéristiques thermiques et mécaniques principales en fonction de la température est décrite sur la figure 28.

- 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.

§ 3.A Algorithme thermomécanique: Etude des effets radiaux - 3.A.1 Matériaux

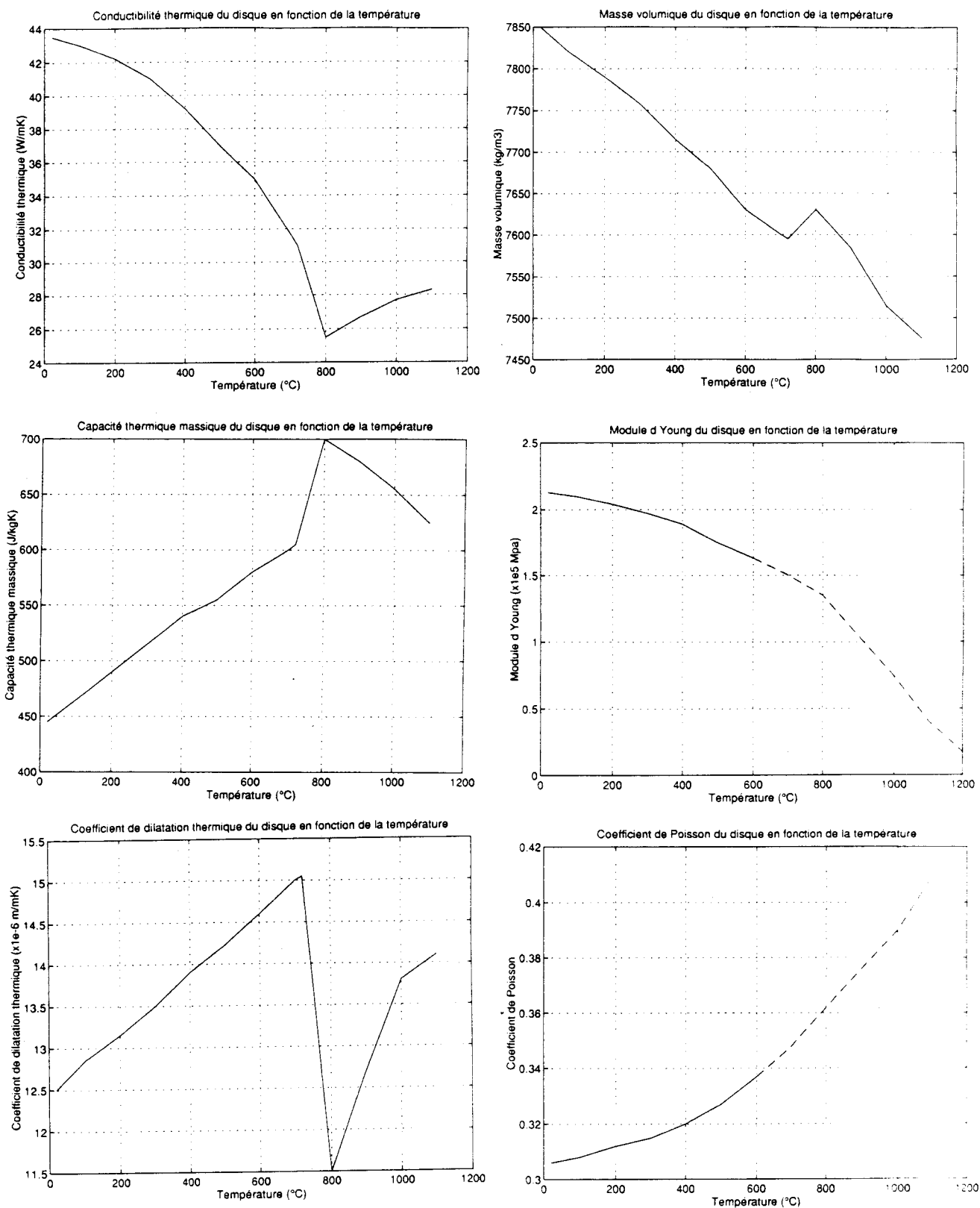


Fig. 28 - Evolution des caractéristiques thermiques et mécaniques du 28CDV5.08 avec la température

- L'évolution du module d'élasticité et du coefficient de Poisson avec la température n'est pas connue au delà de 600°C.

En ce qui concerne le coefficient de Poisson, il doit tendre vers 0.5 près de la température de fusion et son allure est classiquement continue pour les aciers, ce qui nous a conduit à 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 températures élevés. Il se stabilise généralement à très haute température pour les aciers vers de très faibles valeurs, avec une évolution continue. Des données plus complètes sur des aciers de nuance proche de celui étudié (au chrome, molybdène et vanadium) ont permis d'introduire des valeurs jusque 1200°C avec des variations peu sensibles pour des nuances proches [MET 78].

A titre de comparaison les valeurs obtenues pour des aciers alliés conventionnels sont plus faibles: de l'ordre de 22000 Mpa à 1000°C [FRU 91]. Ces niveaux de températures sont surtout rencontrés dans le cas de points chauds et seront principalement exploités pour les calculs d'endommagement.

Ainsi, l'introduction d'une enveloppe entre deux courbes extrêmes pour le module d'Young ne s'est pas avérée nécessaire étant donnée la faible variation pour une famille de matériaux de nuance proche et la faible incidence obtenue sur les résultats des contraintes (à titre d'exemple pendant la phase de freinage, pour une contrainte circonférentielle maximale de -541 Mpa et une déformation plastique circonférentielle de -0.67% à 1000°C pour le module d'Young retenu, on obtient -475 Mpa et -0.66% pour la courbe d'un acier conventionnel.

- L'évolution de la limite d'élasticité avec la température est décrite sur la figure 29.

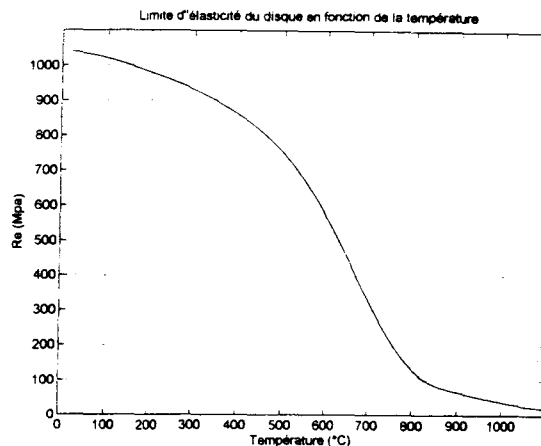


Fig. 29 - Evolution de la limite d'élasticité avec la température

L'évolution de la limite d'élasticité se distingue par une bonne stabilité jusque 450°C, caractéristique de ce type de matériau, puis par une chute importante suivie d'une évolution stable vers de faibles valeurs. Cette température de 450°C est souvent citée comme limite d'utilisation du disque en terme de température "moyenne", mais l'étude des gradients thermiques indique des valeurs locales souvent plus élevées pour lesquelles des déformations inélastiques apparaissent. Nous verrons qu'elles peuvent être à l'origine de déformations du disque et de la défaillance par fissuration (cf § IV).

- Les courbes d'écrouissage résultant des essais de traction à différentes températures sont connues jusque 600°C. Elles ont été prolongées jusque 1100°C en tenant compte des critères suivants (figure 30):
 - La limite d'élasticité conventionnelle est connue jusque 1100°C.
 - A 600°C le comportement du matériau tend de plus en plus vers l'état élastique parfaitement plastique; cette tendance a été conservée pour les températures supérieures.

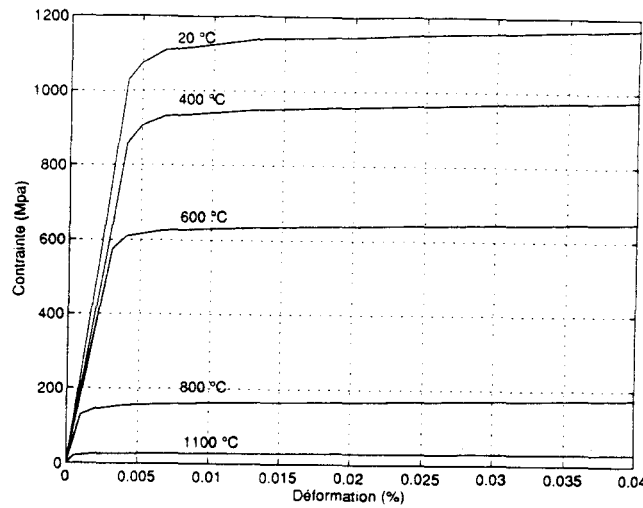


Fig. 30 - Courbes d'écrouissage en fonction de la température

b) Application dans les modèles et hypothèses

L'intégralité des propriétés du matériau présentées précédemment a été introduite dans les calculs. Cependant, certaines hypothèses ont du être posées; leurs levées nécessitent des investigations complémentaires:

- Les propriétés mesurées dans la direction normale à la face de frottement sont appliquées dans toutes les directions (matériau supposé isotrope). Elles sont également supposées constantes dans le temps.
- Le comportement élastique du matériau n'est pas en réalité linéaire jusqu'à la limite d'élasticité. Cet effet n'étant pas maîtrisé, il n'a pu être introduit. L'élasticité du matériau est alors supposée parfaitement linéaire jusqu'à la limite d'élasticité conventionnelle $R_{p0.2}$.
- Pour le calcul du seuil de plasticité, le critère de Von Mises lié à l'énergie élastique de cisaillement est utilisé. Dans l'espace des contraintes principales à 3 dimensions:

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}$$

- Dans les différents calculs, est introduit l'écrouissage cinématique non linéaire, pour lequel le domaine d'élasticité se déplace par translation dans l'espace des contraintes. L'écrouissage cinématique se rapproche plus de la réalité que l'écrouissage isotrope et donne une bonne approximation de l'effet Bauschinger (figure 31).

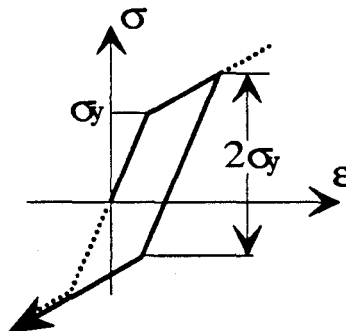


Fig. 31 - Ecouissage cinématique considéré

- Lors de sollicitations cycliques de traction-compression telles qu'exposées dans notre cas pour l'endommagement en fatigue thermique, les métaux voient généralement leurs propriétés d'écrouissage varier au cours des cycles.

Pour des matériaux proches de celui de notre application, par exemple pour un 20CDV5.08 utilisé dans la fabrication de plusieurs éléments importants des turbines à vapeur, un adoucissement cyclique a pu être observé (figure 32) [GEC 89].

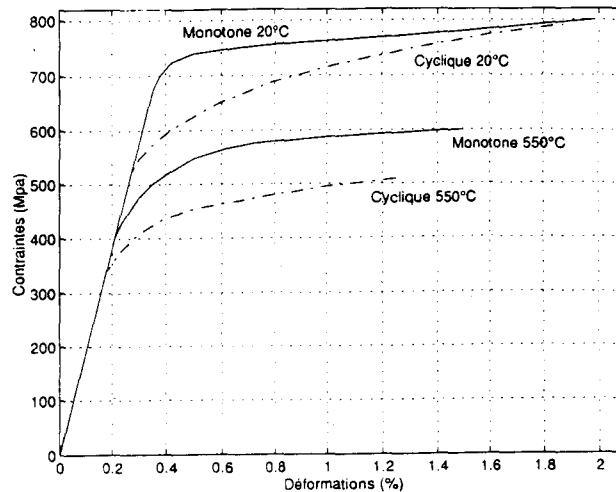


Fig. 32 - Courbe de traction monotone et d'écrouissage cyclique pour un acier 20CDV5.08

L'amplitude de contrainte diminue au cours des cycles successifs.

Même si la tendance de notre matériau est probablement similaire, ce comportement n'a pu être introduit par manque de données.

- Le matériau est supposé stable dans le temps, c'est à dire sans effets de vieillissement.
- Le comportement du matériau est supposé parfaitement élastoplastique sans prise en compte des phénomènes visqueux.
Etant donnés les temps de chauffage et de refroidissement rapides, les phénomènes de fluage même activés thermiquement ont été peu abordés.
Cette hypothèse doit cependant faire l'objet d'approfondissements si l'on veut étudier de façon plus fiable la tenue en fatigue thermique du matériau. L'étude du comportement viscoplastique du matériau permettrait une meilleure analyse des phénomènes d'endommagement.

3.A.1.2 Garnitures

Les mesures des caractéristiques des matériaux nécessaires pour les modèles numériques et notamment leur variation avec la température reste très délicate à appréhender. Les matériaux utilisés sont généralement anisotropes et leur structure se modifie à haute température entraînant des fortes variations de leurs caractéristiques. Ces mécanismes sont complexes et sortent du cadre de cette étude. Certaines hypothèses ont été posées, en essayant toutefois de respecter un comportement réaliste du matériau. L'usure est relativement importante pour la garniture et elle peut s'élever jusqu'à plusieurs dixièmes de millimètres au cours d'un seul freinage très sévère. Celle-ci étant intégrée dans les modèles, les couches de surfaces les plus sollicitées sont détruites progressivement.

- Le matériau de la garniture est supposé linéaire élastique.

- Les propriétés mesurées dans le sens normal à la surface de friction, direction primordiale pour notre étude, sont supposées identiques dans les autres directions.
- Les valeurs mesurées sont supposées constantes avec le temps.
- L'évolution des caractéristiques des matériaux avec la température est introduite. Nous ne distinguerons pas les couches près de l'interface de contact de celles plus éloignées subissant moins d'élévation de température.

Day 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 trois couches en épaisseur: une première où le matériau subit peu d'échauffement (jusque 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 pour laquelle ne reste principalement que du carbone [DAY 83]. 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, voire même d'évolution de ses caractéristiques avec la température, et ceci de manière irréversible (tableau 7).

Ceci implique de caractériser le matériau dans ses divers états de transformation et d'en définir les seuils. Ceux ci ne sont pas généralisables d'un matériau à l'autre et nécessitent de nombreuses mesures de chacune des caractéristiques du matériau 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 et des réactions.

Ces investigations spécifiques sortent du cadre de cette étude qui comprend par ailleurs plusieurs matériaux de garniture de nature très diverses.

Matériau de friction	Températures de transition (°C)	Caractéristique	Valeur des caractéristiques avec la température (°C)						
			50	100	150	200	250	300 à 400	500 à 700
Vierge	jusque 200	E (N.mm ⁻²)	300	280	260	240			
		ρ (kg.m ⁻³)	2250	—	—	→			
		α (10 ⁻⁶ .K ⁻¹)	14	23	32	78			
		k (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	0.9	—	—	→			
		c (J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	1200	—	—	→			
Zone de réaction	200 à 400	E (N.mm ⁻²)	300	280	260	240	220	→	
		ρ (kg.m ⁻³)	2250	—	—	—	—	→	
		α (10 ⁻⁶ .K ⁻¹)	14	23	32	57	81	85	
		k (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	0.9	—	—	—	—	→	
		c (J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	1000	—	—	—	—	→	
Couche dégradée	400 à 1000	E (N.mm ⁻²)				-			
		ρ (kg.m ⁻³)	←	—	—	1500	—	—	→
		α (10 ⁻⁶ .K ⁻¹)				-			
		k (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	←	—	—	0.2	—	—	→
		c (J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	←	—	—	700	—	—	→

Tableau 7 - Décomposition en phases de transformation d'un matériau de friction de l'automobile [DAY 83]

a) Garnitures composites

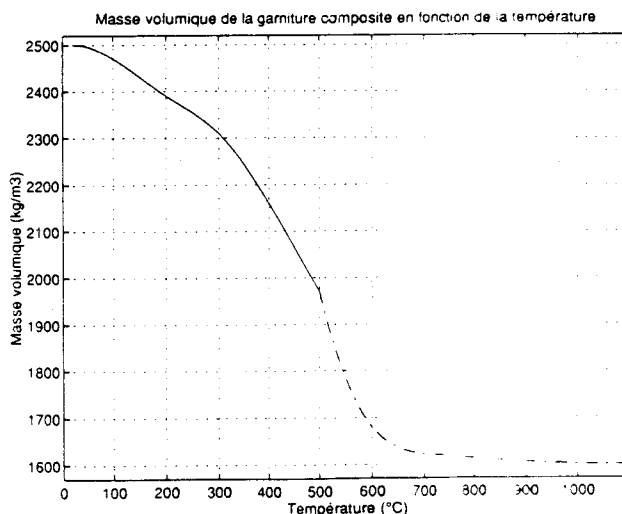
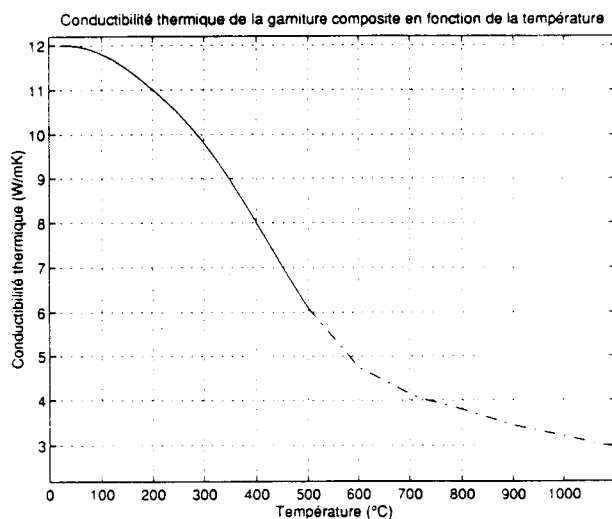
Les valeurs retenues par Day pour une garniture composite utilisée dans l'automobile, montrent que les caractéristiques sont relativement peu différentes d'une couche à l'autre pour un même niveau de température sauf pour le coefficient de dilatation thermique qui évolue différemment entre la couche de matériau vierge et la zone de réaction.

Cette variation propre à ce coefficient s'explique de la façon suivante: pour l'état vierge et pour ce type de matériau, la dilatation augmente tout d'abord fortement et presque linéairement, puis chute brusquement jusqu'à atteindre des valeurs négatives correspondant à une contraction des matériaux suite à des modifications de structure. Cependant, une fois que le matériau a subi un cycle d'échauffement, l'évolution de son coefficient de dilatation avec la température est très différente: il augmente toujours dans un premier temps mais de façon beaucoup moins importante, puis décroît de manière continue jusqu'à tendre vers zéro vers les hautes températures. Ceci est dû au caractère irréversible des transformations du premier chauffage.

Les fabricants de garnitures composites procèdent ainsi souvent à un "rodage initial" de leurs pièces, ou encore ajoutent une étape de traitement thermique à leur process de fabrication avant livraison, qui consiste à "volifuger" la surface de friction par un chauffage intense et très court.

Pour notre étude, nous considérerons 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 et réactions chimiques, qui seront considérées comme acquises et stables (figure 33 pour le matériau de la garniture composite Flertex HD671). Les zones sollicitées en température verront cependant bien leurs propriétés varier en conséquence selon les évolutions définies.

Les tracés continus correspondent à des valeurs connues, fournies par les fabricants ou mesurées spécifiquement, ou encore issues de rapports d'essais. Elles sont cependant parfois définies avec peu de valeurs et avec une imprécision mal connue. Les évolutions ont été supposées continues. Les pointillés ont été déterminés arbitrairement par continuité des allures précédentes et par analogie avec des données bibliographiques, telles que des valeurs publiées par Lagedrost, pour des freins composites ferroviaires, et par Day appliquées à l'automobile [DAY 83]. Les évolutions des caractéristiques sont en effet peu connues à haute température et ont été étendues, sachant qu'elles varient peu au delà d'un niveau de températures de 450 à 500°C, correspondant à un stade de dégradation avancé du matériau considéré.



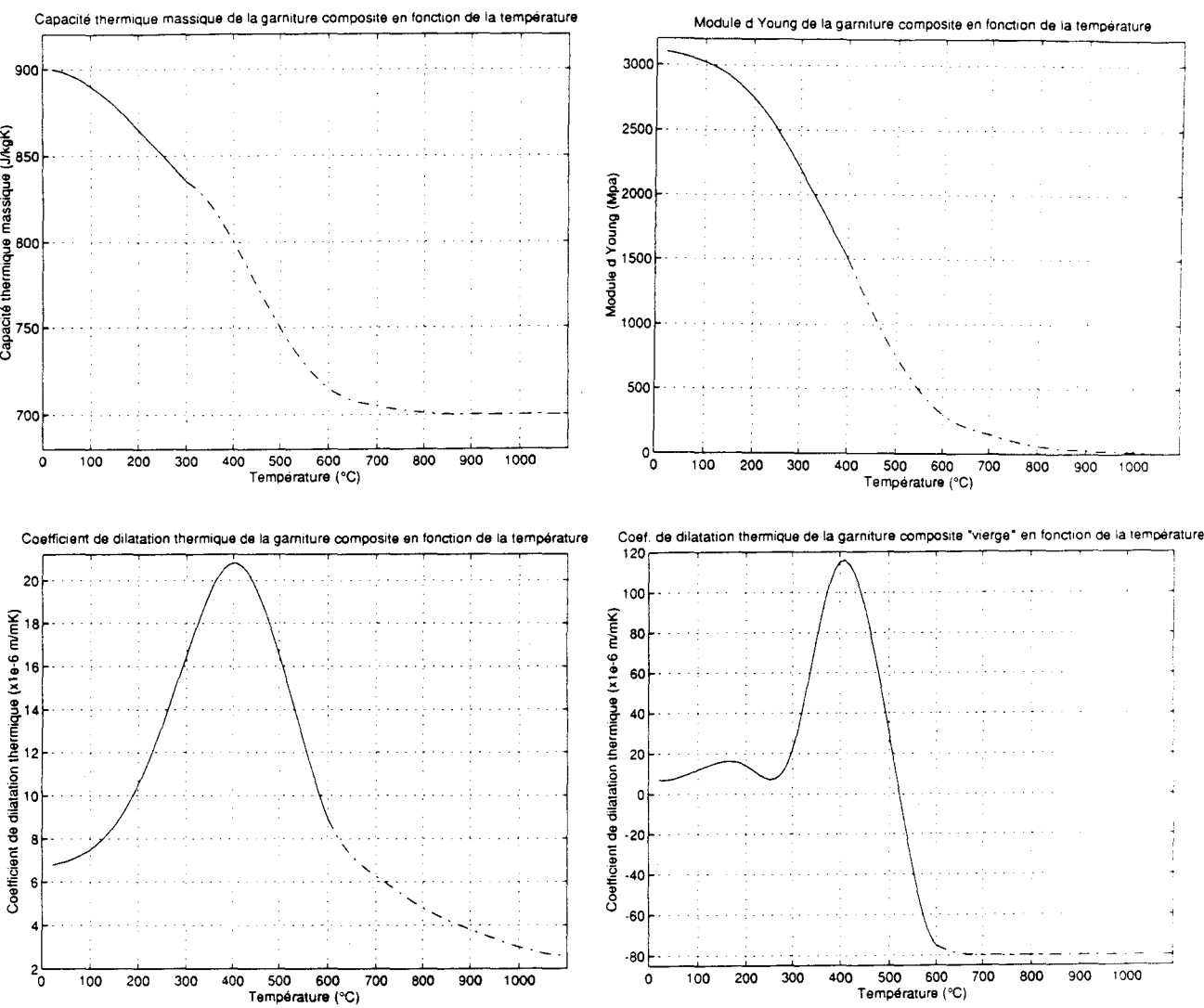


Fig. 33 - Evolution des caractéristiques du matériau composite HD 671 avec la température

Pour la dilatation thermique, les variations sont très différentes d'un état de transformation à l'autre et il est plus réaliste de considérer l'évolution thermique de cette caractéristique pour un état déjà transformé en épaisseur à partir de la surface de friction. C'est ce qui est introduit dans les calculs, et comparé à l'évolution pour le matériau vierge sur le dernier graphe de la figure 33. De tels écarts de variations selon l'état de transformation ont été observés par Day pour des matériaux composites de freinage [DAY 83], [DAY¹ 90].

b) Garnitures frittées

Pour les garnitures frittées, l'évolution des caractéristiques est assez continue et varie peu de l'état vierge en raison de leur structure métallique (Fer-Cuivre) et de leur fabrication qui met en jeu des températures élevées dans le process de mise en forme [MAR 90]. Les caractéristiques pour les matériaux de la garniture Jurid 721 utilisée dans nos calculs sont présentées sur la figure 34 avec des hypothèses d'extension continues pour les hautes températures.

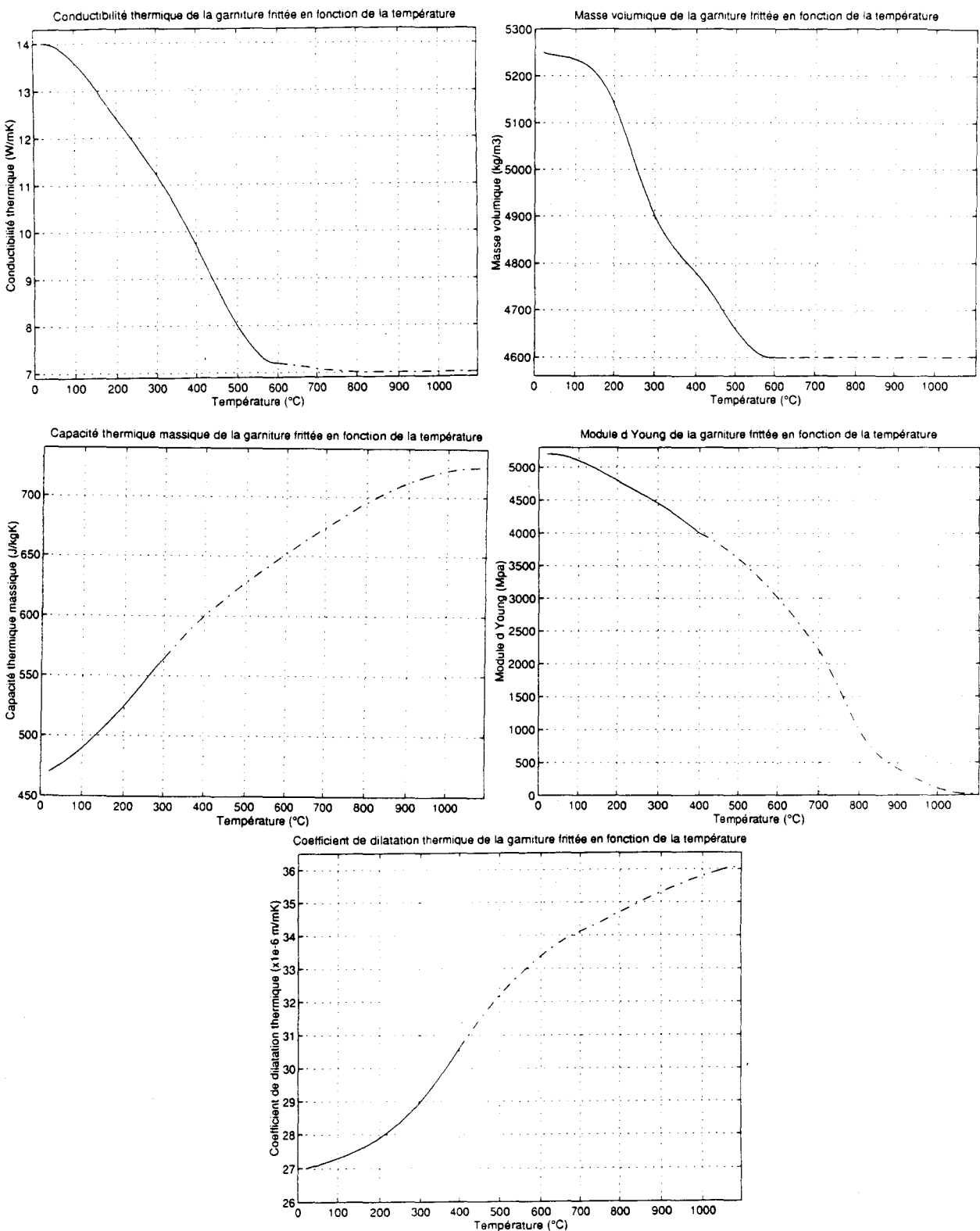


Fig. 34 - Evolutions des caractéristiques du matériau fritté JURID 721 avec la température

Les évolutions considérées pour les deux garnitures constituent des hypothèses importantes puisqu'elles affectent directement le comportement de la garniture. Des mesures complémentaires doivent être pratiquées et étendues à d'autres matériaux. Une étude de sensibilité de ces diverses

caractéristiques, présentée dans le paragraphe 3.A.3.6, montre la forte influence de certaines d'entre elles.

3.A.2 APPROCHE THERMIQUE

L'analyse thermique est basée sur la séquence décrite sur la figure 35.

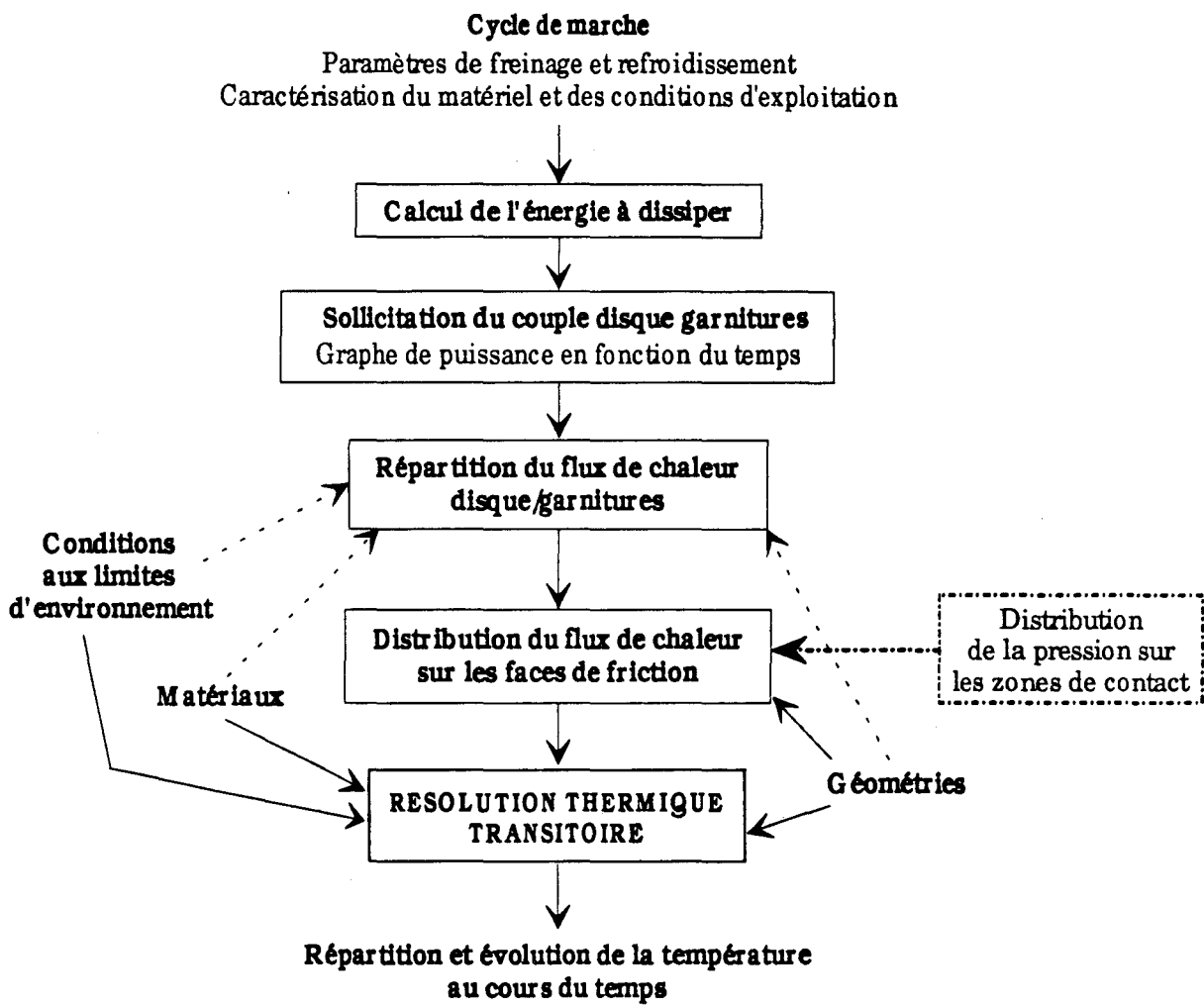


Fig. 35 - Algorithme de résolution thermique

3.A.2.1 Energie à dissiper

L'énergie globale à dissiper est fonction des paramètres du freinage (vitesse, masse ,etc.), du type de matériel (part du freinage par disque, résistance aérodynamique et de roulement, etc.), d'une éventuelle déclivité de la voie et des paramètres d'inertie.

$$\Delta E_f + \Delta E_c + \Delta E_i + \Delta E_{av} + \Delta E_p = 0$$

avec:

ΔE_f : Energie de freinage

ΔE_c : Energie cinétique : $\frac{1}{2} m (V_{t+\Delta t}^2 - V_t^2)$

ΔE_i : Inertie des masses tournantes (disque/essieu/roue) = $\frac{I}{2} (\omega_{t+\Delta t}^2 - \omega_t^2)$

(sur le TGV-A: le supplément de masse dû aux roues rotatives est de l'ordre de 5%)

ΔE_{av} : Energie absorbée par la résistance à l'avancement, principalement composée des résistances aérodynamique et de roulement = $R_{av} (V_{t+\Delta t} - V_t) \Delta t$ (sous forme différentielle finie).

$R_{av} = a + bV + cV^2$ décrit la résistance à l'avancement du véhicule, proportionnelle au carré de la vitesse, et la résistance au roulement composée d'un terme constant relatif à l'état de chargement et d'un terme proportionnel à la vitesse de roulement:

a: représente les frottements dans les boîtes d'essieu et les résistances au roulement des rames sur le rail dues aux pertes résultant des déformations élastiques des métaux en contact.

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

c: représente la résistance aérodynamique.

ΔE_p : Energie potentielle due à la déclivité de la voie = $mg(h_{t+\Delta t} - h_t)$.

3.A.2.2 Performance du couple de friction disque/garnitures

L'utilisation en juxtaposition, combinaison ou substitution des différents types de freins qui équipent la rame nécessite le calcul de leur part respective de dissipation énergétique à partir de leurs capacités de performance. L'objectif est à ce stade de tracer la courbe de puissance à dissiper en fonction du temps pour le couple disque/garnitures.

La méthode générale de calcul est résumée sur la figure 36. Les données de base sont la vitesse initiale et la distance d'arrêt qui constituent les critères de performance demandés.

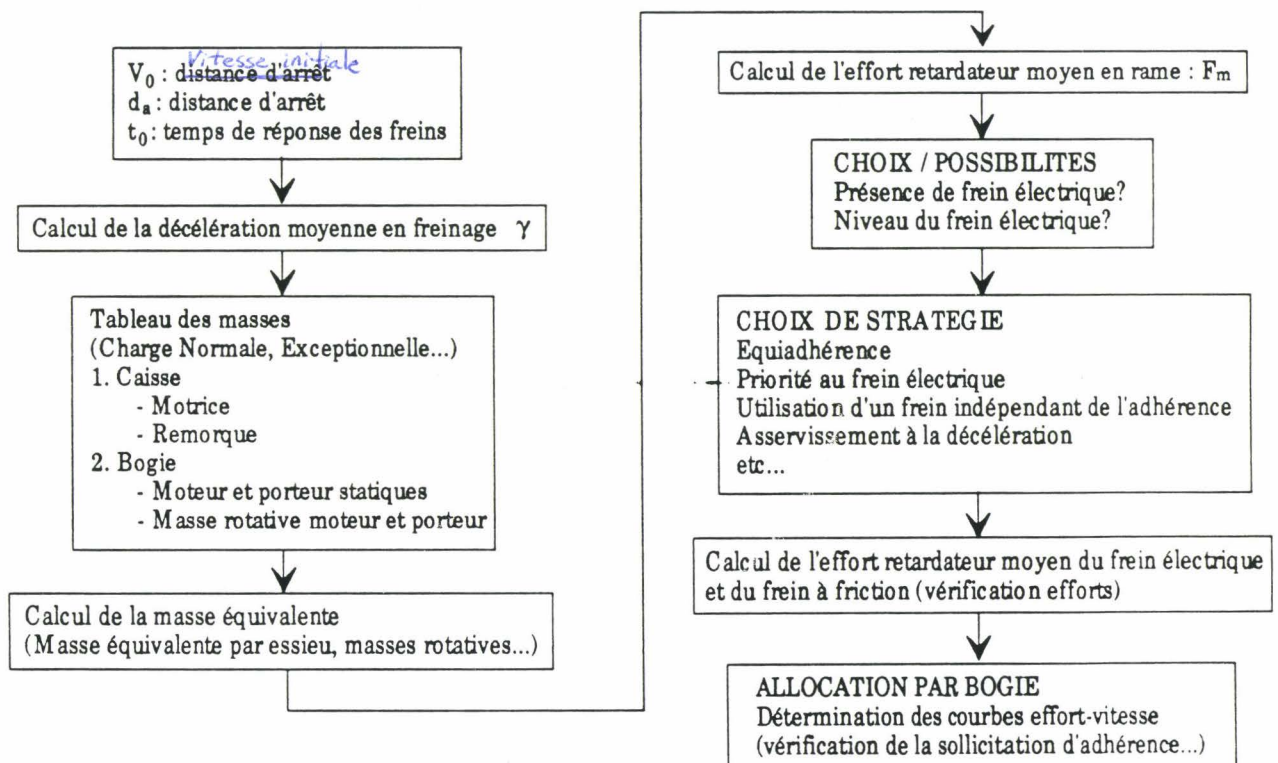


Fig. 36 - Démarche de calcul des performances de freinage

Dans le cas du freinage d'urgence, les étapes principales sont les suivantes:

- La distance d'arrêt contractuelle du le TGV-A est de 3500 m pour une vitesse initiale de 300 km.h⁻¹. La distance de freinage est calculée en tenant compte du temps de réponse du système de commande.
- La conjugaison des organes de freinage dépend des choix matériels, de leurs performances, etc. (figure 37).

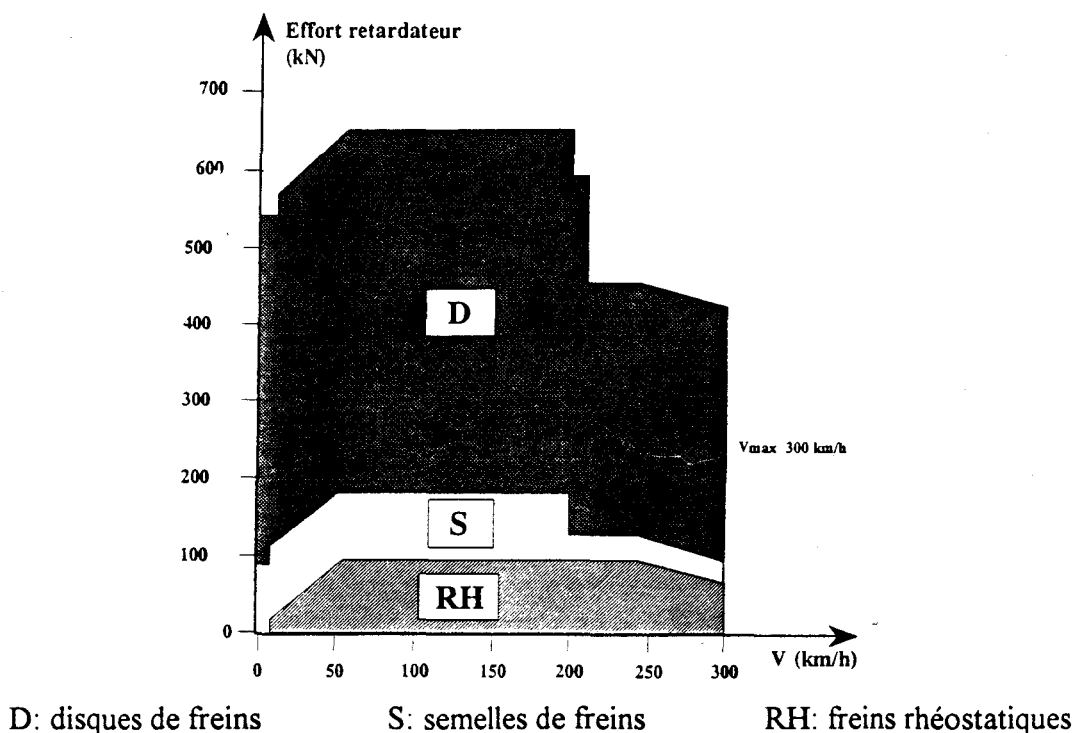


Fig. 37 - Conjugaison des organes de freinage dans le cas du TGV-A (freinage d'urgence)

- L'effort de retenue ramené à la jante, alloué aux bogies porteurs (équipés de freins à disques) est décrit sur la figure 38.

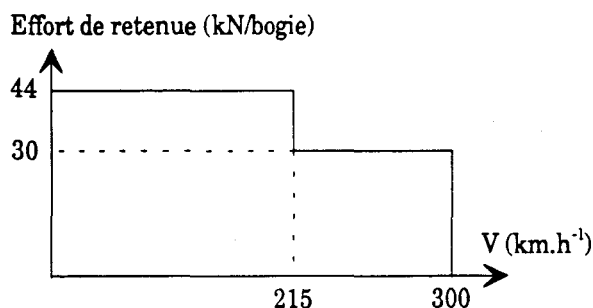


Fig. 38 - Effort de retenue ramené à la jante des bogies porteurs du TGV-A

L'énergie totale correspondante à dissiper par chaque disque des essieux porteurs est de 14.75 MJ.

- On obtient pour le frein à disque le graphe de puissance de la figure 39 en prenant l'approximation d'une vitesse linéaire pendant les montées en pression.

La puissance de freinage correspond au flux dissipé dans le couple disque/garnitures et l'évolution de la vitesse fait varier les conditions aux limites d'environnement (convection).

Remarque: dans le cas d'un essai de freinage sur banc, l'énergie de freinage est intégralement simulée à l'aide d'inerties mécaniques (masses rotatives) ou électriques (moteurs). La valeur du moment d'inertie est ajustée à la configuration de freinage simulée, aux pertes près (frottement dans les paliers, etc.).

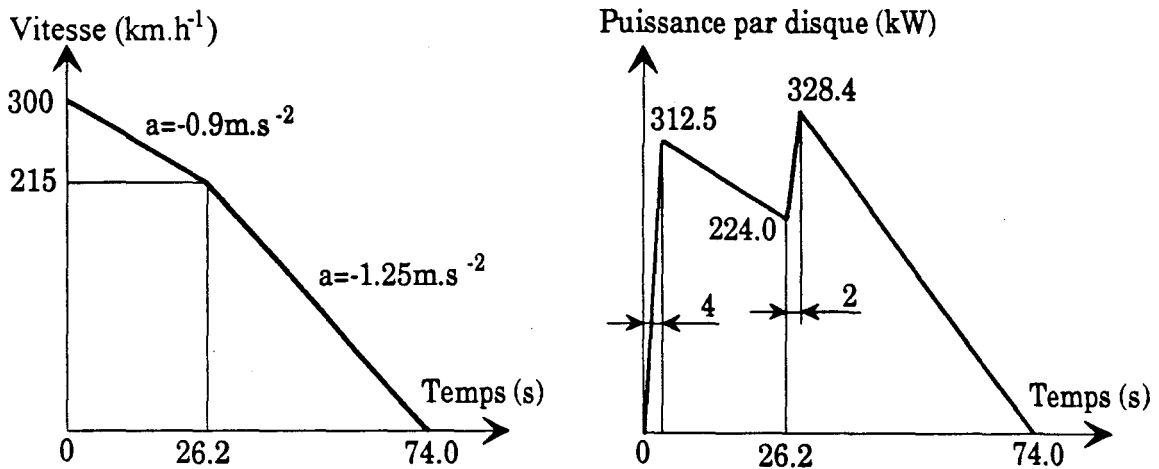


Fig. 39 - Graphe des décélérations apparentes et de la puissance de freinage par disque

3.A.2.3 Position du problème thermique vis à vis de la modélisation par la M.E.F.

Il a déjà été précisé précédemment le choix de rendre axisymétrique le flux de chaleur dissipé par le disque. Etant données les vitesses de rotation très élevées, le flux est considéré comme uniformément réparti dans le sens circonférentiel. Les gradients thermiques angulaires sont négligés. Les pressions d'application étant de surcroît faibles, nous vérifierons que l'élévation de température sur un tour est limitée (§ 3.A.2.9).

L'hypothèse du flux uniforme qui facilite la résolution par le fait que le paramètre vitesse n'est pas considéré dans l'équation de la chaleur, ne simplifie cependant pas l'élaboration des modèles géométriques. En effet, la rotation du disque pose différents problèmes quel que soit le choix de modélisation:

- Selon notre hypothèse d'application du flux sur le disque, celui-ci est uniformément réparti sur toute la face de friction côté disque et sur la face de frottement côté garnitures. Or si l'on veut considérer l'échange de chaleur entre les deux pièces et notamment la variation du ratio de flux dissipé par chacune d'elles, la liaison entre les deux surfaces, par exemple par une conductance thermique de contact, est nécessaire. Dès lors un modèle commun direct disque/garnitures ne convient 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 (figure 40). L'effet de la rotation du disque ne serait pas reproduit. Il en est de même si l'on introduit le calcul de contact, calculé pour une position donnée.

- A l'inverse, si l'on voulait prendre en compte la rotation par une application variable du flux sur la zone de friction, celle-ci varierait alors sans cesse avec la rotation, ce qui est inconcevable de par la "lourdeur" du procédé et les vitesses très élevées (déplacement angulaire du flux ou réactualisation de la géométrie, etc.). Une méthode de ce type est appliquée § 3.A.2.9 afin de montrer l'erreur faible engendrée par l'hypothèse de flux uniforme. Elle n'est pas généralisée en raison des temps de résolution importants et de son intérêt limité.

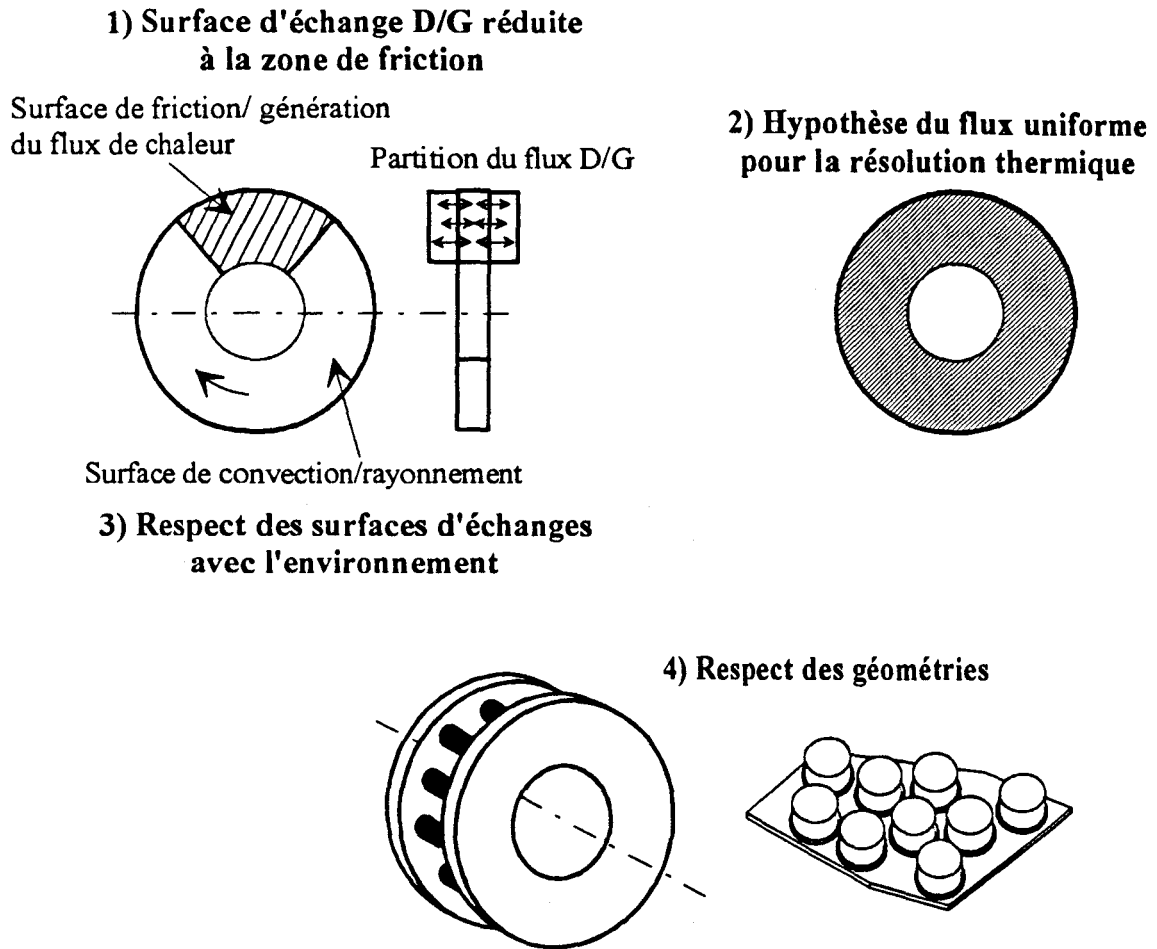


Fig. 40 - Position du problème thermique vis à vis de la modélisation

Nous sommes dès lors confrontés à la dualité qui consiste à appliquer un flux homogène angulairement sur le disque tout en voulant considérer l'évolution des échanges thermiques disque/garnitures. Ceci, notamment vis à vis du calcul de la séparation de la puissance à dissiper entre les deux organes qui se produit sur une surface réduite, celle de la garniture. La bonne représentativité des géométries parfois complexes des pièces doit être reproduite, elle sera également très sensible pour le calcul thermomécanique (figure 41).

La condition 2 impose une séparation des modèles contradictoire avec la première.

Le même problème se pose avec l'algorithme thermomécanique transposé au calcul de contact réduit à la surface de friction dans une position donnée et dont le résultat doit être exploité pour une application circonférentielle sur le disque (condition 2).

• **Solution proposée:**

Nous optons pour une combinaison d'un modèle 2D ou 2D "équivalent" pour le disque avec un modèle 3D de la garniture dans le cas où sa géométrie est complexe (figure 41). Le calcul du ratio de puissance dissipée par chaque composant est calculé analytiquement et de manière incrémentale:

♦ Concernant le 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 conditions aux limites adiabatiques sur les faces de révolution). Ainsi, pour un disque plein, un modèle 2D de la section du disque sera suffisant. Pour une géométrie plus

complexe telle que les disques ventilés, nous nous limiterons à la portion angulaire antisymétrique de la période.

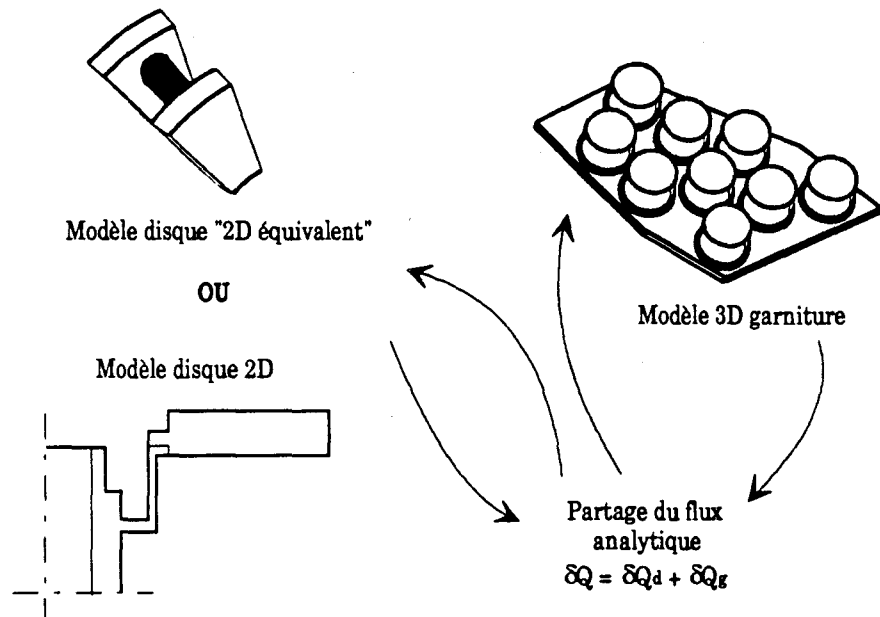


Fig. 41 - Approche combinée 2D/3D pour la résolution thermique

♦ Les parts de flux dissipées par le disque et les garnitures sont calculées à l'aide de la notion de conductance thermique de surface détaillée § 3.A.2.4.

Supposée constante durant l'incrément temporel, la part de flux dissipée par chaque composant est calculée de façon analytique et réactualisée à chaque pas de temps. Un algorithme d'optimisation de la taille de l'incrément de temps en fonction de l'amplitude de variation des flux dissipés pourrait être incorporé.

♦ Pour des géométries de garnitures simples, proches de la forme annulaire, les modèles peuvent être simplifiés au cas bidimensionnel axisymétrique de leur section radiale (figure 42). 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 évitent le calcul externe analytique des flux dissipés dans chaque pièce.

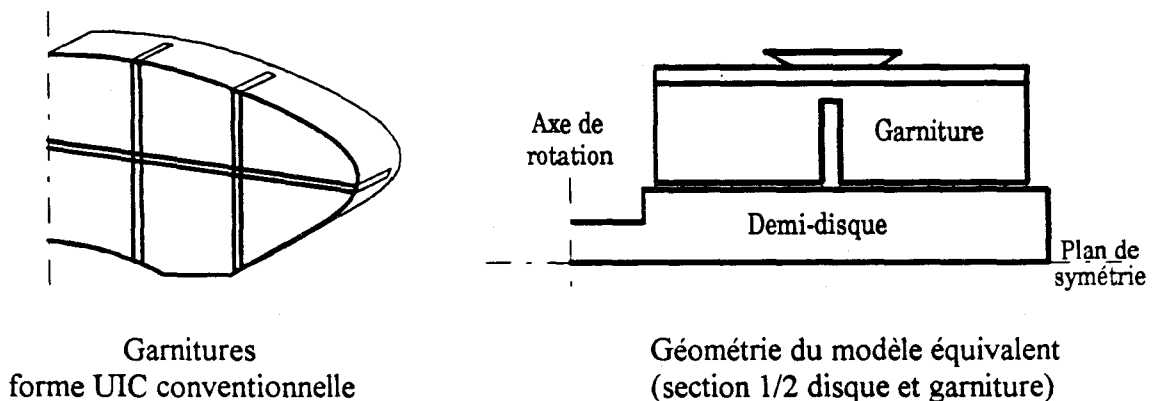


Fig. 42 - Simplification 2D de l'approche dans le cas d'une géométrie de garniture favorable à une analyse bidimensionnelle - Cas du disque non ventilé

Pour des disques ventilés, la simplification est la même avec non plus un modèle 2D, mais un modèle correspondant à une portion angulaire antisymétrique de la période géométrique du disque.

Nous appellerons approche 2D: le cas des modèles communs disque/garnitures rendu possible par la géométrie simple de la garniture, et approche 3D ou 2D/3D combinée: le couplage disque 2D (ou 2D "équivalent") / garnitures 3D, ceci dans le cas où la géométrie complexe de la garniture n'autorise pas sa simplification.

Nous verrons que le même raisonnement s'applique pour l'algorithme thermomécanique où le calcul incrémental du contact entre les deux pièces est réalisé pour l'approche 2D avec le même modèle que pour la résolution thermique, et pour l'approche 3D avec un modèle 3D disque/garnitures spécifique (cf. § 3.A.3.1).

Précaution:

Dans le cas d'un modèle commun axisymétrique, la géométrie de la garniture n'est pas reproduite fidèlement, ce qui nécessite certaines précisions et précautions:

Le comportement thermomécanique est quelque peu altéré dans la mesure où par exemple, les rainures radiales ne sont pas introduites, ce qui augmente la rigidité globale.

La surface de friction de la garniture est annulaire dans le modèle, ce qui augmente fortement la surface de contact avec le disque et modifie de façon importante la partition de flux entre les deux pièces. Afin de corriger le rapport de flux dissipé et pour reproduire fidèlement le comportement thermique de la garniture, il s'agit de corriger la conductibilité thermique et le produit capacité thermique massique multiplié par la masse volumique, par le rapport des surfaces de friction (figure 43).

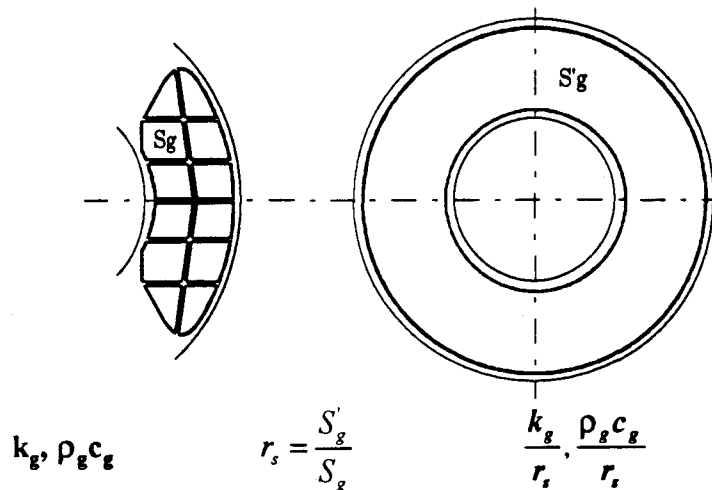


Fig. 43 - Correction des propriétés thermophysiques de la garniture dans le cas d'un modèle axisymétrique

Les coefficients d'échange relatifs à la convection sur la garniture doivent également être corrigés dans ce même rapport des surfaces de friction.

♦ La technique de modélisation combinée 2D/3D permet des gains de calculs très appréciables de par la simplification du modèle géométrique du disque et dans la mesure où le calcul des pièces peut être séparé et mené en parallèle. Le gain du calcul parallèle correspond au mieux au temps de résolution du calcul le plus court, tel que nous avons pu l'observer sur une machine biprocesseur (CONVEX).

♦ Pour des analyses thermiques rapides, la démarche peut être simplifiée, par exemple au modèle du disque seul (2D ou 3D) avec estimation initiale de la proportion de flux dissipée, supposée alors constante durant tout le freinage. La résolution est alors transitoire continue, sans mise à jour incrémentale de variables.

3.A.2.4 Partition du flux de chaleur entre le disque et les garnitures

Position du problème:

Dans le problème de la génération du flux thermique sur la surface de frottement et de sa dissipation dans les deux corps, seule l'énergie totale est à priori connue et correspond à l'évolution de la puissance de freinage au cours du temps.

Le système étant thermodynamiquement ouvert, il ne peut être défini de conditions supplémentaires telles que l'égalité de température entre les surfaces.

L'intégralité de la puissance de freinage est supposée dissipée dans les deux organes:

$$Q_t = Q_d + Q_g$$

Son évolution est supposée continue, linéaire, dans l'hypothèse d'un coefficient de frottement uniforme et constant. La proportion de puissance dissipée par le disque et par les garnitures peut être variable dans le temps et dépend de nombreux aspects physiques:

- La nature du contact qui dépend des matériaux en présence, des états de surface, des duretés superficielles, de la vitesse de frottement, etc.
- L'ensemble des débris d'usure qui vont induire la nature de corps intermédiaires entre les surfaces.
- Les propriétés thermophysiques des matériaux.
- Les géométries ainsi que l'amplitude des échanges thermiques sur les surfaces autres que celles de friction et qui vont également influencer la capacité d'absorption de chaleur des corps.

Le partage du flux met ainsi en jeu des phénomènes microscopiques complexes qui vont dépendre fortement des propriétés tribologiques des pièces en contact.

Approche utilisée:

Nous choisissons de contourner cette difficulté en introduisant un modèle global macroscopique qui correspond à une conductance thermique entre les deux pièces (ou à l'inverse à une résistance thermique de contact). La partition de chaleur sera alors gérée par l'intensité de cette conductance (qui va dépendre des matériaux en présence) et par la différence de température entre les deux surfaces. Cette approche permet en outre une introduction simplifiée dans les calculs.

Interprétation:

Différents auteurs ont mis en évidence l'intérêt d'introduire la notion de résistance thermique d'interface entre deux corps frottants. L'influence des couches de surface dans l'analyse des températures générées par deux corps en frottement a été étudiée par Ling et Yang [LIN 69], dont les exemples montrent qu'une fine couche peut avoir un effet considérable sur les températures de surface tel que l'avait suggéré Jaeger [JAE 42].

La relation de base est donnée par:

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

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

Q le flux transmis entre les deux corps sur la surface de contact S ,
 θ_{s_1} et θ_{s_2} , les températures de surface.
 h_c est aussi appelé coefficient de contact.

L'interprétation physique est à rapprocher de la notion de corps intermédiaires issus des débris d'usure, des zones effectives d'échange thermique, etc. La relation précédente équivaut à :

$$Q = \lambda e (\theta_{s_1} - \theta_{s_2})$$

dans le cas stationnaire où λ serait la conductibilité du corps intermédiaire et e son épaisseur.

L'importance de la connaissance de cette résistance (ou à l'inverse de conductance) est particulièrement sensible pour l'étude des gradients thermiques de surface, puisqu'elle va influencer directement la dynamique de contact/usure/dilatation.

Les valeurs de conductance thermique restent cependant délicates à déterminer, des exemples sont donnés par certains auteurs dans certaines conditions.

Day et Ashi [DAY¹ 90] indiquent que dans le cas du freinage, cette conductance de contact surfacique peut varier pour des matériaux de friction composite de 1000 à 10000 W.m⁻².K⁻¹. Ils ont pu encadrer une valeur de 3500 ± 1000 W.m⁻².K⁻¹. pour un couple de matériau précis. Plus généralement Ling et Pu indiquent des mesures de conductance thermique du même ordre d'idée que pour les contacts statiques, soit 1000 à 25000 W.m⁻².K⁻¹. La valeur minimale de 1000 W.m⁻².K⁻¹. correspond aux effets maximums de résistance thermique [LIN 64].

Démarche:

Nous proposons de caractériser la conductance thermique globale des couples de frottement étudiés par une approche expérimentale sur les températures de la face de frottement du disque et près de la surface de contact de la garniture.

La valeur obtenue pour chaque matériau sera considérée comme uniforme et constante, indépendante de la pression et de la température.

L'utilisation de ce modèle sera comparée avec la démarche simplifiée supposant l'égalité de température sur la face de contact entre les deux pièces, ou encore avec l'hypothèse d'une partition de flux constante.

a) Approche du coefficient global de conductance thermique

Nous proposons d'approcher la valeur du coefficient global de conductance par la comparaison numérique et expérimentale des températures de surface, mesurées sur les deux corps. Côté disque, elles sont déterminées par la caméra infrarouge et côté garnitures, par des thermocouples noyés près de la surface de contact (à une distance précise de 2.5 mm).

La comparaison sera effectuée par deux approches numériques. La première uniquement thermique qui vise à comparer les températures moyennes de surface et une seconde qui inclue la dynamique de contact des garnitures sur le disque et qui autorise ainsi des corrélations de températures locales. Les méthodes et les modèles de calcul qui permettent l'obtention des résultats numériques sont détaillés dans les paragraphes suivants.

Il est tenu compte dans les modèles, de la géométrie des composants et des échanges thermiques avec l'environnement avec en particulier la convection, dont la variation du coefficient d'échange a été exprimée en fonction de la température et de la vitesse de rotation du disque.

Principe de calcul de la partition du flux par la conductance thermique:

Le flux généré à l'interface est partiellement absorbé par la garniture, l'autre partie est transmise au disque au travers de l'interface thermique. L'instant initial voit ainsi le flux intégralement appliqué sur la surface de la garniture. Le mécanisme de partage de ce flux est généré automatiquement par la différence de température et par le coefficient de conductance C:

$$Q_{d_i} = CS_i(\theta_{g_i} - \theta_{d_i}) \quad (3-1)$$

Si la température de surface du disque est inférieure à celle de la garniture, le flux correspondant Q_{d_i} sera transmis au disque, sinon il le sera à la garniture en plus du flux de chaleur correspondant à la puissance de freinage.

Interprétation:

Ling et Pu, et plus tard Day ont associé la notion de résistance thermique de contact à l'identification de la zone de génération du flux de chaleur dans la couche d'interface liée à la notion de troisième corps. Dans le cas où les deux pièces sont étudiées au travers d'un modèle commun, on peut considérer en s'appuyant sur le comportement physique de deux matériaux en frottement, que le flux de chaleur est généré sur la surface liée au matériau le plus souple, associé généralement à la notion de matériau de friction [DAY² 90]. Les configurations étudiées généralement comprennent comme dans notre cas des matériaux d'élasticité très distincte: $\frac{E_d}{E_g} = 40$ à température ambiante.

Application numérique:

Dans le cas du modèle 2D, l'introduction de la conductance thermique est directe puisque le modèle comprend à la fois le disque et une garniture. Dans le cas de la combinaison de la garniture 3D avec une section 2D du disque, les modèles thermiques sont distincts. L'influence de la conductance thermique est introduite par la mise à jour incrémentale du calcul du ratio de flux disque/garnitures en fonction de l'évolution des températures de surfaces des deux modèles et d'après la relation (3-1). La partition du flux est donnée par l'écart de température entre les deux pièces. Ce ratio est alors supposé constant durant l'incrément thermique suivant. Afin d'assurer la stabilité numérique, cet incrément doit être suffisamment faible, notamment si la conductance est grande (de l'ordre de 0.1 à 1s).

- **Configuration 1:** disque acier / garnitures composites à matrice organique de type Flertex HD671 (cf. description des matériaux § 3.A.1.2):

Caractéristiques des freinages:	Vitesse initiale:	220 km.h ⁻¹	160 km.h ⁻¹
	Décélération:	0.97 m.s ⁻²	0.966 m.s ⁻²
	Effort d'application par face:	12749 N	12698 N
	Temps de freinage:	63 s	46 s
	Energie (4 tonnes par disque):	7.469 MJ	3.951 MJ

Le modèle utilisé est du type 2D comprenant l'hypothèse du comportement axisymétrique aussi bien pour le disque que pour les garnitures, avec correction correspondante des matériaux des coefficients de convection de la garniture.

Les résultats décrits sur les figures 44 et 45 correspondent aux mesures expérimentales en surface du disque, et à 2.5 mm de la surface côté garniture, ainsi qu'aux valeurs obtenues par les modèles numériques avec introduction d'un coefficient de conductance de 5100 W.m⁻².K⁻¹.

Les corrélations sont réalisées à l'aide de deux modèles distincts:

- Le premier correspondant au calcul des températures moyennes avec hypothèse du flux de chaleur uniformément réparti sur toute la surface potentielle de friction (module thermique seul), (figure 44a et 44b).
- Le second prenant en compte les variations de portée de la garniture, ce qui permet l'étude des gradients de surface dans la direction radiale (algorithme thermomécanique 2D), (figures 45a à 45c).

Les modèles de résolution utilisés sont détaillés dans les paragraphes suivants.

Températures moyennes (module thermique seul):

La mesure de température sur le disque est réalisée à l'aide de la caméra infrarouge et moyennée ensuite sur la surface. Pour la garniture, la moyenne des thermocouples est calculée.

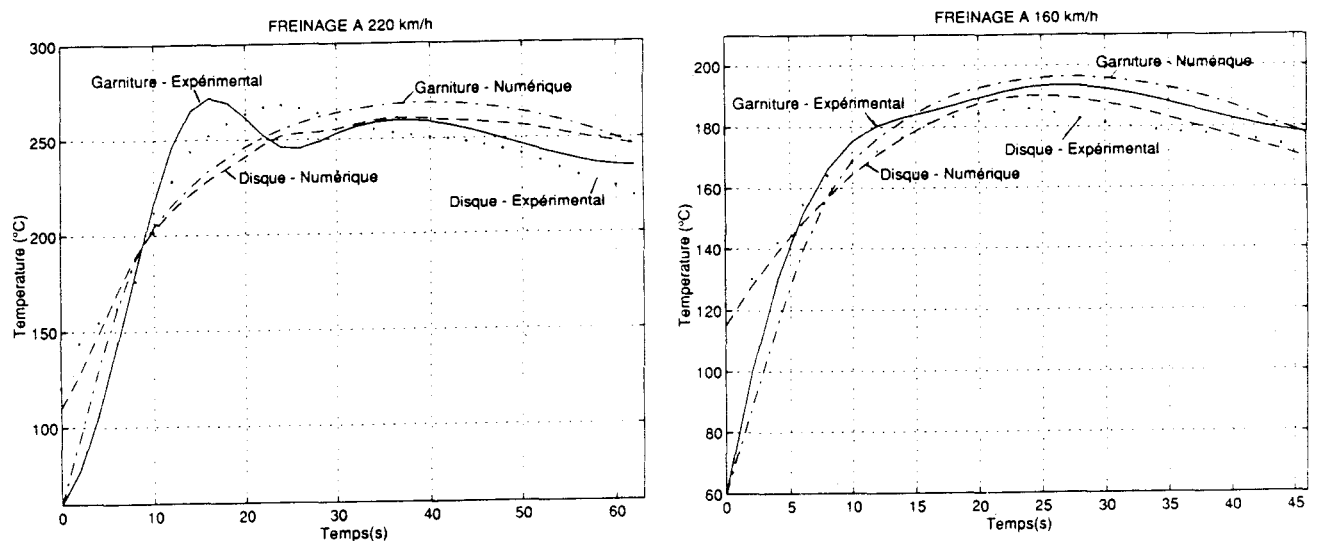


Fig. 44a - Températures moyennes disque (de surface) / garnitures (à 2.5mm de la surface)
(Module thermique seul)

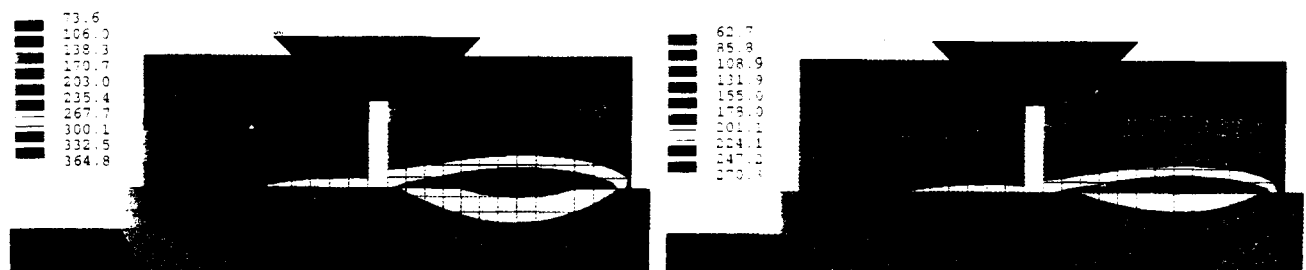


Fig. 44b - Distribution des températures à 40s (freinage à 220 km/h) et 26s (freinage à 160 km/h)

La température décroît à la fin du freinage en raison de la baisse linéaire de la puissance jusque zéro. Sur les distributions de températures dans la demi-section du disque avec une garniture (figure 44b), les températures sont globalement plus élevées vers le rayon extérieur, en raison de la distribution du flux qui tient compte de la longueur de friction de la garniture et de la vitesse tangentielle de frottement (cf. § 3.A.2.5). En terme de température moyenne les comparaisons indiquent une bonne reproduction des résultats expérimentaux avec la conductance retenue. Nous verrons que l'écart d'évolution du freinage à 220 km.h⁻¹ est issu des variations des surfaces de contact garnitures/disque, plus localisées dans ce cas en début de freinage.

Algorithme thermomécanique 2D: (avec prise en compte des variations de surface de contact, etc.)

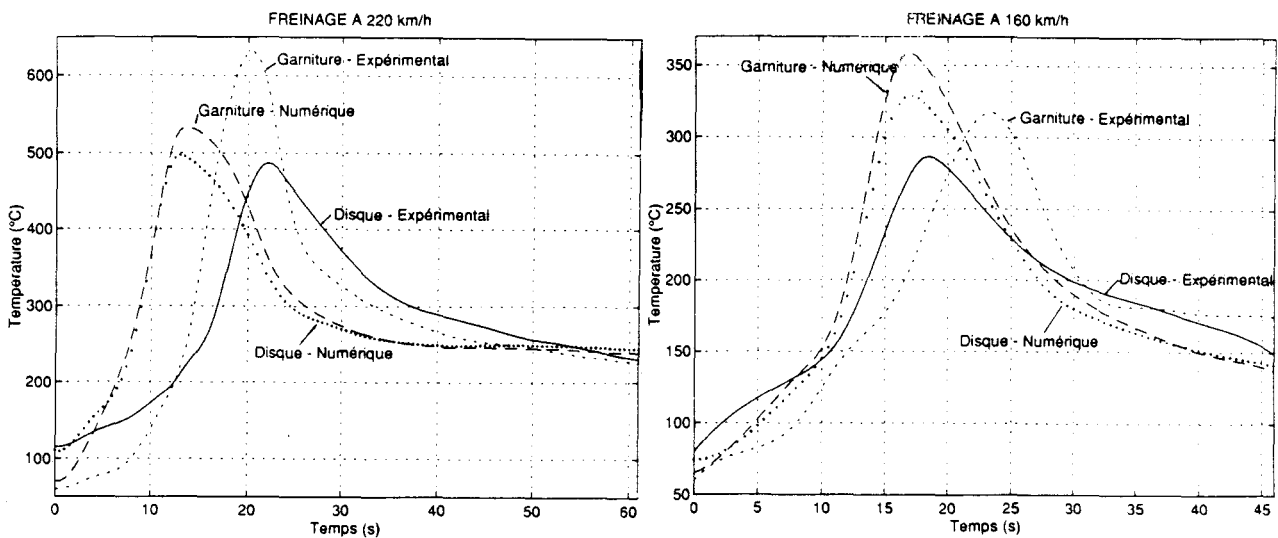
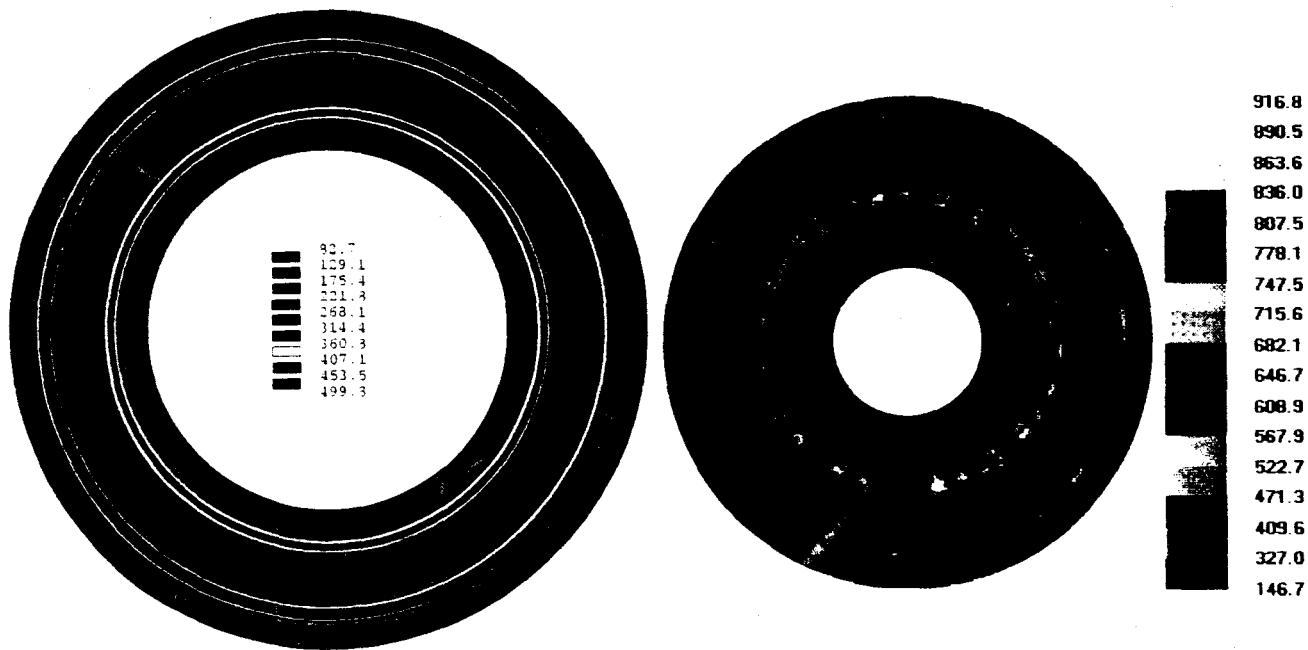


Fig. 45a - Evolution des températures maximales disque (surface) / garnitures (à 2.5 mm) (Algorithme 2D)

Les valeurs expérimentales tracées pour le disque correspondent à la moyenne circonférentielle sur le rayon de température maximale. Dans la garniture est reportée la valeur du thermocouple indiquant la température maximale, sachant toutefois que 12 points de mesure seulement ont pu être introduits (cf. § 2.2.2).

Sur la figure suivante sont représentées les températures du disque sur la surface complète du disque à partir des résultats du modèle 2D de sa section. La garniture est incomplète afin de visualiser les valeurs maximales des températures à 2.5mm de la surface (retrait des éléments de surface).



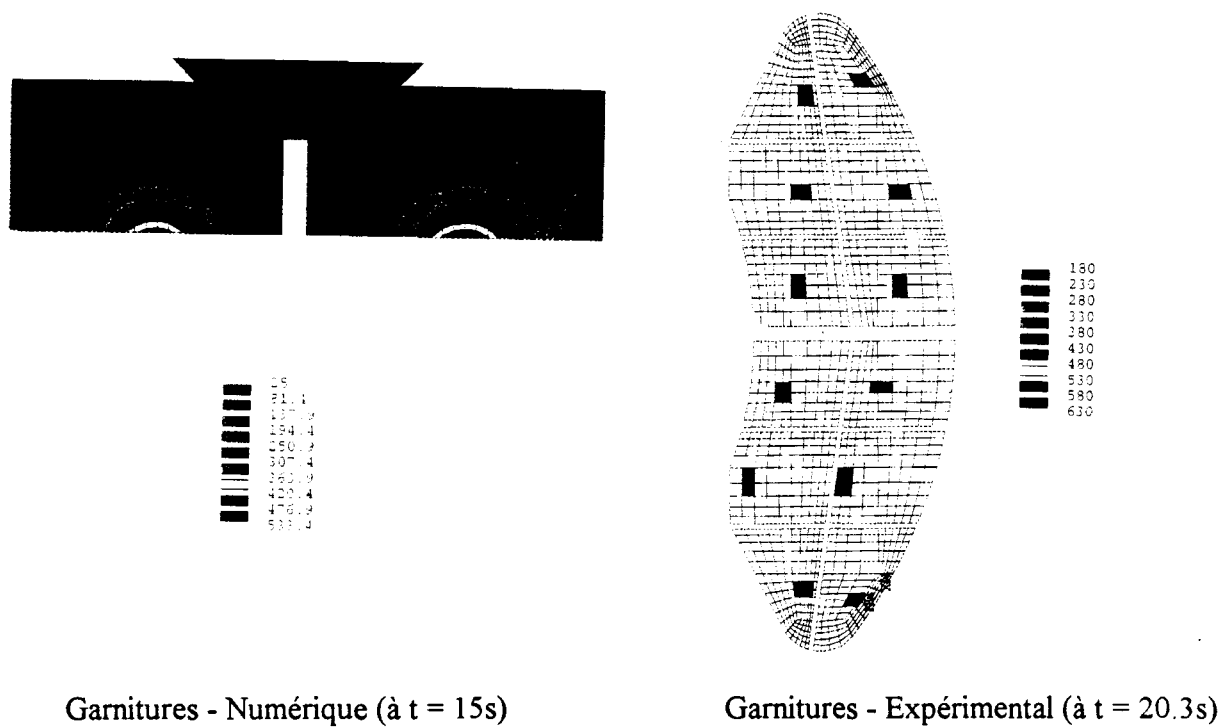
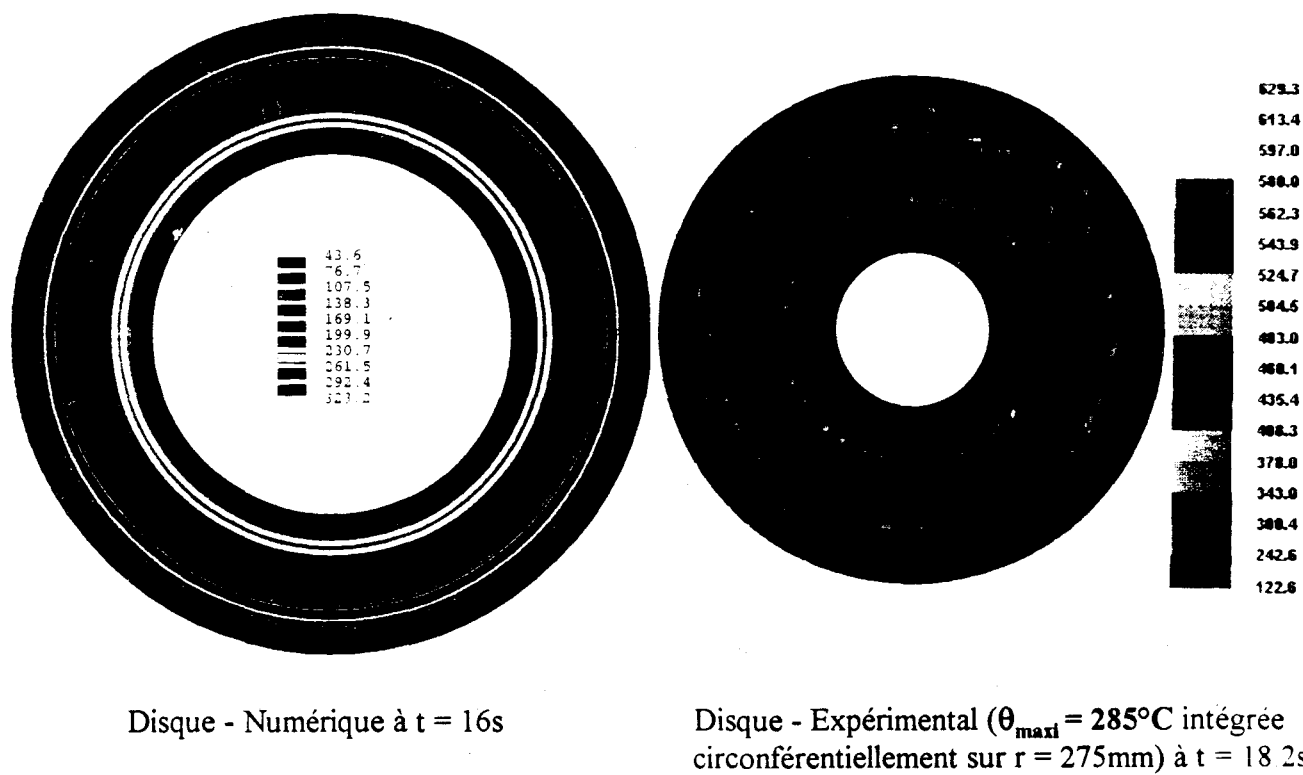


Fig. 45b - Distribution des températures à l'instant de la température maximale - 220 km.h⁻¹



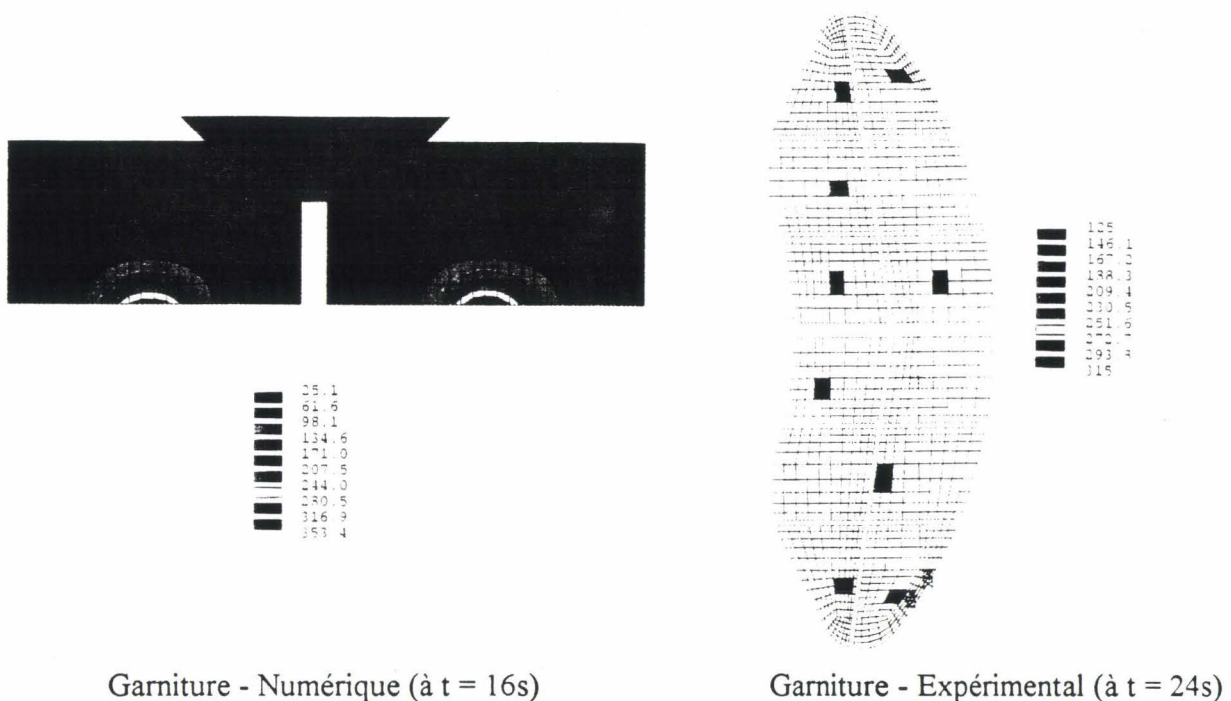


Fig. 45c - Distribution des températures à l'instant de la température maximale - 160 km.h⁻¹

Une présentation plus complète des résultats et des comparaisons expérimentales est détaillée dans les paragraphes 3.A.2.9 et 3.A.3.6 relatifs aux résultats du module thermique et de l'algorithme 2D.

Des différences significatives existent dans la comparaison expérimental/numérique, en raison du fait que les modèles appliqués considèrent une configuration initiale vierge, alors que les freinages expérimentaux présentés ont été précédés d'autres coups de freins ayant modifié les portées de contact. Nous verrons que les comparaisons sur les évolutions et les amplitudes de températures sont beaucoup plus réalistes si l'on considère la succession des freinages (§ 3.A.3.6).

Ainsi, dans les résultats présentés, étant données les portées initiales imparfaites issues des usures des freinages précédents, des variations de portées interviennent, et les maxima sont généralement atteints plus tard que dans une configuration idéale.

Il s'agit de vérifier simplement ici que les niveaux thermiques sont respectés aussi bien pour les températures moyennes que pour les valeurs maximales. On constate des écarts sensibles de température maximale au détriment du numérique ou de l'expérimental selon les cas, pour les mêmes raisons évoquées ci-dessus. Il faut dès lors considérer différents freinages pour vérifier la cohérence de la valeur de la conductance thermique.

La position des thermocouples recèle également quelques imprécisions qui s'avèrent sensibles étant donnés les gradients élevés près de la surface.

Les moyennes des températures en surface du disque ou à l'intérieur de la garniture, non exposées ici, donnent des résultats sensiblement équivalents à ceux obtenus pour l'approche thermique seule, précédemment utilisée.

- **Configuration 2:** disque acier / garnitures frittées type Jurid 721 (Fe-Cu)

Caractéristiques du freinage:	Vitesse initiale:	220 km.h ⁻¹	120 km.h ⁻¹
	Décélération:	1.273 m.s ⁻²	1.235 m.s ⁻²
	Effort d'application par face:	11712 N	11358 N
	Temps de freinage:	48 s	27 s
	Energie (4 tonnes par disque):	7.469 MJ	2.222 MJ

Le modèle de calcul utilisé est une combinaison 2D (disque) et 3D (garniture) dans la mesure où la complexité de la géométrie de la garniture ne permet pas d'approcher son comportement par un modèle 2D équivalent (§ 3.A.2.3). Les résultats numériques associés aux figures 46 (températures moyennes) et 47 (algorithme thermomécanique) ont été établis pour un coefficient de conductance de $17500 \text{ W.m}^{-2}\text{K}$. Les mesures dans la garniture ont été réalisées à 2.2 mm de la surface avec une imprécision de $\pm 0.2\text{mm}$ de par un positionnement délicat dans une garniture frittée.

Températures moyennes (module thermique seul):

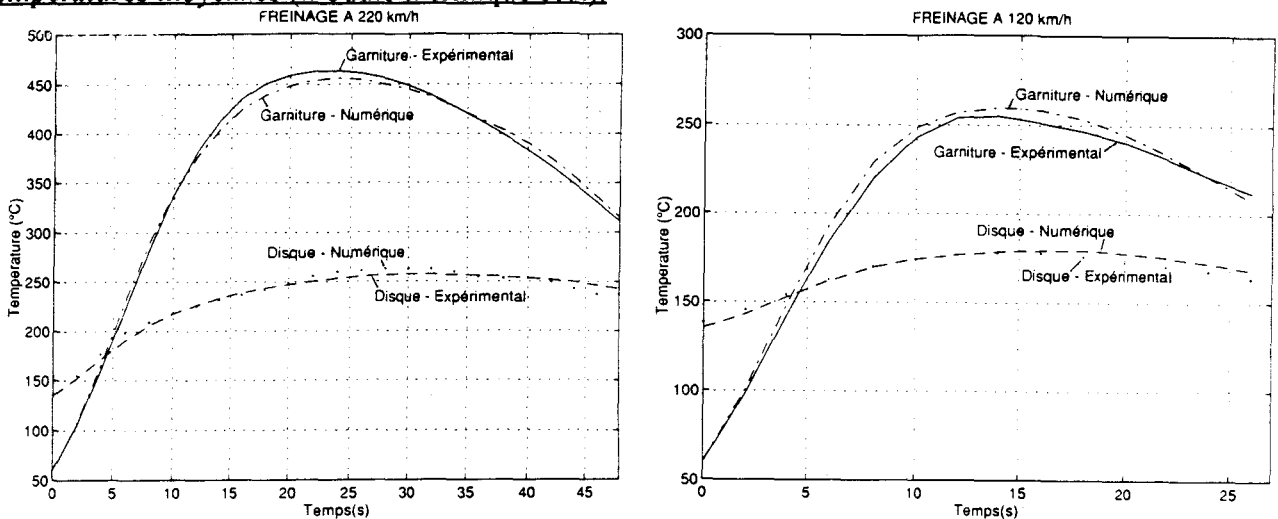


Fig. 46a - Températures moyennes disque/garnitures (module thermique seul)

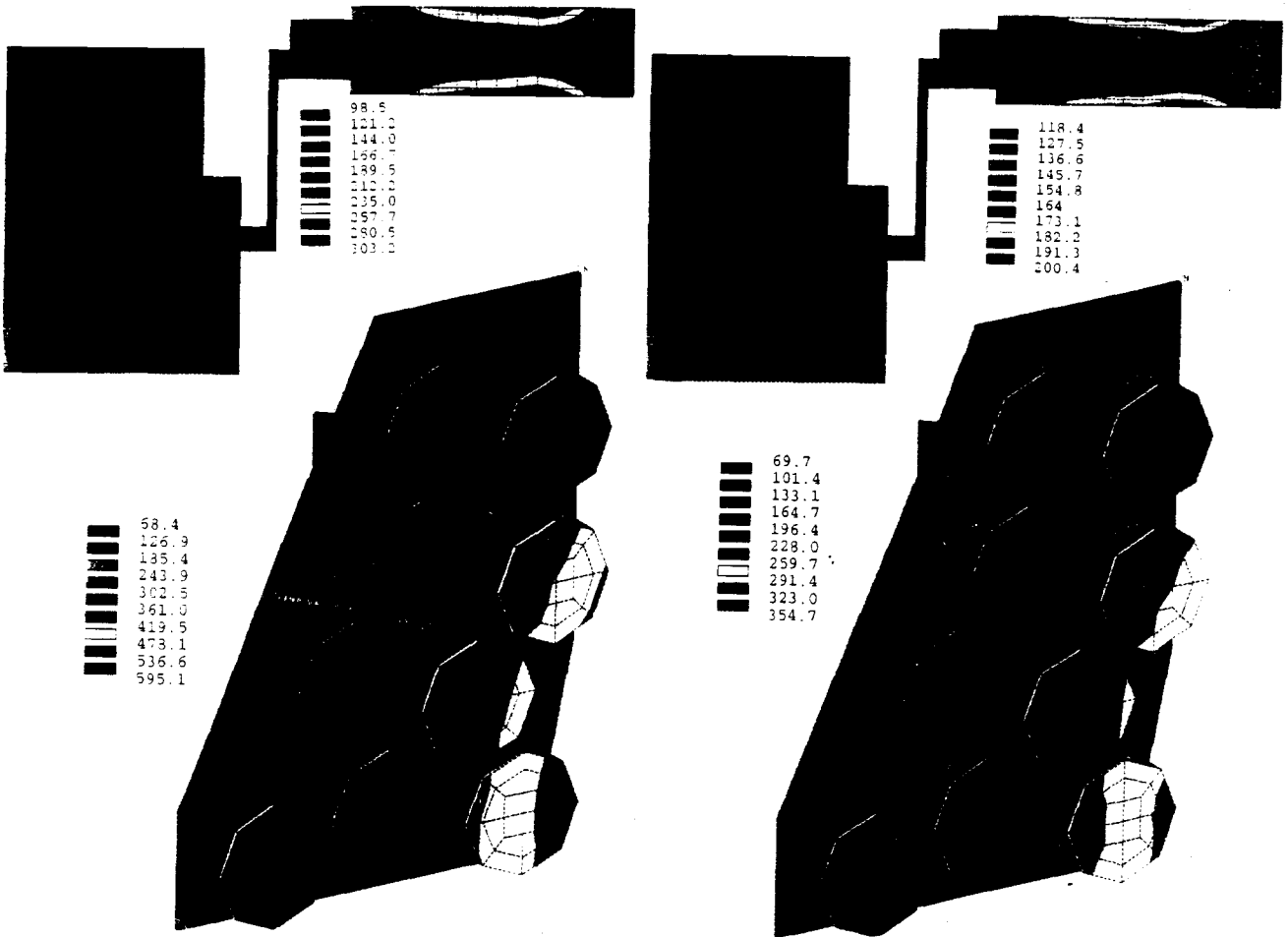


Fig. 46b - Distribution des températures aux instants de température maximale

Rappelons que dans le cas de la considération tri-dimensionnelle de la géométrie de la garniture, les modèles thermiques des 2 pièces sont distincts. Les températures sont logiquement presque uniformes en raison de l'hypothèse de pression uniforme.

Algorithme thermomécanique 2D/3D: (prise en compte des variations de surface de contact, etc.)

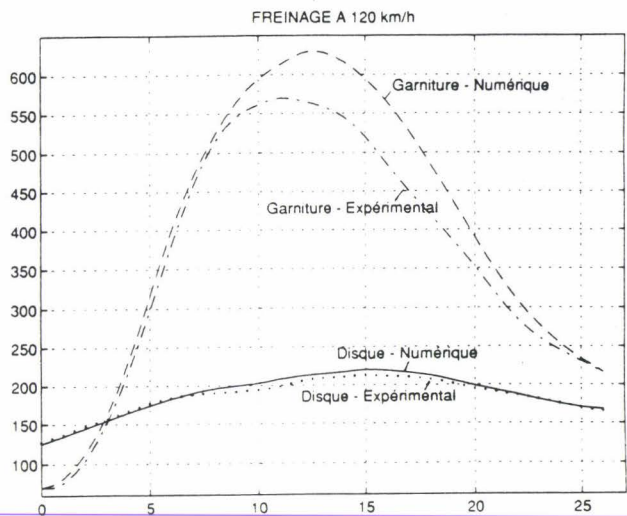
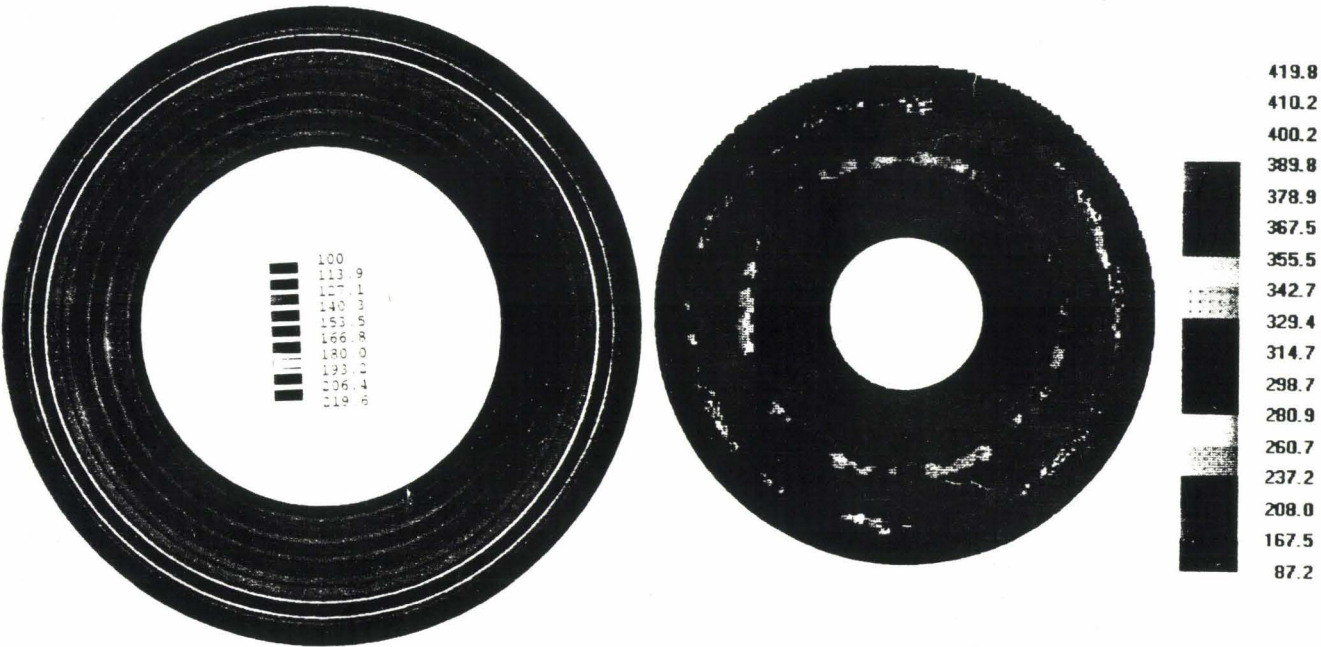


Fig. 47a - Evolution des températures maximales disque (surface) / garnitures (à 2.2 mm) (algorithme 3D)



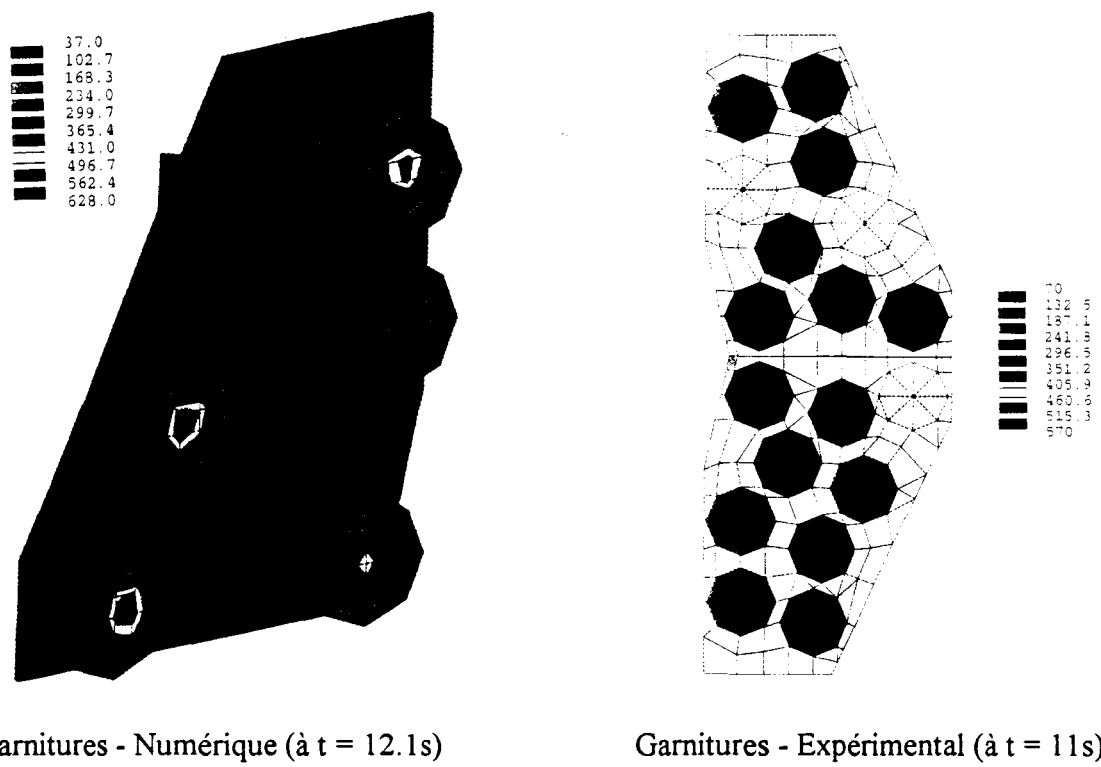


Fig. 47b - Distribution des températures en surface du disque et à 2.2mm dans la garniture à l'instant de la température maximale

Pour les résultats expérimentaux, la mesure est centrée dans chaque plot de la garniture, mais elle est représentée homogène dans la section sur les figures.

Contrairement au couple de freinage précédent, les conditions expérimentales et numériques sont cette fois proches puisque la garniture était vierge avant essai. Cependant le disque avait subi différents freinages plus ou moins sévères, d'où la non-uniformité circonférentielle des températures. La température est légèrement surévaluée numériquement en raison du modèle perfectible discutée dans le paragraphe § 3.A.4.3.

Une présentation plus complète des résultats et des comparaisons expérimentales est détaillée dans les paragraphes 3.A.2.9. et 3.A.4.3. relatifs aux résultats du module thermique et de l'algorithme combinée 2D/3D.

• **Observations:**

- ♦ Des écarts entre les approches numériques et expérimentales peuvent être observés, ceux-ci seront détaillés dans l'analyse de la confrontation essais/modèles § 3.A.4.3. Cependant l'ordre de grandeur du coefficient de conductance peut être approché.
- ♦ Pour une valeur de coefficient de conductance fixée, la différence de température reste faible en surface entre les deux pièces quand il s'agit de la température moyenne. Elle est supérieure dans le cas de la prise en compte de la non-uniformité de pression qui engendre des flux de chaleur concentrés.
- ♦ L'évolution temporelle de la partition de chaleur entre les deux pièces est exprimée sur la figure 48. Pour les deux types de garnitures sont présentés des freinages similaires (220 km.h⁻¹) afin de permettre des comparaisons. Les temps de freinage sont différents de par un coefficient de frottement plus élevé pour la garniture frittée dans le cas étudié.

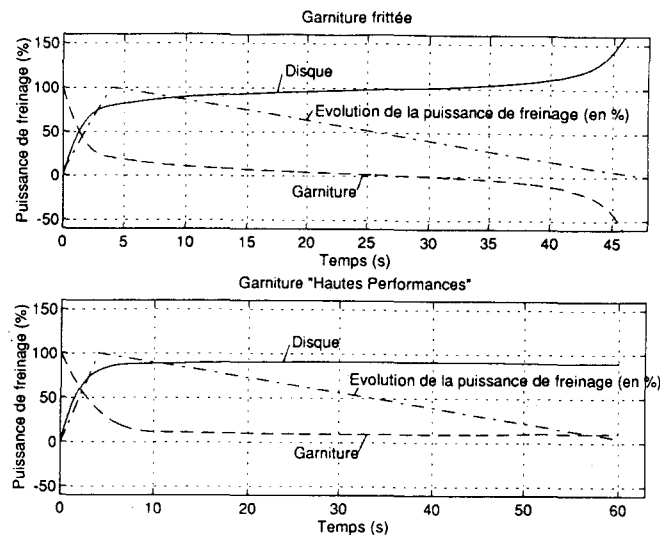


Fig. 48 - Evolution de la partition de flux disque/garnitures au cours du freinage

On observe tout d'abord que contrairement aux hypothèses classiques d'un partage constant de la puissance de freinage entre les deux pièces, celui-ci peut évoluer au cours du freinage. L'incidence est directe sur les montées en températures notamment pour la garniture pour laquelle le maximum est souvent atteint dans la première partie du freinage. La part de la puissance de freinage dissipée est globalement plus élevée dans le disque que dans les garnitures en raison de la conductibilité et du produit (masse volumique x chaleur massique) plus élevé pour l'acier.

A l'instant initial, le flux issu de la puissance de freinage est supposé intégralement dissipé par la garniture, de par sa souplesse beaucoup plus élevée que celle du disque. Un gradient de température est alors généré entre les deux pièces et un flux thermique est transmis au disque, via la conductance thermique. Cette part augmente durant les 10 premières secondes pour tendre ensuite vers l'équilibre. Cependant, dans la mesure où la puissance de freinage est maximale dans les premiers instants du freinage, la part totale dissipée par la garniture est élevée.

Dans le cas de la garniture composite, l'équilibre est maintenu jusqu'à la fin du freinage. Pour le matériau fritté, la part du disque continue à augmenter jusqu'à dissiper un flux supérieur à la puissance de freinage. La garniture transmet un flux de chaleur au disque, en raison du gradient de température de surface. On observe ainsi pour la garniture frittée, que la température intérieure est supérieure à celle de la surface en fin de freinage. Cette "énergie interne" provient du fait que la garniture frittée tend à "capter" une part plus grande de la puissance de freinage que la garniture composite au début du freinage (figure 48); cette puissance n'est pas intégralement dissipée par la garniture qui tend à la restituer au disque en fin de freinage.

Les graphes de la figure 48 sont peu significatifs en fin de freinage dans la mesure où la puissance de freinage tend vers zéro. Ainsi après 45s dans le cas de la garniture frittée, celle-ci transmettant un flux même limité au disque, la proportion par rapport à la puissance de freinage qui tend vers zéro devient très élevée.

En terme de moyenne, les parts de la puissance totale de freinage sont de 12.78% pour la garniture composite et de 8.87% pour la garniture frittée. Cette différence en moyenne mais également en évolution, ainsi que l'incidence sur les écarts de température de surface, sont liées aux caractéristiques thermiques des matériaux, à la surface de contact et au coefficient de conductance thermique considéré:

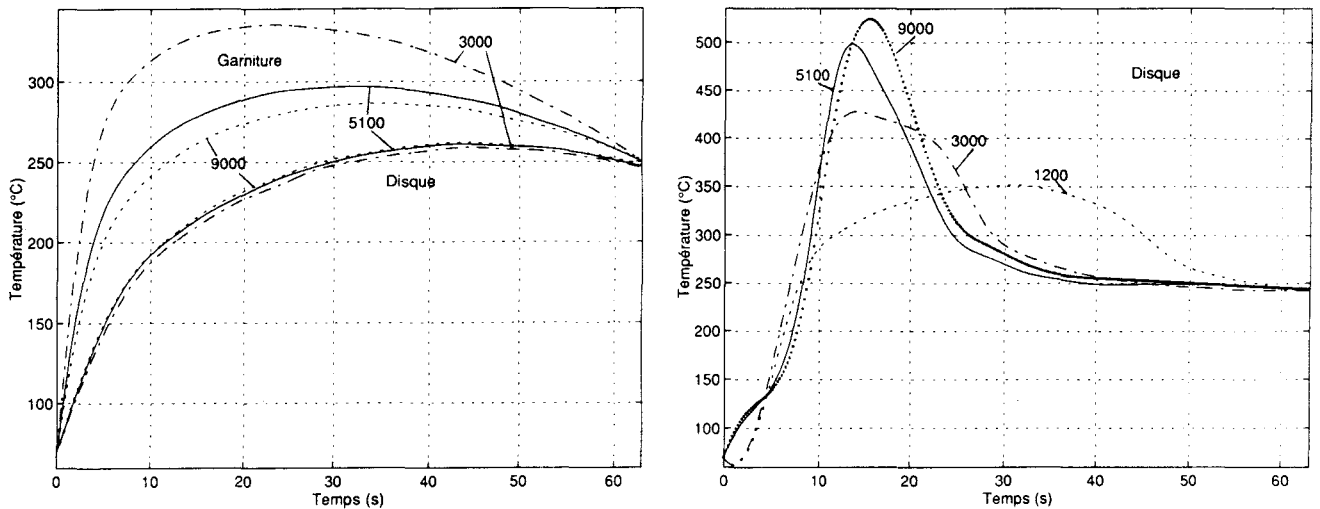
- Les matériaux ont des caractéristiques relativement proches (tableau 8), cependant la surface de contact est plus élevée pour le composite (400cm² contre 226cm² pour le fritté), ce qui, à caractéristiques équivalentes, augmente la part de puissance dissipée.

- Les conductances thermiques utilisées sont fonction des surfaces d'échanges des modèles géométriques. Ainsi pour le matériau fritté, elle est de $17500 \text{ W.m}^{-2}\text{K}^{-1}$ sur la surface du modèle 3D qui correspond parfaitement à la surface réelle de frottement. Pour la garniture composite, les caractéristiques des matériaux ont été corrigées pour tenir compte du rapport des surfaces entre le modèle annulaire et la garniture réelle. Quant à la conductance de $5100 \text{ W.m}^{-2}\text{K}^{-1}$, elle n'est pas corrigée et son équivalence pour la géométrie réelle serait dès lors de (5100×4.7) , soit une valeur de $23970 \text{ W.m}^{-2}\text{K}^{-1}$, avec 4.7 comme rapport des surfaces (modèle / géométrie réelle).

Cet écart se traduit par une différence de température de surface logiquement moins grande entre le disque et la garniture pour une conductance plus importante. De plus si l'on compare les parts moyennes de flux dissipées aux surfaces de garnitures, la densité de flux est plus élevée pour le fritté, qui subit alors une élévation encore plus grande de température.

♦ L'étude de différents freinages a pu montrer des comparaisons similaires qui confirment les ordres de grandeurs obtenus, avec une variation globale de $\pm 1000 \text{ W.m}^{-2}\text{K}^{-1}$.

Une étude de sensibilité de ce coefficient sur les températures de surface est décrite sur la figure 49 dans le cas de la garniture composite.



Températures moyennes (module thermique seul) Températures maximales du disque (algorithme)

Fig. 49 - Sensibilité du coefficient de conductance sur les températures de surface.

Dans l'étude des températures moyennes, la variation est peu sensible sur le disque étant donnée la part importante du flux qu'il dissipe.

Les résultats varient essentiellement pour des conductances faibles, avec dans ce cas des températures maximales de surface du disque sous-estimées par rapport aux valeurs expérimentales.

Les mêmes tendances peuvent être notées dans le cas de la garniture frittée.

♦ Les valeurs de coefficient de conductance introduites sont conformes aux interprétations physiques définies dans la bibliographie. Ainsi l'ordre de grandeur de 1000 à $25000 \text{ W.m}^{-2}\text{K}^{-1}$ est respectée. Pour le composite, la valeur de 5100 peut être rapprochée de celle définie par DAY de l'ordre de 3500 dans le cas annulaire, pour un matériau composite cependant moins conducteur [DAY² 90].

b) Comparaison avec les hypothèses de température égale de surface et de partition de flux constante

La notion de conductance thermique peut être comparée à l'hypothèse de température égale de surface, même si celle-ci ne peut être retenue. Elle implique que la partition du flux entre les deux corps en contact est simplement dictée par les caractéristiques du matériau et selon le cas par les surfaces d'échanges avec l'environnement. Nous aborderons cette approche par deux voies: analytique (généralement employée) et numérique.

• Approche analytique:

- Dans le cas d'un freinage d'arrêt, l'influence des surfaces d'échanges avec l'environnement peut être négligée en raison de leur niveau de température qui reste faible. Les deux corps en frottement vont alors se partager la densité de flux total Q proportionnellement à leurs effusivités thermiques respectives [CAR 58], [LIM 92]. En considérant les surfaces des pistes de frottement du disque et des garnitures, on a alors:

$$q_d = Q \frac{S_d \xi_d}{S_d \xi_d + S_g \xi_g} \text{ avec } Q = q_d + q_g \text{ et } \xi = \sqrt{k\rho c}$$

Application numérique:

Caractéristiques	Disque acier 28CDV5.08 TGV	Garniture composite FLERTEX HD 671 (figure 6)	Garniture frittée JURID 721 (figure 4)
$k \text{ (W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}\text{)}$	43.5	12	14
$\rho_d \text{ (kg.m}^{-3}\text{)}$	7850	2500	5250
$c_d \text{ (J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}\text{)}$	445	900	470
$\xi \text{ (J.m}^{-2}.\text{K}^{-1}.\text{s}^{-0.5}\text{)}$	12327.1	5196.2	5877.5
$S_d \text{ (m}^2\text{)}$	0.408	0.08	0.0552

Tableau 8 - Caractéristiques thermiques principales des matériaux.

Cas du couple 1: disque acier / garnitures composites à matrice organique HD 671: $q_d = 0.924 Q$

Cas du couple 2: disque acier / garnitures frittées Fer-Cuivre Jurid 721: $q_d = 0.950 Q$

- Dans le cas d'un freinage de maintien ou de freinages répétés, l'énergie n'est plus stockée dans les solides durant la phase de freinage. Limpert propose une formulation simplifiée qui tient compte des échanges thermiques de surface par convection [LIM 92]. On a:

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

avec: h_d et h_g : les coefficients d'échange par convection
 e_g et e_s : les épaisseurs de la garniture et du support de garnitures respectivement
 k_s : la conductibilité du support

La partition du flux est différente selon les caractéristiques des freinages de maintien, notamment de par la vitesse qui conditionne la convection.

La formulation considère le cas d'un freinage engendrant des températures suffisamment peu élevées pour négliger le rayonnement. Son introduction est néanmoins possible par la majoration du coefficient de convection.

Ces approches restent forcément approximatives de par la variation des caractéristiques thermiques des matériaux avec la température non considérée.

- Approche numérique:

Le calcul peut être effectué par une approche numérique qui permet d'étudier plus précisément l'influence des conditions aux limites d'environnement et des géométries. L'évolution des caractéristiques des matériaux avec la température peut également être introduite.

Nous reprenons pour cela nos Modèles des Eléments Finis utilisés précédemment, avec cette fois l'hypothèse de température égale entre les deux surfaces en contact. Contrairement à l'approche analytique qui lie l'hypothèse d'égalité de surface à la partition du flux constante, celle-ci ne sera pas forcément constante dans la résolution numérique de par la variation des caractéristiques des matériaux, et l'influence des conditions aux limites sur les surfaces d'échanges avec l'environnement.

Les partitions du flux entre les deux pièces obtenues par les différentes approches sont comparées sur la figure 50, dans le cas d'un freinage d'arrêt à 220 km.h⁻¹ pour la garniture composite. On observe que l'hypothèse simplificatrice de température égale en surface sous-estime la part dissipée par la garniture et que le ratio n'est pas constant.

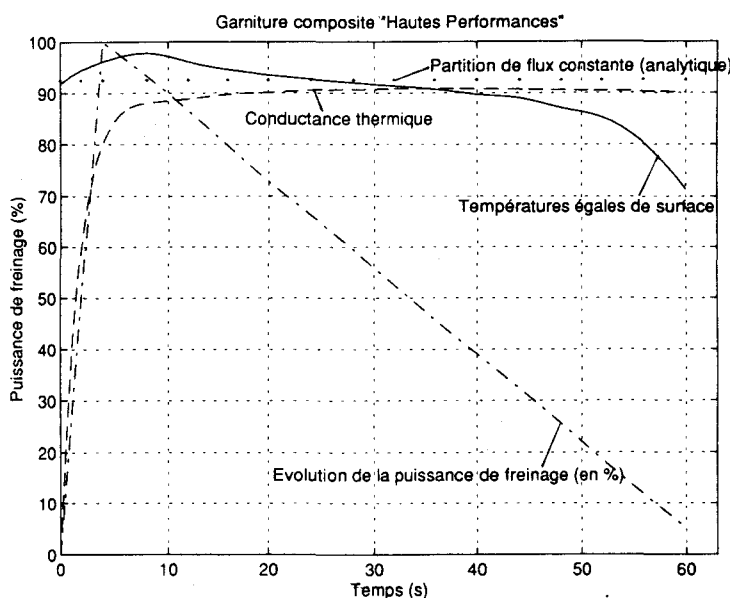


Fig. 50 - Comparaison entre plusieurs approches de la part de puissance de freinage dissipée par le disque

Les températures obtenues par les différentes approches seront comparées lors de l'analyse des résultats de modélisation (§ 3.A.2.9).

En début de freinage et dans le cas où la conductance thermique est introduite, la température de la garniture s'élève rapidement, avec une dissipation d'une part importante de la puissance de freinage. Le disque dissipe ensuite la grande majorité du flux étant donné ses propriétés thermiques, les gradients de température avec la garniture et la surface utile de friction beaucoup plus élevée.

Dans le cas de la température égale de surface, la part de flux du disque diminue en fin de freinage, en raison de la géométrie non ventilée qui limite l'évacuation interne de chaleur. La température à

l'intérieur du disque est alors élevée en fin de freinage, et la part de puissance de freinage dissipée diminue.

L'hypothèse de partition constante est logiquement proche de celle de la température égale de surface, puisque ces hypothèses sont associées dans la formulation analytique. La valeur obtenue est différente de la part moyenne de flux dans le cas de la conductance thermique, en raison notamment de la simplification analytique (caractéristiques constantes avec la température, etc.).

3.A.2.5 Distribution du flux de chaleur sur les faces de frottement

A partir de la connaissance du flux de chaleur à dissiper issue du graphe temporel de la puissance de freinage et connaissant la méthode de calcul de la partition entre le disque et les garnitures, il s'agit maintenant de distribuer ce flux sur les faces de contact.

Cette répartition va dépendre de la vitesse tangentielle de frottement et de la longueur de friction.

Rappelons tout d'abord l'hypothèse principale de l'algorithme thermomécanique de ne pas considérer les gradients thermiques angulaires. Le flux est alors considéré uniforme circonférentiellement (figure 51).

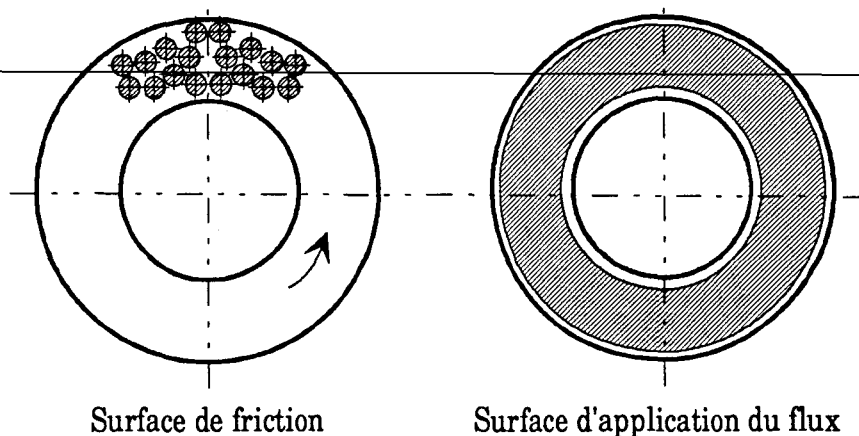


Fig. 51 - Répartition circonférentielle uniforme du flux de chaleur à dissiper

Nous verrons qu'étant données les faibles pressions et les vitesses élevées, cette hypothèse est proche de la réalité. Celle-ci permet une étude axisymétrique du disque, vérifiée aussi bien géométriquement pour le disque non ventilé que pour les conditions aux limites d'environnement.

a) Distribution du flux sur le disque

Le flux étant supposé uniforme dans le sens circonférentiel, il s'agit de déterminer la répartition du flux le long du rayon du disque.

- Cas de la pression uniforme:

Pour l'approche thermique seule, la pression est uniforme, la puissance dissipée pour chaque élément dS de la surface de friction est (figure 52):

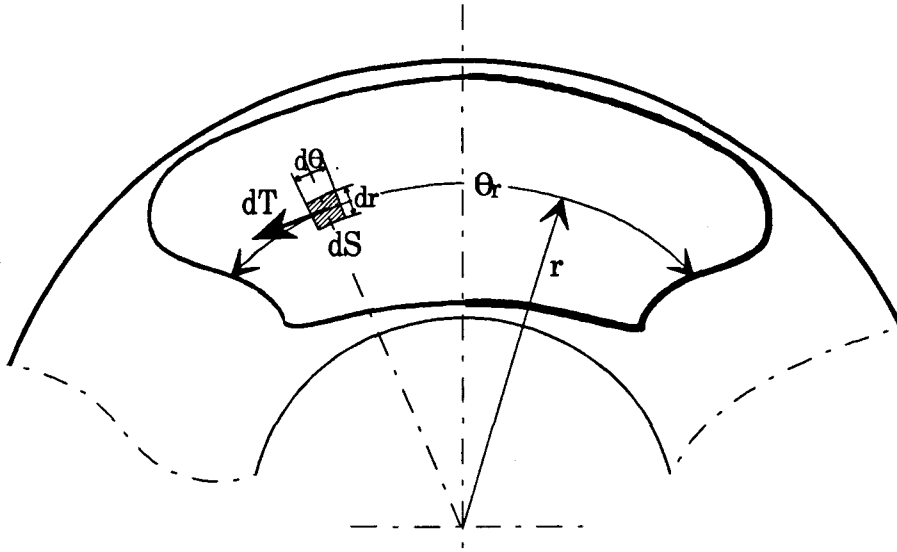


Fig. 52 - Surface de friction disque/garnitures avec pression uniforme

$$P_{ds} = V_r dT = \omega \mu p dN = \omega \mu p dS \text{ avec } dT: \text{effort tangentiel de frottement}$$

V_r : vitesse tangentielle

μ : coefficient de frottement supposé uniforme et constant

dN : effort normal

p : pression supposée uniforme

ω : vitesse angulaire

En intégrant sur la circonférence, on obtient:

$$P_{rd} = \int_0^{\theta_r} \omega \mu p dS = \omega \mu p \theta_r \int_0^r r^2 dr$$

avec $dS = r dr d\theta$ et θ_r angle de la garniture sur le rayon r

Pour le flux total, on a alors:

$$P = \int_{r_i=r_{int}}^{r_{ext}} \omega \mu p \theta_r r_i^2 dr$$

Ce qui nous donne pour la distribution radiale du flux dans le cas d'une discrétisation régulière (maillage régulier: $\Delta r = \text{constante}$):

$$x_{P_{r_i}} = \frac{\omega \mu p \theta_r r_i^2}{\sum_{r_j=r_{int}}^{r_{ext}} \omega \mu p \theta_r r_j^2} \quad \text{qui donne} \quad \boxed{x_{P_{r_i}} = \frac{r_i l_{r_i}}{\sum_{r_j=r_{int}}^{r_{ext}} r_j l_{r_j}}}$$

avec $x_{P_{r_i}}$: pourcentage du flux total appliqué au noeud de rayon r_i de la discrétisation radiale.

$l_{r_i} = r_i \theta_r$: longueur de friction de la garniture sur le rayon r_i

Ceci implique que la répartition surfacique du flux dépende à la fois de la vitesse angulaire (donc du rayon) et de la longueur de friction (donc de l'angle de la garniture).

Remarque: pour avoir un flux de chaleur uniforme sur le disque, le flux doit être constant sur la surface du disque, il faut:

$$\frac{P_{rd}}{2\pi r dr} = \text{constante} = \frac{\omega \mu p_r r^2 dr}{2\pi r dr} = \frac{\omega \mu p_r r}{2\pi} = \frac{\omega \mu l_r}{2\pi}, \text{ soit } l_r = \text{constante},$$

ce qui équivaut à une garniture à bords parallèles, idéale pour le disque (figure 53).

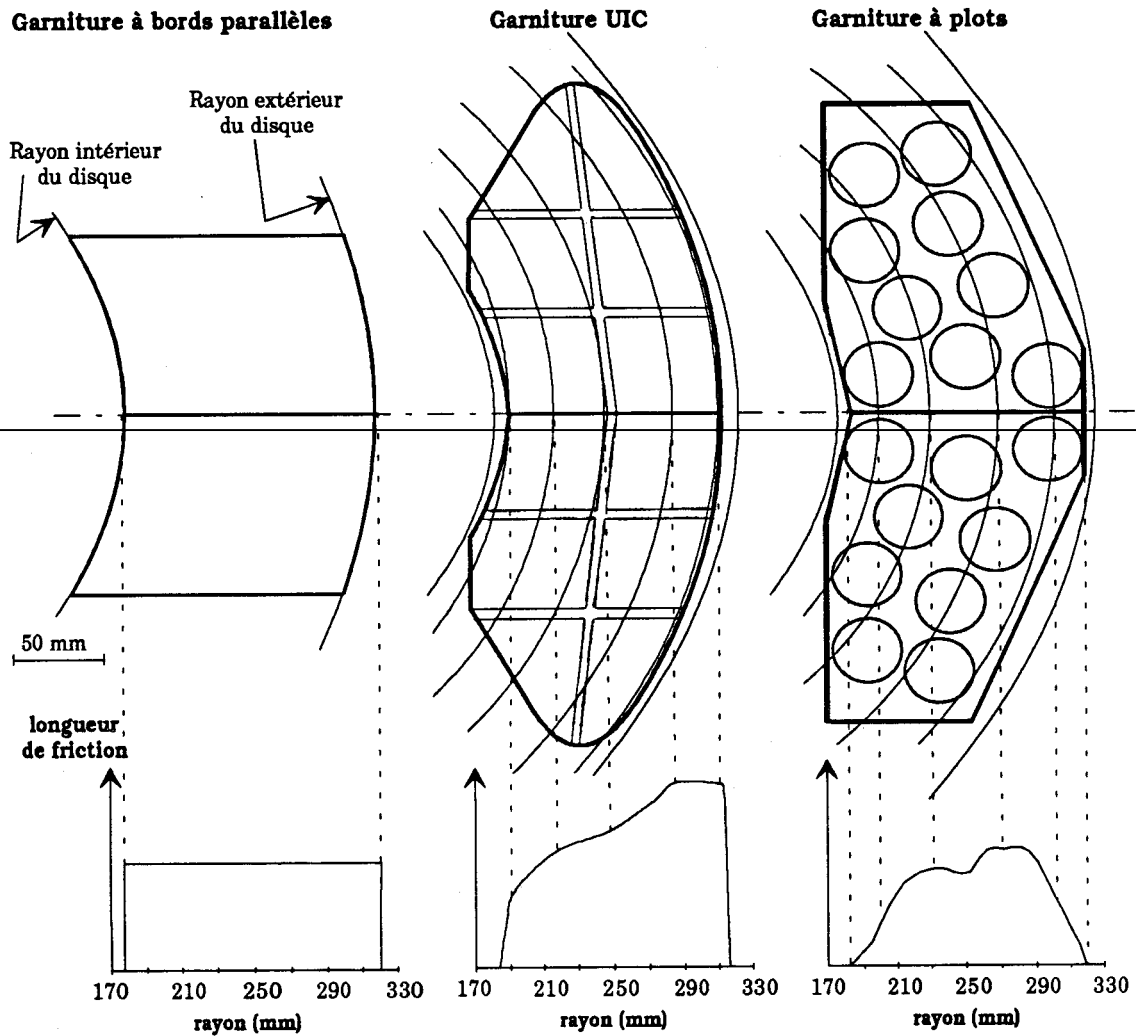


Fig. 53 - Distribution radiale de la longueur de friction: garnitures à plots, UIC et à bords parallèles

• Cas d'une pression non uniforme:

- Dans le cas où la pression n'est pas uniforme dans le sens radial (algorithme 2D), mais évolue au gré de l'évolution de la surface de contact, la distribution du flux est alors fonction du rayon:

$$P = \int_{r_{int}}^{r_{ext}} \omega \mu p_r \theta_r r^2 dr \text{ et } x_{P_{r_i}} = \frac{\omega \mu p_{r_i} \theta_{r_i} r_i^2}{\sum_{r_j=r_{int}}^{r_{ext}} \omega \mu p_{r_j} \theta_{r_j} r_j^2} \quad \text{qui donne} \quad x_{P_{r_i}} = \frac{p_{r_i} r_i l_{r_i}}{\sum_{r_j=r_{int}}^{r_{ext}} p_{r_j} r_j l_{r_j}}$$

- Dans le cas où la pression n'est pas uniforme, ni radialement, ni angulairement (contact 3D), la distribution du flux est fonction du rayon et de l'angle où se situe la surface élémentaire dS:

$$P_{rdr} = \int_{\theta=0}^{\theta_i} \omega \mu p_{r,\theta} dS = \omega \mu r^2 dr \int_{\theta=0}^{\theta_i} p_{r,\theta} d\theta$$

Le flux total peut s'écrire:

$$P = \int_{r_i=r_{int}}^{r_{ext}} \omega \mu \int_0^{\theta_i} p_{r,\theta} d\theta r_i^2 dr$$

Dans le cas d'une discrétisation radiale et angulaire régulière (Δr et $\Delta \theta$ = constante), on peut écrire:

$$x_{P_{r_i}} = \frac{\omega \mu r_i^2 \sum_{\theta=0}^{\theta_n} p_{r_i,\theta}}{\sum_{r_j=r_{int}}^{r_{ext}} \left(\omega \mu r_j^2 \sum_{\theta=0}^{\theta_n} p_{r_j,\theta} \right)} \quad \text{qui donne} \quad x_{P_{r_i}} = \frac{r_i^2 \sum_{\theta=0}^{\theta_n} p_{r_i,\theta}}{\sum_{r_j=r_{int}}^{r_{ext}} \left(r_j^2 \sum_{\theta=0}^{\theta_n} p_{r_j,\theta} \right)}$$

On peut vérifier que la relation est homogène en l'appliquant au cas de la pression uniforme: $\sum_{\theta=0}^{\theta_n} p_{r_i,\theta}$

donne $n_i p$ avec n_i nombre de noeuds suivant θ . D'où $x_{P_{r_i}} = \frac{r_i^2 n_i p}{\sum_{r_j=r_{int}}^{r_{ext}} r_j^2 n_j p}$. En simplifiant par p et en

incluant $\Delta \theta$ (= constante), on a $x_{P_{r_i}} = \frac{r_i^2 n_i d\theta}{\sum_{r_j=r_{int}}^{r_{ext}} r_j^2 n_j d\theta} = \frac{r_i^2 \theta_i}{\sum_{r_j=r_{int}}^{r_{ext}} r_j^2 \theta_j} = \frac{r_i l_i}{\sum_{r_j=r_{int}}^{r_{ext}} r_j l_j}$ relation identique à celle

obtenue dans le cas de la pression uniforme.

b) Distribution du flux sur la garniture

• Dans le cas des modèles séparés disque/garnitures (algorithme 3D), la distribution de la part du flux total sur la garniture 3D est donnée directement par la pression et la vitesse tangentielle:

$$P_{ds} = VdT = \omega r \mu p dS$$

Le flux total est alors:

$$P = \omega \mu \int_{S_t} p r dS$$

Ce qui donne en discrétisant la surface de la garniture, la répartition du flux par noeud suivante:

$$x_{P_i} = \frac{\omega \mu p_{ds_i} r_i dS_i}{\sum_{j=1}^n \omega \mu p_{ds_j} r_j dS_j} \quad \text{qui donne} \quad x_{P_i} = \frac{p_{ds_i} r_i dS_i}{\sum_{j=1}^n p_{ds_j} r_j dS_j}$$

qui se simplifie dans le cas d'une pression uniforme en: $x_{P_i} = \frac{r_i dS_i}{\sum_{j=1}^n r_j dS_j}$

- Dans le cas des modèles communs disque/garnitures (2D), le flux est intégralement appliqué sur la surface de la garniture, sachant que la part dissipée par le disque est transmise via la conductance thermique. Le comportement de la garniture étant le paramètre prépondérant dans l'étude du

comportement thermomécanique (dilatations, usure, etc.), la répartition appliquée est issue de la formulation de la garniture. Elle n'est par conséquent pas tout à fait adaptée pour le disque. Sauf et uniquement dans le cas d'une garniture à bords parallèles, où dans ce cas les formulations disque/garnitures sont équivalentes.

La prise en compte ou non des effets de frottement ne modifie pas la démarche de répartition du flux de chaleur dans la mesure où ils ne font que modifier la zone de contact et la distribution de pression, notions intégrées dans les formulations exposées.

3.A.2.6 Dissipation de chaleur dans l'environnement

La dissipation de la chaleur générée par le frottement des deux pièces en contact est assurée par les échanges thermiques sur les faces exposées au milieu environnant, en l'occurrence l'air ambiant.

De façon plus générale, la dissipation de l'énergie dans les organes de freins dépend de la conductivité du matériau, de sa capacité calorifique et des échanges thermiques sur les faces ventilées par convection et rayonnement. L'influence de chacun de ces paramètres sera dès lors plus ou moins sensible selon le type de freinage et la géométrie des composants. Ainsi pour un freinage d'arrêt, l'élévation de température est surtout sensible sur la face de contact, mais n'affecte pas les surfaces de convection qui n'ont dès lors que peu d'influence durant la phase de freinage. 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 deviennent prépondérantes. Selon le type d'application, on privilégiera ainsi plus ou moins le refroidissement, par l'augmentation des surfaces d'échange, sachant que cette solution peut également présenter certains inconvénients.

Citons deux exemples :

- Le véhicule de grande banlieue V2N effectue des freinages rapprochés en raison de sa fréquence d'arrêt. Le choix de disques ventilés a pour but de favoriser la convection en augmentant les surfaces d'échanges au coeur du disque par des ailettes radiales, ce qui permet d'évacuer suffisamment rapidement la chaleur afin d'éviter tout cumul d'énergie qui entraînerait des élévations importantes de température.
- Le cycle de marche du TGV-A comprend quant à lui des freinages certes sévères, mais très espacés dans le temps. Le choix a été orienté vers un disque plein suffisamment épais pour absorber l'énergie d'un freinage d'urgence. La ventilation, réduite par les faibles surfaces d'échange s'opère principalement entre les freinages. Ce disque présente l'avantage d'une fabrication très simple et permet aussi d'éviter l'inconvénient majeur des disques ventilés qui sont consommateurs d'énergie durant les phases de traction, notamment à grande vitesse. Il a ainsi pu être constaté sur les disques ventilés en fonte à ailettes radiales du TGV-PSE ($V_{\max} = 270 \text{ km.h}^{-1}$), une consommation de l'ordre de 3.5 à 4 kW par disque élémentaire à vitesse maximale, soit au total pour le train une puissance correspondant à l'un des moteurs de traction.

Cet inconvénient a été partiellement solutionné depuis, par l'utilisation de géométries dites à "ventilation réduite" qui consistent à remplacer les ailettes radiales internes par des étauçons ronds (ou entretoises cylindriques) qui provoquent un écoulement interne du fluide certes plus lent, mais qui augmentent les mouvements turbulents et activent le refroidissement [SAU 88], [WIR 85].

a) Echanges convectifs

Le mécanisme physique de refroidissement par convection consiste en un transfert de chaleur dans le fluide environnant dont le mouvement sur la paroi est activé par le champ de température ou provoqué par un dispositif de ventilation forcée.

L'étude du refroidissement par convection peut être menée théoriquement (ou numériquement) et expérimentalement. La seconde méthode présente l'avantage d'être rapide même si elle nécessite certains moyens de réalisation. Les approches théoriques et numériques sont de mise en oeuvre plus "lourde" notamment dans notre cas où l'écoulement et la géométrie sont complexes (écoulements turbulents, ailettes radiales de ventilation ou entretoises cylindriques, etc.). L'investigation expérimentale ne permet néanmoins que d'acquérir des valeurs globales sans étude fine des champs de pression, des zones avec coefficient d'échange plus ou moins élevé, accessibles par des études numériques spécifiques.

Nous adopterons 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:

$Nu = c Re^m Pr^n$ avec c , m et n coefficients de transfert de chaleur déterminés expérimentalement. La mise en oeuvre est simple et nécessite principalement une mesure assez précise de la température, accessible par la thermographie infrarouge.

- Application au disque non ventilé:

- On se propose de mesurer le coefficient d'échange issu de la rotation du disque: 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 autres que les faces de frottement sont calorifugées (conditions adiabatiques). On connaît ainsi le flux de chaleur dissipé, la surface soumise à convection et la température de paroi, ce qui nous donne la valeur globale du coefficient d'échange sur les parois étudiées: figure 54.

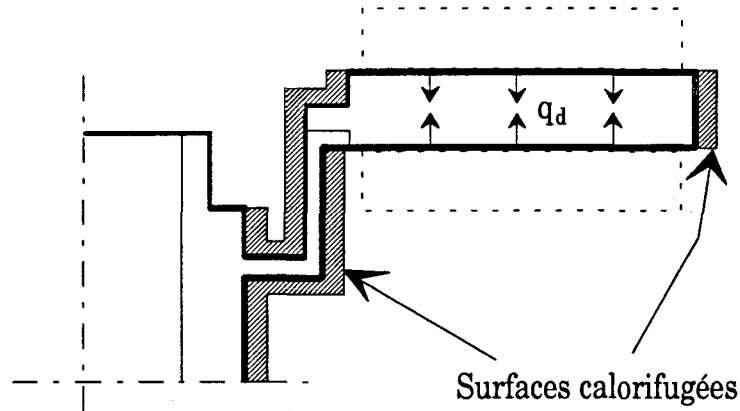


Fig. 54 - Dispositif de mesure du coefficient de convection

L'équilibre thermique est donné par:

$q_d = q_{cv} + q_r$ avec respectivement le flux dissipé par le disque, le flux évacué par convection et par rayonnement. En supposant que le rayonnement s'effectue dans l'air ambiant sans composants environnants, que seules les faces de frottement sont soumises à convection (calorifugeage des autres faces) et qu'il n'y a pas de conduction vers l'essieu, on obtient:

$$q_d^{(w)} = h_s S (\theta_p - \theta_{air}) + \sigma \epsilon F S \left((\theta_p + 273)^4 + (\theta_{air} + 273)^4 \right).$$

Le ratio du flux absorbé par le disque est supposé constant, déterminé par la relation analytique du paragraphe 3.A.2.4 qui dans le cas de notre disque équipé de garnitures composites donne $q_d = 0,924Q$. Le flux total Q est calculé à partir de la vitesse et de la pression d'application des garnitures, toutes les deux constantes.

En ce qui concerne le rayonnement, le facteur de forme F est supposé égal à 1 et l'émissivité ε du matériau est donnée par la relation: $\varepsilon = 0.29 + 1.05 \cdot 10^{-3} \theta - 4.1 \cdot 10^{-7} \theta^2$, (cf. § suivant).

Les mesures sont effectuées pour différentes vitesses (40 à 210 km.h⁻¹) et pour plusieurs puissances à chaque vitesse, afin de tracer la loi d'évolution du coefficient d'échange.

On obtient le tracé de la figure 55 du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds, avec:

$Nu = \frac{h_s(2\pi r_m)}{k_{air}}$ et $Re = \frac{\rho_{air} u l}{\mu_{air}} = \frac{\rho_{air}(\omega r_m)(2\pi r_m)}{\mu_{air}}$, avec μ viscosité dynamique, en prenant comme longueur caractéristique la circonférence moyenne et avec k_{air} et μ_{air} prises à la température moyenne entre la paroi et l'air.

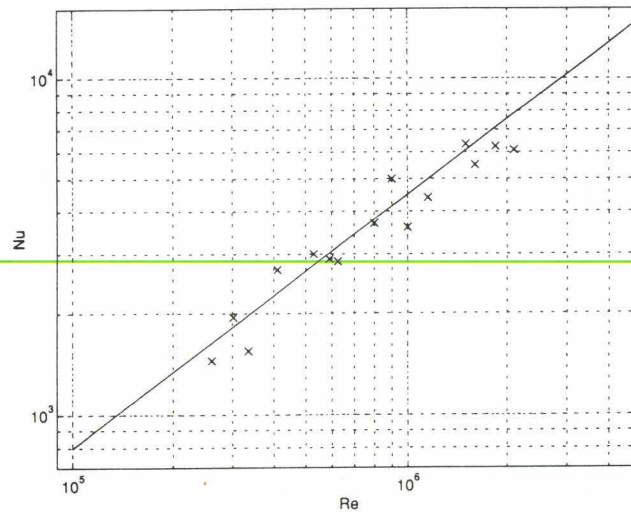


Fig. 55 - Tracé de Nu en fonction de Re pour le disque non ventilé (640x45)

Le tracé proche des points donne: $Nu = 0.142 Re^{0.75}$ (a), ce qui correspond à:

$$h_s = 0.142 \frac{k_{air}}{2\pi r_m} \left(\frac{2\pi \omega r_m^2}{v_{air}} \right)^{0.75}$$

D'autres relations ont été données par différents auteurs avec des écarts plus ou moins sensibles, dépendant probablement des géométries et des conditions d'expérimentations. Saumweber donne une relation similaire en $Re^{0.8}$ avec un coefficient multiplicateur de 0.076 pour des disques ferroviaires (b) [SAU 69]. Day fait référence dans sa thèse à une formulation de El-Sherling & Newcomb: $Nu = 0.055 Re^{0.75} Pr^{0.4}$ (c) et à une relation de Newcomb & Millner appliquée aux disques de freins de véhicules moteurs: $Nu = 0.015 Re^{0.8}$ (d), mais calculée avec r_{ext} comme longueur caractéristique pour le nombre de Nusselt [DAY 83].

- Pour des vitesses inférieures à 20 km.h⁻¹ environ, le régime d'écoulement n'est plus turbulent. Des mesures significatives n'ayant pu être déterminées à ces vitesses, nous nous baserons sur la proposition de Limpert: $Nu = 0.7 Re^{0.55}$ (e). Cette relation donne par ailleurs des valeurs continues avec la formulation du régime turbulent aux vitesses de transition (tableau 9).

- Au repos l'équation conduit à un coefficient d'échange nul, non représentatif de la convection libre. Celle ci peut être donnée par la relation de convection libre sur une plaque plane [HOL 81]:

$$Nu = 0.508 \frac{Pr^{0.5}}{(0.952 + Pr)^{0.25}} Gr^{0.25} \quad (f) \text{ avec } Gr \text{ nombre de Grashof} = \frac{g\beta(T_p - T_\infty)}{v_{air}^2} x^3 \text{ et } \beta = \frac{1}{T_\infty}$$

$$\text{et } Nu = \frac{hx}{k_{air}}$$

L'équation donne la variation locale du coefficient d'échange le long de la plaque. La moyenne peut être donnée par $\bar{h} = \frac{4}{3} h_{x=L}$ avec L longueur de la plaque. Ce qui donne:

$$h_s = 0.677 \frac{k_{air}}{x} \frac{Pr^{0.5}}{(0.952 + Pr)^{0.25}} \left[\frac{g(T_p - T_\infty)}{v_{air}^2 T_\infty} x^3 \right]^{0.25}$$

avec $x = \frac{d_{ext}}{2}$ longueur moyenne d'écoulement sur le disque.

- La comparaison des formulations pour différentes vitesses et températures est décrite dans le tableau 9, pour le cas de la géométrie du disque TGV-A. La température ambiante est de 20°C.

V_{train} (km.h ⁻¹)	θ_p (°C)	Re	h_s (W.m ⁻² .K ⁻¹)						Régime d'écoulement
			(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)	
300	20	4.65 10 ⁶	240	277	396	268			Turbulent
300	500	1.64 10 ⁶	167	182	270	177			Turbulent
200	500	1.09 10 ⁶	123	132	199	127			Turbulent
100	500	5.46 10 ⁵	73	76	118	73			Turbulent
43.9	500	2.4 10 ⁵	(39)				40		Transition
15.5	20	2.4 10 ⁵	(26)				26		Transition
0	500	0					(0)	8	Repos
0	50	0					(0)	4	Repos

Tableau 9 - Comparaison des formulations de convection

- L'utilisation de la relation déterminée expérimentalement ainsi que celles du régime laminaire et du repos ont été introduites dans le code de calcul avec prise en compte de la vitesse relative en chaque point et de la température, à chaque incrément thermique. En effet la sensibilité de ces deux paramètres est non négligeable, comme le montre la figure 56 pour le régime turbulent, où les variations des propriétés de l'air avec la température sont introduites:

$$h_s = 0.142 \frac{(0.0254 + 5.7 \cdot 10^{-5}(\theta_p + \theta_\infty)/2)}{2\pi r_m} \left(\frac{2\pi\alpha r_m^2}{(13.4 + 0.121(\theta_p + \theta_\infty)/2) 10^{-6}} \right)^{0.75}$$

• Cas des disques ventilés:

Deux principales géométries de ventilation internes peuvent être distinguées: les disques ventilés à ailettes radiales et les disques ventilés à élançons ronds. D'autres types de ventilation ont déjà pu être observés, généralement résultants d'une combinaison des deux familles principales. Nous verrons que les formulations proposées pour ces deux familles peuvent être également combinées afin d'augmenter le champ d'application.

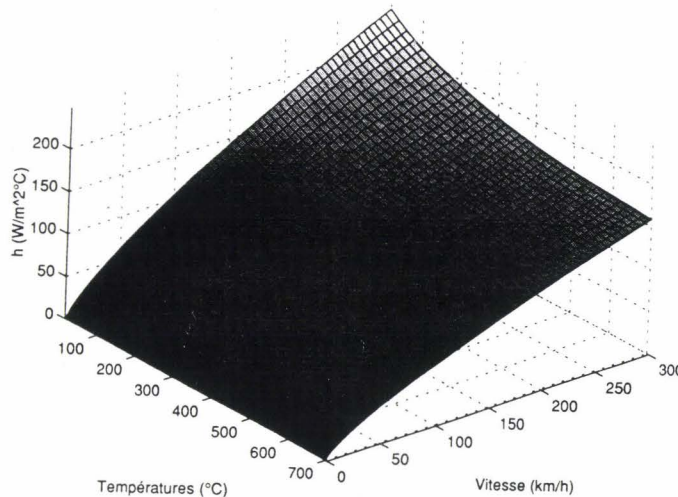


Fig. 56 - Evolution du coefficient de convection avec la vitesse et la température (régime turbulent)

- Cas des disques ventilés à ailettes radiales:

Les relations définies précédemment sont applicables directement aux faces de frottement de n'importe quelle géométrie de disque. Pour les échanges thermiques sur les ailettes internes, différents auteurs ont mis en évidence la similitude avec les aubes radiales de turbomachines (figure 57) [LIM 92] [SAU 69].

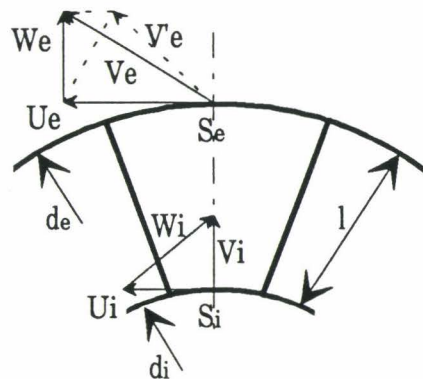


Fig. 57 - Ecoulement dans les conduits internes de ventilation (disque à ailettes radiales)

- Saumweber propose la formulation suivante qui correspond en fait au régime turbulent lisse dans les conduits [SAU 69]:

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

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

Une modification du coefficient multiplicateur de 0.116 à 0.125 a été proposée suite à des essais sur disques de freins ferroviaires.

- Limpert lui préfère la relation issue du régime turbulent rugueux, appliqué à l'automobile [LIM 92]:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3} \left[1 + \left(\frac{d_h}{1} \right)^{2/3} \right] \quad (h), \text{ similaire à celle donnée pour les écoulements dans les tubes}$$

par Holman: $Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$ et par Sieder & Tate: $Nu = 0.027 Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_{air/air}}{\mu_{air/paroi}} \right)^{0.14}$ [HOL 81].

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.

- En régime laminaire ($Re < 10000$ environ), c'est à dire pour des vitesses faibles (de l'ordre de 50 km.h⁻¹), on a:

$$Nu = 1.86 \left(Re Pr \frac{d_h}{1} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_{air/air}}{\mu_{air/paroi}} \right)^{0.14} \quad (i) \text{ déjà proposée par Sieder \& Tate pour l'écoulement des tubes}$$

[HOL 81].

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

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)

- L'application de ces formules nécessite la détermination de la vitesse d'écoulement moyenne dans le canal. Elle peut être calculée à l'aide des équations de continuité et de l'équilibre de la pression théorique avec les pertes, telles que définie en annexe 1.

- Au repos le raisonnement exposé pour le disque non ventilé reste valable.

- Le tableau 10 permet de comparer les différentes formulations, dans le cas de la géométrie du disque du TGV-PSE.

V_{train} (km.h ⁻¹)	θ_p (°C)	Re	h_i (W.m ⁻² .K ⁻¹)				Régime d'écoulement
			(g)	(h)	(i)	(f)	
300	20	64580	252	221			Turbulent
300	500	22774	156	143			Turbulent
200	500	14692	109	100			Turbulent
136	500	10000	(78)		31		Transition
46.5	20	10000	(58)		21		Transition
0	500	0				8	Repos
0	50	0				4	Repos

Tableau 10 - Comparaison des formulations de convection pour le disque ventilé à ailettes

On optera pour la formulation (g) qui a déjà pu être vérifiée sur des disques ferroviaires.

- Disques ventilés à étauçons ronds:

Des développements récents ont permis le remplacement sur certains disques utilisés à vitesse élevée, des ailettes conventionnelles du canal de refroidissement par des étauçons ronds qui permettent de réduire la puissance consommée durant les phases de traction. D'autres géométries combinent les différents types de ventilation (figure 5).

Il est délicat d'appréhender le coefficient d'échange de ces géométries composées de semi-aillettes, d'entretoises cylindriques, etc. Nous proposons de nous rapprocher pour les portions jonchées d'étauçons ronds, des études d'écoulement face à des rangées de tubes développées pour les échangeurs thermiques. Le principe proposé par Grimson consiste à introduire dans la formulation générale suivante les coefficients relatifs à la géométrie des tubes et à leur disposition [HOL 81]:

$$\frac{hd}{k_{\text{air}}} = c \left(\frac{ud}{v_{\text{air}}} \right)^n \text{Pr}^{1/3}$$

avec d: diamètre des tubes.

Cette relation est issue de l'écoulement de l'air autour d'un cylindre. Les coefficients sont donnés dans les tableaux de l'annexe 2, avec un facteur multiplicateur sur le coefficient d'échange dans le cas d'un alignement de moins de 10 tubes dans le sens de l'écoulement.

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

Nous n'avons pas pu vérifier expérimentalement cette approche par le même procédé que celui utilisé pour le disque plein. Nous pouvons néanmoins appréhender l'intérêt de cette formulation par la comparaison des coefficients d'échanges obtenus pour les géométries à ailettes radiales et à étauçons ronds, avec conduit d'aspiration réduit sur le diamètre intérieur (tableau 11). Les valeurs sont données pour des géométries de disque de même largeur (80mm dont 42mm pour la ventilation interne), pour une température de paroi de 20°C et pour une vitesse de train de 200 km.h⁻¹. L'écart obtenu doit être associé aux surfaces d'échanges pour être représentatif du flux potentiel évacué par convection.

L'écart d'efficacité des échanges de chaleur est comparable à celui observé expérimentalement, c'est à dire un peu plus favorable pour les ailettes, au détriment d'une puissance supplémentaire absorbée en traction [WIR 85]. Wirth précise par ailleurs que l'incidence sur les températures est faible. Ce type de formulation doit être vérifiée expérimentalement.

Type de ventilation	aillettes radiales	"ventilation réduite"
h_i (W.m ⁻² .K ⁻¹)	138.5	118.1
Surface d'échange interne S_i (m ²)	1.224	0.924
$h_i S_i$ (W.K ⁻¹)	169.5	109.1

Tableau 11 - Comparaison des capacités d'échanges par convection dans le cas des géométries de disque à ailettes radiales et à "ventilation réduite"

• Garnitures:

La garniture est peu sensible aux effets de convection lors du freinage car les surfaces d'échanges sont faibles et la température de ces surfaces est peu élevée étant donnée la faible conductivité du matériau.

L'évacuation de chaleur par convection est surtout sensible sur la face de friction en dehors des freinages. Le refroidissement peut être assimilé à l'écoulement sur une plaque plane avec une vitesse du fluide égale à la vitesse tangentielle du disque en rotation, étant donné la proximité des surfaces. Dans ce cas:

$$Nu = (0.037 Re^{0.8} - 525) Pr^{1/3} \text{ (j) avec } Re = \frac{(\omega r_m) l_g}{v_{air}} \text{ et } Nu = \frac{h_g l_g}{k_{air}} \text{ [HOL 81]}.$$

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

$$Nu = 0.453 Re^{0.5} Pr^{1/3} \text{ (k)}$$

Dans le cas d'une garniture de forme UIC, les valeurs correspondant au coefficient d'échange sont données dans le tableau 12.

Pour les faces latérales, la vitesse moyenne est prise à $\frac{\omega r_m}{2}$.

V _{train} (km.h ⁻¹)	θ _p (°C)	Re	h _g (W.m ⁻² .K ⁻¹)			Régime d'écoulement
			(k)	(j)	(f)	
300	20	1.06 10 ⁶	126			Turbulent
300	500	3.76 10 ⁵	53			Turbulent
200	500	2.5 10 ⁵	24			Turbulent
192	500	2.4 10 ⁵	(21)	22		Transition
67.6	20	2.4 10 ⁵	(14)	15		Transition
0	500	0			8	Repos
0	50	0			4	Repos

Tableau 12 - Coefficient de convection sur la face de friction de la garniture

b) Rayonnement

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

$$q_r = \sigma \epsilon F S ((\theta_1 + 273)^4 + (\theta_2 + 273)^4)$$

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 (dépend des angles d'incidence entre les pièces, de la distance, etc.).

θ₁ et θ₂: températures des parois chaudes et froides rayonnant entre elles.

Le facteur de forme est pris égal à 1. En 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.

Cette émission de chaleur vers les composants environnants peut s'avérer très néfaste. Ainsi nous avons eu l'occasion d'observer par une étude annexe, l'incidence d'un échauffement anormal du disque sur le pneumatique de la roue, proche du disque sur un métro. Pour ce type d'investigation, le rayonnement entre les composants doit être pris en compte avec les angles d'incidence entre les faces en vis à vis et les réflexions en milieu fermé.

Tel qu'il a été précisé dans le chapitre II, l'émissivité du matériau du disque peut varier fortement en fonction de la température et de l'état de surface (présence de dépôts de garnitures, aspect mat ou brillant, etc.). La relation adoptée pour la variation avec la température est:

$$\epsilon = 0.29 + 1.05 \cdot 10^{-3} \theta - 4.1 \cdot 10^{-7} \theta^2$$

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.

3.A.2.7 Méthode de résolution thermique

La résolution du problème thermique par la Méthode des Eléments Finis est définie dans le premier paragraphe de l'annexe 3. L'équation de la chaleur dans un milieu immobile, homogène et isotrope est définie ci dessous, à laquelle il faut adjoindre les conditions aux limites sur les parois (température, convection, etc.).

$\rho \frac{\partial e}{\partial t} + \text{div} \vec{u} = r$ avec e: énergie interne = cθ en négligeant les effets cinématiques

r: le taux de production de chaleur interne

$\vec{u}$: vecteur flux de chaleur = $-k \vec{\text{grad}} \theta$

3.A.2.8 Modélisation

L'élaboration des modèles de calcul par la Méthode des Eléments Finis dépend des objectifs de calculs, des conditions aux limites et du problème à résoudre: thermique, statique et de contact.

La justification des choix de modélisation vis à vis de la résolution thermique est ici présentée sachant qu'elle doit être accordée à celle de l'algorithme thermomécanique utilisant les mêmes modèles (§ 3.A.3.3).

• Maillages proposés:

Il faut prendre soin pour la résolution thermique, d'affiner le maillage dans les zones de forts gradients thermiques c'est à dire essentiellement près de la surface de friction et dans une moindre mesure près des parois soumises au refroidissement par convection. Les géométries tridimensionnelles nécessitent un compromis partiel entre la finesse de maillage et le risque de temps de calcul prohibitifs. Les principaux modèles sont représentés sur la figure 58.

Les éléments utilisés sont du type isoparamétrique, à 4 ou 8 noeuds selon l'approche bi ou tridimensionnelle.

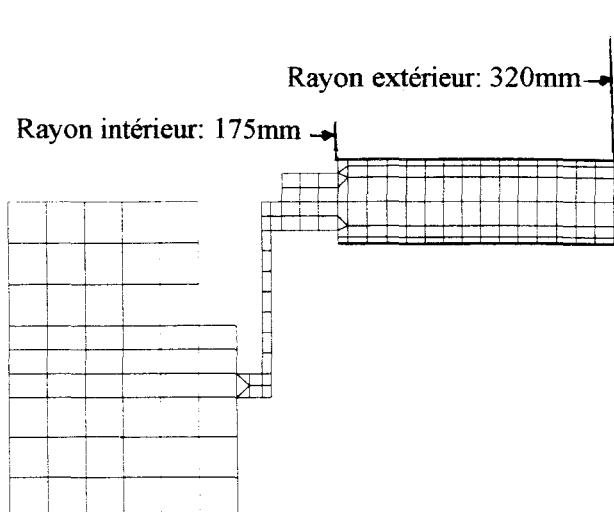
Pour le disque ventilé, seule la période géométrique antisymétrique est modélisée, sur la demi-largeur du disque, rendue possible par l'hypothèse du flux angulairement uniforme.

Le refroidissement par convection est appliqué sur les faces en contact avec l'air environnant, y compris sur la face de frottement du disque afin de simuler l'évacuation de chaleur sur la partie qui n'est pas sous la garniture. Dans ce cas, le coefficient d'échange est minoré par le rapport des surfaces $\frac{S_d - S_g}{S_d}$ durant les phases de freinage. Cette application permet de reproduire les échanges thermiques

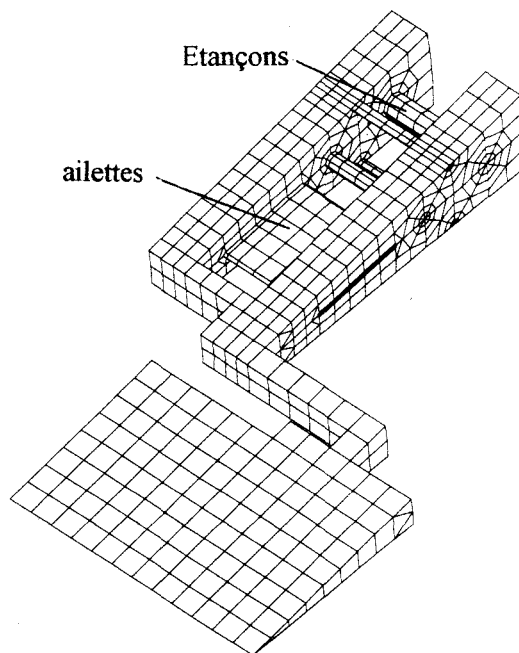
de surface, ce qui influence indirectement le rapport de puissance dissipée par les deux pièces frottantes.

La convection est également appliquée sur la face de frottement de la garniture en dehors des périodes de freinage. Sur les surfaces de symétrie ou de continuité de matière sont imposées des conditions aux limites adiabatiques.

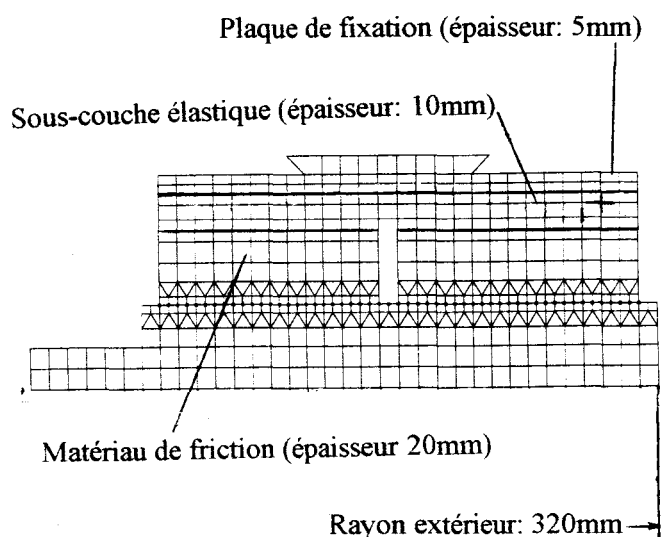
Le raisonnement adopté pour la convection est identique pour le rayonnement.



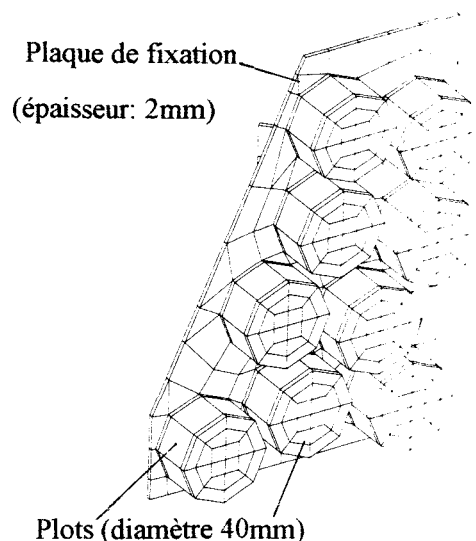
a) Section 2D disque seul avec flasque et essieu (modèle axisymétrique) - TGV A



b) Disque ventilé à ailettes et étançons ronds



c) Demi-disque sans flasque et garniture (axisymétrique) TGV A et garnitures composites Flertex HD671



d) Demi-garniture à plots 3D - Jurid 721

Fig. 58 - Exemples de maillages

La garniture composite couplée au disque sur la figure 58c est composé de trois matériaux différents: la plaque de fixation en acier, une sous-couche élastique dont le but est d'améliorer la portée de

contact, et le matériau de friction d'épaisseur maximale. La présence de la sous-couche correspond à une conception particulière, propre à la garniture Flertex.

Pour la garniture à plots, l'épaisseur de la plaque de base est limitée dans le but d'améliorer son élasticité.

3.A.2.9 Résultats du module thermique (hypothèse de pression uniforme)

Les résultats présentés concernent uniquement le module thermique de l'algorithme thermomécanique et supposent par conséquent la pression de contact disque/garnitures uniforme sur toute la surface potentielle de friction. A cette situation "idéale" peut être associée la notion de température moyenne de surface.

Différents tracés de l'évolution de cette température moyenne sont représentés sur les figures suivantes, ils comprennent:

- La description de l'évolution générale des températures.
- La comparaison avec des modèles analytiques.
- Des comparaisons expérimentales.
- L'application à un cycle de marche du TGV.
- Des études de sensibilité (type de ventilation, effets de la rotation).

a) Evolution générale des températures

La configuration retenue correspond à un freinage d'arrêt à partir d'une vitesse initiale de 300 km.h⁻¹, dans le cas d'un disque TGV A ou R en acier, équipé de garnitures composites de type Flertex HD671. Le modèle utilisé est décrit figure 58c.

Vitesse initiale: 300 km.h⁻¹
Charge: 4 tonnes par disque
Energie dissipée: 13.9 MJ
Température initiale: 60°C

Effort normal par face: 13000 N
Décélération: 1 m.s⁻²
Temps de freinage: 83 s
Température ambiante: 25°C

L'évolution des températures en surface et à l'intérieur du disque et de la garniture, est décrite sur la figure 59a. Les distributions de températures dans les corps sont définies sur la figure 59b, 60s après le début du freinage et à la fin du freinage.

Dans le cas d'un freinage d'arrêt, la température décroît vers la fin du freinage en raison de la baisse linéaire de la puissance de freinage jusque zéro. Pour la même raison et de par les effets de conduction, la montée en température n'est pas linéaire.

La température de surface de la garniture est supérieure à celle du disque durant la majeure partie du freinage, en raison des effets d'interface, décrits précédemment et introduits par la conductance thermique de contact (§ 3.A.2.4). Pour la même raison, le maximum est atteint plus tôt pour la garniture, qui dissipe une part plus grande de la puissance de freinage en début qu'en fin de 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 de par les effets de conduction, pendant que les températures de surface diminuent.

Les distributions de températures indiquent des valeurs supérieures vers le rayon extérieur en raison de l'application du flux de chaleur fonction du rayon (vitesse tangentielle) et de la longueur de friction de

la garniture. Ceci dans le but de respecter au mieux l'échauffement du disque. Cette distribution du flux a cependant peu d'influence sur la moyenne surfacique des températures.

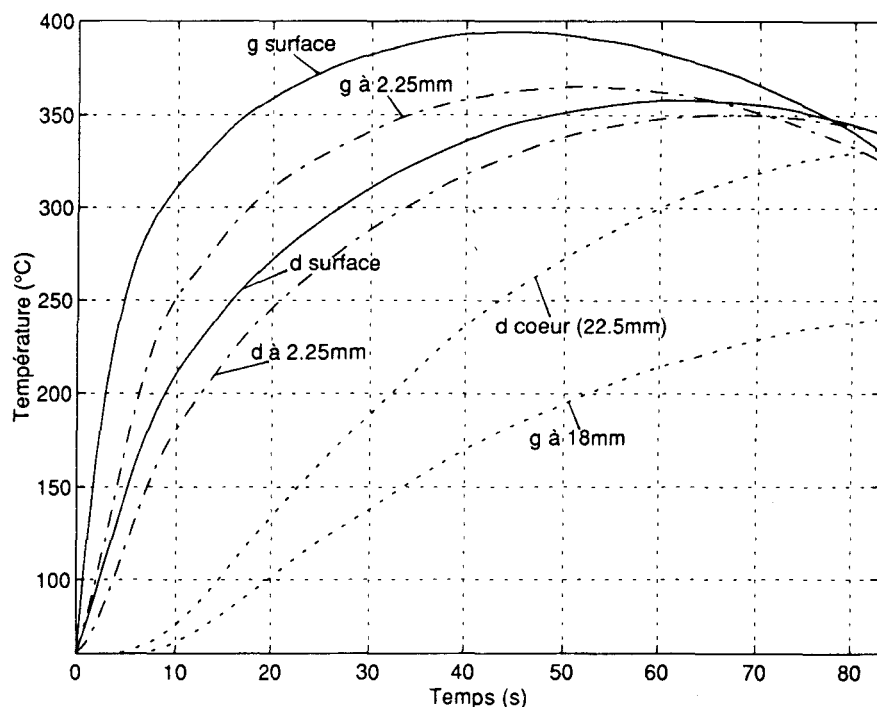


Fig. 59a - Evolution de la température moyenne disque/garnitures, TGV-A 300 km.h⁻¹

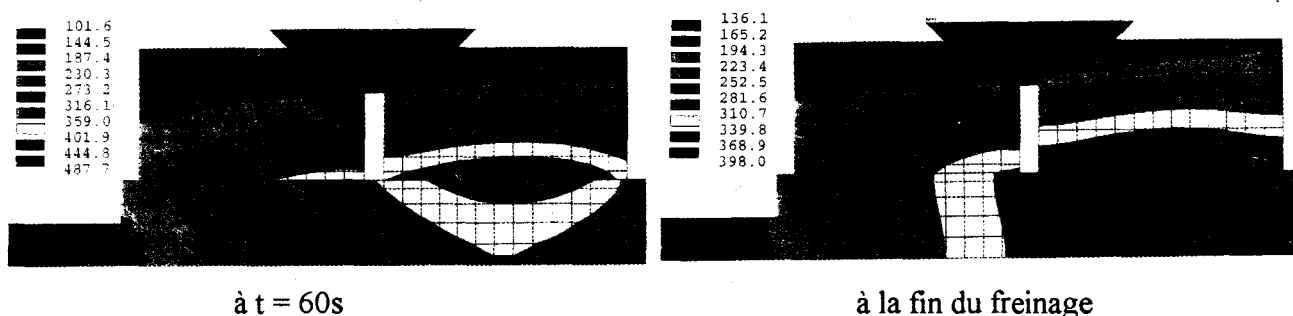


Fig. 59b - Distribution des températures à deux instants du freinage

Au travers des résultats, peuvent être mises en évidence les limites de l'hypothèse de pression uniforme inhérente au calcul de température moyenne:

- Les distributions de températures donnent logiquement des gradients thermiques faibles, alors qu'ils peuvent être en réalité très élevés.
- Par ce type d'approche, il est déjà sensible que plus le freinage sera sévère, plus les températures et les gradients seront élevés et donc plus la sollicitation et les risques de défaillance augmenteront. Alors que l'expérience montre que de faibles freinages peuvent être tout aussi pénalisants que d'autres à plus forte puissance (§ 4.3).

b) Comparaison analytique et expérimentale

Les modèles analytiques proposés ne s'appliquent qu'au disque seul et supposent une partition de puissance constante issue du rapport des effusivités des matériaux (cf. § 3.A.2.4b). Afin de comparer

plus précisément les approches, nous effectuerons également les comparaisons avec les résultats numériques calculés avec la même hypothèse de flux constant.

Les modèles analytiques disponibles sont issus de développements plus ou moins empiriques:

- Freinages d'arrêt:

Les modèles sont généralement issus de l'automobile et s'appliquent par conséquent généralement à des temps très courts (quelques secondes) [DAY² 90]], [VAL 85].

La formule générale est donnée par Newcomb:

$$\theta_d(t) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \frac{q_d}{\sqrt{k_d \rho_d c_d}} \sqrt{t} \left(1 - \frac{2t}{3t_f} \right) \text{ avec } t_f: \text{durée du freinage.}$$

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

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

La formulation précédente correspond à l'hypothèse de milieux "illimités", c'est à dire lorsque l'influence des refroidissements de surface notamment par convection est négligeable.

La formulation proposée par Limpert consiste quant à elle à introduire ces effets de convection [LIM 92].

Elle est basée sur un premier calcul de la température pour un flux constant, puis elle est modifiée pour être appliquée à un flux variable au cours du temps par application du théorème de Duhamel de superposition intégrale:

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

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

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

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

T : températures en degrés Kelvin

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 (exprimés en heures)

h_d : le coefficient de convection sur le disque.

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

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

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

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

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

• Freinages de maintien:

Limpert propose:

$$T_{\text{surface}}(t) = \left(T_{\text{init}} - T_{\infty} - \frac{q_d}{h_d S_d} \right) e^{\frac{h_d S_d t}{V_d \rho c}} + T_{\infty} + \frac{q_d}{h_d S_d} \quad \text{avec } V_d : \text{volume du disque.}$$

Une formulation dérivée est proposée pour les freinages répétés.

• Application:

La configuration de freinage est identique à celle décrite précédemment, soit un freinage d'arrêt à 300 km.h⁻¹ avec une décélération constante de 1 m.s⁻².

Selon la formulation rappelée précédemment la partition de puissance est $q_d = 0.924Q$ et $q_g = 0.076Q$ (cf. tableau 8).

Les résultats d'évolution de la température de surface sont comparés sur la figure 60 pour les différentes formulations. Pour les résultats numériques figurent deux cas correspondant aux hypothèses du ratio de puissance défini constant et de la température de surface égale entre le disque et la garniture. Sont également reproduits les résultats calculés avec interface thermique issue de la figure 59.

Les valeurs expérimentales sont issues des mesures par thermographie infrarouge, avec moyenne sur la surface du disque.

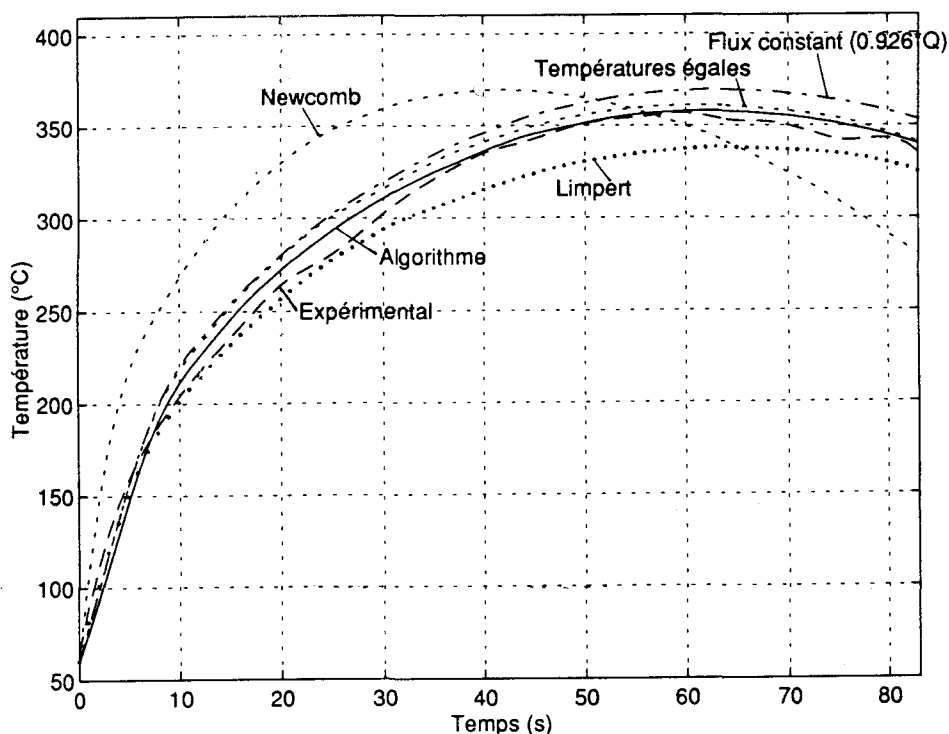


Fig. 60 - Comparaison analytique, numérique et expérimentale des températures moyennes de surface du disque pour un freinage à 300 km.h⁻¹ (TGV-A)

La température maximale obtenue avec le modèle analytique de Newcomb est conforme à la valeur expérimentale, mais pour un temps de freinage différent. Cet écart peut être lié à l'hypothèse du milieu limité ou encore au fait que le modèle s'applique plutôt aux configurations automobiles pour lesquelles les freinages sont beaucoup plus courts.

Le modèle de Limpert reproduit beaucoup mieux l'évolution moyenne, avec un maximum néanmoins sous-estimé.

En ce qui concerne le modèle numérique, l'hypothèse de flux constant surestime légèrement la température maximale en raison d'une part de flux trop importante si on la compare à l'algorithme proposé, pour lequel avait été calculé un ratio du flux moyen de 0.872 fois le flux total pour le disque (cf. § 3.A.2.4a).

L'algorithme, ainsi que l'hypothèse de températures égales de surface donnent des valeurs proches des mesures expérimentales. Elles sont logiquement légèrement supérieures dans le second cas en raison de l'hypothèse même d'égalité des températures de surface. Il faut cependant rappeler que cette hypothèse n'est pas réaliste et que les valeurs obtenues sur la garniture sont très distinctes de celles données par l'algorithme proposé. Le comportement de la garniture n'est alors pas reproduit, ce qui sera fortement préjudiciable lors de l'étude des gradients thermiques effectifs de surface du disque (§ 3.A.3).

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 ou pour l'étude des gradients thermiques de surface.

- Disques ventilés

L'influence de la ventilation des disques n'est pas discutée ici. La méthode développée reste la même: seules les géométries diffèrent, ainsi que les coefficients de convection, définis précédemment.

Le choix d'un disque ventilé ou non ventilé dépend de la sollicitation exercée, c'est à dire du cycle de marche et de la charge embarquée, qui définissent l'intensité et la répétition des freinages.

L'intérêt de la ventilation interne intervient essentiellement lors de freinages répétés ou de maintien, pour lesquels l'influence du refroidissement par convection et par rayonnement est prépondérante.

Il est ainsi envisageable d'adapter la géométrie de ventilation en fonction de la sollicitation exercée afin de minimiser l'échauffement. De même, l'influence du nombre d'ailettes internes ou le type de ventilation peut être quantifiée.

Cependant, le disque non ventilé présente l'avantage d'une masse importante et par conséquent d'une capacité d'absorption élevée, favorable dans le cas de freinages très sévères, par exemple d'urgence. Nous avons ainsi pu constater des températures moyennes supérieures en surface des disques ventilés par rapport aux disques non ventilés, dans le cas d'épaisseurs de flans réduites, pour des freinages d'urgence.

Un calcul thermomécanique permet en outre de vérifier la tenue mécanique et les risques de déformations. On peut ainsi discerner des concentrations de contraintes parfois très élevées sur les faces internes, au niveau des liaisons flans/ailettes de refroidissement, en raison des gradients thermiques élevés entre la surface de friction et les faces internes refroidies.

De même, les freinages de maintien qui interviennent lorsque le train est à vitesse constante dans une déclivité de la voie, ne sont pas développés ici. La puissance de freinage est généralement constante et les temps importants. La ventilation devient généralement cruciale afin d'assurer une dissipation énergétique suffisante. Ce type de sollicitation reste cependant marginal.

c) Comparaison expérimentale pour un parcours donné:

Le cas de freinages successifs à intervalles de temps réduits a pu être simulé dans le cas du disque non ventilé du TGV A pour un parcours donné, et comparé expérimentalement à l'aide de simples thermocouples. Leur fiabilité relative est ici moins contestable, dans la mesure où les températures ne sont pas très élevées en début et en fin de freinage, quand la température est mesurée (figure 61).

La masse freinée fictive, qui tient compte du tracé de la ligne et de l'action du frein électrique, est de 2.667 tonnes. Les énergies sont repérées sur chaque freinage, et leurs durées sont de 2mn30s de 300 à 0 km.h⁻¹ (sauf pour le dernier: 3mn31s), et de 1mn10s pour les ralentissements de 300 à 170 km.h⁻¹.

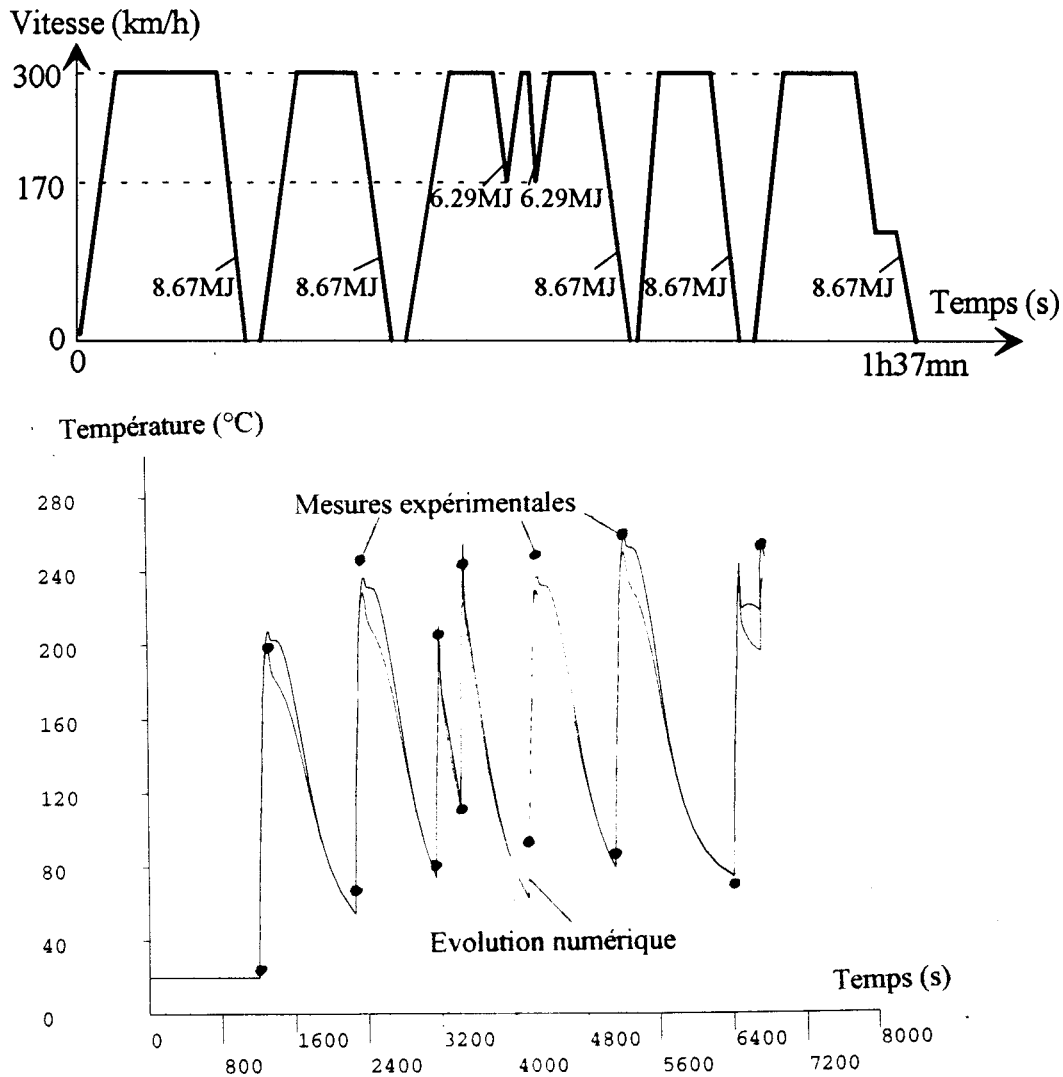


Fig. 61 - Comparaison expérimentale/numérique de la température moyenne pour un parcours donné

d) Influence du matériau du disque: cas spécifique d'un disque multimatériaux:

L'intérêt de l'approche des températures moyennes peut être illustré par les résultats d'une étude spécifique menée sur un projet de disques multimatériaux [WAT 95]. Ces développements ont pu mettre en évidence l'intérêt de concevoir un disque constitué de différents matériaux de la piste de frottement vers le coeur du disque: un revêtement céramique sur substrat acier, capable de supporter de très hautes énergies, un matériau jouant le rôle de barrière thermique et une âme centrale en aluminium. L'objectif est d'augmenter les niveaux énergétiques admissibles pour le disque tout en réduisant sa masse et son usure. La figure 62 illustre le calcul prévisionnel de la température moyenne obtenue par une telle configuration pour un freinage d'urgence. Les épaisseurs des matériaux sont de 9.25 mm pour le substrat, 4 mm pour la barrière thermique et 9.25 mm pour l'âme centrale en aluminium. La continuité de matière entre le revêtement, la barrière thermique et le substrat a été supposée.

Les résultats sont comparés avec le disque conventionnel non ventilé du TGV-A en terme d'évolution des températures moyennes et de distribution suivant l'épaisseur à l'instant de la température maximale.

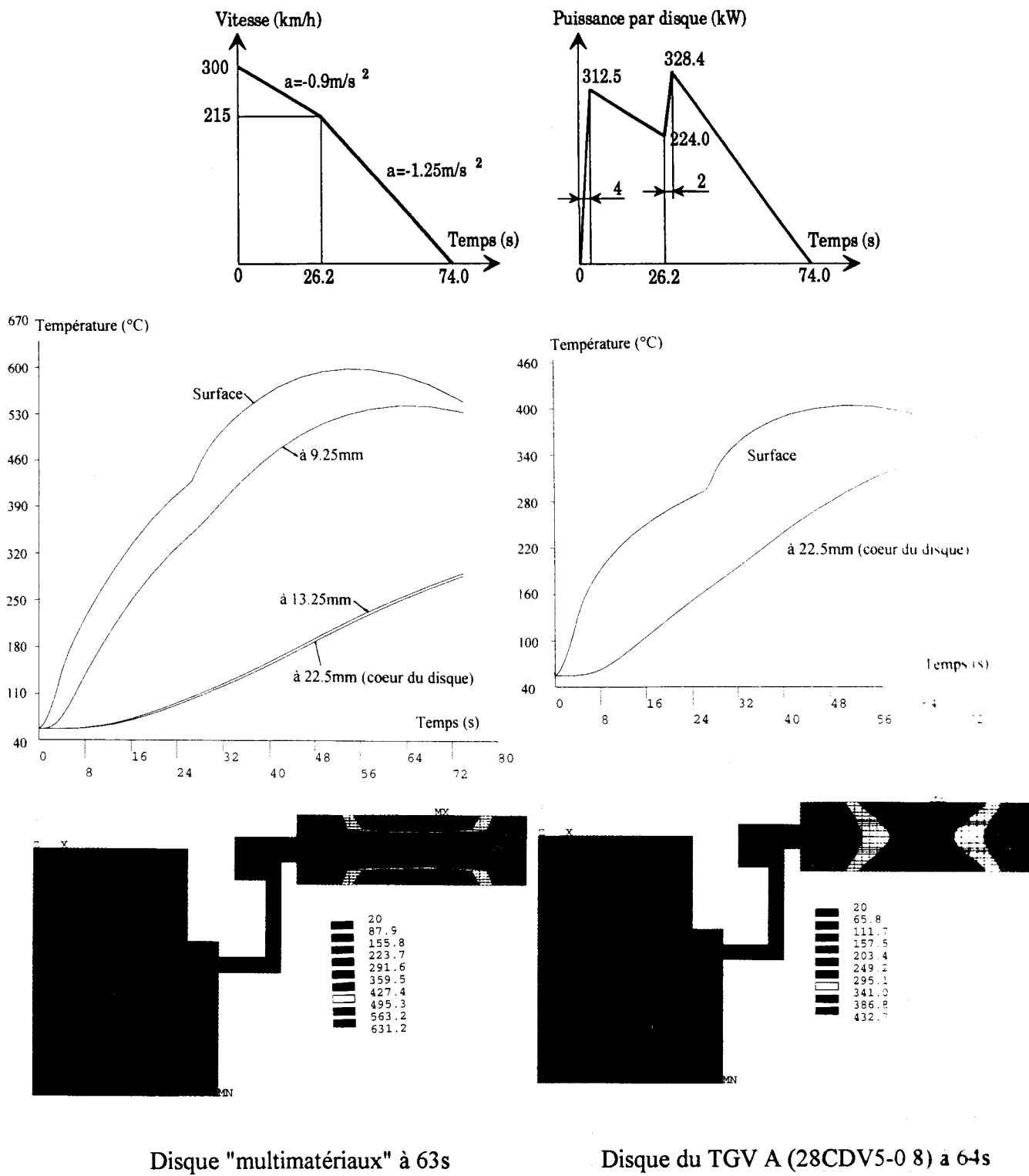


Fig. 62 - Distribution des températures dans deux disques, conventionnel et multimatériaux

L'intérêt de la barrière thermique est de limiter la température sur l'aluminium situé au coeur du disque, avec pour conséquence d'augmenter la température de surface, néanmoins supportable par les revêtements utilisés.

La variation de l'élévation de température, 26 secondes après le début du freinage correspond au seuil d'augmentation de la pression d'application des garnitures à 215 km.h⁻¹, spécifique au TGV.

e) Approche du gradient thermique angulaire issu de la rotation du disque

L'influence de la rotation du disque sur l'évolution de la température correspond à l'alternance échauffement/refroidissement sur un tour, un point du disque subissant successivement le frottement de la garniture puis le refroidissement dans l'air ambiant. L'hypothèse du flux de chaleur réparti sur toute la face du disque n'est pas en ce sens réaliste.

- Il est proposé ici d'appréhender l'erreur due à cette hypothèse. L'échauffement qui résulte de la période de friction est proportionnel à la longueur de contact de la garniture, soit de l'ordre de 80° dans le cas de la garniture classique de forme UIC. Il s'agit par conséquent d'appliquer le flux de chaleur durant 1/4.5 de la durée du tour et de simuler le refroidissement pendant les 3.5/4.5 de temps résiduels. Le cycle correspondant est décrit sur la figure 63. Un programme spécifique de traitement et d'application variable du flux au cours du temps a ainsi été développé.

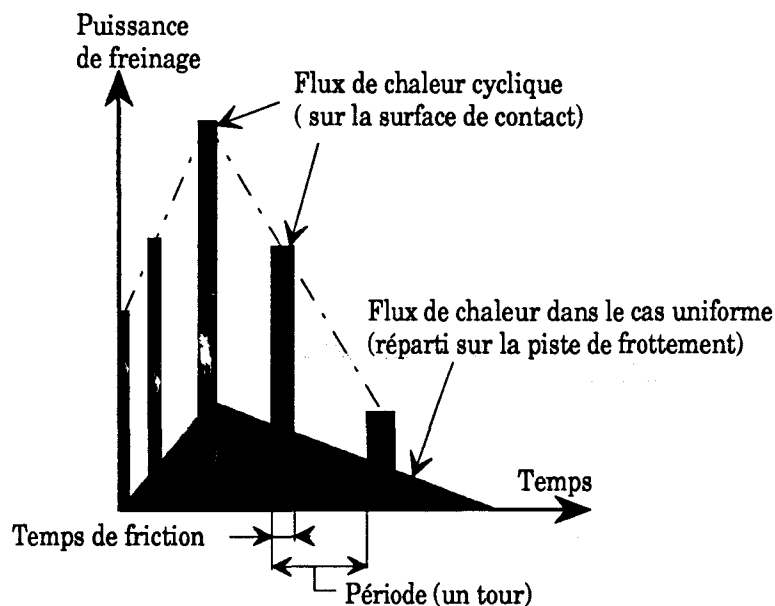


Fig. 63 - Principe de l'application cyclique de la puissance de freinage

La période correspondant à un tour augmente au cours du temps de par la décroissance linéaire de la vitesse angulaire (décélération constante de 1.25 m.s⁻²). Etant donnée la vitesse de rotation très élevée (30 tr.s⁻¹ à 300 km.h⁻¹), la conduction angulaire est négligée, ce qui autorise l'utilisation du modèle axisymétrique de la section angulaire du disque décrit précédemment. Les résultats présentés sur la figure 64a correspondent à un freinage d'arrêt à 100 km.h⁻¹. Ils sont comparés à l'hypothèse du flux uniforme sur la piste de frottement. La connaissance de l'évolution de la température pour chaque tour nous permet de tracer la distribution des températures sur la face de frottement. La cartographie représentée correspond au tour durant lequel la température maximale est atteinte sur la figure 64b.

L'écart de température sur un tour est faible, étant donnée la vitesse de rotation élevée et la pression limitée qui donne un flux dissipé par tour peu élevé. L'erreur issue de l'hypothèse de flux uniforme est de l'ordre de $\pm 5.4\%$ pour cette application (gradient maximum de 12°C à la température moyenne maximale de 112°C).

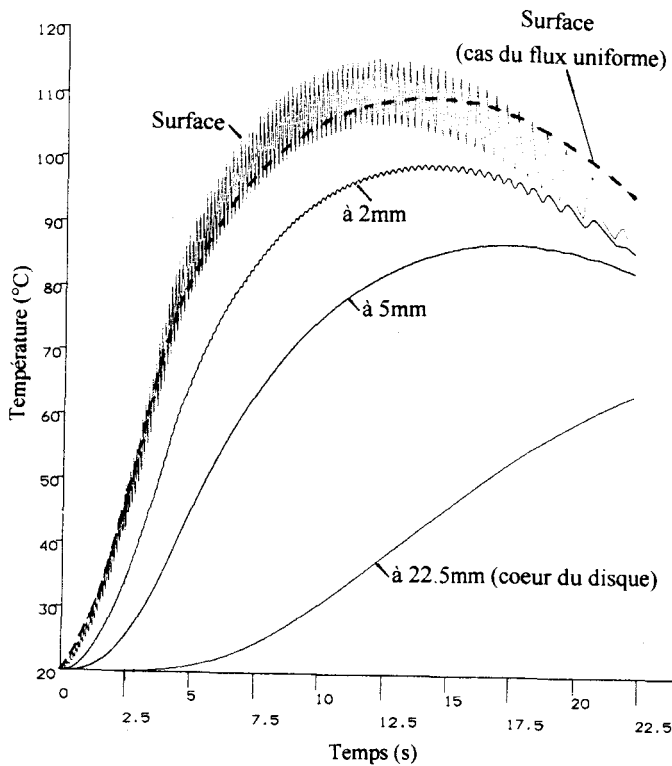


Fig. 64a - Evolution de la température avec et sans prise en compte des gradients thermiques de rotation

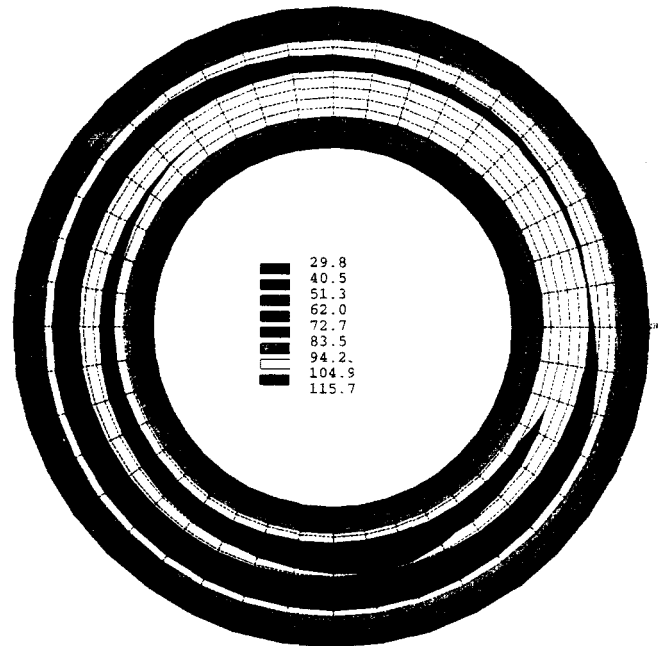


Fig. 64b - Distribution surfacique des températures à $t=12.5s$

Le gradient thermique angulaire sur un tour sera d'autant plus important que la décélération sera élevée, comme par exemple pour l'automobile où un freinage à 100 km.h^{-1} s'effectue à une décélération de 7 m.s^{-2} soit une puissance moyenne de 41.3 kW et 1640 kW.m^{-2} contre 69.4 kW et 170 kW.m^{-2} au maximum pour nos applications. Tirovic et Day ont ainsi pu observer pour un disque automobile des gradients circonférentiels de l'ordre de $\pm 17.5\%$ de la valeur moyenne pour un même freinage à 100 km.h^{-1} (gradient maximum de 72°C pour une température moyenne maximale de 215°C) [TIR 90].

La température maximale est atteinte un peu plus tôt durant le freinage dans le cas où la rotation est considérée de par la concentration relative du flux plus importante. Les valeurs sont très proches en fin de freinage et les gradients plus faibles de par l'effet de diffusion.

Les oscillations sont peu perceptibles à partir de 2mm de la surface de friction sauf en fin de freinage de par la conduction.

- Il faut cependant préciser que la longueur de contact peut parfois être plus réduite, ce qui amplifie les gradients angulaires. La pression est de plus supposée uniforme sur la zone de friction alors qu'elle est plus élevée vers le bord d'attaque de la garniture (cf. figure 9).
- Il est important de souligner qu'une telle approche nécessite des temps de calculs très importants étant données les variations des conditions aux limites deux fois par tour, qui imposent deux résolutions thermiques par tour, soit des incréments de temps très faibles. Cette solution du flux variable n'est par conséquent pas généralisable.
- L'étude des gradients issus de la rotation nous permet de constater que l'hypothèse du flux uniformément réparti sur toute la face de friction du disque n'est pas trop contraignante. L'erreur

maximale appréhendée est de l'ordre de $\pm 5.4\%$ de la valeur moyenne dans l'exemple considéré ici. Toutefois tous les phénomènes ne sont pas introduits:

- Lors de portées de garnitures réduites, les flux sont plus concentrés, ce qui majorera les gradients thermiques angulaires.
 - La notion de vitesse relative du flux par rapport à la surface du disque qui rend dissymétrique sa distribution sur la surface de contact.
 - La conduction angulaire, mais devrait minorer légèrement les écarts de température.
- Rappelons que l'hypothèse de l'homogénéité angulaire des températures a également été introduite pour les thermographies infrarouges (balayage caméra en mode ligne).

3.A.3 ALGORITHME THERMOMECHANIQUE: APPROCHE 2D

3.A.3.1 Motivations

- Les résultats du module thermique seul correspondent à l'étude des températures moyennes issue de l'hypothèse de pression uniforme sur les faces de friction. Cette hypothèse doit être abandonnée si l'on veut s'intéresser aux gradients thermiques de surface, qui permettront une étude réaliste des contraintes. L'introduction des effets du contact devrait en outre permettre de mieux comprendre pourquoi des freinages a priori peu sévères sont plus pénalisants pour la défaillance que ceux d'intensité élevée.
- Rappelons que seuls les effets dans le sens radial sont étudiés puisque le flux de chaleur et les températures sont supposés uniformes angulairement. Cette hypothèse couplée à l'étude de géométries de garnitures favorables à une simplification de modélisation, nous permet d'étudier le couple de freinage par une approche bidimensionnelle ou 2D "équivalente" telle que décrite sur la figure 65. Le cas du disque non ventilé couplé à des garnitures de forme UIC est approché par une modélisation bi-dimensionnelle. Pour le disque ventilé, une demi-période géométrique angulaire doit être considérée. La garniture est assimilée dans les deux cas à un "anneau".

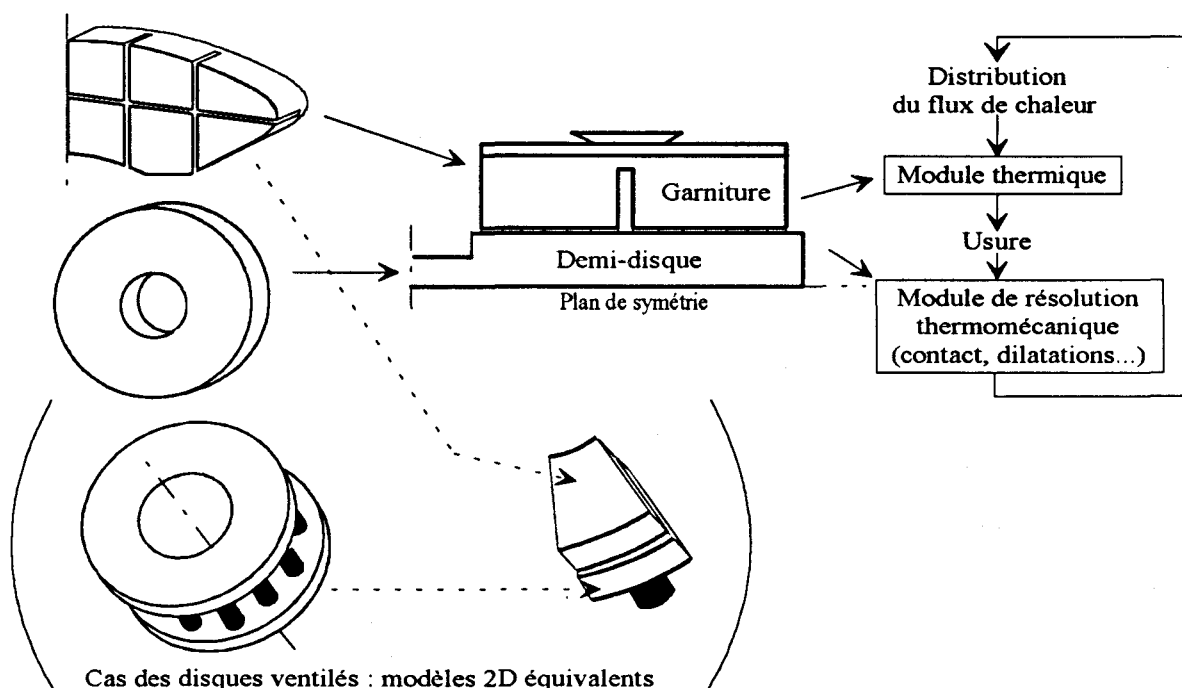


Fig. 65 - Approches géométriques 2D et 2D "équivalente"

- Hormis les limites géométriques inhérentes à l'approche 2D, les contraintes mécaniques issues des efforts tangentiels de frottement ne peuvent être considérées. Ces limites seront supplantées par l'approche 3D du paragraphe suivant.

3.A.3.2 Description

L'adaptation du processus thermomécanique incrémental décrit de façon générale sur la figure 26, est détaillée sur la figure 66. Différents modules de traitements de données ont été développés afin de répondre à l'enchaînement des modules de l'algorithme thermomécanique incrémental.

Le choix d'un algorithme incrémental pour l'enchaînement thermomécanique est justifié par la souplesse modulaire (adjonction de modules, modifications, mise au point, etc.) et par le gain de temps de calcul (voir § 3.A.3.3b).

Le choix du pas de temps doit être suffisamment faible pour tenir compte fidèlement de l'évolution du comportement thermomécanique. Une étude de sensibilité a été menée afin de quantifier les valeurs maximales du pas de temps admissibles (§ 3.A.3.6).

L'analyse statique initiale permet d'apprécier la surface de contact lors de la mise en pression du système de freinage. Elle permet de préciser la portée initiale de la garniture par exemple modifiée si sa géométrie résulte d'une usure cumulée durant les freinages précédents, etc.

La distribution du flux calculé à partir de la réaction du contact ainsi que la résolution thermique sont identiques à la description du module thermique (§ 3.A.2.5).

Le calcul d'usure actualise la géométrie de la garniture au fur et à mesure du freinage avant chaque résolution statique.

Enfin la géométrie déformée issue du calcul de contact et des dilatations thermiques est introduite pour le calcul thermique de l'incrément suivant.

Les modèles numériques de résolution statique de contact et d'usure sont détaillés dans les paragraphes suivants. Leur description est appliquée au cas du disque plein mais reste valable pour les géométries ventilées.

3.A.3.3 Résolution statique

a) Modèles géométriques

- La géométrie du modèle statique est la même que pour la résolution thermique. Il se pose cependant la question de résoudre l'analyse en considérant le problème axisymétrique ou plan, en raison de la géométrie du plan d'application de la pression sur la face arrière de la garniture (queue d'aronde rectiligne, voir figure 67). La solution axisymétrique est proche du respect des géométries et la solution plan de celle de la queue d'aronde.

→ Considérons une garniture semi-annulaire dans le cas d'une pression radiale uniforme (l'uniformité angulaire de pression est implicite dans le modèle 2D). Le problème est posé sur la figure 67.

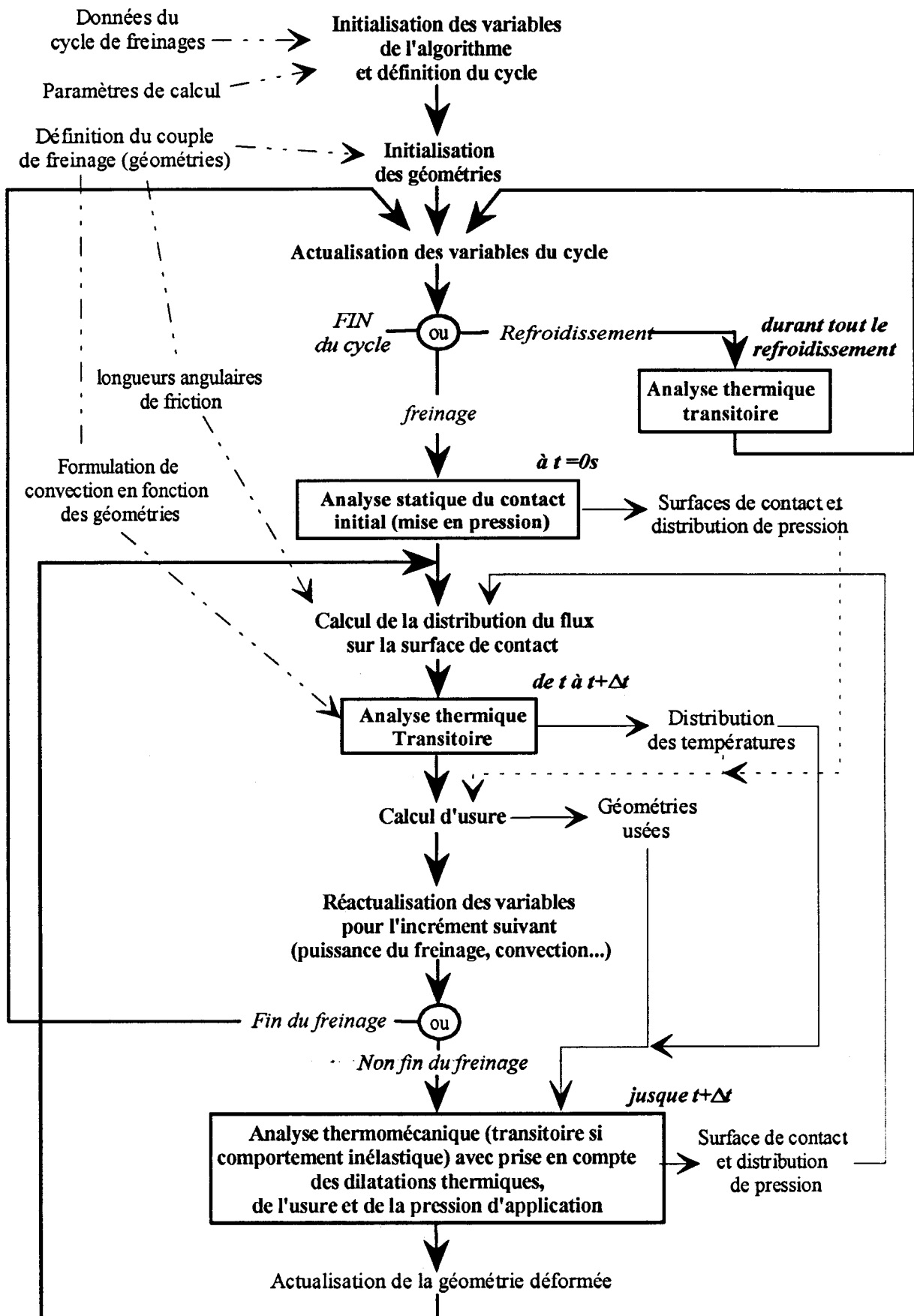


Fig. 66 - Algorithme thermomécanique incrémental pour la configuration 2D (ou 2D équivalente)

Les pressions p' et p'' sont calculées pour avoir un effort total identique à celui appliqué, soit en rapport de surfaces.

Nous choisissons le modèle axisymétrique plus adapté à la géométrie et par conséquent au calcul des contraintes notamment thermiques (dans l'autre cas, pour avoir un modèle plan réaliste, il aurait fallu prendre l'hypothèse de déformations planes, la plus représentative des phénomènes). Afin de réduire l'erreur d'application de la pression issue de la géométrie non axisymétrique de la queue d'aronde, nous introduisons une correction de pression en rapport des longueurs angulaires de contact porte-garnitures/garniture:

$$X_{F_{r_i}} = \frac{(l_{PG_{r_i}}/l_{G_{r_i}})dr}{\int_{r_{int}}^{r_{ext}} (l_{PG_{r_i}}/l_{G_{r_i}})dr}$$

avec $X_{F_{r_i}}$: part d'effort appliqué sur la surface $r_i dr$ (l'effort total est donné par pS_{PG})

S_{PG} : surface d'application de la pression du porte-garnitures

$l_{PG_{r_i}}$: longueur angulaire sur le rayon r_i , de la surface d'application de la pression sur la face arrière de la garniture

$l_{G_{r_i}}$: longueur angulaire sur le rayon r_i , de la face arrière de la garniture

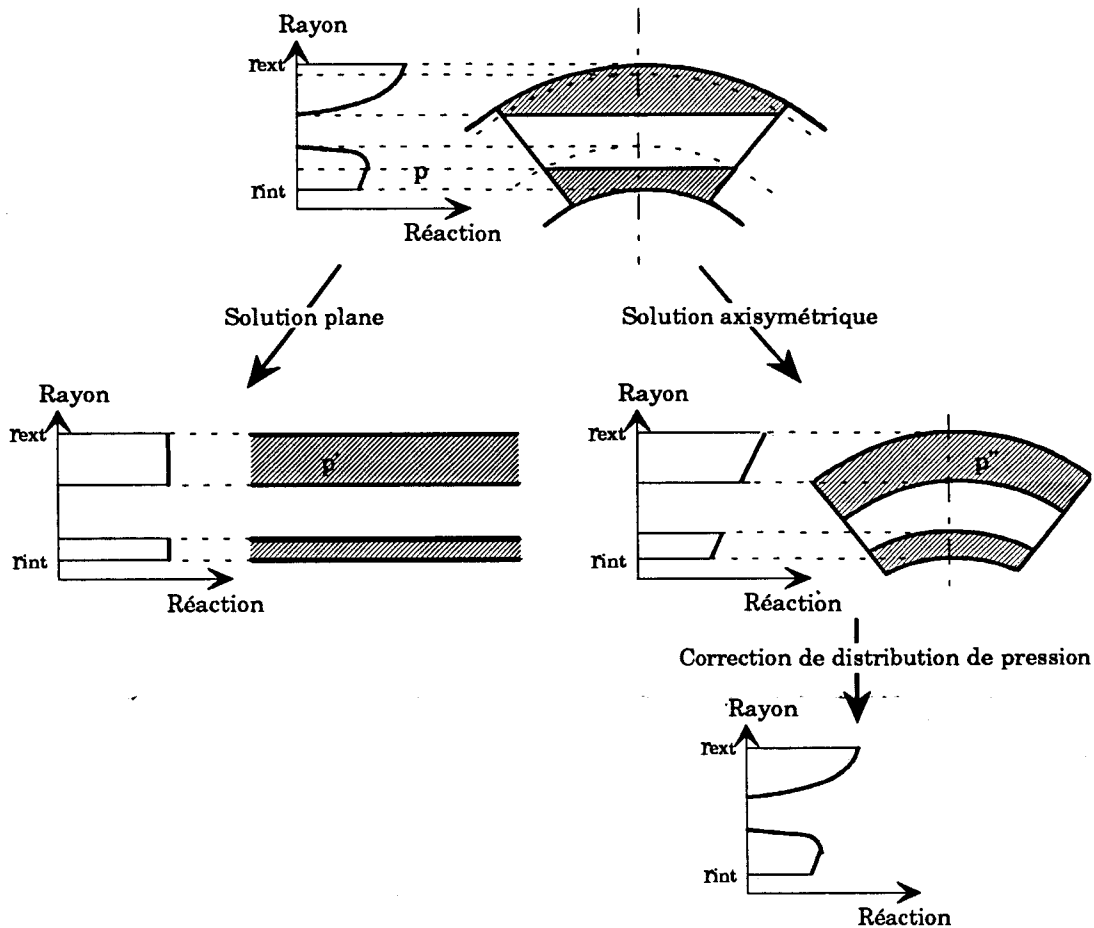


Fig. 67 - Choix du modèle géométrique 2D

→ De par le choix du modèle axisymétrique, la formulation définie dans le module thermique, pour le flux sur la face de friction reste valable.

- Le comportement purement élastique ou élasto-plastique du disque peut être introduit. Dans le second cas, la résolution thermomécanique dépend de l'histoire des déformations.
 - Les contraintes thermiques sont directement calculées et cumulées avec les sollicitations statiques de contact au cours de la même résolution.
 - Le maillage est identique pour les résolutions thermiques et statiques (figure 68) avec dans le premier cas des conditions aux limites adiabatiques sur la ligne de symétrie du disque et vers le flasque de fixation. Les autres faces sont soumises à la convection et au rayonnement, sauf pour la face de frottement où leur application est minorée dans le rapport de surface entre la partie non cachée par la garniture et la surface totale.
- En ce qui concerne le calcul statique, des conditions aux limites de symétrie sont appliquées sur le disque (demi-épaisseur modélisée). Pour la garniture, aucune contrainte de déplacement ne peut lui être imposée étant donnée sa liberté de mouvement. Tout déplacement contraint entraînerait une modification du problème. Pour contourner cette difficulté, nous avons recours à une analyse statique transitoire, c'est à dire qu'une accélération très faible est imposée dans la direction de l'application de la garniture sur le disque. La pression sur la face arrière assure la direction d'application. L'accélération est suffisamment faible pour n'engendrer aucune réaction d'inertie sensible. Cette méthode présente l'avantage de reproduire fidèlement la réalité sans risque d'instabilité numérique.

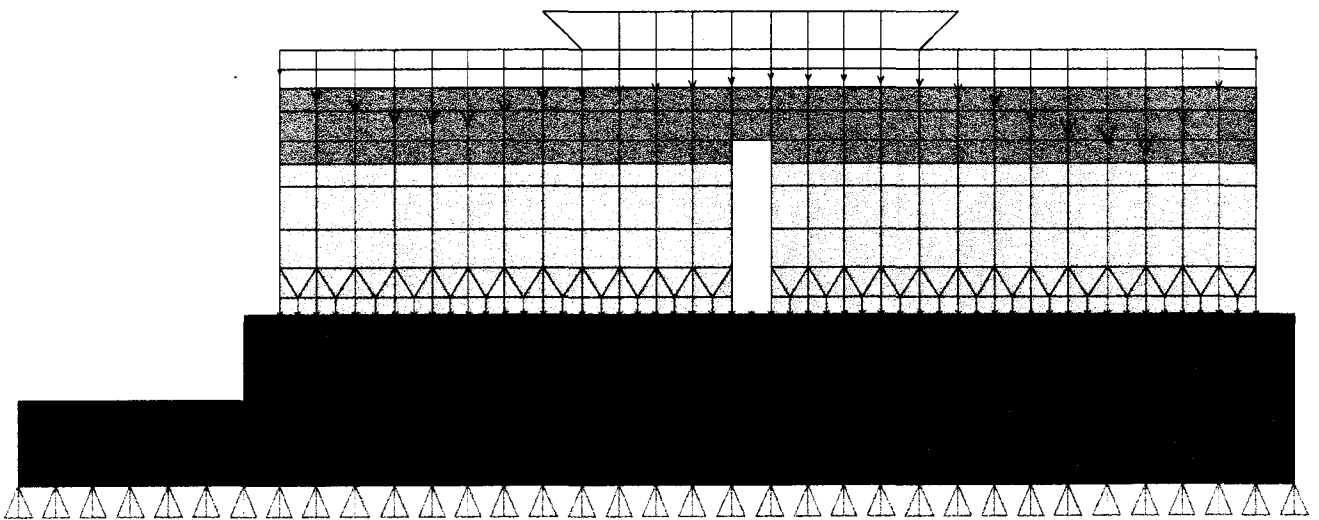


Fig. 68 - Modèle numérique des calculs thermique et statique 2D (cas du disque non ventilé)

Les conditions aux limites correspondent au calcul statique, elles ont été exposées précédemment pour la résolution thermique (figure 58c).

b) Méthode de résolution statique

En annexe 3, seconde partie, sont exposées brièvement les formulations numériques utilisées, issues de la Méthode des Eléments Finis et adaptées à nos hypothèses sur le comportement du matériau notamment. Celui-ci est supposé isotrope, avec écrouissage cinématique multilinéaire, défini sur toute la plage de température utilisée. La loi d'écoulement (Prandtl-Reuss) et la condition de consistance correspondante sont utilisées afin de définir l'écoulement plastique. Un algorithme de retour radial est utilisé avec le critère de Von Mises pour la condition de consistance.

Rappelons que les analyses thermiques et statiques sont résolues distinctement, contrairement à l'analyse thermomécanique couplée qui vise à résoudre simultanément le problème thermique et statique.

L'analyse découplée présente l'avantage d'être beaucoup plus rapide dans la mesure où la taille de résolution est inférieure à celle du cas couplé, et que les incréments de résolution thermique et statique peuvent être distincts. De plus, pour l'analyse couplée, toute reformulation matricielle relative à l'un des phénomènes, affecte la matrice complète.

Cette dernière méthode permet par contre de considérer les interactions entre les phénomènes; citons le cas de la dissipation thermique liée aux déformations plastiques qui peut être très sensible dans le cas d'un processus de déformation très rapide.

Dans notre cas où l'aspect transitoire de la résolution thermique est importante et génératrice de temps de calculs particulièrement élevés, l'analyse découplée s'impose. Les incréments de résolution statique devront être choisis judicieusement afin de tenir compte des variations de distribution de pression pour le problème de contact, et des variations du chargement thermique pour la plasticité, lorsque celle-ci intervient (écrouissage fonction de la température, etc.).

3.A.3.4 Résolution du problème de contact

Le problème du contact est particulièrement sensible dans cette étude, étant données les fortes variations des surfaces de contact, issues des dilatations thermiques, de l'usure et de la variation des caractéristiques mécaniques des matériaux avec la température. Les champs de distribution de pression sont associés aux élasticités relatives des deux pièces en vis à vis; il s'agit alors de considérer le problème du contact élastique ou flexible symétrique et non rigide.

La méthode utilisée ainsi que les choix de modélisation numérique correspondant sont décrits en annexe 4.

- Différentes méthodes peuvent être proposées, dont les plus courantes sont basées sur la pénalisation qui introduit la notion de pénétration relative des deux surfaces. Pour satisfaire la compatibilité du contact, sont associées des forces de réactions dans la direction normale à la surface et proportionnelles à la pénétration par la notion de raideur de contact. Un inconvénient majeur de cette méthode réside dans le risque d'obtenir des pénétrations importantes dans le cas de surfaces de contact réduites. Pour s'affranchir de cette limite ont été développées des méthodes qui permettent de limiter cette pénétration à une tolérance fixée. Pour assurer la compatibilité du contact, et dans le cas de la violation de la tolérance, est alors adjointe à la méthode de pénalisation, des forces additionnelles introduites à l'aide de multiplicateurs de Lagrange [ANS 92], [JIA 88].

- Pour la méthode de pénalisation:

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

avec f_n : réaction normale à la surface de contact

k_n : raideur de contact

- Pour la méthode combinée, la composante du multiplicateur de Lagrange de la force de réaction est calculée localement et par itération pour chaque élément de contact:

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

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 (<1)

La tolérance permet de limiter la pénétration et l'adjonction des "forces de Lagrange" permet d'augmenter indirectement la surface de contact afin d'obtenir un compromis réaliste.

- La détermination de la raideur de contact est particulièrement délicate; elle est associée au module d'Young des matériaux et à leurs variations, telle que définie en annexe 4.
- Dans le cas de la prise en compte du frottement, la loi de Coulomb est introduite. Le modèle est du type "rigide", qui consiste à n'autoriser que le contact glissant, approche la plus réaliste dans notre cas (annexe 4).

3.A.3.5 Usure

L'usure des matériaux est reportée sur les garnitures seules. Elles sont en effet plus faciles à changer qu'un disque dont la durée de vie demandée doit correspondre à celle de l'essieu soit au minimum 10 ans d'exploitation. L'usure sera par conséquent négligée sur le disque pour la série de freinage étudiée.

L'usure des matériaux n'est pas une propriété intrinsèque, mais dépend de nombreux facteurs, dont les conditions de frottement. Même s'il n'existe pas de loi générale pour l'usure, certaines tendances peuvent être énoncées. Le taux d'usure est généralement proportionnel à la charge et inversement proportionnel à la dureté ou à la rigidité du matériau. Il augmente le plus souvent avec la température, cette variation pouvant être liée pour certains matériaux au fait que leur rigidité décroît avec la température. Enfin la vitesse de frottement peut également avoir une influence, généralement moins grande.

Il est dès lors nécessaire, pour appréhender l'usure, de caractériser l'influence de ces facteurs, en l'occurrence la pression, la température et la vitesse. Ceci, pour le matériau de friction face à un matériau du disque donné, la nature de celui-ci étant également sensible pour l'usure.

Ces investigations expérimentales demandent par conséquent de nombreux essais, souvent de longue durée, pour procéder à des mesures sensibles du taux d'usure. Ils sont généralement réalisés sur des tribomètres à échelle réduite. L'indépendance de chaque paramètre reste néanmoins délicate à obtenir. Nous réaliserons une caractérisation de l'usure en fonction de la température uniquement.

Dans le cas où ces variations ne sont pas connues, il est possible d'introduire une usure énergétique moyenne (en g.MJ^{-1}), classiquement définie par les fournisseurs. Cependant cette approche est limitée puisqu'elle implique par exemple que deux freinages de faible énergie donnent une usure équivalente à un seul freinage d'une énergie double, ce qui n'est pas le cas pratiquement.

a) Matériau composite

L'évolution de l'usure avec la température est représentée sur la figure 69, pour le matériau composite à matrice organique Flertex HD671. Elle augmente logiquement avec la température avec une progression rapide jusque 400 à 450°C, plage de température correspondant à des fortes modifications

des caractéristiques du matériau issues des changements de structure. Au delà de ces températures, l'évolution de l'usure s'atténue avec un matériau dégradé présentant moins de variations.

L'usure énergétique moyenne est de l'ordre de 1.05 g.MJ^{-1} avec une densité de 2500 kg.m^{-3} et un volume utile de 1600 cm^3 par disque, soit un potentiel énergétique de 3846 MJ .

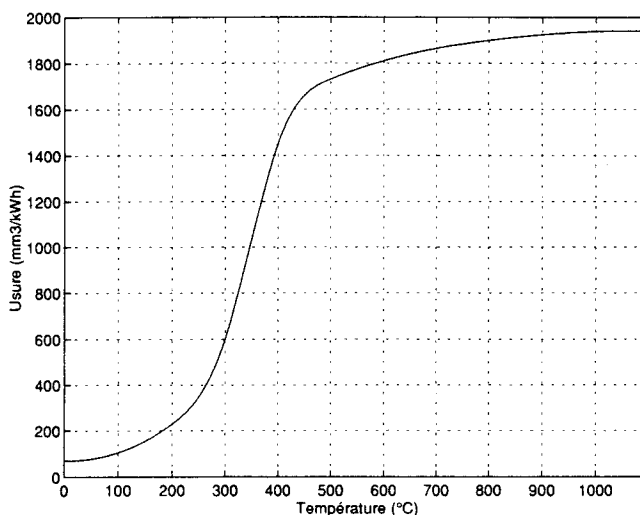


Fig. 69 - Evolution de l'usure avec la température pour le matériau composite HD671

b) Matériau fritté

L'usure de ce type de matériau est moins sensible à la température. La variation avec la pression n'est pas forcément proportionnelle et l'on peut parfois observer des usures plus élevées pour des faibles pressions par rapport à des valeurs plus fortes pour lesquelles la cohésion du matériau est renforcée.

L'usure énergétique moyenne est de l'ordre de 0.8 g.MJ^{-1} avec un volume utile de 656 cm^3 par disque et une densité de garniture de 5250 kg.m^{-3} , soit un potentiel énergétique de 4370 MJ , bien que cette notion soit peu significative et donc à considérer avec prudence. Nous ne connaissons pas l'évolution de l'usure avec la température avec suffisamment de précisions sur toute la plage de variation de la température, pour pouvoir l'introduire dans les modèles. Seule la valeur moyenne sera considérée, ce qui sous-estime les valeurs aux hautes températures et les surestime dans les plages faibles. L'influence de cette hypothèse sera quantifiée par comparaison des différentes formulations pour la garniture composite (§ 3.A.2.9). Les résultats indiquent que la prise en compte de l'usure est indispensable à l'étude du comportement thermomécanique, mais que l'introduction de sa variation avec la température est peu sensible, bien qu'elle le soit probablement plus lors de la succession de freinages.

3.A.3.6 Présentation des résultats

a) Etude d'un freinage d'arrêt

La configuration retenue pour la description des résultats de l'algorithme thermomécanique correspond au couple disque non ventilé du TGV-A et garnitures composites à matrice organique de type Flertex 671HD (forme UIC favorable à une simplification bidimensionnelle axisymétrique). Les géométries initiales, tout comme les matériaux sont supposés neufs avec surface de friction parfaitement plane (garnitures rodées).

Caractéristiques du freinage:

Vinitiale: 220 km.h⁻¹

Energie dissipée: 7.47 MJ (masse de 4 tonnes par disque)

Décélération: 0.97 m.s⁻² (effort d'application par face: 12749 N)

Temps de freinage: 63s

Température initiale: 70 °C

Température ambiante: 20 °C

• Evolution des températures:

Les résultats présentés sur la figure 70 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).

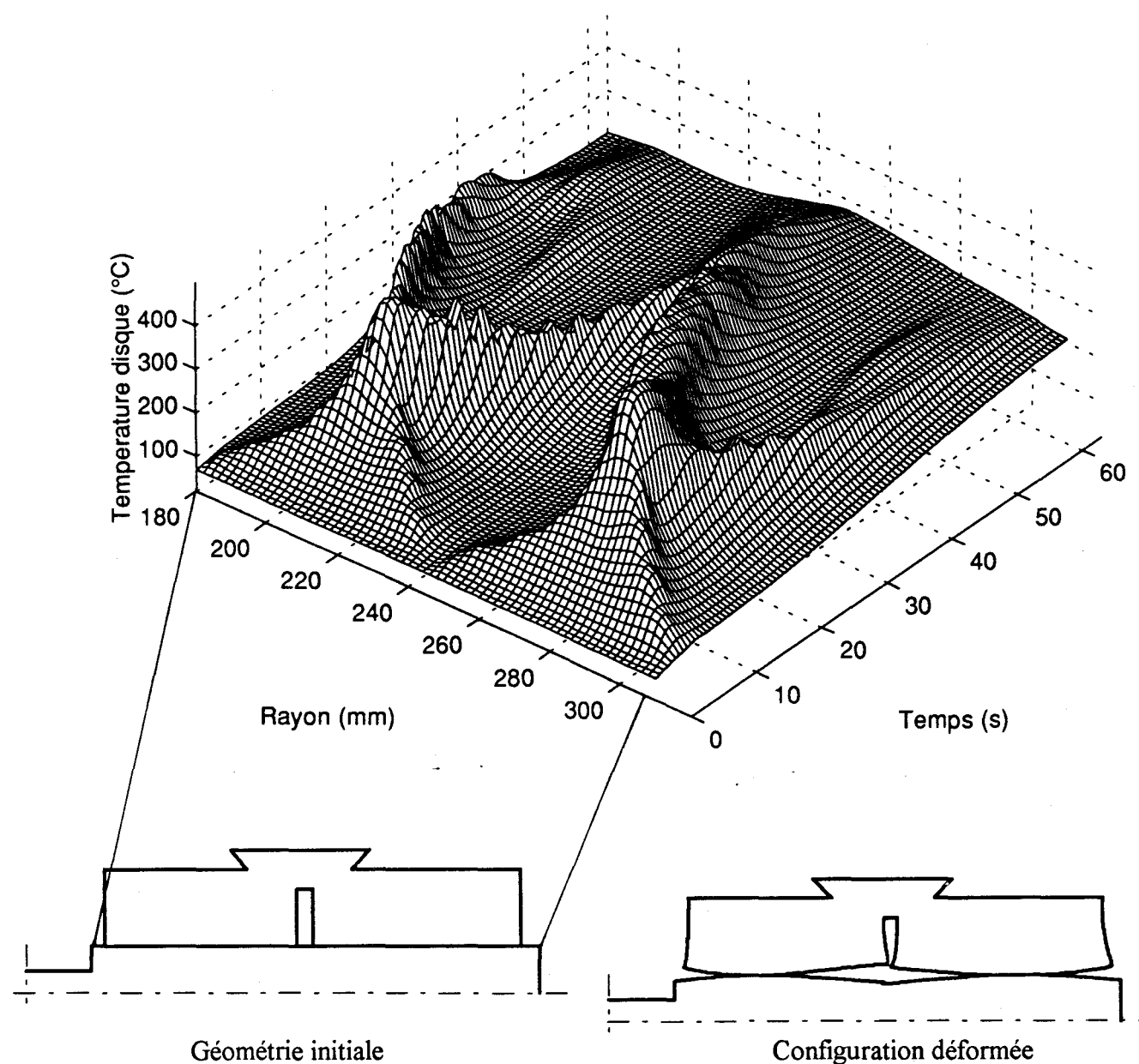


Fig. 70a - Evolution dans le temps et suivant le rayon de la température du disque

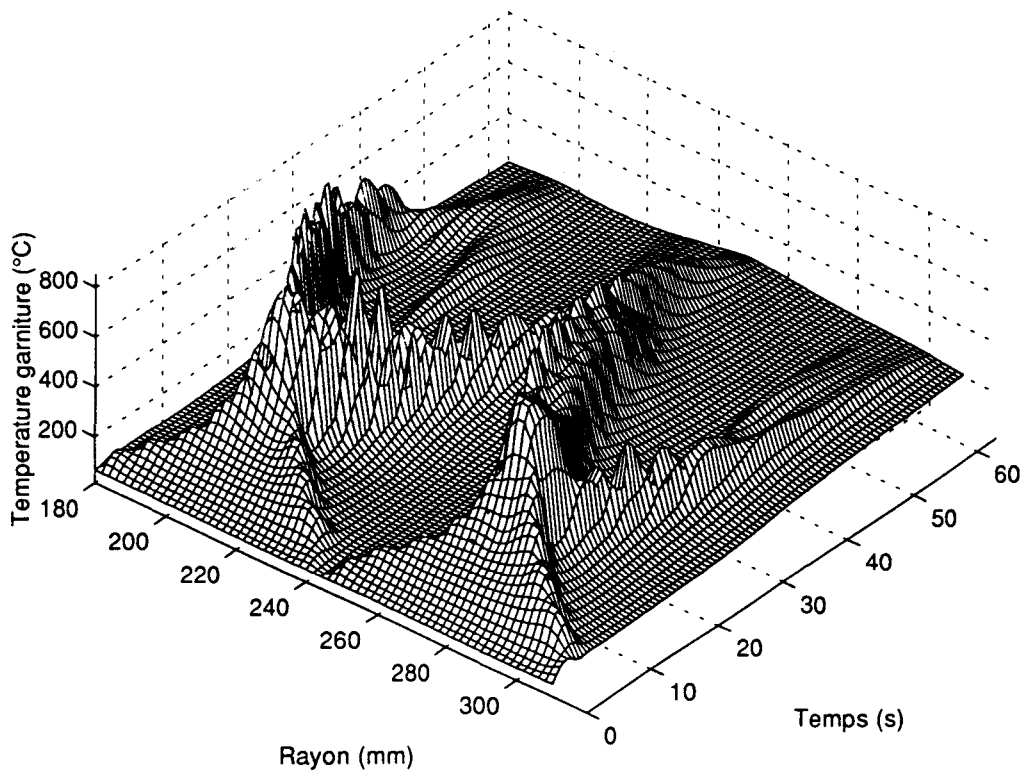


Fig. 70b - Evolution dans le temps et suivant le rayon de la température de surface de la garniture

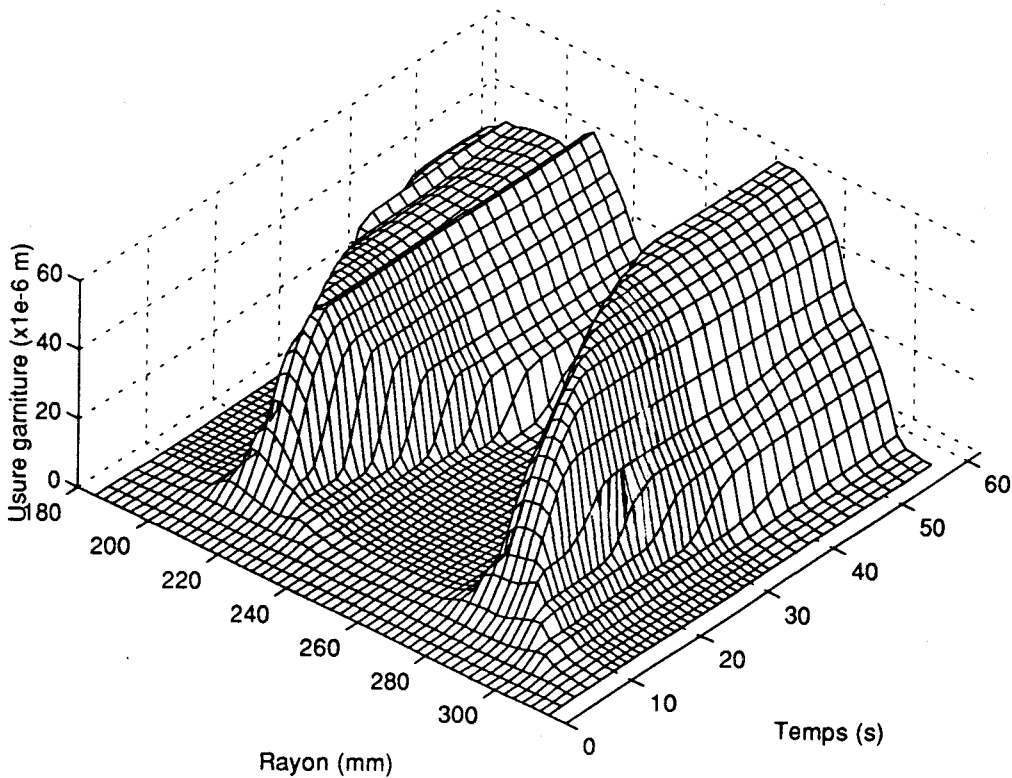


Fig. 70c - Evolution dans le temps et suivant le rayon de l'usure de la garniture

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

Durant le début du freinage, la zone de contact devient de plus en plus réduite jusque 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 composants. Celles-ci sont différentes selon les températures, mais également selon leur situation près et loin des surfaces libres d'échange avec l'extérieur (cf. schéma amplifié de la déformation et figure 71).

Après environ 15s, l'usure intervient et le champ de pression se déplace latéralement de part et d'autre de la zone initiale de contact. La température commence à décroître doucement.

Elle diminue ensuite plus rapidement avec la baisse de la puissance de freinage dans le temps, comme pour les températures moyennes du module thermique. La variation des surfaces de contact se poursuit avec un cumul des phénomènes d'usure et de la baisse des dilatations thermiques.

L'évolution de la distribution de la pression de contact au cours du temps, présentée sur la figure 71 illustre bien la dépendance de ces phénomènes.

• Evolution du contact:

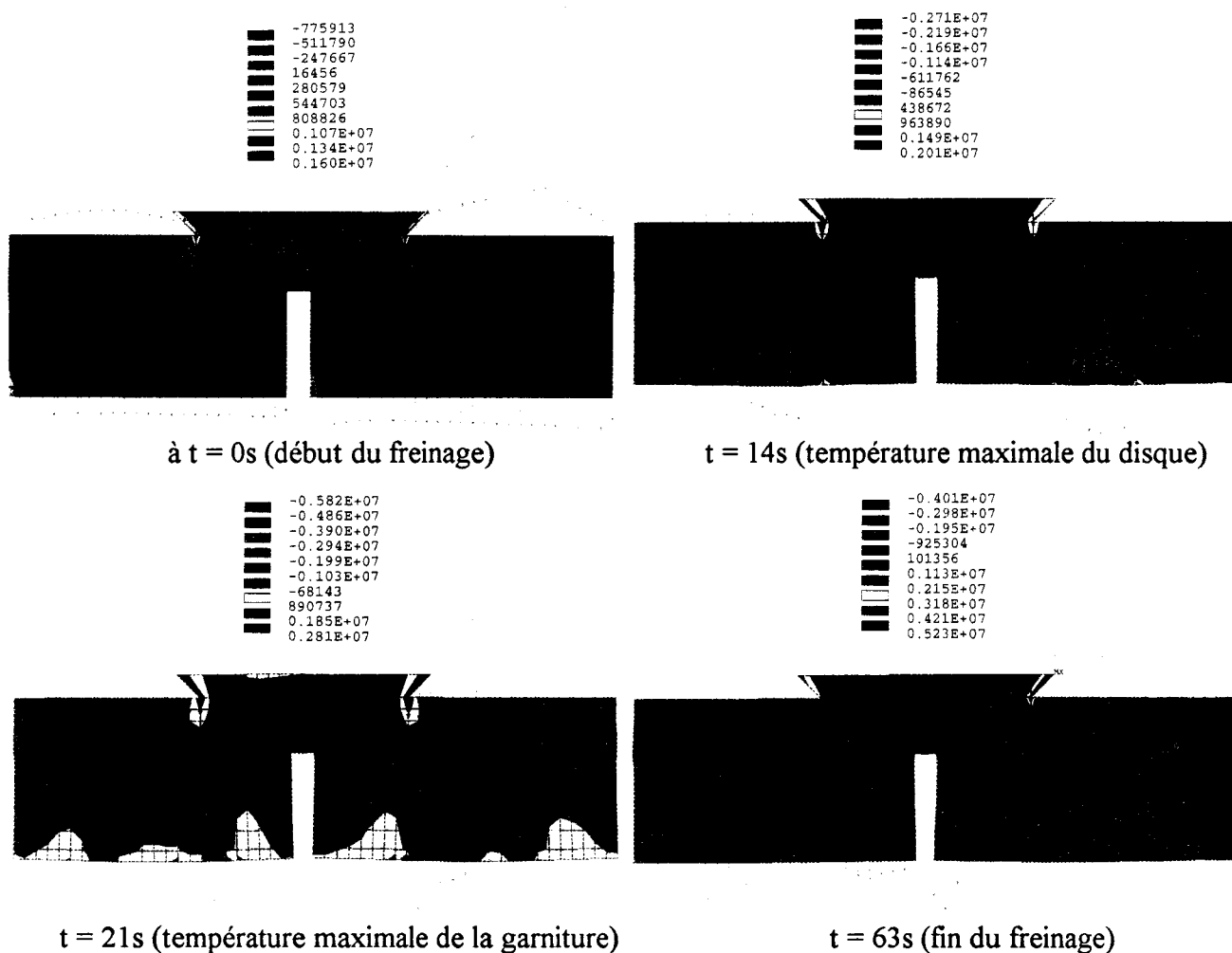


Fig. 71 - Distribution des contraintes normales dans la garniture à 4 instants du freinage (en $N.m^{-2}$)

La répartition de pression n'est pas tout à fait uniforme à $t=0s$ malgré un contact complet de la garniture. Ceci est dû à l'application de la pression non uniforme du porte garnitures sur la face arrière de la garniture. L'influence de la sous-couche élastique de la garniture entre le matériau de friction et la queue d'aronde adoucit néanmoins la distribution grâce à son élasticité très grande.

A 14s commence à intervenir l'usure qui rend la distribution des réactions moins "parabolique" que précédemment.

• Représentation surfacique des températures du disque:

La représentation des températures sur toute la surface du disque est décrite sur la figure 72, en retraçant sur chaque position angulaire la répartition radiale des températures. Pour une meilleure lisibilité, les échelles de température sont différentes sur chaque figure. 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 au banc.

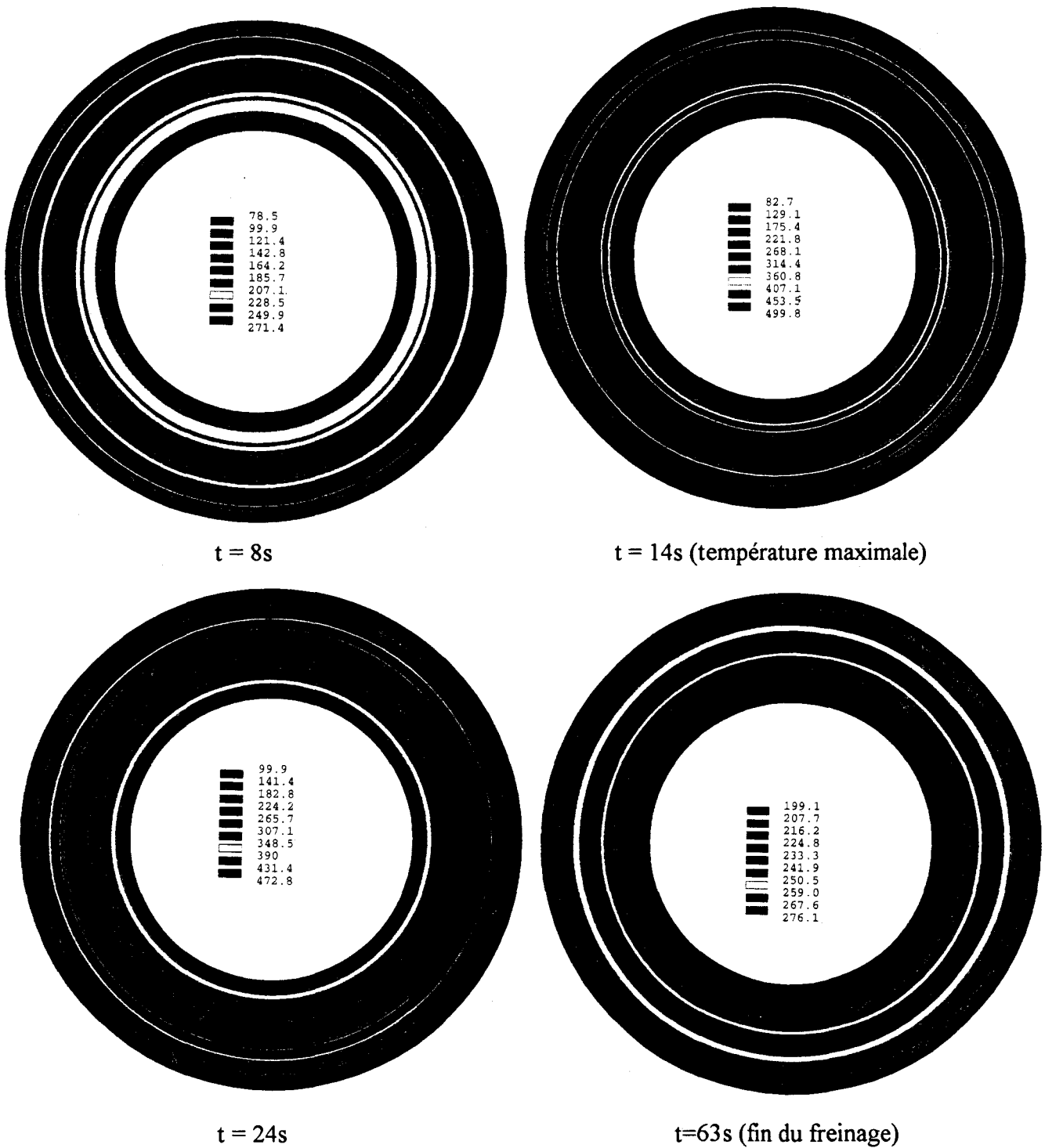


Fig. 72 - Représentation surfacique des températures du disque à différents instants du freinage

La température est supérieure sur l'anneau de contact extérieur en raison du flux plus important dissipé, dû à la pression d'application légèrement plus élevée vers l'extérieur (porte-garnitures). La configuration initiale était supposée vierge avec des géométries parfaitement planes.

Pour le freinage considéré, apparaissent 2 cercles de feu de part et d'autre de la queue d'aronde, qui vont ensuite tendre à se déplacer dans la seconde partie du freinage, notamment vers le centre du disque. Les portées intérieure et extérieure de contact de la fin du freinage n'engendrent pas de déplacement des cercles chauds en raison de la puissance qui tend vers zéro. De plus, ces pressions sont moins concentrées, le disque se dilate moins près des bords intérieur et extérieur (effet de "bombage" vers le centre).

- Distribution interne des températures:

La distribution des températures dans l'épaisseur du disque et de la garniture est décrite sur la figure 73a à l'instant de la température maximale du disque (14s), et sur la figure 73b à différents instants du freinage sur le rayon de température maximale. L'épaisseur zéro de la figure 73b correspond à l'interface disque/garniture.

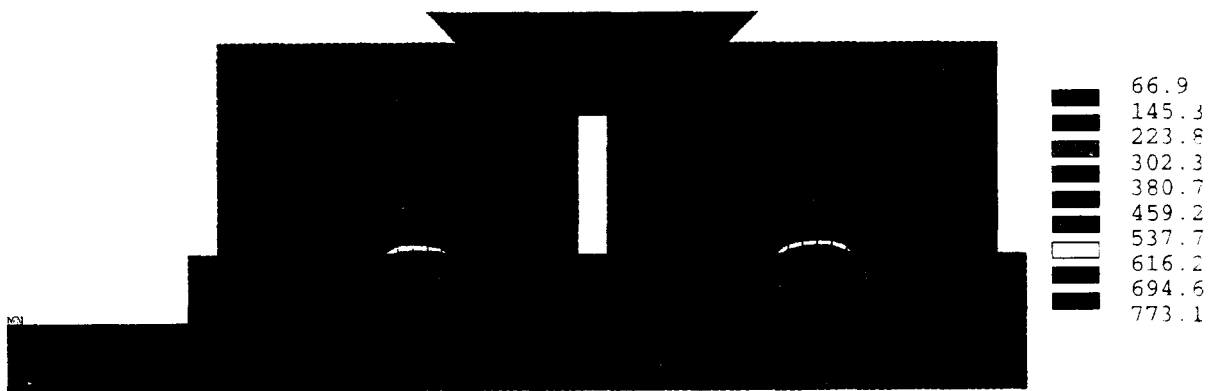


Fig. 73a - Distribution des températures disque/garnitures à t=14s

Le gradient d'interface augmente fortement durant le freinage pour tendre vers 0 vers la fin. A 14s est observée la température maximale sur le disque et à 21s sur la garniture. Ceci s'explique par le fait qu'à 21s l'usure a déjà fortement modifié la surface de contact qui se trouve légèrement décalée avec une distribution de pression concentrée sur des surfaces faibles (cf. figure 71c).

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 le flux de freinage à dissiper est désormais nul. La garniture transmet un flux au disque par le gradient bien que limité 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.

Sur l'arrière de la garniture, les distributions de température sont moins continues de par les différences de matériaux (sous-couche, plaque de fixation).

Il peut sembler curieux qu'à 21s le gradient interne de la garniture soit supérieur à celui qui apparaît à 14s, mais les rayons correspondants sont cependant différents.

- Sensibilité de l'incrément de temps entre les résolutions statiques:

Le choix du pas de temps entre les calculs de contact doit être suffisamment faible pour reproduire fidèlement les évolutions des surfaces de contact et de la distribution des pressions. Néanmoins, un incrément temporel élevé est favorable à une réduction sensible du temps de calcul.

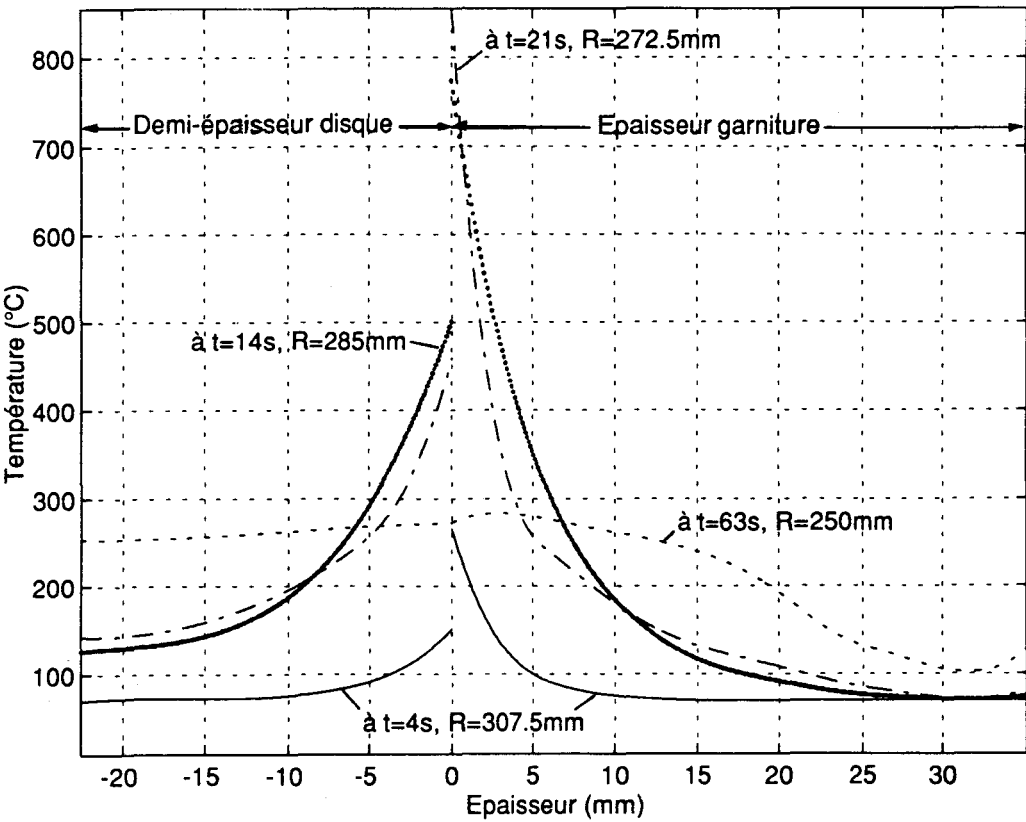


Fig. 73b - Distribution axiale des températures à différents instants du freinage

Selon l'intensité des freinages, les usures et les dilatations thermiques sont plus ou moins importantes et favorisent par conséquent des champs de pression plus ou moins localisés et variables dans le temps. Ainsi, pour des applications à faible énergie, l'incrément temporel minimal entre les résolutions statiques peut atteindre les 4 à 6s. Dans le cas des hautes énergies, l'incrément doit être petit durant les périodes de forte variation des surfaces de contact, c'est à dire au début du freinage et lorsque la température est la plus élevée. L'incrément temporel peut nécessiter d'être fixé à 1s voire moins si l'on veut reproduire intégralement les phénomènes durant ces périodes. L'adjonction d'un critère permettant de faire varier cet incrément présenterait une amélioration intéressante vis à vis des temps de calcul. Ce critère peut être basé sur l'énergie et la puissance dissipées et sur l'augmentation de température de l'incrément thermique courant, etc.

Un exemple de sensibilité du pas de temps de calcul statique de contact est donné dans le tableau 13, pour le freinage précédemment décrit.

Pas de temps de la résolution statique (s)	0.5	1	2	4	6
Température maximale (°C)	497.3	498.2	499.9	501.8	505.6
Temps correspondant (s)	13.5	14	14	20	24
Rayon correspondant (mm)	285	285	285	280	280

Tableau 13 - Sensibilité du pas de temps de la résolution statique (avec contact)

Il permet de constater que même si les niveaux de températures varient peu, le comportement devient différent quand l'incrément augmente. Les surfaces de contact varient différemment, de façon moins continue, les températures maximales sont alors obtenues sur des rayons et à des temps différents, etc. D'après le tableau 12, et pour le freinage étudié ici, le pas maximal admissible est de 2s durant les phases de fortes variations des champs de pression.

- Comparaison de différents niveaux de résolution:

La figure 74 représente l'évolution de la température du disque sur le rayon où le maximum est atteint, pour différents niveaux de résolution correspondant à des hypothèses plus ou moins "fortes".

Pour l'algorithme thermomécanique, sont comparées trois approches: sans et avec usure avec la distinction dans le second cas entre l'introduction d'un critère d'usure fonction de l'énergie dissipée ou dépendant de la température. Sont également comparées les évolutions de la température moyenne obtenues avec l'algorithme thermomécanique et avec le module thermique seul (pression uniforme).

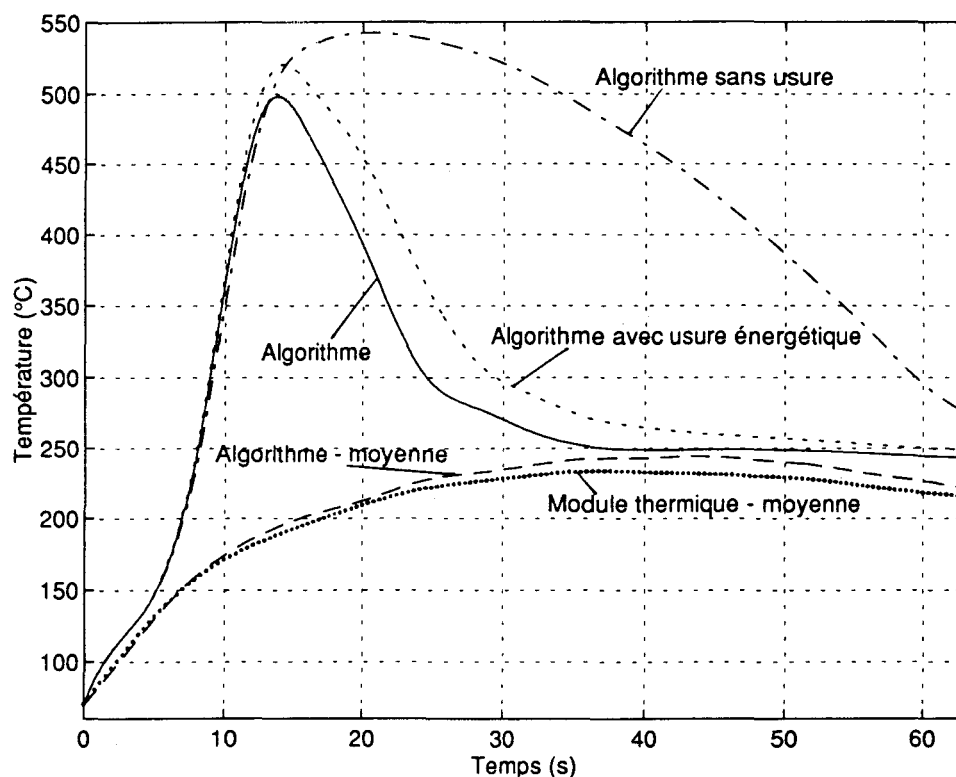


Fig. 74 - Evolution de la température maximale pour différents niveaux de résolution

On retrouve l'influence non négligeable de l'usure non seulement sur le maximum atteint mais également sur le comportement en fin du freinage, où la chute de température correspond à une perte du 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. Au contraire, si l'usure intervient, le contact est perdu et la portée varie.

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.

La différence entre un critère d'usure uniquement énergétique et dépendant de la température est peu sensible sur le comportement thermomécanique.

On note logiquement une très grande différence sur les températures entre l'algorithme et l'hypothèse de pression uniforme correspondant à la notion de température moyenne.

Le tracé de la moyenne surfacique des températures obtenues par l'algorithme donne des valeurs proches du calcul avec hypothèse de pression uniforme avec néanmoins une évolution un peu plus rapide en début de freinage due aux gradients thermiques très élevés atteints rapidement. La différence est maintenue par la suite avec la variation des portées de contact qui augmente la taille des surfaces de température élevée.

b) Influence de l'usure

L'influence de l'usure et de sa formulation a déjà été présentée sur la figure précédente en terme d'évolution de la température maximale sur le disque. La figure 75 permet de mieux situer son influence sur les variations de portées de contact et leurs conséquences directes sur les variations de températures en surface du disque.

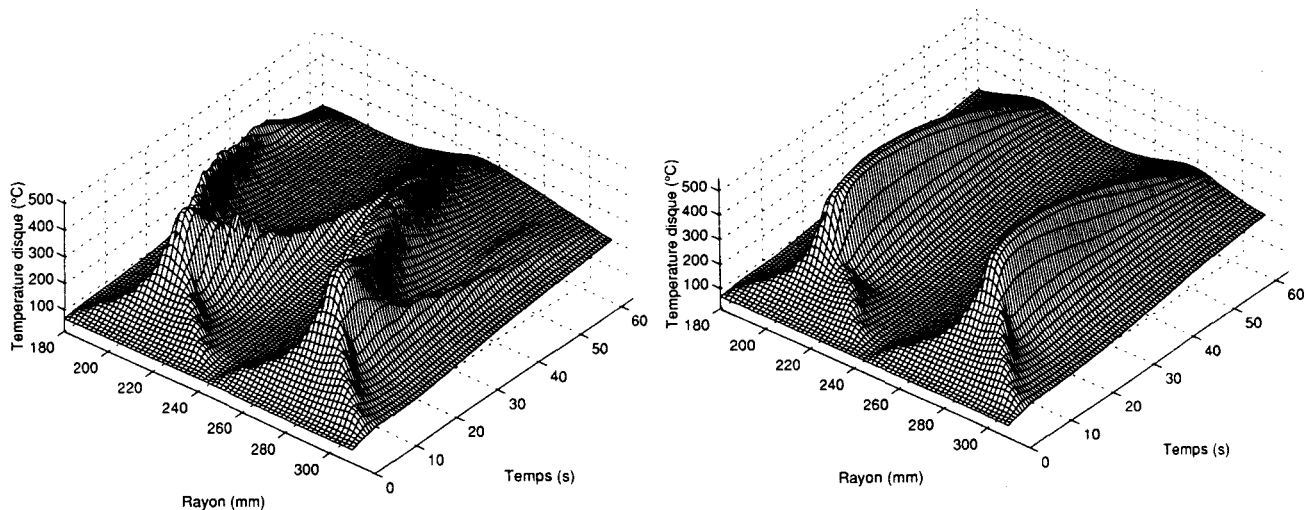


Fig. 75 - Comparaison de l'influence de la formulation de l'usure sur les températures (usure énergétique à gauche et sans usure à droite).

Pour une formulation uniquement fonction de l'énergie dissipée, la température maximale est un peu plus élevée que dans le cas où l'usure varie avec la température (515°C contre 499°C). En effet, pour la prise en compte énergétique, l'usure est minorée pour les hautes températures, c'est à dire sur les surfaces les plus sollicitées, ce qui aplanit la surface de contact et améliore par conséquent la distribution de pression. Le comportement est cependant presque identique au cas de la variation avec la température (cf. figure 70a), avec uniquement une surface totale de contact moins étendue en fin de freinage pour les mêmes raisons qu'évoquées ci-dessus.

Le cas sans usure n'entraîne pas de déplacements des zones de contact. La température maximale est logiquement plus élevée (543 °C) et décalée dans le temps.

La formulation de l'usure pourrait être encore améliorée, mais sa caractérisation demande de nombreux essais avec un nombre de paramètres variables important.

Il en est de même pour la détermination des caractéristiques thermiques et mécaniques des matériaux ainsi que de leur évolution en fonction de la température dont la sensibilité est décrite ci-dessous.

c) Sensibilité des caractéristiques du matériau de la garniture

Les caractéristiques aussi bien thermiques que mécaniques des disques varient peu d'un acier à l'autre. Nous nous intéresserons plutôt à celles de la garniture dont la plage de variation est relativement élevée. Elles peuvent être également plus facilement ajustées par exemple par modification de la formulation chimique ou du process de fabrication.

- La sensibilité de chaque caractéristique est étudiée séparément, en la fixant tout d'abord constante avec la température à sa valeur initiale (20°C), puis en faisant varier cette valeur (figure 76).

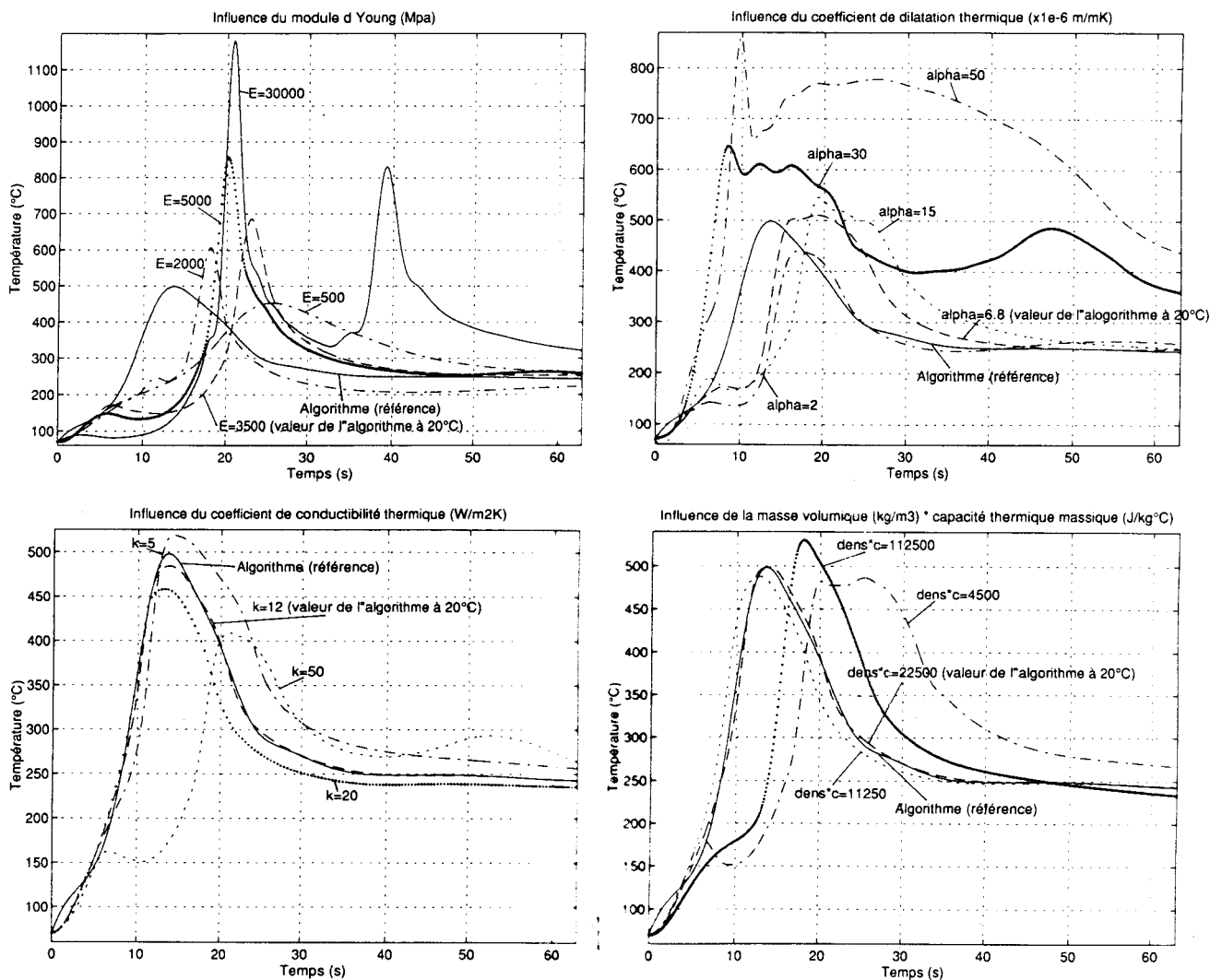


Fig. 76 - Sensibilité des caractéristiques du matériau de la garniture
(valeurs prises constantes avec la température)

- L'introduction de la variation du **module d'Young** avec la température est particulièrement sensible sur les résultats. S'il est fixé constant à sa valeur initiale, la température maximale est non seulement supérieure de plus de 200°C par rapport à l'algorithme de référence, mais son évolution est différente avec une élévation plus tardive. Ceci en raison des variations de contact plus intenses liées à la rigidité plus grande à haute température.

Plus le module d'Young augmente, plus la température croît rapidement et plus les variations s'intensifient. Les zones de contact sont très réduites et l'usure locale augmente avec la température.

La diminution du module d'Young aplanit au contraire les surfaces de contact. Les évolutions sont moins variables et les maxima plus faibles. L'évolution n'est pas représentée sur le graphe, mais si le module est faible et chute encore avec la température, le gain est substantiel et l'on s'approche de l'uniformité des températures de surface.

Même pour un module d'élasticité plus faible, de 2000 Mpa, les températures maximales sont supérieures à celles de l'algorithme, ce qui dénote encore de l'importance de son évolution avec la température. Ainsi, même pour des freinages plus "sévéres", les valeurs obtenues restent cohérentes, grâce à un contact qui s'aplanit aux hautes températures par la chute du module d'Young et par une augmentation de l'usure.

Un exemple est donné sur la figure 77 pour un freinage d'arrêt à 300 km.h⁻¹ avec une décélération de 1m.s⁻² et une énergie totale de 13.9 MJ. La température maximale sur le disque est de 591°C et sur la garniture de 1035°C. De par l'énergie élevée, les variations s'intensifient, mais les maxima restent cohérents.

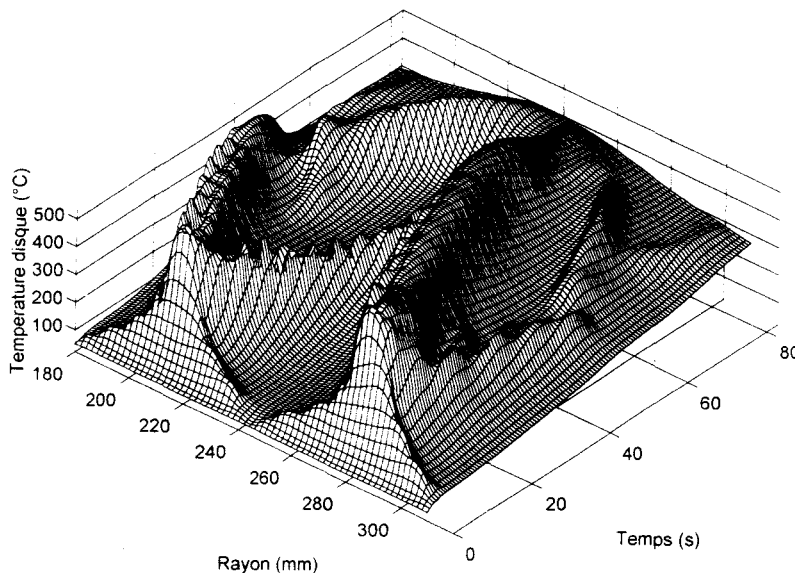


Fig. 77 - Evolution des températures le long du rayon du disque - Freinage à 300 km.h⁻¹, 13.9 MJ

- Lorsque le **coefficient de dilatation thermique** est introduit constant avec la température, le comportement varie quelque peu par rapport à l'algorithme de référence, surtout pour les temps d'obtention de la valeur maximale. Tout comme pour le module d'Young, son augmentation accélère la dynamique de contact avec des élévations de températures importantes. Sa diminution améliore logiquement les portées de contact et limite donc les températures.

- L'influence du coefficient de **conductivité thermique** de la garniture sur le comportement thermomécanique est moins sensible. Quand sa valeur augmente, la part de flux dissipé par la garniture croît, 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 garnitures dont l'échauffement risque d'augmenter dangereusement. Dans ce cas, la température sur la face arrière de la garniture doit être vérifiée. Il a ainsi pu être constaté sur certains véhicules, des déformations anormales du porte garnitures équipé de garnitures frittées de forte conductivité (supérieure à celle de l'acier).

- L'influence de la capacité thermique massique alliée à la masse volumique est faible si l'on considère que ces valeurs varient de façon limitée d'un matériau à l'autre.

Cette étude de sensibilité montre que des valeurs élevées du module d'Young et du coefficient de dilatation thermique risquent d'être préjudiciables au comportement thermomécanique. Mais elle indique à l'opposé, qu'il existe encore une marge importante de progression des matériaux de friction pour atteindre un comportement idéal, symbolisé par une pression de contact uniforme et constante.

La connaissance des caractéristiques des matériaux et de leurs variations est particulièrement importante si l'on veut approcher de façon réaliste le comportement thermomécanique du couple de freinage. Les résultats obtenus dans le cas où les caractéristiques du matériau de la garniture n'évoluent pas avec la température ont été tracés sur la figure 78 et comparés avec le cas de référence. Les valeurs pour le disque ne sont pas modifiées.

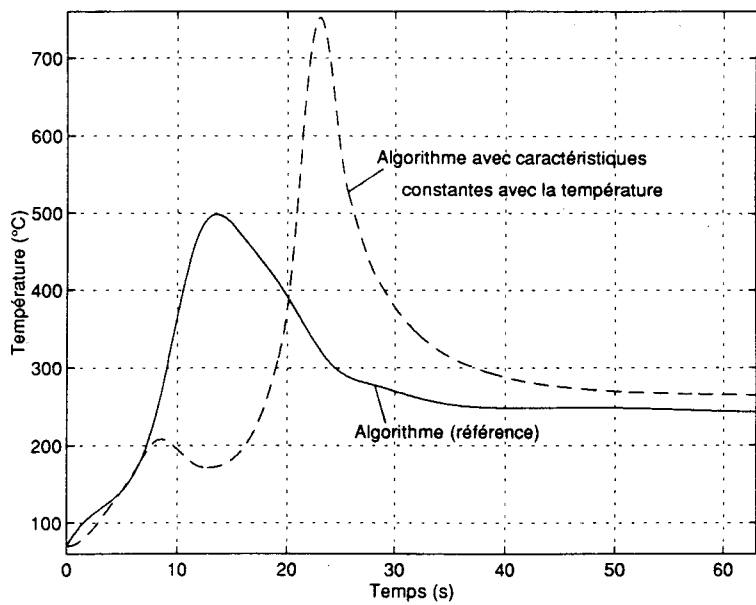


Fig. 78 - Sensibilité de l'évolution des caractéristiques de la garniture avec la température

La sensibilité plus ou moins grande de chaque caractéristique peut dépendre du matériau. Ainsi, il a pu être mis en évidence pour un matériau composite différent de celui étudié ci-dessus et notamment plus élastique, la plus forte influence encore du coefficient de dilatation thermique [DUF¹ 95].

d) Dynamique de variation de portée: succession de freinages

Dans le cas de freinages successifs, les configurations résultantes des fins de freinages comprennent des zones plus ou moins usées qui initieront le début du contact du freinage suivant. Sur la figure 79 est représentée la succession de trois freinages à différentes vitesses et à différentes pressions décrits dans le tableau 14.

La géométrie initiale est supposée non usée, avec des surfaces de friction parfaitement planes pour le premier freinage.

N° freinage (référence)	Vinitiale (km.h ⁻¹)	Décélération (m.s ⁻²) (Effort par face (N))	Durée (s)	Energie (MJ) (4tonnes par disque)	Température ambiante (°C)
1 (FA120)	120	0.95 (12517)	35	2.22	20
2 (FA160)	160	0.966 (12698)	46	3.95	20
3 (FA220)	220	0.97 (12749)	63	7.47	20

Tableau 14 - Caractéristiques des freinages successifs

Les résultats montrent que le comportement varie très sensiblement selon les zones initiales de contact. Si celles-ci se situent près des contours géométriques (surfaces libres), elles vont changer rapidement de par l'importance des dilatations (voir second et troisième freinage). Les déplacements des cercles de feu sont très nets tout comme ils le sont sur banc d'essai.

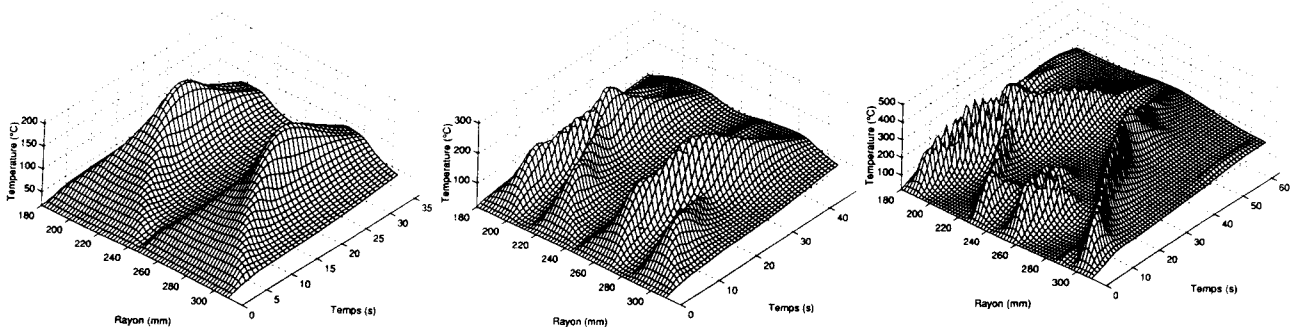


Fig. 79a - Evolution des températures de surface du disque pour les freinages successifs

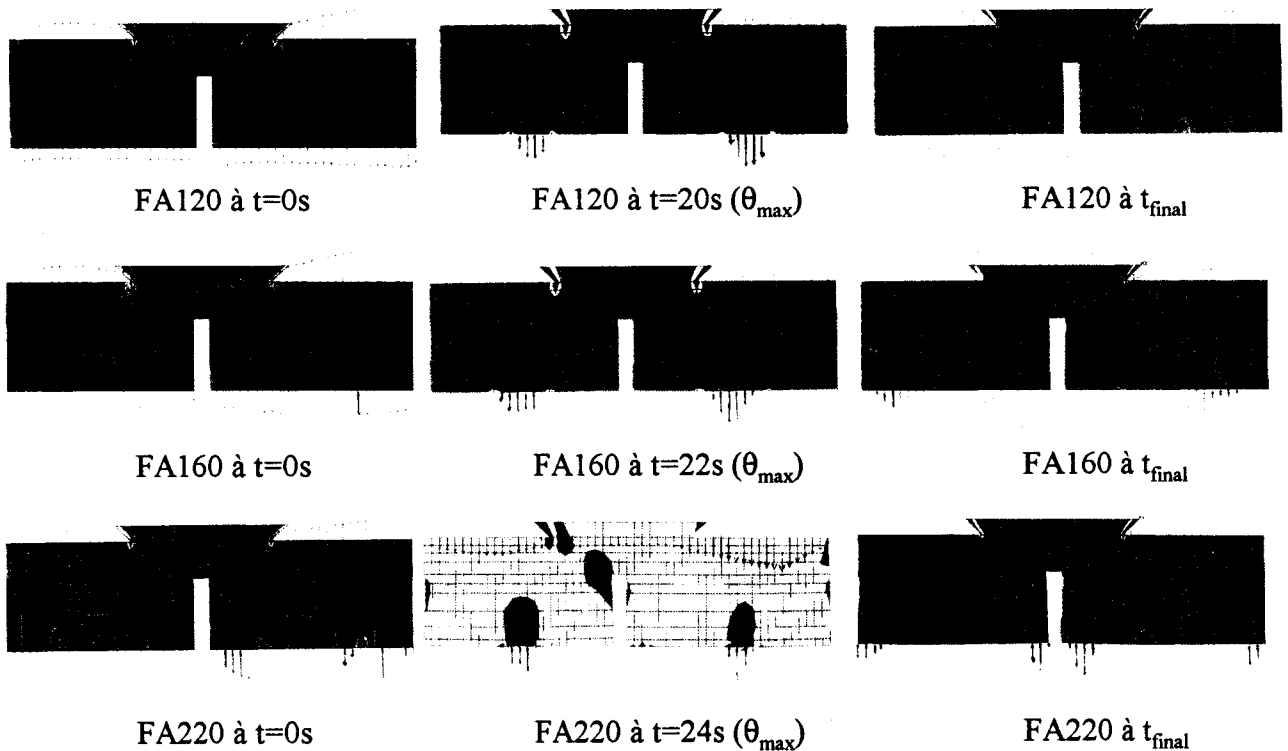


Fig. 79b - Evolution des réactions de contact pour les freinages successifs FA120 - FA160 - FA220

Des résultats complémentaires sont décrits lors de la comparaison expérimentale du paragraphe suivant.

Le premier freinage d'une faible intensité entraîne peu de variations des surfaces de contact (usure faible): celles-ci sont à peine visibles sur l'évolution des températures (flux faible en fin de freinage). Cependant cette usure même limitée, influence la distribution de pression initiale du freinage suivant. Rapidement, les dilatations thermiques ramènent la portée centrée de part et d'autre de la queue d'aronde. En effet les zones les plus éloignées des surfaces libres se dilatent le plus. Le maximum de température est alors observé un peu plus tard. L'usure modifie de nouveau les portées et les deux cercles de feu vont se diffuser légèrement.

On retrouve un comportement similaire pour le dernier freinage, amplifié de par le niveau d'énergie plus important.

e) Comparaison expérimentale

• **Disque:**

Les mesures expérimentales sur banc d'essai ont été réalisées à l'aide d'une caméra infrarouge qui balaye en mode ligne le disque le long du 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 (cf. § II).

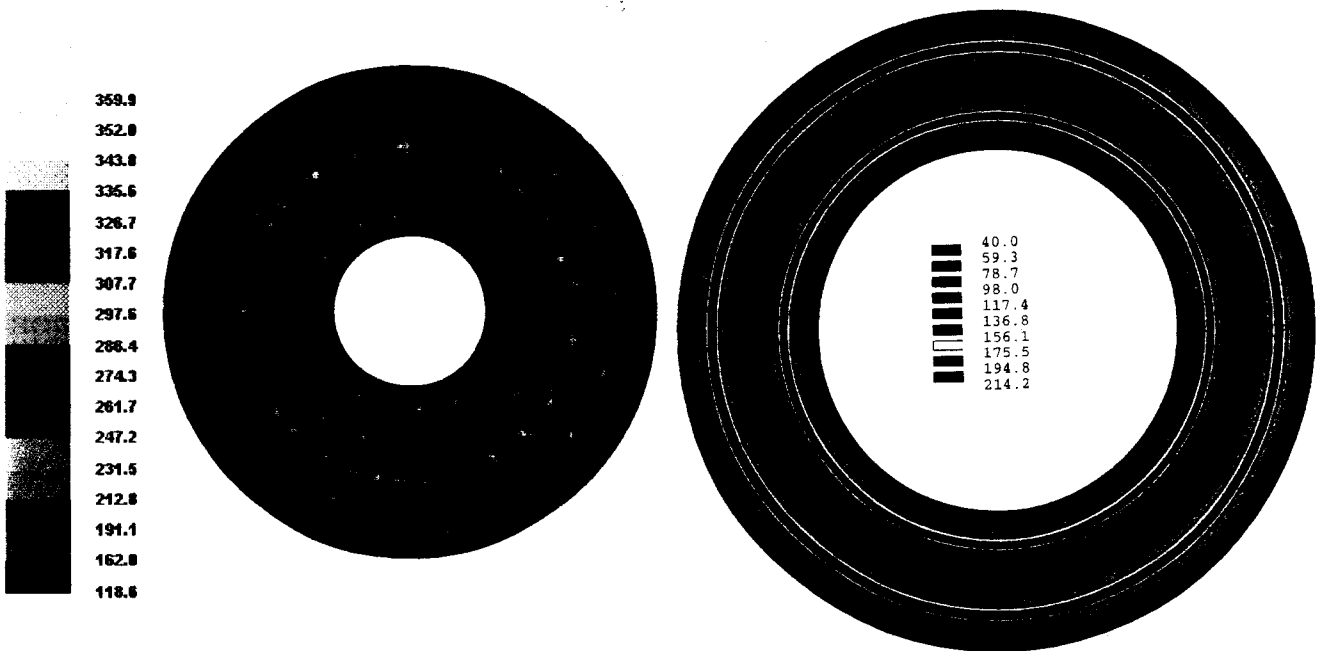
La comparaison peut être faite sur l'évolution des températures et indirectement sur la dynamique de contact symbolisée par les "cercles de feu".

La figure 80a décrit les thermographies expérimentales pour la série de freinages identique à celle définie précédemment et dont les résultats numériques sont rappelés pour comparaison.

Les suivis des températures expérimentales durant les freinages sont comparés avec les évolutions numériques, à titre tout d'abord qualitatif afin de comparer les variations de portées.

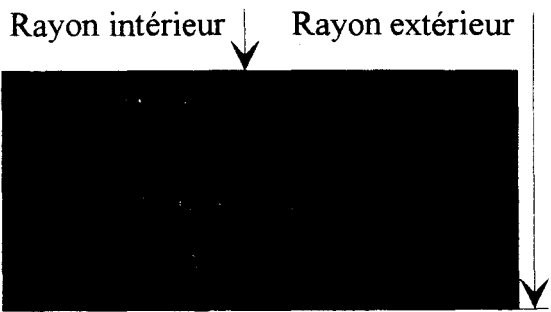
Figurent ensuite les comparaisons des distributions des températures à l'instant de la température maximale.

Tel qu'il a été défini initialement, l'approche est bidimensionnelle et les effets angulaires ne sont pas considérés. La comparaison des températures obtenues sera dès lors effectuée avec les moyennes angulaires des thermographies expérimentales. Ce qui donne une valeur moyenne par rayon directement comparable avec les valeurs numériques.

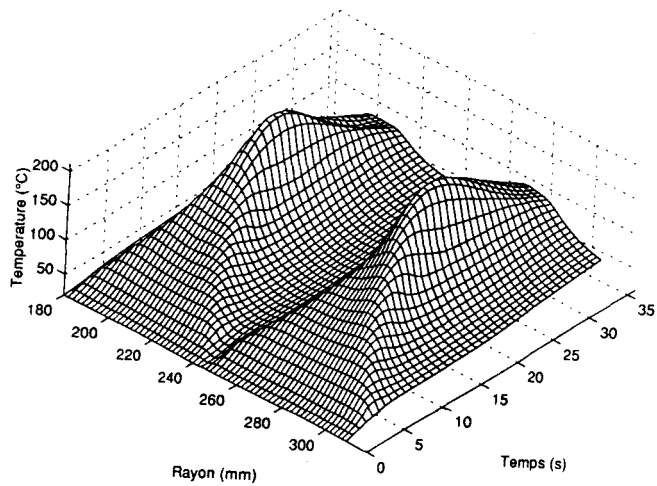


FA120 - Distribution expérimentale à t=20s
 $\theta_{\max}=197^{\circ}\text{C}$ moyennée sur R=262mm

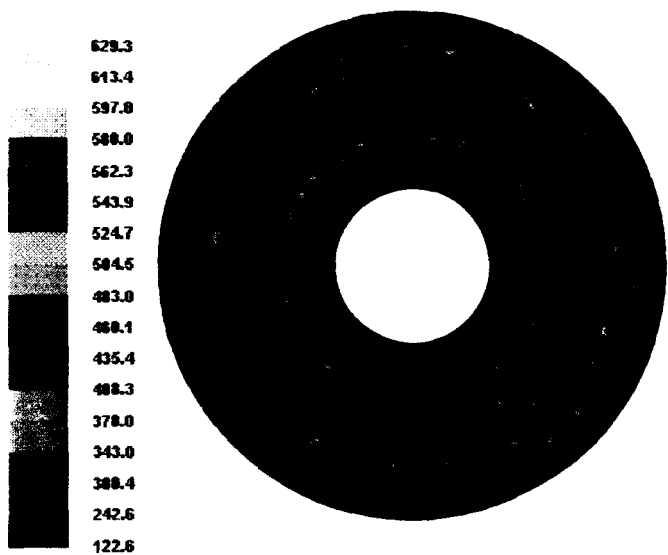
FA120 - Distribution numérique à t=20s
 $\theta_{\max}=214^{\circ}\text{C}$ sur R=275mm



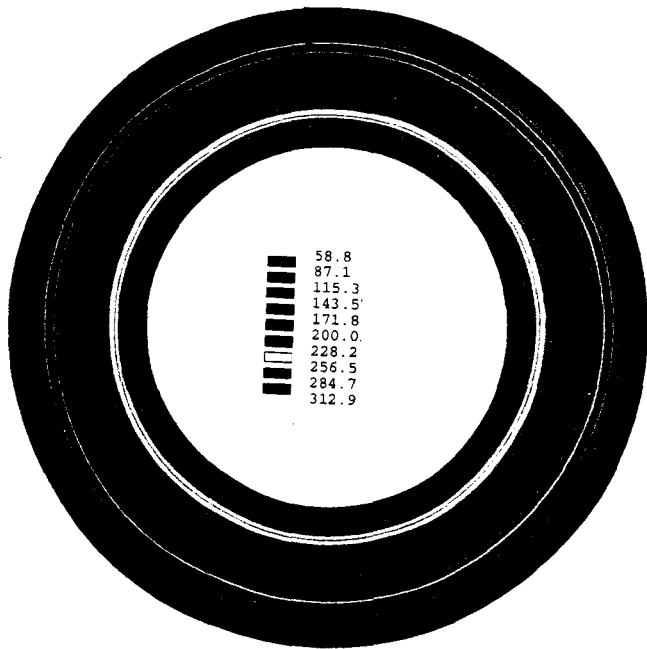
FA120 Suivi expérimental



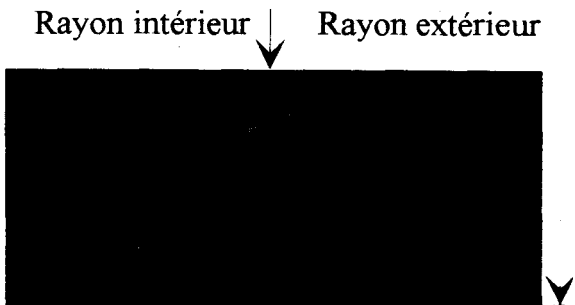
FA120 Evolution numérique des températures



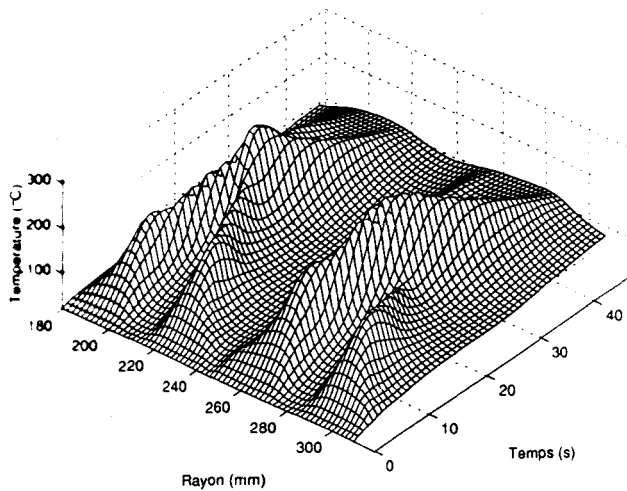
FA160 - Distribution expérimentale à t=18s
 $\theta_{\max}=283^{\circ}\text{C}$ moyennée sur R=282mm



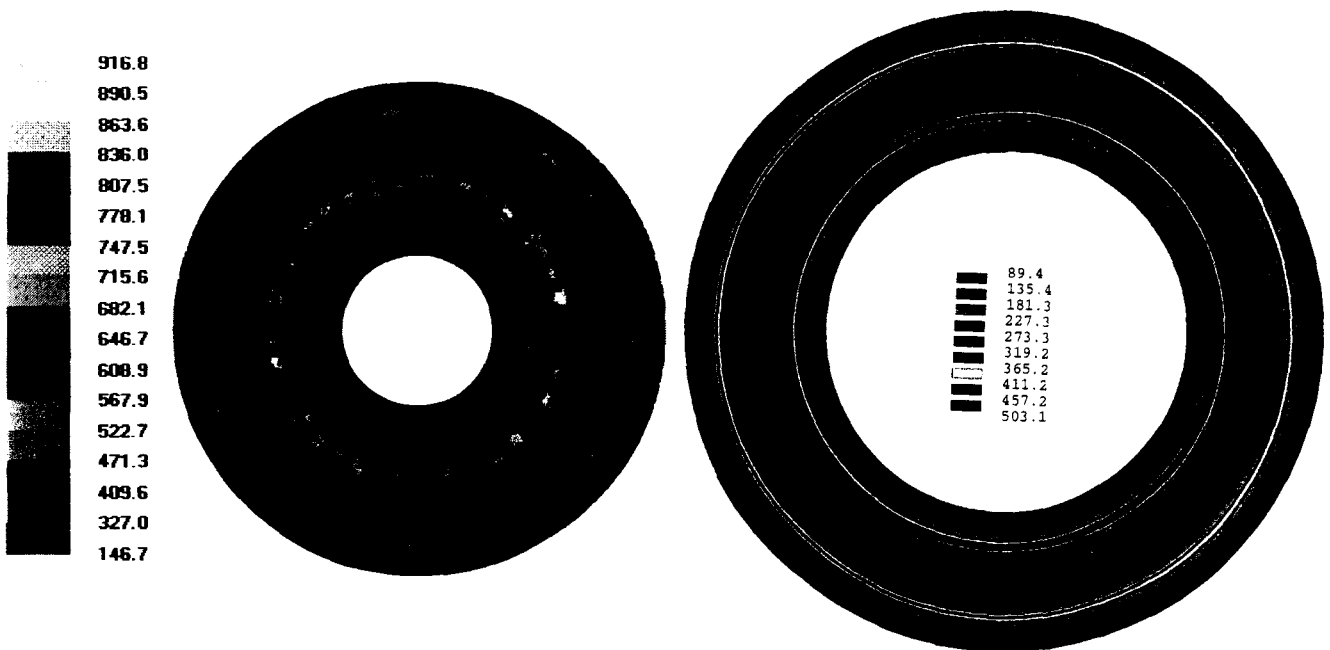
FA160 - Distribution numérique à t=22s
 $\theta_{\max}=313^{\circ}\text{C}$ sur R=275mm



FA160 Suivi expérimental

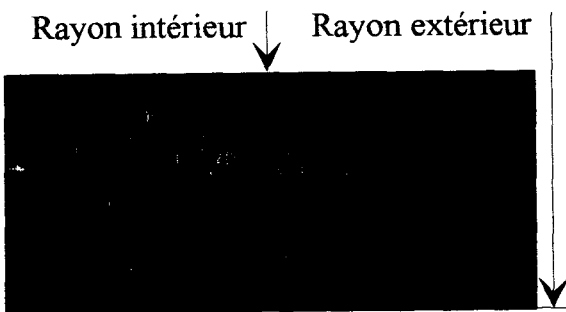


FA160 Evolution numérique des températures

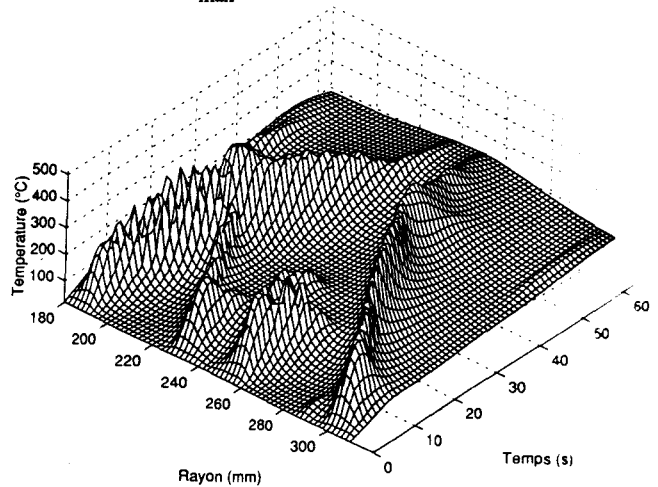


FA220 - Distribution expérimentale à $t=21.8s$
 $\theta_{max}=485^{\circ}C$ moyennée sur $R=234mm$

FA220 - Distribution numérique à $t=24s$
 $\theta_{max}=503^{\circ}C$ sur $R=215mm$



FA220 Suivi expérimental



FA220 Evolution numérique des températures

Fig. 80a - Distributions des températures du disque, comparaison numérique / expérimental

Les déplacements des cercles de températures élevées sont assez proches, et indiquent que la variation des surfaces de contact est assez bien reproduite. Les températures maximales observées sont relativement similaires, toujours un peu surévaluées dans les résultats numériques. Ceci peut s'expliquer par différents points:

- L'imprécision de la connaissance des caractéristiques des matériaux, tout particulièrement leur évolution en fonction de la température, ainsi que leur valeur près de la surface où la couche superficielle est fortement transformée.
- Une connaissance encore insuffisante des paramètres d'influence de l'usure.
- Les différentes imperfections non introduites numériquement (configuration initiale imparfaite, etc).
- L'imprécision des mesures expérimentales (cf. § 2.2.1).

Pour le freinage à $120km.h^{-1}$ deux cercles principaux de température élevée se développent rapidement pour ne plus varier jusqu'à la fin du freinage. Expérimentalement on retrouve le même phénomène avec

des zones complémentaires de contact plus diffuses issues visiblement de la géométrie initiale imparfaite non introduite dans le calcul. Le calcul de contact indique une variation des surfaces de réactions vers la fin du freinage, en raison de l'usure. Ce phénomène n'est pas visible sur les résultats thermiques en raison d'un flux très faible en fin de freinage. Cependant 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 durant l'application précédente. Les surfaces de contact évoluent ensuite rapidement au gré des dilatations thermiques, puis de l'usure, pour tendre vers deux cercles chauds centrés de part et d'autre de la rainure centrale. Ce comportement est vérifié numériquement, même si les variations de portée ne sont pas parfaitement similaires.

Pour le dernier freinage, la similitude est encore meilleure avec des variations de portées très voisines entre l'expérimental et le numérique. La température maximale se trouve vers l'intérieur, en alternance avec les freinages précédents en raison d'une usure cumulée vers le diamètre extérieur. La température demeure importante durant un temps assez long, avec une évolution des surfaces de contact.

Les évolutions sur le rayon de température maximale sont comparées sur la figure 80b.

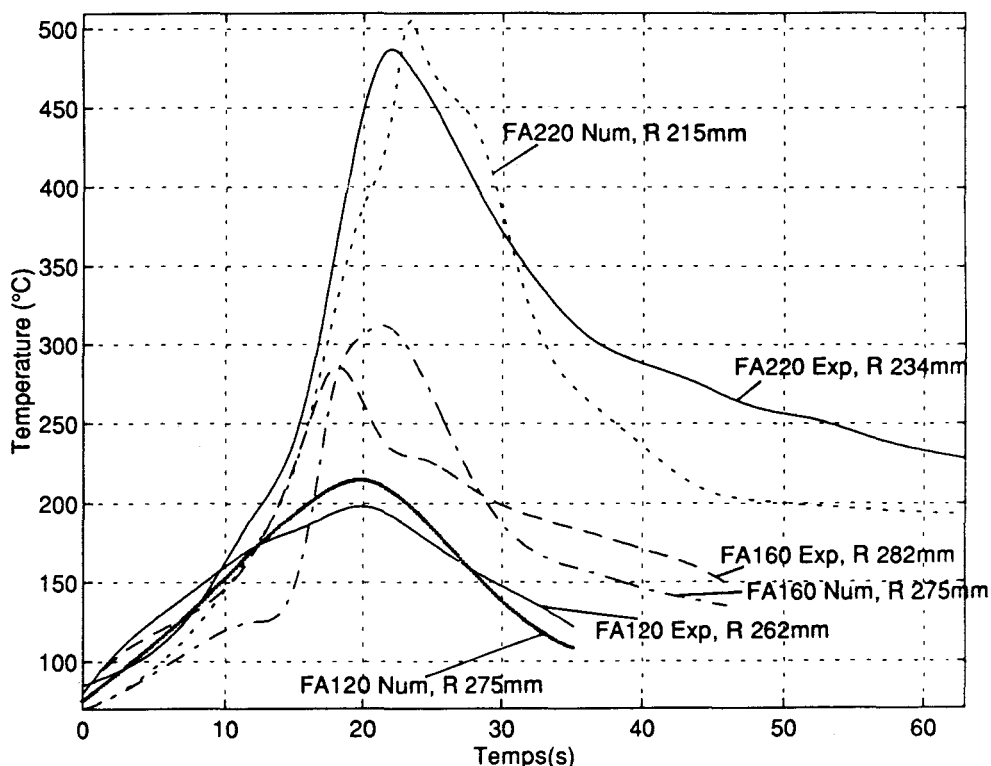


Fig. 80b - Evolution numérique/expérimentale de la température maximale du disque sur le rayon correspondant

La comparaison de l'élévation de température sur le rayon le plus sollicité pour les différents freinages (figure 80b), montre que les variations sont globalement plus nettes pour les résultats numériques, surtout pour les baisses de températures, signe d'une variation du contact probablement surestimée. Ceci peut provenir de l'usure peut être trop élevée ou encore du coefficient de dilatation thermique d'amplitude trop grande.

- **Garnitures:**

Les comparaisons avec les températures mesurées dans les garnitures sont plus délicates dans la mesure où seulement 12 valeurs ponctuelles sont connues et à 2.5 mm de la surface (exemple sur la

figure 81). Cela correspond néanmoins à une mesure dans chaque plot trapézoïdal. En ce qui concerne l'influence de l'usure, non seulement elle reste faible pour 3 freinages, mais la comparaison peut être effectuée avec réajustement de la profondeur mesurée puisque l'usure est introduite dans les modèles numériques. Chaque mesure est effectuée sur un rayon différent, ce qui donne une idée du comportement radial.

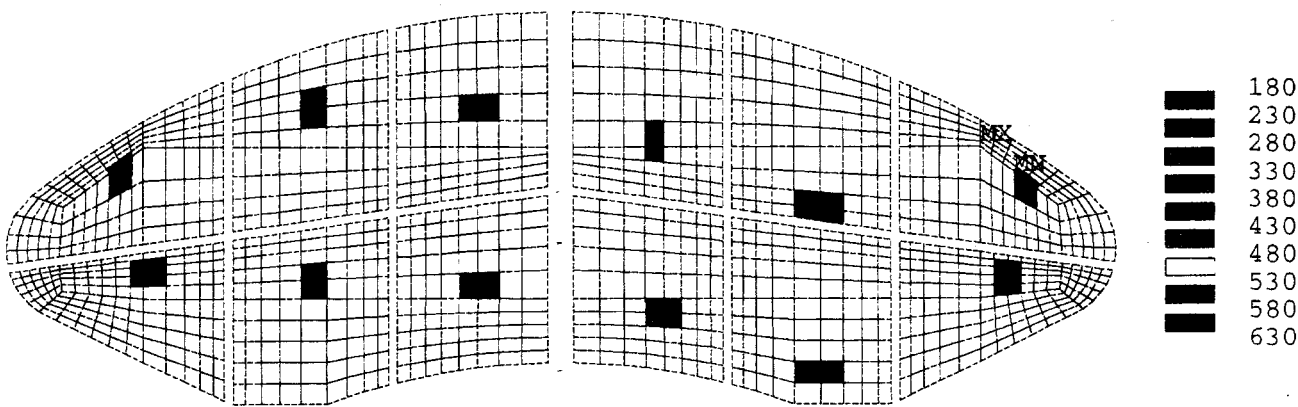


Fig. 81 - Exemple de résultat de mesure expérimentale des températures dans les garnitures par thermocouples noyés (à l'instant t=20s du freinage FA220 et à 2.5mm de la surface)

La distribution des températures mesurées par les thermocouples correspond généralement et logiquement aux mesures effectuées sur le disque. Ainsi, pour deux cercles de feu sur le disque, les thermocouples situés sur les rayons correspondant donneront les températures les plus élevées. Une comparaison des élévations de températures entre les approches numérique et expérimentale est décrite sur la figure 82.

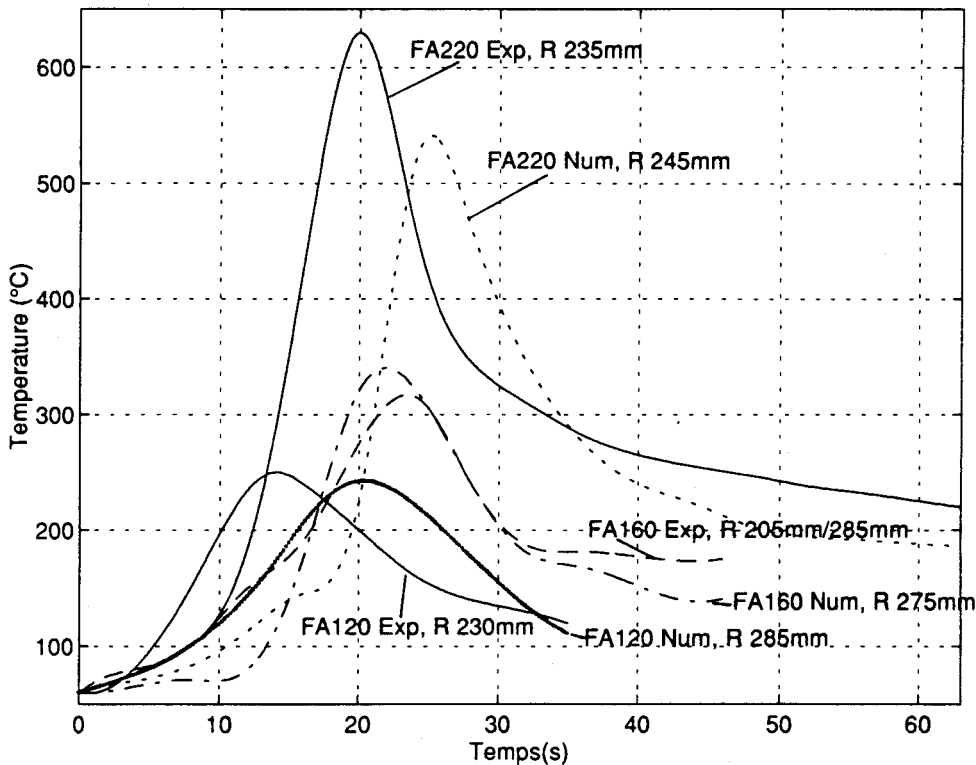


Fig. 82 - Comparaison expérimental / numérique des températures de la garniture à 2.5 mm de la surface

Même si les évolutions sont globalement similaires, des écarts sensibles peuvent être observés, avec selon les freinages des valeurs numériques supérieures aux mesures expérimentales ou inversement. Nous avons pu voir précédemment que les gradients de température sont très élevés en épaisseur dans la garniture près de la surface, ce qui favorise des erreurs importantes de mesure pour un écart de position faible des thermocouples noyés. Comme les valeurs maximales correspondent à des thermocouples différents d'un freinage à l'autre, les mêmes erreurs ne sont pas reproduites. Le nombre de thermocouples est également limité, ce qui ne permet pas une discrétisation fine des champs de température.

Plus généralement la mesure dans les garnitures est difficilement exploitable ponctuellement, mais plutôt en terme de moyenne, telle qu'elle l'a été lors de l'étude de la conductance thermique.

3.A.4 ALGORITHME THERMOMECHANIQUE: APPROCHE 3D

3.A.4.1 Motivations et méthodologie: couplage 2D/3D

L'approche 2D développée dans le paragraphe précédent a mis en évidence certaines limites qui nécessitent des approfondissements:

- Le cas d'une garniture de géométrie complexe rend très délicate son analogie bidimensionnelle nécessaire pour l'approche 2D présentée précédemment. La garniture du TGV-A et R composée de plots cylindriques fixés sur une tôle mince en est un parfait exemple (cf. figure 4).

Ceci nous a conduit à considérer la géométrie tridimensionnelle de la garniture dans l'algorithme thermomécanique. Pour le disque, l'hypothèse du flux angulairement uniforme lié au fait que les effets circonférentiels ne sont pas introduits est maintenue, ce qui rend son approche bidimensionnelle ou équivalente suffisante. La résolution bidimensionnelle axisymétrique s'applique au disque non ventilé alors que la notion bidimensionnelle équivalente correspond à des géométries ventilées pour lesquelles il est nécessaire de considérer un secteur angulaire antisymétrique de la période afin de respecter la géométrie, tout comme dans l'approche 2D.

L'amélioration géométrique de l'analyse tridimensionnelle concerne donc pour l'analyse thermique, exclusivement la garniture.

- Pour le calcul de contact, l'approche est tridimensionnelle afin de respecter la géométrie de la garniture inhérente à son élasticité. Dans le but de combiner ces impératifs tout en limitant les temps de résolution, l'architecture du calcul a été optimisée vers la méthode décrite sur la figure 83.

La distinction des modèles thermiques est impérative dans la mesure où le flux est appliqué uniformément dans le sens circonférentiel sur le disque alors qu'il est différent en chaque point de la garniture.

A partir du résultat du contact, les réactions combinées à la vitesse tangentielle donnent la distribution du flux sur la garniture, alors que sur le disque, elles sont intégrées angulairement pour donner la répartition radiale d'application du flux de chaleur (cf. formulations § 3.A.2.5).

La température sur le disque sera donc bien uniforme angulairement. Les géométries ne peuvent pas par conséquent être jointes. Leur influence mutuelle est néanmoins assurée par le calcul analytique incrémental de la partition du flux.

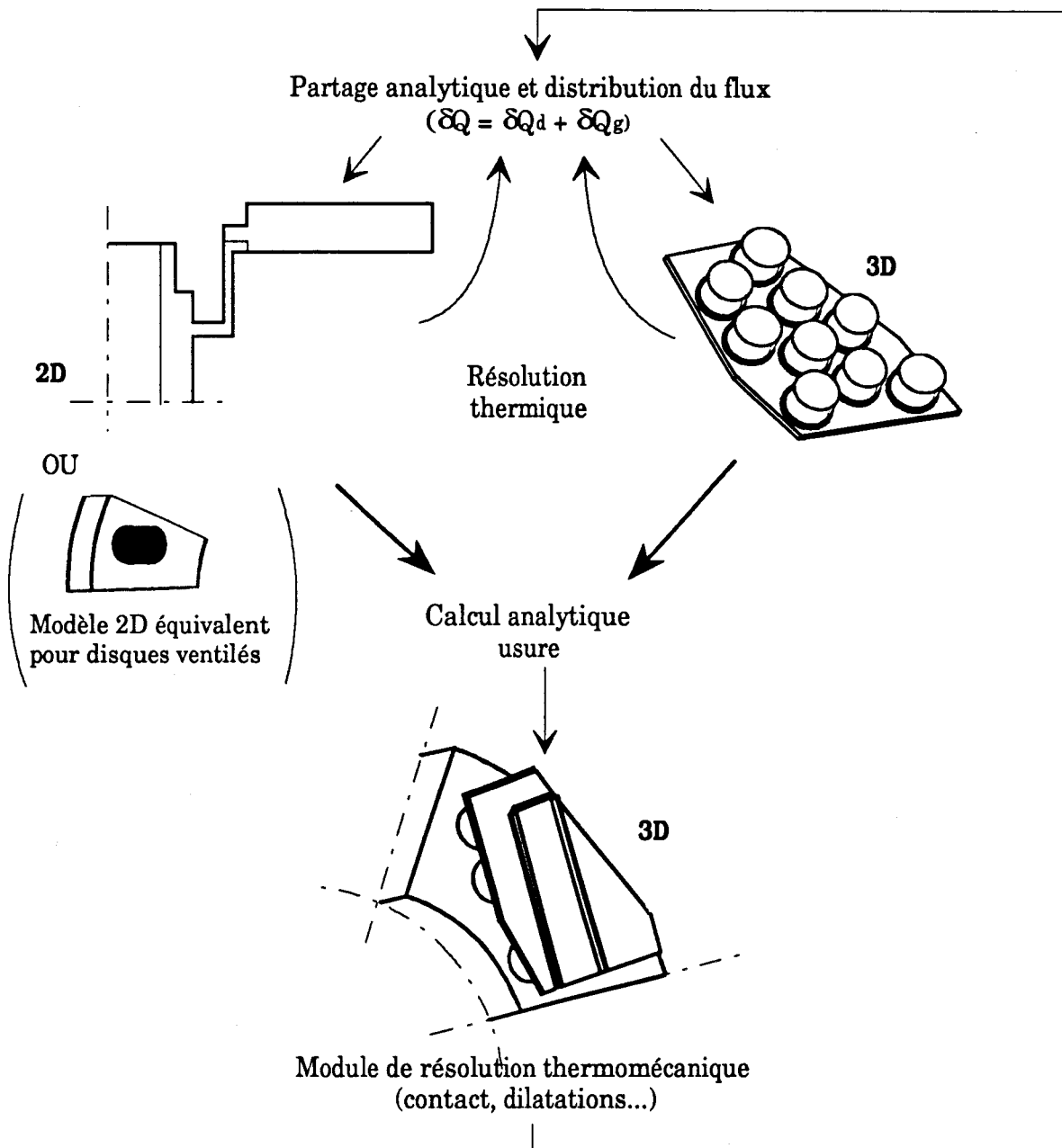


Fig. 83- Principe du couplage 2D / 3D pour l'approche géométrique tridimensionnelle

- Le fait d'avoir des modèles thermiques séparés permet de limiter la géométrie du disque à sa représentation minimale. Le calcul des deux pièces peut être également mené en parallèle, ce qui permet un gain de temps appréciable, notamment sur machine biprocesseurs. Les liaisons entre les modules, réalisées par des interfaces spécialement programmées, font appel à très peu de commandes interprétées et sont par conséquent très rapides (temps négligeables par rapport aux temps de résolution thermique et statique). Une description plus précise des liaisons inter modulaires est exposée sur la figure 84.

- En dehors des intérêts précédemment exposés du calcul incrémental: gain de temps de résolution, souplesse modulaire (adjonction, modification, mise au point des modules), d'autres avantages liés à l'analyse 3D peuvent être énoncés:

- Le frottement peut être introduit dans le calcul de contact, ce qui permettra de quantifier son influence sur la distribution de la pression.

- Le fait d'utiliser des modèles 3D ouvre plus de possibilités sur l'étude des effets circonférentiels. Nous verrons dans les chapitres IV et V qu'ils offrent plus de moyens pour l'analyse des points chauds.
- La géométrie de la garniture étant parfaitement respectée, l'application de la pression sur sa face arrière est plus réaliste. De plus, l'adjonction du porte-garnitures est envisageable. Son influence sur la distribution de pression sur la garniture sera quantifiée.
- Nous avons vu lors de l'étude du modèle 2D que la distribution du flux était plutôt adaptée au disque qu'à la garniture. Dans la démarche proposée, les modèles sont séparés et possèdent chacun leur loi de distribution du flux adaptée (cf. § 3.A.2.4).
- Enfin, le couplage 2D / 3D peut être appliqué à n'importe quelle géométrie.

3.A.4.2 Description

- L'application du processus thermomécanique au couplage 2D/3D est détaillée sur la figure 84 avec l'enchaînement des modules.
- Lorsque cela est possible, le maximum de calculs est mené en parallèle.
- Une seule demi-garniture est modélisée. Leur géométrie est parfaitement symétrique, ce qui n'est cependant pas tout à fait le cas de l'effort d'application sur la face arrière en raison de la géométrie, du porte-garniture. Cette non-symétrie est discutée lors de la présentation des résultats § 3.A.3.6.
- La résolution thermique ainsi que le module de calcul de la distribution du flux sur les surfaces ont été détaillés dans le module thermique.
- Tout comme pour l'approche 2D, le comportement inélastique du disque peut être introduit, il nécessite alors une analyse thermomécanique transitoire afin de tenir compte de l'histoire des déformations.
- La résolution statique par Eléments Finis, ainsi que le calcul de contact et le module d'usure sont conformes à la description de l'approche 2D (cf. § 3.A.2.8).

- Description des modèles:

- *Modèles thermiques:*

Le modèle axisymétrique du disque comprend en dehors du disque lui même, le flasque de fixation et l'essieu, avec des conceptions thermiques supposées parfaites entre les pièces. 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, c'est à dire dans la direction correspondant aux gradients thermiques les plus élevés (figure 85a). Les différentes faces sont soumises à la convection et au rayonnement sauf celles de l'axe de rotation et de la symétrie de l'essieu et du flasque (disques montés par paire). Sur les surfaces 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 simulant la continuité de matière sur la face arrière et sur la face de symétrie latérale. Les autres surfaces sont soumises au refroidissement par convection et par rayonnement tel que défini dans le module thermique, sauf pour la face de friction durant les phases de freinage.

En ce qui concerne le disque, un secteur angulaire correspondant à l'angle d'application de la demi-garniture est modélisée. La moitié du disque est définie suivant l'épaisseur avec un comportement supposé symétrique. Les conditions aux limites correspondantes sont introduites.

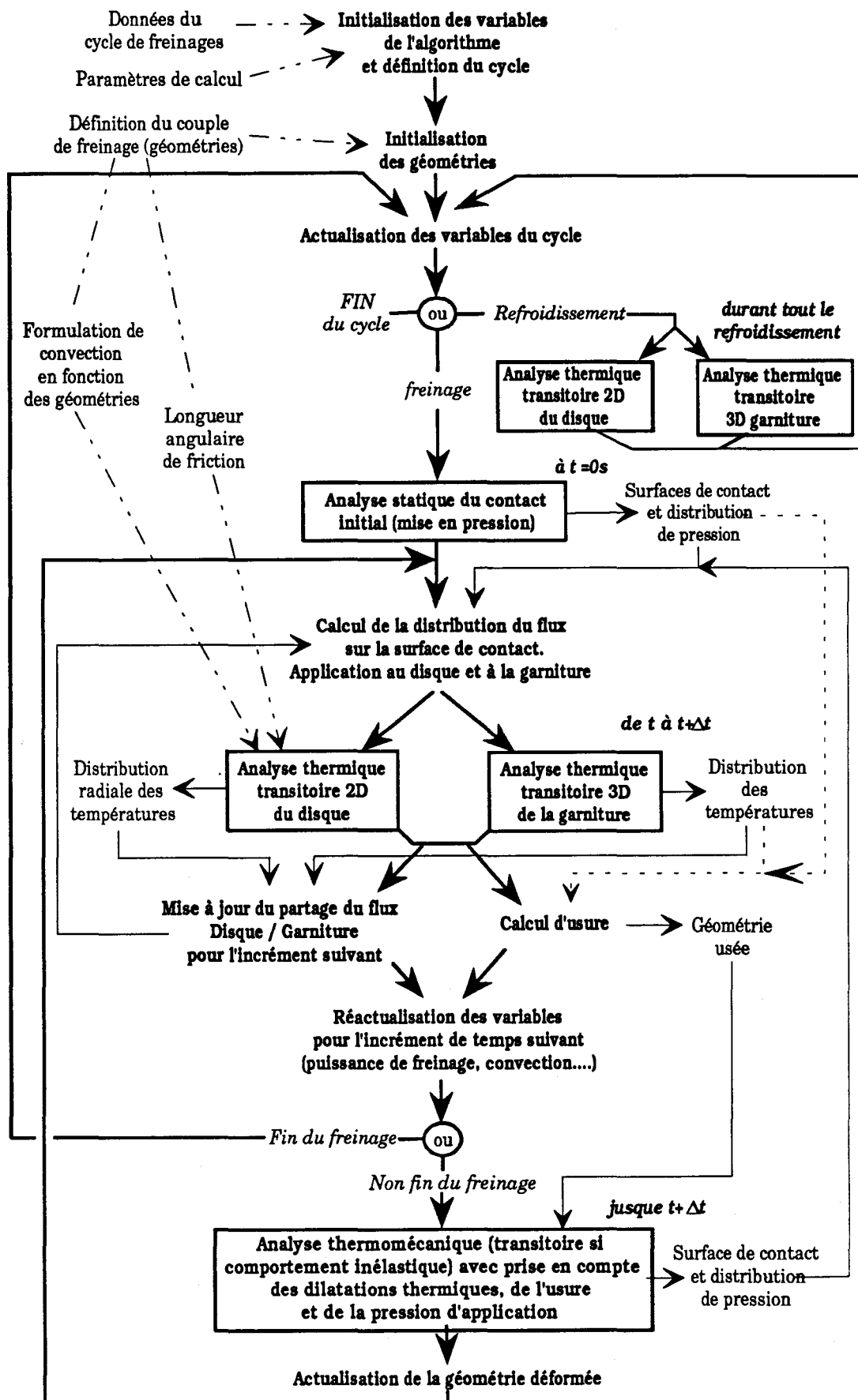


Fig. 84 - Algorithme thermomécanique incrémental adapté à la configuration tridimensionnelle

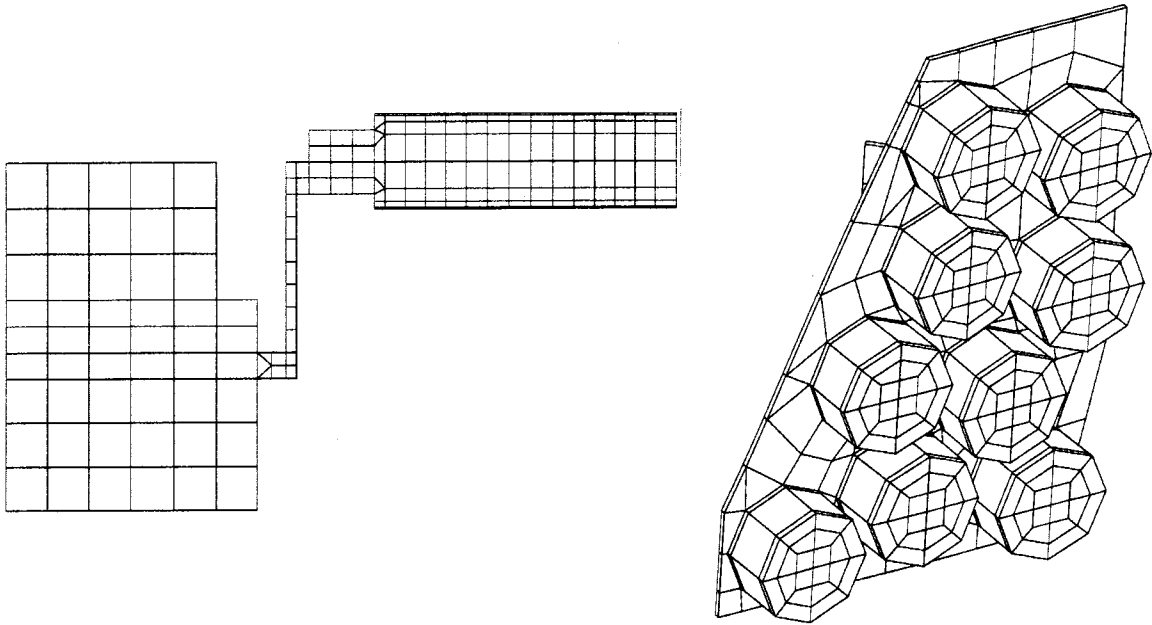


Fig. 85a - Modèles de la résolution thermique 2D / 3D combinée

- Modèle statique de contact:

Il résulte d'un compromis entre finesse de résolution et temps de calcul. Le modèle est tridimensionnel afin de respecter la géométrie de la garniture; il permettra en outre d'introduire le frottement (figure 85b).

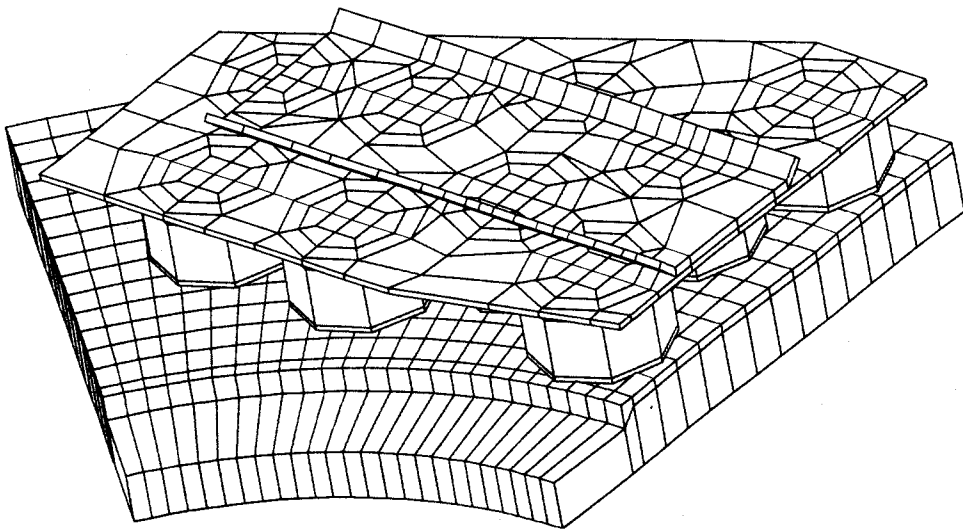


Fig. 85b - Modèle disque/garnitures pour le calcul statique de contact 3D

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 .

Comme pour le modèle 2D et afin de ne pas introduire de contraintes de déplacement sur la garniture, le calcul est statique transitoire avec une accélération perpendiculaire à la face de frottement du disque.

La pression sur la face arrière de la garniture assure son application sur le disque. L'accélération est suffisamment faible pour limiter les effets d'inertie. Seule la face latérale symétrique de la demi-garniture possède des conditions aux limites de symétrie.

3.A.4.3 Résultats

La configuration retenue pour la présentation des résultats correspond à celle du TGV-A et R actuelle, composée d'un disque non ventilé et de garnitures frittées à plots Jurid 721 (cf. figure 4).

Le pas de temps thermomécanique maximal admissible pour une bonne conservation des résultats est pour le freinage considéré de l'ordre de 3s étant données les variations limitées des surfaces de contact. Rappelons que pour l'algorithme 2D/3D combiné, les analyses thermiques des deux pièces sont distincts. Les parts de flux dissipées par chacune d'entre elles sont réactualisées à chaque pas de temps par l'intermédiaire de la conductance thermique. Cette mise à jour analytique doit intervenir plus ou moins fréquemment selon les flux dissipés et l'amplitude de la conductance thermique. Le pas de temps correspondant est distinct de celui défini entre les résolutions statiques; il doit être généralement de l'ordre de 1s voire moins afin d'assurer une bonne stabilité des résultats en évitant des oscillations dans les échanges de flux thermique disque/garnitures. L'adjonction de cet incrément est peu sensible sur les temps de résolution, car il s'introduit aisément dans le calcul transitoire.

a) Etude d'un freinage d'arrêt

Caractéristiques du freinage:

Vinitiale: 120 km.h⁻¹

Energie dissipée: 2.22 MJ (masse de 4 tonnes par disque)

Décélération: 1.235 m.s⁻² (effort d'application par face: 11358 N)

Temps de freinage: 27s

Température initiale: 80 °C

Température ambiante: 20 °C

La figure 86 décrit l'évolution des températures de surface le long du rayon du disque durant le freinage et suivant son épaisseur à deux instants du freinage.

Sont également présentées les réactions du contact sur la garniture (symétriques sur le disque) à différents instants: initial, correspondant à la température maximale, et finale (figure 87). Les réactions ont été préférées aux pressions pour une meilleure visualisation et afin d'apprécier les zones de contact. Leur intensité dépend néanmoins du maillage et de la surface relative à chaque noeud.

- 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 intérieur et extérieur du disque. Sauf en extrémité de garniture où sont également transmis les efforts du porte-garnitures. En conséquence, sont développés sur le disque trois anneaux principaux d'élévation de température. La distribution de la pression de contact, qui affecte initialement tous les plots en raison d'un effort d'application élevé, se concentre ensuite sur 6 plots, plus précisément en leur milieu de par les dilatations plus élevées que près des surfaces libres. De par l'usure, le centre du plot perd ensuite le contact vers la fin du freinage et la pression s'étend vers sa périphérie. Lors de freinages d'intensité plus élevée peuvent apparaître des variations de portée d'un plot à l'autre, en raison d'une usure supérieure.

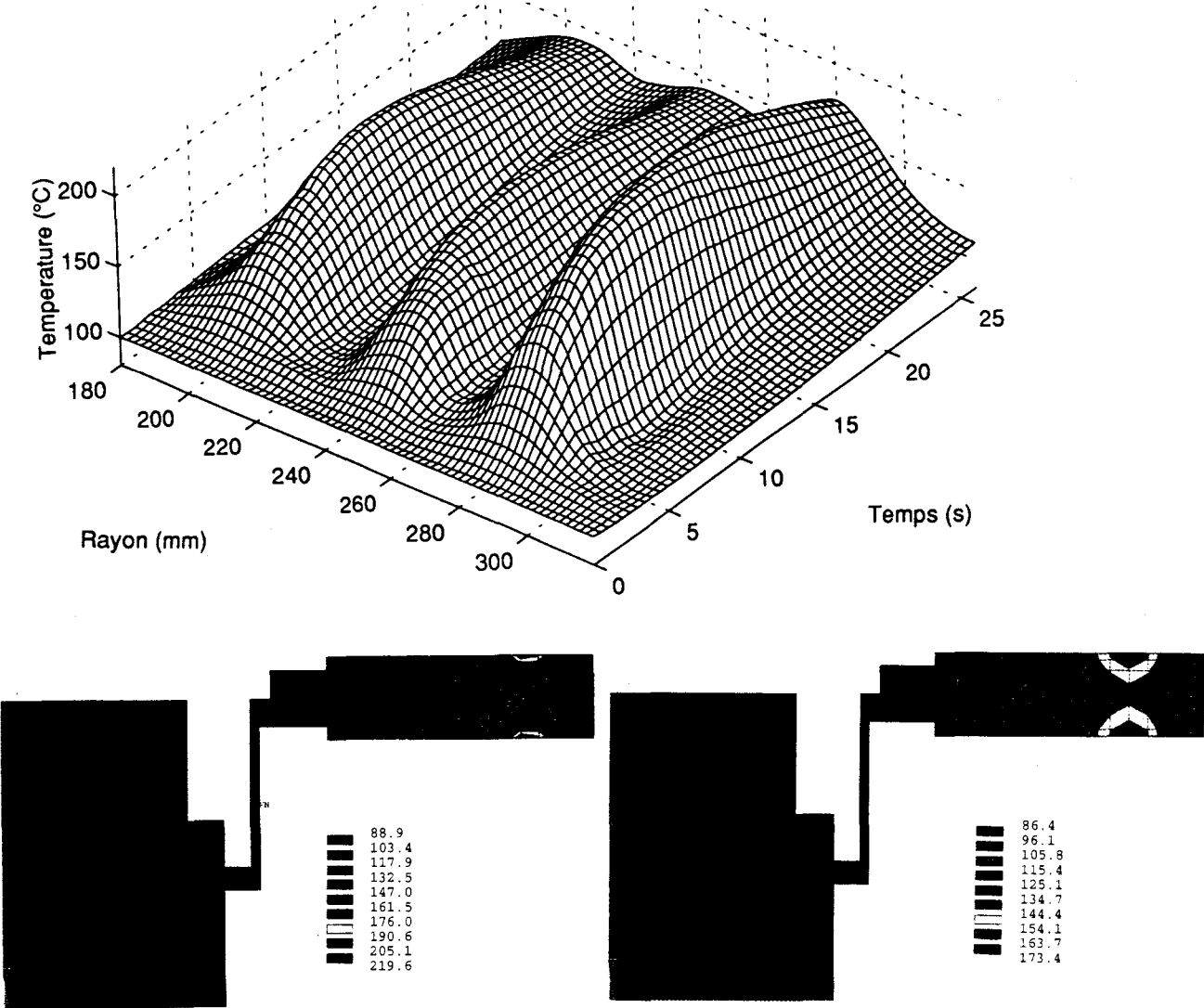


Fig. 86 - Evolution des températures du disque et distribution à t=15s et 26s

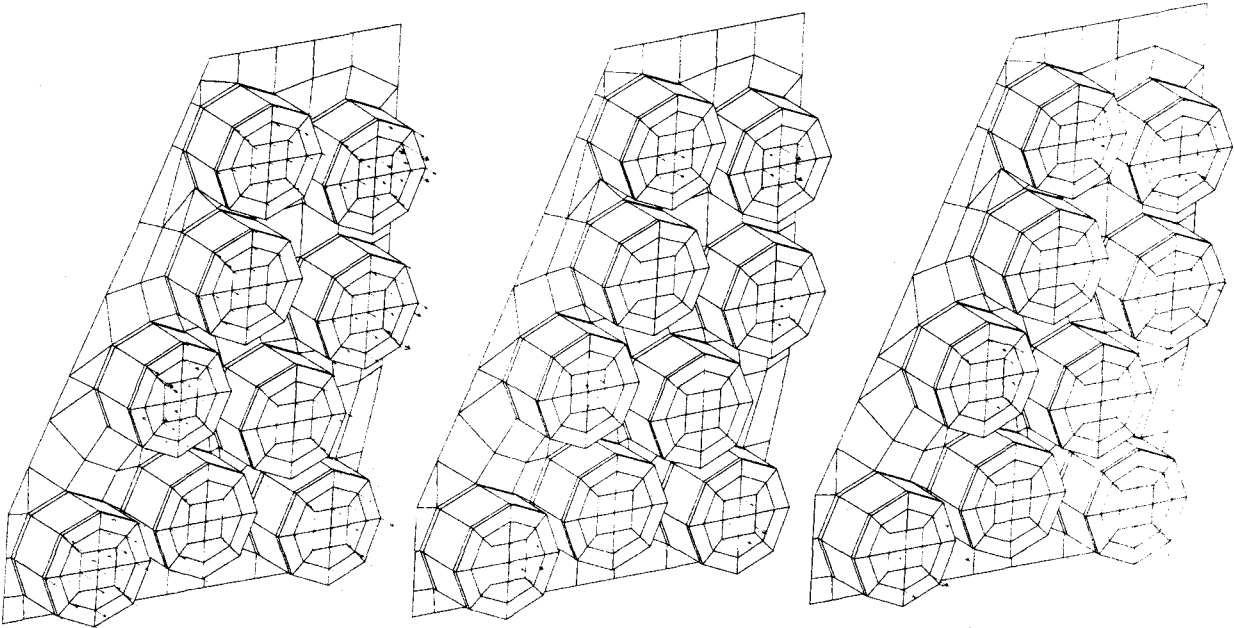


Fig. 87 - Distribution des réactions du contact à 3 instants du freinage (0s, 15s et 27s)

- La température maximale est atteinte plus tôt dans la garniture (figure 88), de par la partition de flux non constante, plus faible en début qu'en fin de freinage dans le disque.

En fin de freinage, la température n'est plus maximale en surface mais à l'intérieur des plots, en raison du flux de freinage dissipé qui tend vers zéro en surface. De plus, étant donné le gradient thermique de surface, la garniture transmet un flux de chaleur au disque.

Cependant la cartographie des températures de surface de la garniture indique une élévation très localisée qui dénote une discrétisation visiblement insuffisamment fine du maillage de surface pour le problème thermique et dans une moindre mesure pour le contact. Une taille d'élément de moitié en largeur (actuellement 6.5mm) permettrait d'améliorer les distributions de températures avec une diminution des gradients thermiques et de la température maximale visiblement surévalués.

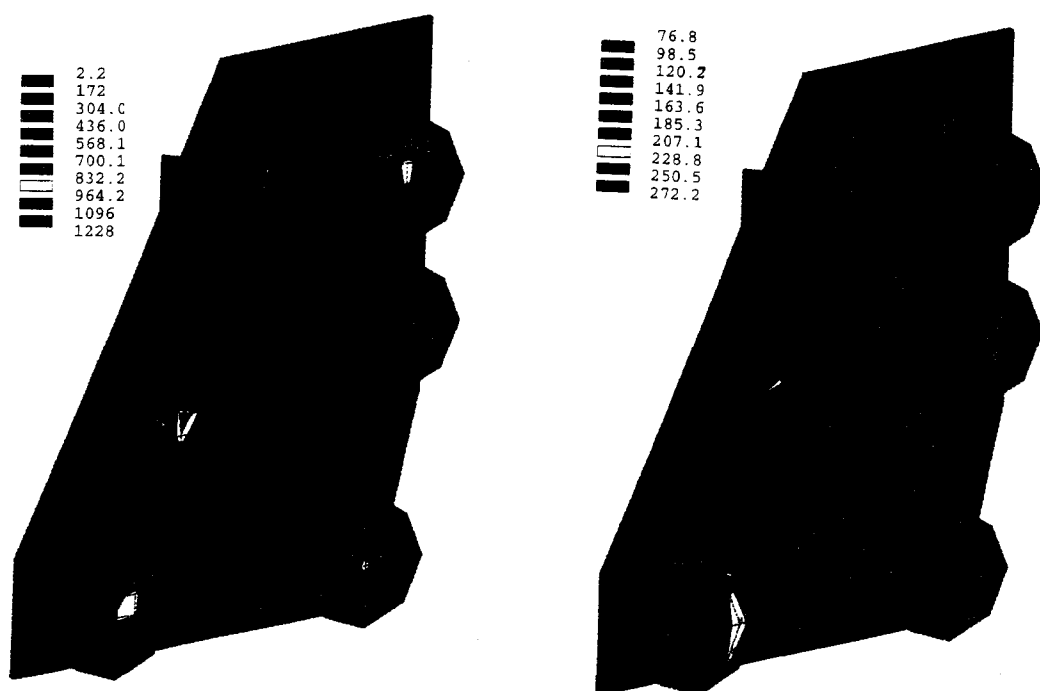


Fig. 88 - Distribution des températures de la garniture à t=10s (température maximale) et 27s (fin du freinage)

Dans un premier temps, afin de dépasser cette limite encore plus sensible pour de fortes énergies, bien qu'elle soit atténuée par la baisse du module d'Young avec la température, nous avons opté pour l'application d'un flux dissipé moyen durant tout le freinage. Il sera dès lors constant et fixe selon les proportions équivalentes définies lors de l'étude de la conductance thermique (§ 3.A.2.4), soit 91.13% du flux total pour le disque. Cette étude avait montré que malgré cette hypothèse, des niveaux thermiques équivalents étaient atteints avec cependant des décalages temporels des maxima.

Un flux constant nous permet d'atténuer les risques de gradients thermiques élevés du début de freinage issus d'une discrétisation géométrique trop importante mais qui pourra néanmoins être améliorée par la suite. L'incidence sur les résultats pourra être quantifiée dans l'étude des freinages successifs dont le premier est identique à celui qui vient d'être étudié.

- Il est déjà sensible que la pression de freinage est prépondérante. A énergie élevée, mais pour une faible pression, très peu de plots frotteront effectivement et la dynamique de contact sera importante. Pour une forte pression, presque tous les plots seront sollicités et la distribution des pressions et donc des températures sera plus uniforme. Un exemple est exposé sur la figure 89 où sont comparées les mesures expérimentales à l'intérieur des plots (à 2.2mm de la surface) pour deux freinages de même énergie (13.9 MJ) mais de pression surfacique et donc de puissance différente.

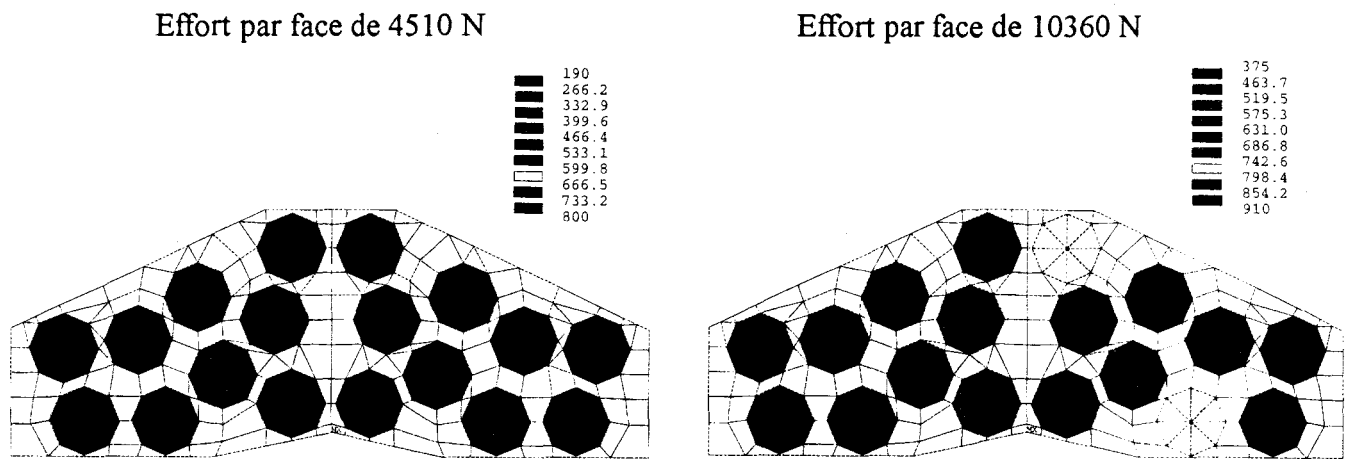


Fig. 89 - Comparaison des mesures expérimentales des températures dans les plots pour 2 freinages de même énergie mais de puissance différente.

b) Dynamique de variation de portée: succession de freinages

L'enchaînement de freinages entraîne des variations de portées de la garniture plus ou moins importantes selon leur intensité en terme d'énergie et de pression. La série calculée est décrite dans le tableau 15. Comme elle servira de confrontation avec l'expérimentation, les résultats seront détaillés au fur et à mesure des comparaisons.

N° freinage (référence)	V _{initiale} (km.h ⁻¹)	Décélération (m.s ⁻²) (Effort par face (N))	Durée (s)	Energie (MJ) (4tonnes par disque)	Température ambiante (°C)
1 (FD120)	120	1.235 (11358)	27	2.22	20
2 (FD160)	160	1.307 (12026)	34	3.95	20
3 (FD220)	220	1.273 (11712)	48	7.47	20

Tableau 15 - Caractéristiques des freinages successifs

Ces freinages sont similaires à ceux réalisés avec la garniture composite pour l'algorithme 2D. Les temps de freinage sont cependant plus courts, en raison d'un coefficient de frottement plus élevé. Cette différence s'atténue en réalité après plusieurs séries de freinages. Les résultats sont décrits sur les figures 90a et 90b.

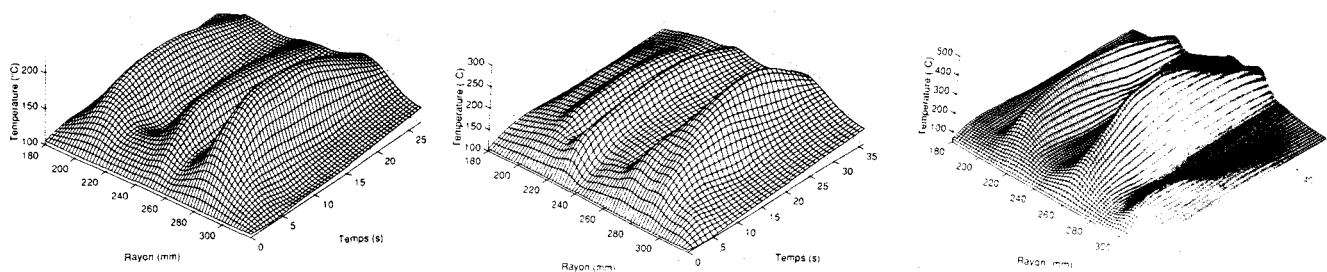
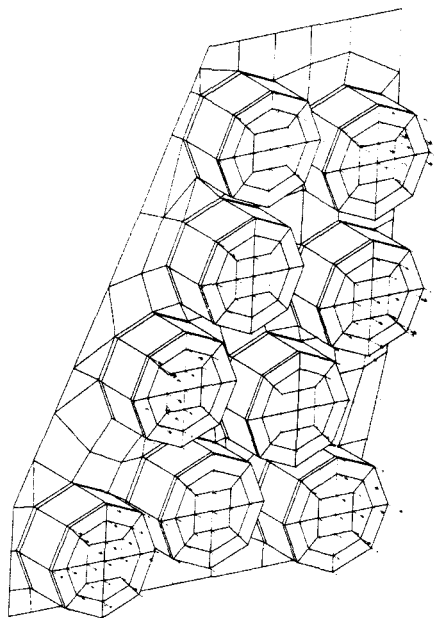
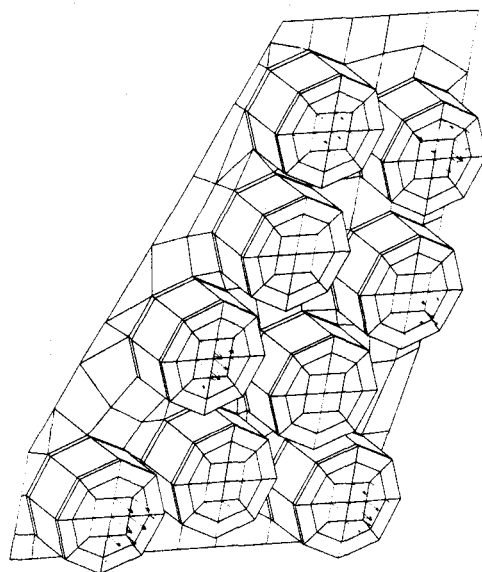


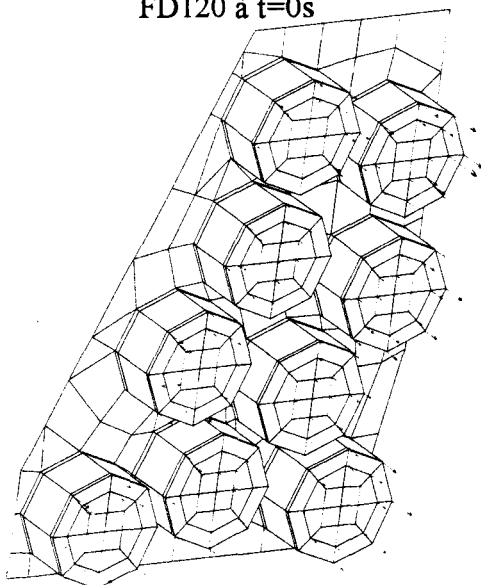
Fig. 90a - Evolution des températures de surface du disque pour les freinages successifs (FD120 - FD160 - FD220)



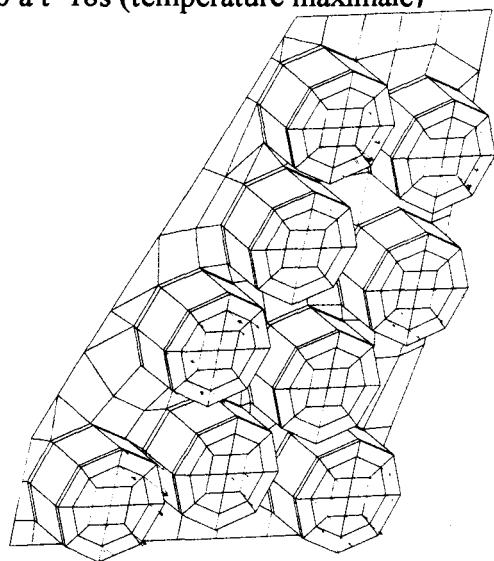
FD120 à $t=0s$



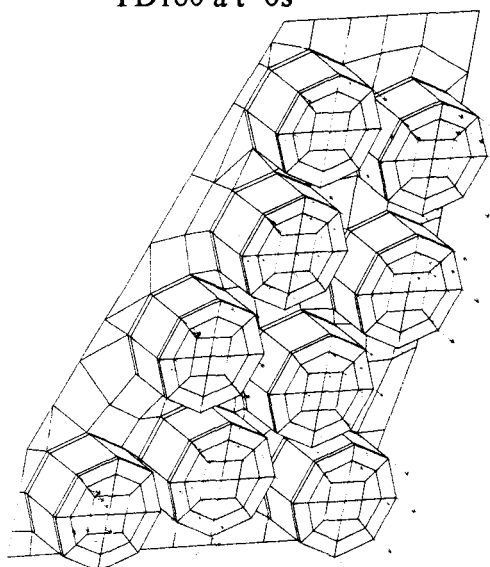
FD120 à $t=18s$ (température maximale)



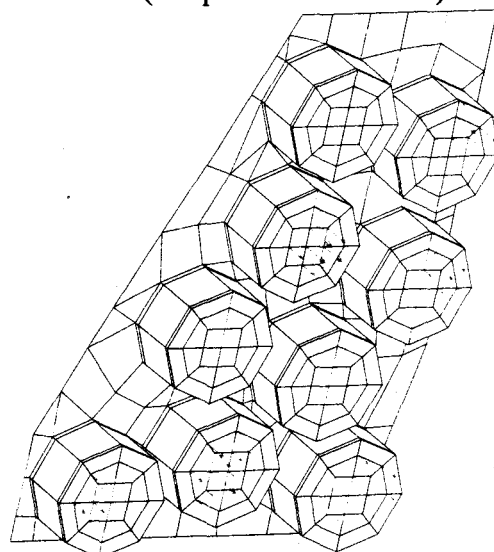
FD160 à $t=0s$



FD160 à $t=24s$ (température maximale)



FD220 à $t=0s$



FD220 à $t=24s$ (température maximale)

Fig. 90b - Evolution des réactions de contact pour les freinages successifs

- La comparaison du premier freinage à 120 km.h⁻¹ avec celui calculé précédemment sans hypothèse de flux uniforme, indique que malgré cette hypothèse, le comportement est bien respecté avec des valeurs maximales très proches. Cependant, les élévations sont plus tardives qu'avec la prise en compte de la conductance thermique, le flux dissipé par la garniture est en effet normalement plus important au début du freinage.
- La distribution des réactions de contact sur la garniture (symétrique sur le disque), indique un phénomène général de bonne portée initiale sur les différents plots, puis une réduction du nombre de ces plots en contact. Ceux qui subissent un champ de pression important dès le début, vont se dilater fortement, les autres perdent le contact. Globalement la portée sur chaque plot se concentre en son milieu au fur et à mesure du freinage, c'est à dire loin des surfaces libres (voir sur la figure 91 les déformations amplifiées pour le freinage FD120 à l'instant de la température maximale). Sont également visibles sur la figure 90b les variations de portées d'un freinage à l'autre, non pas pour les deux premiers dont l'énergie limitée, mais pour le dernier, pour lequel deux plots entrent en contact alors qu'ils étaient peu sollicités durant les freinages précédents.
- L'incidence de ce comportement de la garniture est directe sur les évolutions de température du disque, qui sont continues avec peu de variations, sauf à la fin du dernier freinage.

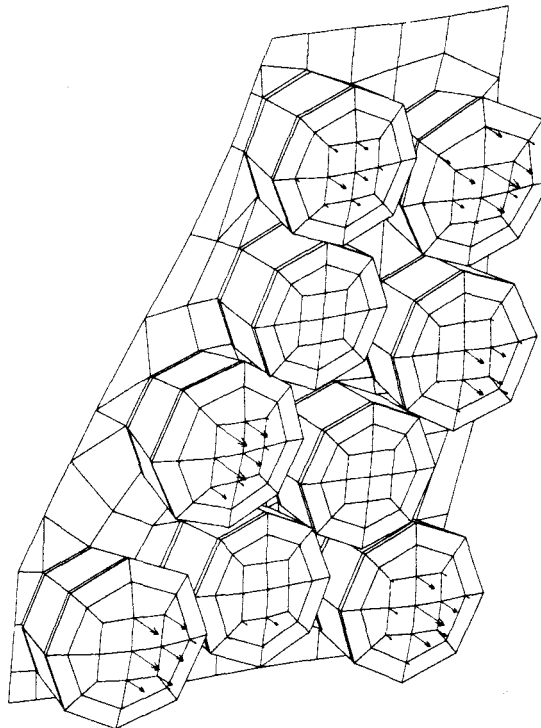


Fig. 91 - Déformations amplifiées (x50) du freinage FD120 à l'instant de la température maximale

c) Comparaison expérimentale

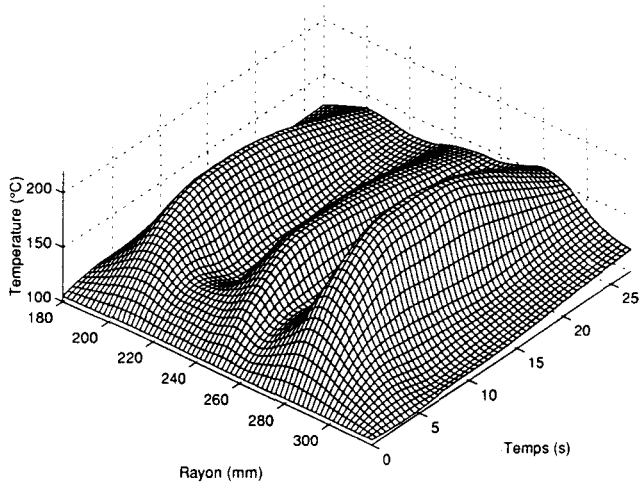
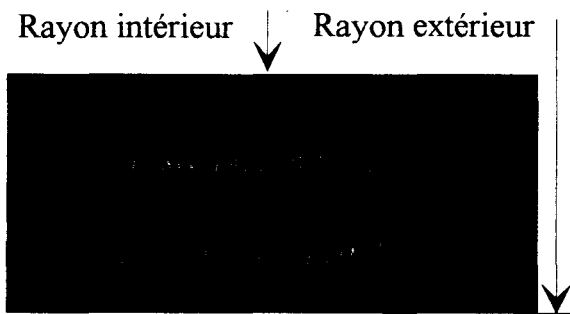
Disque:

- Les résultats expérimentaux acquis par thermographie infrarouge sont présentés figure 92. Ils correspondent aux mêmes conditions de la succession de freinages calculée précédemment. Sont comparés le suivi expérimental des températures de surface durant chaque freinage avec la visualisation numérique de cette même évolution, ainsi que la distribution des températures de surface expérimentale et numérique à l'instant de la température maximale.

La comparaison expérimentale est quelque peu délicate dans la mesure où le disque ayant subi des successions de freinages sévères avant l'enchaînement étudié ici, des "points chauds" se sont formés en affectant la distribution circonférentielle de température. Cependant les variations de portées radiales symbolisées par les cercles chauds restent visibles et comparables aux résultats numériques. Le développement de ces "points chauds" est appréhendé dans le sous chapitre suivant.

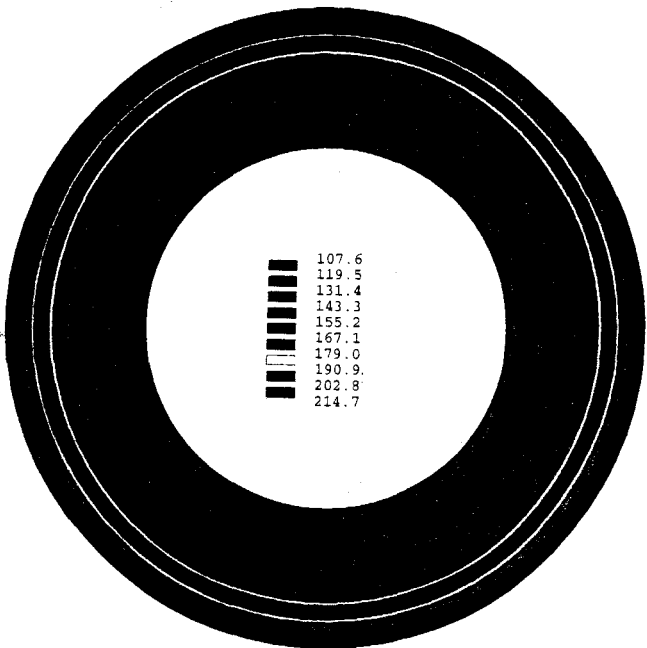
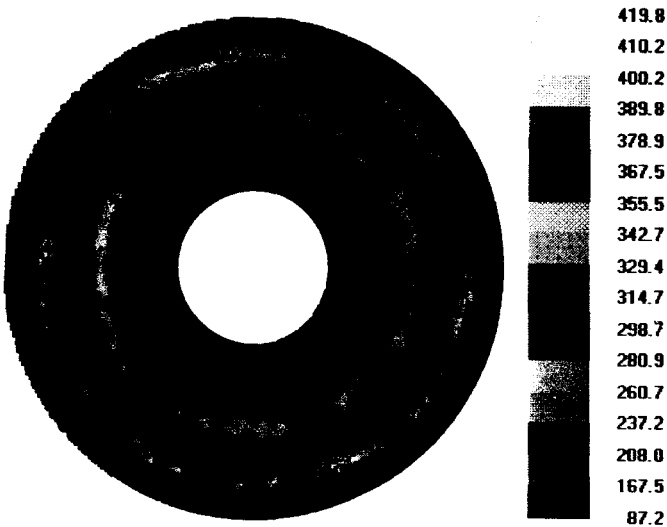
Les distributions des températures confirment les observations sur l'évolution des pressions de contact de la garniture, à savoir que même si les variations de portées sont limitées durant les freinages, elles sont importantes d'un freinage à l'autre (cercles chauds obtenus sur des rayons différents).

Afin de comparer les niveaux de températures, celles-ci sont moyennées angulairement pour les résultats expérimentaux afin de les comparer à celles obtenues par les modèles.



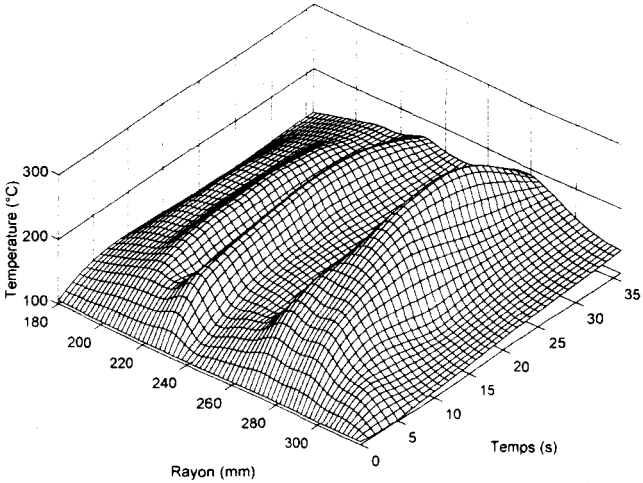
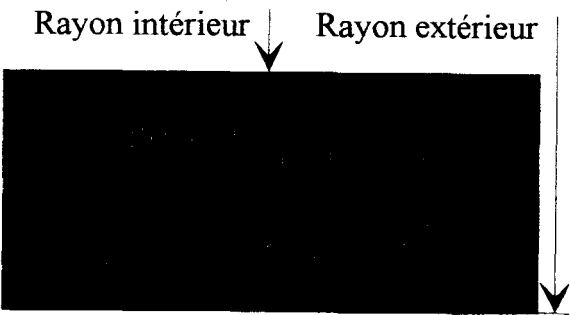
FD120 Suivi expérimental

FD120 Evolution numérique des températures



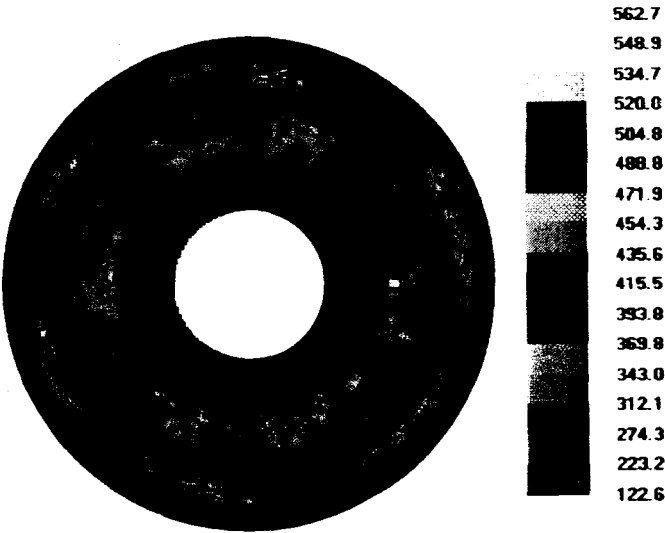
FD120 - Distribution expérimentale à t=12s
 $\theta_{\max}=228^{\circ}\text{C}$ moyennée sur R=292mm

FD120 - Distribution numérique à t=11s
 $\theta_{\max}=215^{\circ}\text{C}$ sur R=285mm



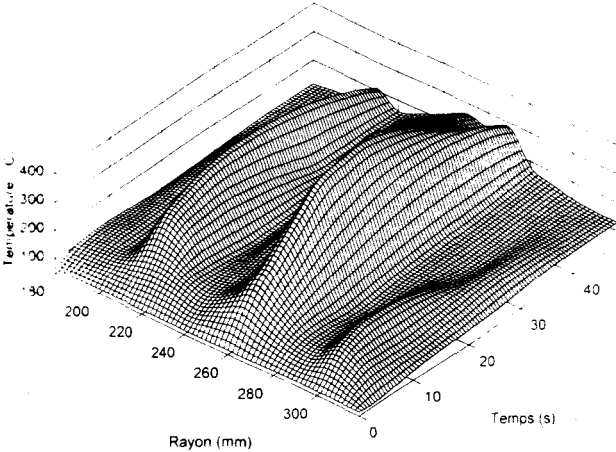
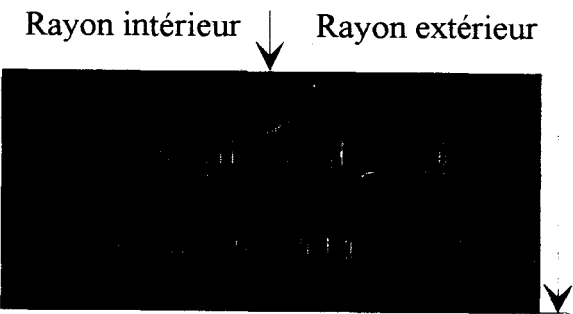
FD160 Suivi expérimental

FD160 Evolution numérique des températures



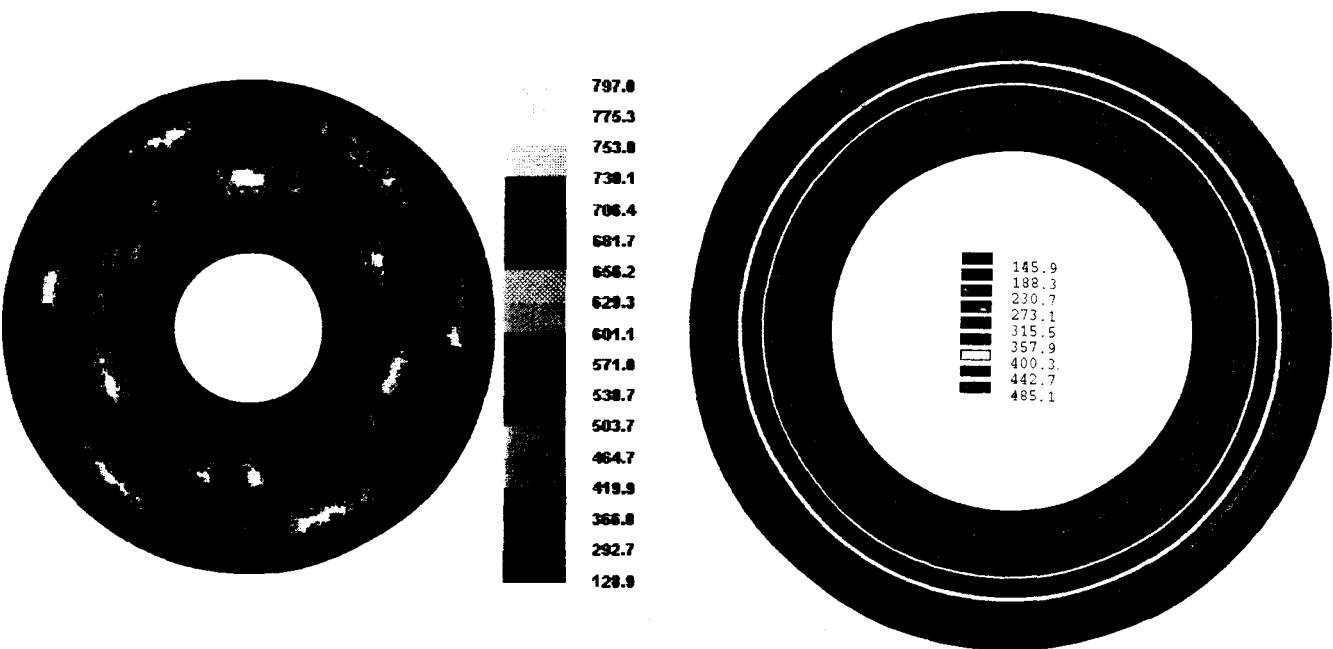
FD160 - Distribution expérimentale à t=18s
 $\theta_{\max}=301^{\circ}\text{C}$ moyennée sur R=288mm

FD160 - Distribution numérique à t=22.5s
 $\theta_{\max}=283^{\circ}\text{C}$ sur R=280mm



FD220 Suivi expérimental

FD220 Evolution numérique des températures



FD220 - Distribution expérimentale à $t=28.5s$
 $\theta_{max}=434^{\circ}C$ moyennée sur $R=242mm$

FD220 - Distribution numérique à $t=24s$
 $\theta_{max}=485^{\circ}C$ sur $R=256mm$

Fig. 92a - Distributions des températures de surface du disque, comparaison numérique/expérimental

- Les évolutions sur le rayon de température maximale sont comparées sur la figure 92b.

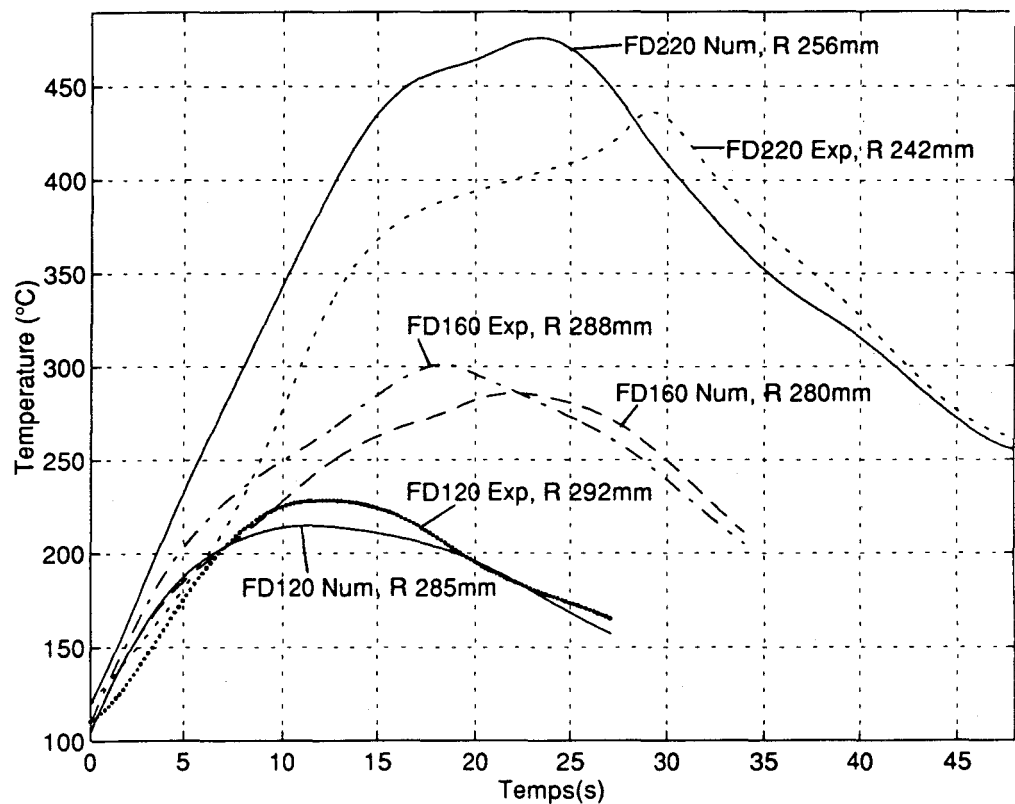


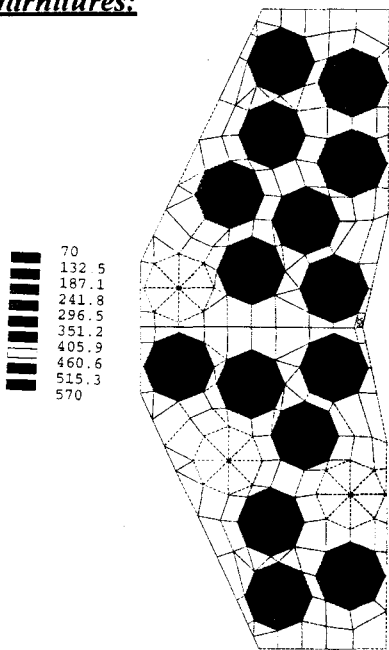
Fig. 92b - Evolution numérique/expérimentale de la température maximale du disque

Pour le premier freinage le comportement est assez bien reproduit avec une bonne portée initiale symbolisée par 3 cercles chauds. Cette tendance est continue dans l'approche numérique alors que deux cercles se rejoignent expérimentalement en fin de freinage avec des variations toutefois très limitées. Les températures maximales obtenues sont proches avec visiblement des configurations initiales assez voisines.

Les mêmes remarques s'appliquent au second freinage, avec néanmoins une portée initiale différente en raison de l'usure cumulée, aussi bien expérimentalement que dans le modèle numérique.

Pour le dernier freinage, les évolutions sont proches avec 3 zones initiales de contact issue de l'usure du freinage précédent, et dont l'une s'atténue rapidement sur le rayon extérieur. Les intensités sont néanmoins un peu plus similaires expérimentalement sur les deux cercles restant.

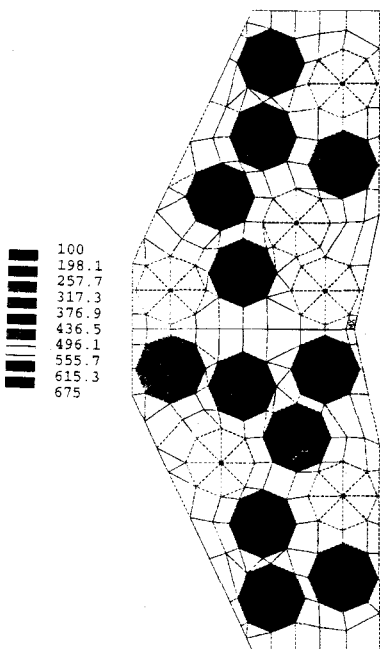
Garnitures:



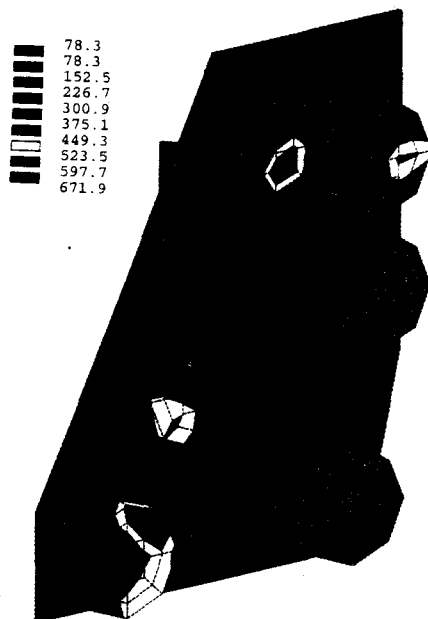
FD 120 Expérimental, t = 15s



FD 120 Numérique, t = 18s



FD 160 Expérimental, t = 23s



FD 160 Numérique, t = 27s

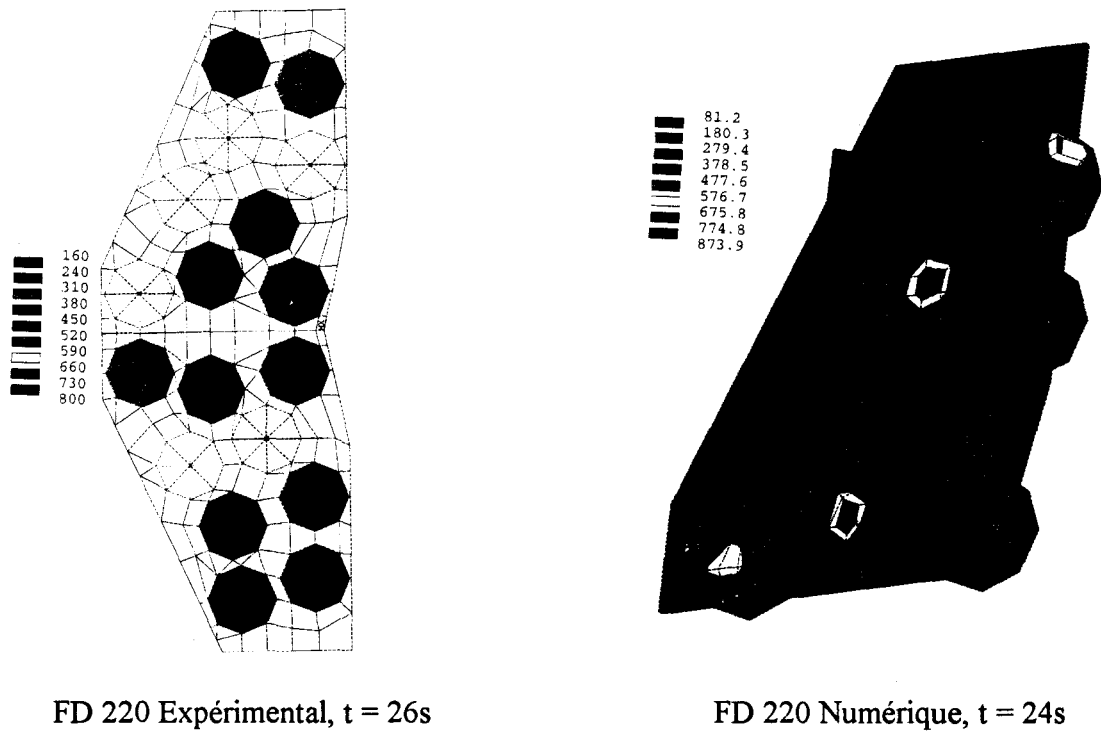


Fig. 93a - Comparaison expérimentale/numérique des températures dans les plots de la garniture (à 2.2mm de la surface), à l'instant de la température maximale

- Des mesures de températures dans les garnitures ont été réalisées à l'aide de thermocouples placés dans chaque plot à 2.2mm de la surface (soit 18 thermocouples pour deux demi-garnitures sur un côté du disque). Les résultats sont présentés sur la figure 93a avec comparaison numérique aux instants correspondant aux températures maximales. Ces mesures ont été effectuées alors que la garniture était neuve (premiers freinages). Le positionnement des thermocouples a été soigné de telle façon que l'erreur sur la distance par rapport à la surface de friction soit faible. Ils sont situés au milieu des plots, mais la mesure est visualisée sur la section complète.

La mesure expérimentale reste ponctuelle, mais les écarts de températures obtenus permettent de supposer assez nettement quels sont les plots en contact.

Les résultats expérimentaux obtenus dans les deux demi-garnitures indiquent que l'hypothèse numérique d'une symétrie du comportement n'est pas trop irréaliste. Même si la symétrie n'est pas tout à fait respectée, le phénomène prépondérant reste le nombre de plots en contact et la dynamique d'alternance des portées.

La non symétrie est issue en partie de la surface d'application de l'effort du porte-garnitures, différente sur les deux demi-garnitures (figure 95). Sur l'une d'elles, l'effort n'est pas transmis dans le prolongement de la queue d'aronde (liaison glissière). Ceci est très net sur les résultats expérimentaux où d'un côté, les deux plots en extrémité s'échauffent à chaque freinage (demi-garniture inférieure), contrairement à ceux opposés de l'autre demi-garniture.

Le cas numérique correspond à la demi-garniture inférieure des résultats expérimentaux, c'est à dire avec la surface d'application de la pression la plus grande.

Même si les plots en contact ne correspondent pas toujours tout à fait, les comportements numériques et expérimentaux sont proches. Le nombre de plots avec élévation de température importante est assez voisin. Entre le premier freinage et le suivant, il existe peu de variations aussi bien dans le modèle qu'expérimentalement, avec uniquement un plot supplémentaire en contact dans le second cas. Pour le dernier freinage se précisent davantage de variations, de façon similaire dans les deux approches.

Les niveaux de températures atteints sont globalement proches, bien qu'un peu plus élevés dans les modèles, en raison certainement de la finesse insuffisante de la discrétisation géométrique pour le problème thermique. Ceci explique également les températures maximales de surface très élevées, bien qu'aucune comparaison expérimentale ne puisse les vérifier (figure 94). Une comparaison sur les évolutions de la température intérieure maximale est décrite sur la figure 93b.

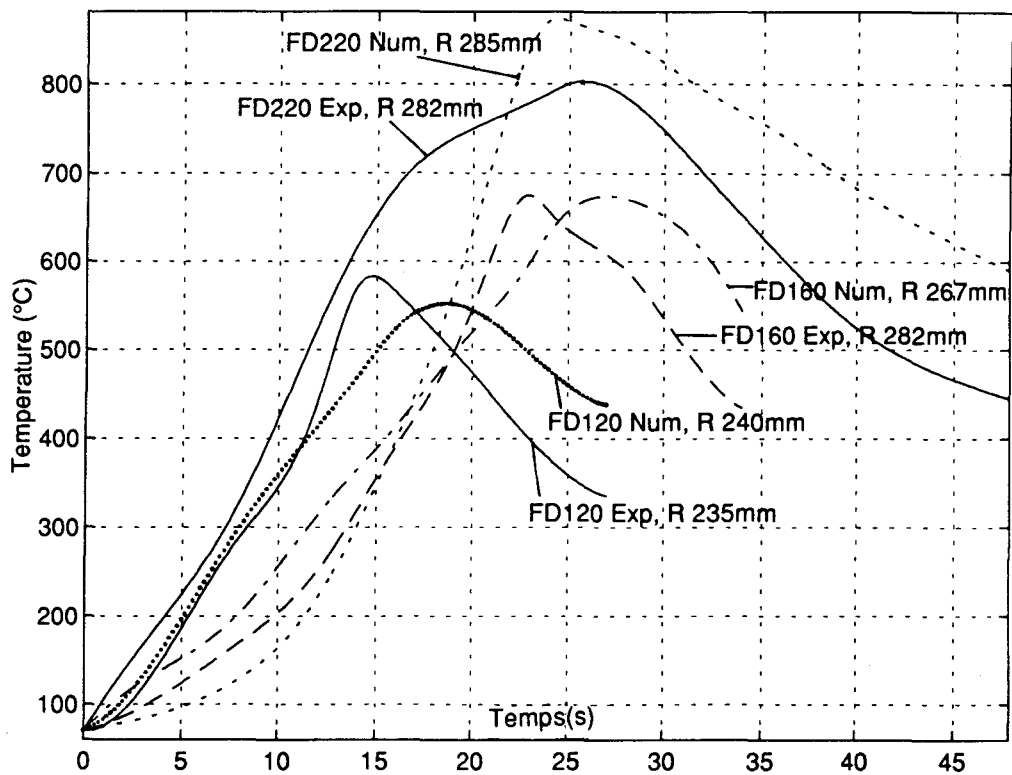


Fig. 93b - Evolution des températures maximales de la garniture, à 2.2mm de la surface

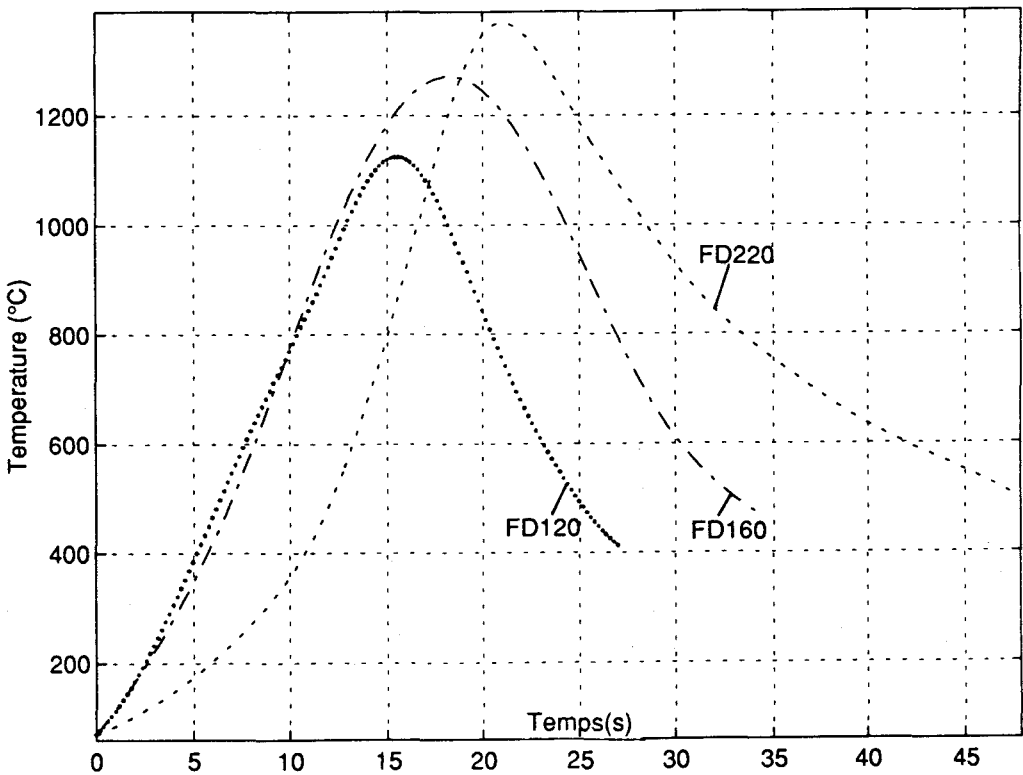


Fig. 94 - Evolutions des températures maximales de surface la garniture

Pour les deux premiers freinages et comme pour le disque, les maxima sont atteints plus tardivement dans le modèle numérique en raison principalement de l'hypothèse de flux uniforme dissipé par les garnitures. En début de freinage le flux dans la garniture est sous-estimé, ce qui diffère les dilatations thermiques et les concentrations des pressions de contact. Ce phénomène est moins visible pour la dernière application pour laquelle la portée initiale est déjà affectée par l'usure et pour laquelle des variations de contact même limitées se développent au cours du freinage. Il apparaît également des décalages temporels entre les évolutions à l'intérieur et en surface de la garniture, compréhensibles de par le temps de conduction interne (figure 94).

Les températures maximales sont probablement surévaluées en raison de la discrétisation géométrique évoquée précédemment. Il est cependant vérifié que la température maximale n'augmente pas dans le rapport des énergies dissipées, en raison de l'augmentation de l'usure et de la chute du module d'Young avec la température qui tendent à aplanir le contact dans les zones fortement sollicitées. De plus, il a pu être mesuré pour certains freinages, des températures à l'intérieur de la garniture avoisinant les 1100°C, signe d'un échauffement de surface très important accompagné de dépôts importants du matériau de la garniture sur le disque.

d) Influence du porte-garnitures

Il a été précisé lors de la définition des conditions aux limites du modèle statique, l'hypothèse de l'uniformité de la pression d'application sur la face arrière de la garniture. Cette surface correspond à la transmission de l'effort du porte-garnitures, lui même actionné par la timonerie. Deux limites implicites à cette hypothèse doivent être précisées. Tout d'abord, la surface de transmission de l'effort n'est pas symétrique de par la géométrie du porte-garnitures, et la distribution de pression n'est pas forcément uniforme (figure 95).

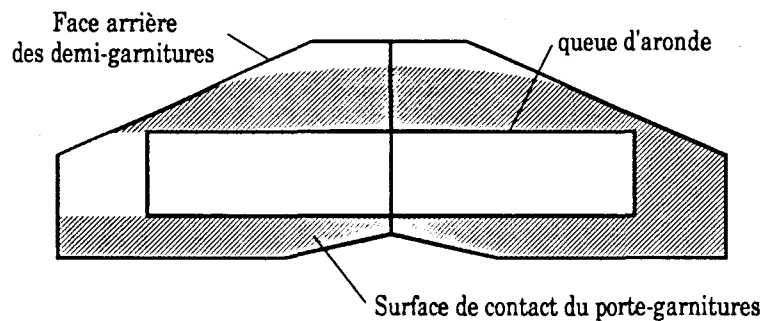


Fig. 95 - Surface de transmission d'effort du porte garnitures sur les faces arrières des demi-garnitures

- L'influence de la géométrie du porte-garnitures sur la surface effective de transmission de l'effort de freinage peut être étudiée par un modèle géométrique couplé à celui de la garniture, avec étude de l'interface de contact (figure 96).

L'effort de freinage, développé par le vérin, est transmis au porte-garnitures par la timonerie via un axe glissé dans les quatre alésages des nervures situées sur la face arrière. Les deux alésages perpendiculaires reçoivent l'axe d'une biellette de guidage.

En ce qui concerne les conditions aux limites, les deux demi-garnitures sont supposées en appui rigide plan sur le sommet de leurs plots. Des éléments de contact sont distribués sur la surface entre les deux pièces. Tout comme le modèle de contact précédent, la résolution est "statique transitoire" avec une accélération faible dans le sens de l'effort d'application, afin d'éviter toutes conditions aux limites en

déplacement sur le porte-garnitures. L'effort par face est de 2800N, uniformément réparti sur les alésages recevant l'axe de transmission de l'effort de la timonerie.

Le calcul du contact disque/garnitures est maintenu avec une seconde interface de contact.

La moitié du disque est modélisée suivant l'épaisseur avec les conditions aux limites correspondantes.

Le disque est supposé parfaitement plan dans un premier temps.

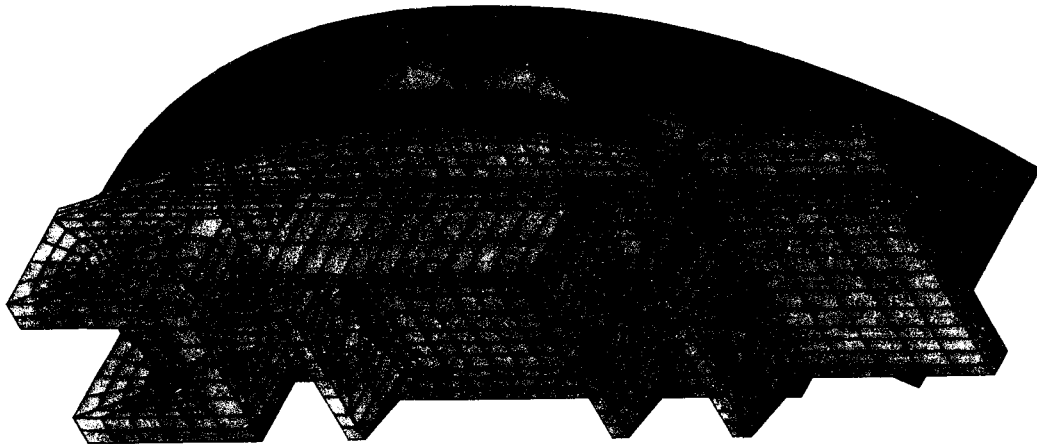


Fig. 96 - Modèle géométrique du couple porte-garnitures / garnitures

La figure 97 décrit la distribution des contraintes équivalentes au sens de Von Mises ainsi que les réactions du contact sur la face d'appui du porte-garnitures. On s'aperçoit que la distribution de pression est loin d'être uniforme et que la transmission de l'effort reste concentrée sur les surfaces normales aux nervures recevant l'axe de commande. Tout comme pour les résultats précédents, l'amplitude des réactions est fonction du maillage, c'est à dire qu'elles dépendent de la surface du noeud correspondant.

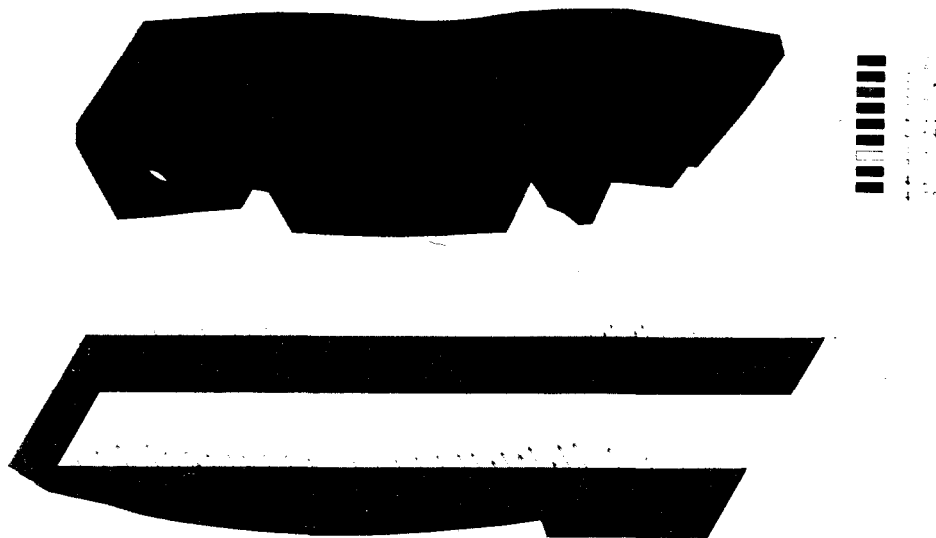


Fig. 97 - Contraintes équivalentes de Von Mises (MPa) sur le porte-garnitures et réactions sur la surface de contact porte-garnitures/garnitures

Les résultats indiquent que la rigidité du porte-garnitures n'est pas suffisante pour répartir l'effort sur la face de contact. Par ailleurs, la distribution des réactions n'est pas tout à fait symétrique en raison de la non symétrie de la géométrie du porte-garnitures.

- Il nous semble particulièrement intéressant d'étudier cette distribution de pression dans le cas plus réaliste d'un disque non plus plan, mais composé de 6 bosses régulièrement disposées sur un cercle centré sur la face du disque. Leur diamètre est de 130mm et leur hauteur maximale de 0.15mm. Les résultats sont décrits sur la figure 98.

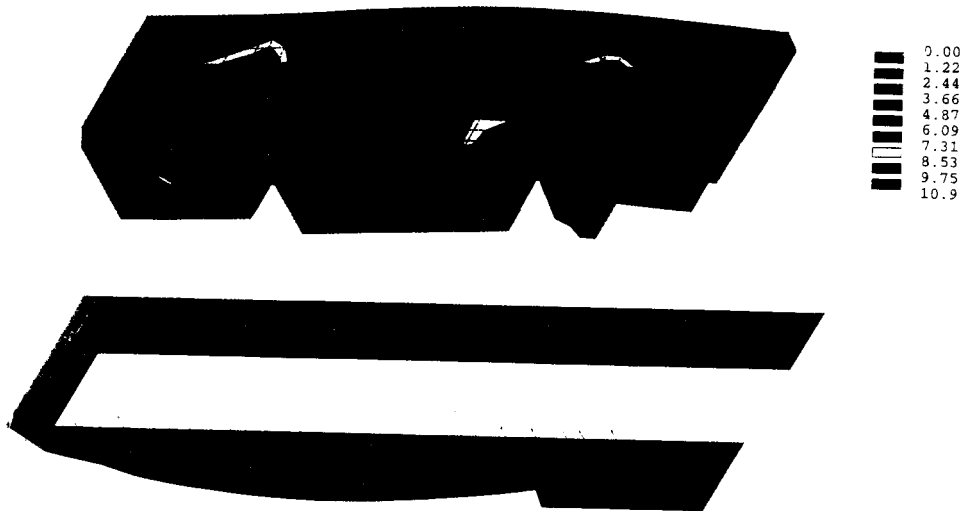


Fig. 98 - Contraintes équivalentes de Von Mises sur le porte-garnitures et réactions sur la surface de contact porte-garnitures/garnitures dans le cas d'un disque "bosselé"

Les distributions de pression sont très différentes du cas précédent en raison de la surface de contact limitée à quelques plots sur le sommet des bosses.

En conclusion, nous pouvons dire que l'hypothèse de pression uniforme sur la face arrière de la garniture, utilisée pour l'algorithme 3D, n'est pas très réaliste même si son influence sur la face de friction est plus limitée.

L'erreur réalisée est plus sensible que celle due à l'hypothèse d'un comportement symétrique des deux demi-garnitures.

Fixer une répartition de pression prédéfinie n'est pas concevable étant données les variations observées au gré du contact disque/garnitures.

Une solution intermédiaire permettant d'éviter l'adjonction du porte-garnitures de géométrie complexe, serait de simuler son influence par une géométrie équivalente plus simple.

f) Influence de la prise en compte du frottement dans le calcul de contact

L'influence du frottement peut être appréhendée par la comparaison du calcul du contact initial entre le disque et la garniture avec ou sans introduction du frottement rigide de Coulomb, décrit en annexe 4.

Le modèle est identique à celui utilisé pour l'algorithme 2D/3D combiné. Seules les conditions aux limites sur le disque sont modifiées, avec l'introduction d'un déplacement angulaire imposé qui simule la rotation en combinaison avec la résolution transitoire. Le temps et l'accélération sont alors judicieusement définis pour limiter le déplacement afin d'assurer en permanence le contact de tous les plots de la garniture (déplacement angulaire du disque limité à 5 degrés).

Les configurations avec et sans frottement sont décrites sur la figure 99. Le sens de rotation du disque est représenté par une flèche pour le cas avec frottement. Les valeurs sont exprimées en MPa.

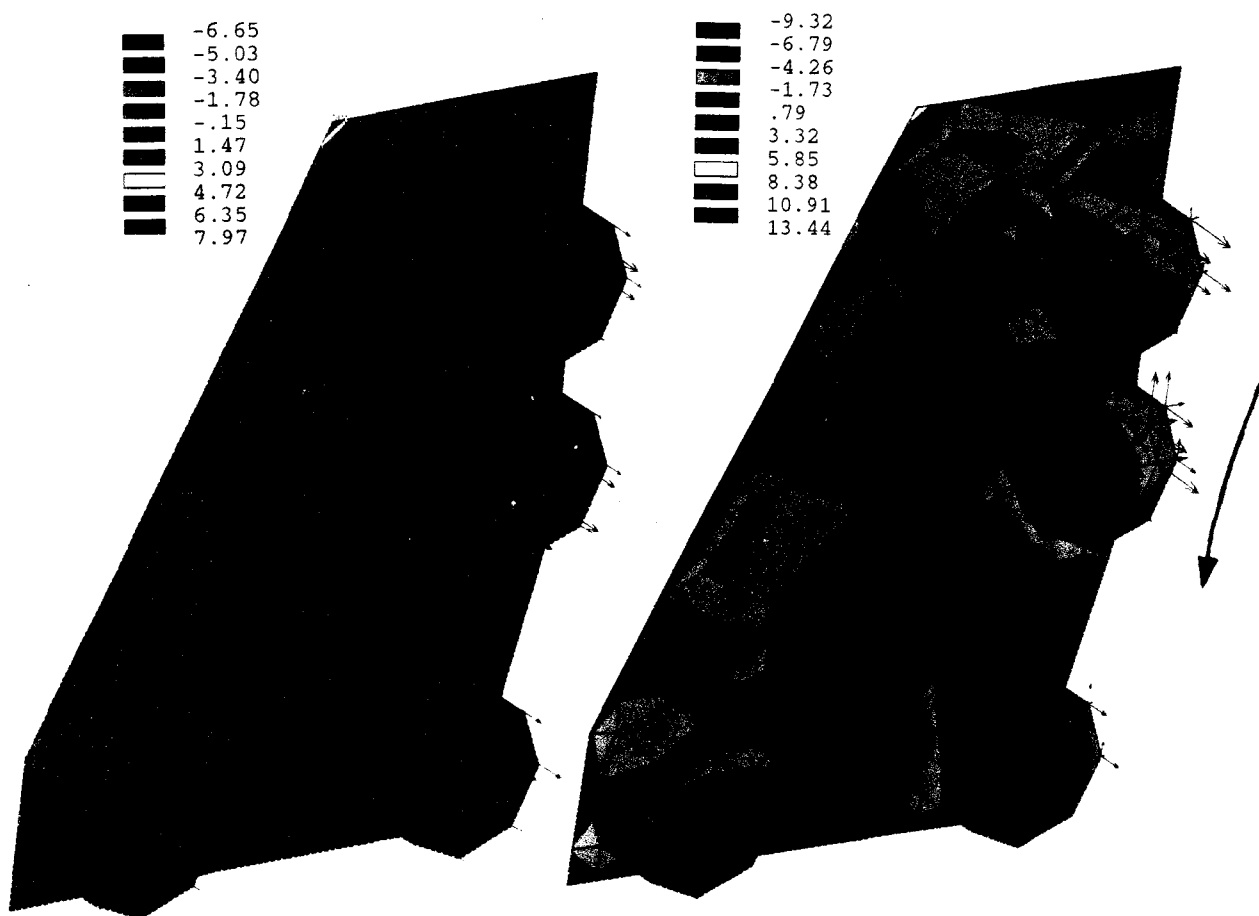


Fig. 99 - Influence de la prise en compte du frottement sur la distribution du contact

Même si les surfaces de contact sont voisines, la distribution de la pression est modifiée, avec une concentration vers l'entrée du contact dans le cas du frottement. Ceci pour chaque plot, qui prennent un angle d'incidence par rapport à leur position normale au disque. Plus globalement la répartition de la pression est plus élevée sur les plots situés à l'entrée du contact, ce qui dénote d'un phénomène général pour la garniture.

L'introduction du frottement pourra être généralisée afin d'améliorer la représentation du modèle; un avantage supplémentaire étant l'intégration directe des contraintes issues du contact frottant dans le calcul thermomécanique global. Le sens de rotation du disque doit être défini, il peut varier lors de freinages successifs. L'influence de l'alternance du sens de rotation pourra également être appréhendée, celle-ci pouvant engendrer des portées de contact localisées à l'origine de sollicitations thermomécaniques concentrées.

3.B APPROCHE DES PHENOMENES CIRCONFÉRENTIELS ("points chauds")

3.B.1 DESCRIPTION DU PHENOMENE

Une classification des phénomènes thermiques de surfaces observés expérimentalement a été proposée dans le premier chapitre. Deux types de gradients thermiques majeurs ont été définis: la formation de "cercles chauds" et de "points chauds" macroscopiques. Ils se distinguent des autres phénomènes par leur intensité et leur continuité dans le temps.

Nous avons pu voir précédemment que les cercles de feu évoluaient de façon cohérente au gré de la dynamique du triplet contact/dilatation/usure de la garniture. De même, nous pouvons observer expérimentalement que dans le cas où des points chauds se développent, ils s'intensifient au cours du freinage et persistent souvent pour les freinages suivants, aux mêmes emplacements. Ce phénomène est particulièrement important puisqu'il engendre les gradients thermiques les plus élevés et par conséquent les contraintes thermomécaniques les plus sévères. Les températures maximales sont généralement situées sur le sommet des points chauds et peuvent dépasser localement les 1000°C avec des gradients de 800°C sur des distances très faibles de quelques dizaines de millimètres (figure 100).

Ils sont généralement régulièrement espacés sur la circonférence. Anderson et Knapp les assimilent dans le cas des disques automobiles à des déformations de structures par exemple ondulatoires [AND 85]. Même s'ils apparaissent de façon quasiment systématique sur un disque non ventilé pour des freinages très sévères à forte énergie et puissance élevée, ils peuvent se développer pour des puissances faibles et à différentes vitesses.

Leur nombre est souvent proche de 6, voire 5, et plus rarement 4 ou 7.

Enfin, l'existence, la distribution et l'intensité des points chauds macroscopiques peuvent être très différentes d'une garniture à l'autre.



Fig. 100 - Thermographie de points chauds ($\theta_{\max} = 1013^{\circ}\text{C}$)

- Une explication de la formation de ces points chauds est avancée dans cette étude, à partir des sollicitations thermomécaniques induites par les "cercles de feu" et d'après les observations expérimentales.

Nous avons pu constater que dans le cas critique où la sollicitation thermique est suffisamment élevée pour engendrer des déformations plastiques de compression, des points chauds permanents ou stabilisés sont initiés.

- Pour Barber, les points chauds sont issus des instabilités thermoélastiques, c'est à dire de l'interaction entre la génération du flux de chaleur, les dilatations thermoélastiques, et le contact élastique [BAR 69]. La dynamique de contact de la garniture est alors particulièrement sensible. Un développement analytique correspondant a été proposé à partir de l'étude d'une couche mince

représentative du disque et de deux demi-plans correspondant aux garnitures, et en introduisant l'existence initiale d'une pression de contact non uniforme sinusoïdale (perturbation) [KWA 93]. Le résultat délivre des vitesses critiques à partir desquelles ces perturbations peuvent être entretenues, les vitesses étant fonction de la fréquence sinusoïdale de la perturbation (dans le sens circonférentiel pour le disque).

Nous verrons que ces deux approches à priori très différentes peuvent être complémentaires vis à vis des phénomènes physiques observés et de leur justification.

3.B.2 COUPLAGE FLAMBEMENT / COMPORTEMENT INELASTIQUE

L'algorithme thermomécanique présenté dans le chapitre précédent permet de déterminer directement les sollicitations mécaniques issues des gradients de températures relatifs aux "cercles de feu". Cette étude a été menée pour une succession de freinages, réalisée expérimentalement en parallèle à partir d'une configuration vierge de toute déformation (disque rectifié sur plusieurs millimètres et garnitures composites neuves). Ceci sachant que l'état de contrainte initial d'un disque n'est jamais nul, de par le procédé de forgeage et de traitement thermique (cf. mesure de contraintes avant essai sur disque neuf ou rectifié § 4.1). Le comportement élastoplastique du matériau est introduit avec le critère de la contrainte équivalente de Von Mises ainsi que l'écoulement cinématique. La succession des freinages a déjà été présentée précédemment avec la mise en évidence des variations de portée de la garniture à l'origine des cercles chauds. Les données sont rappelées dans le tableau 16, complétées par les freinages suivants du cycle complet.

N° freinage	V _{initiale} (km.h ⁻¹)	Décélération (m.s ⁻²)	Durée (s)	Energie (MJ) (4tonnes par disque)
1	120	0.95	35	2.22
2	160	0.97	46	3.95
3	220	0.97	63	7.47
4	300	0.39	214	13.89
5	300	0.73	114	13.89
6	300	0.9/1.25	77	13.89
7	300	0.9/1.25	75	13.89
8	300	0.9/1.25	74	13.89

Tableau 16 - Caractéristiques du cycle de freinage étudié

Le calcul des contraintes thermomécaniques indique un état de compression élevé durant les freinages sur les zones fortement sollicitées thermiquement. Ceci en raison des gradients de température sur les cercles chauds et des dilatations entravées sur les rayons intérieur et extérieur moins sollicités (contraintes internes issues des gradients thermiques et bridage géométrique). La distribution des contraintes circonférentielles est représentée sur la figure 101 à l'instant $t = 22s$ du troisième freinage. De par l'axisymétrie du problème, les directions principales correspondent globalement au repère cylindrique.

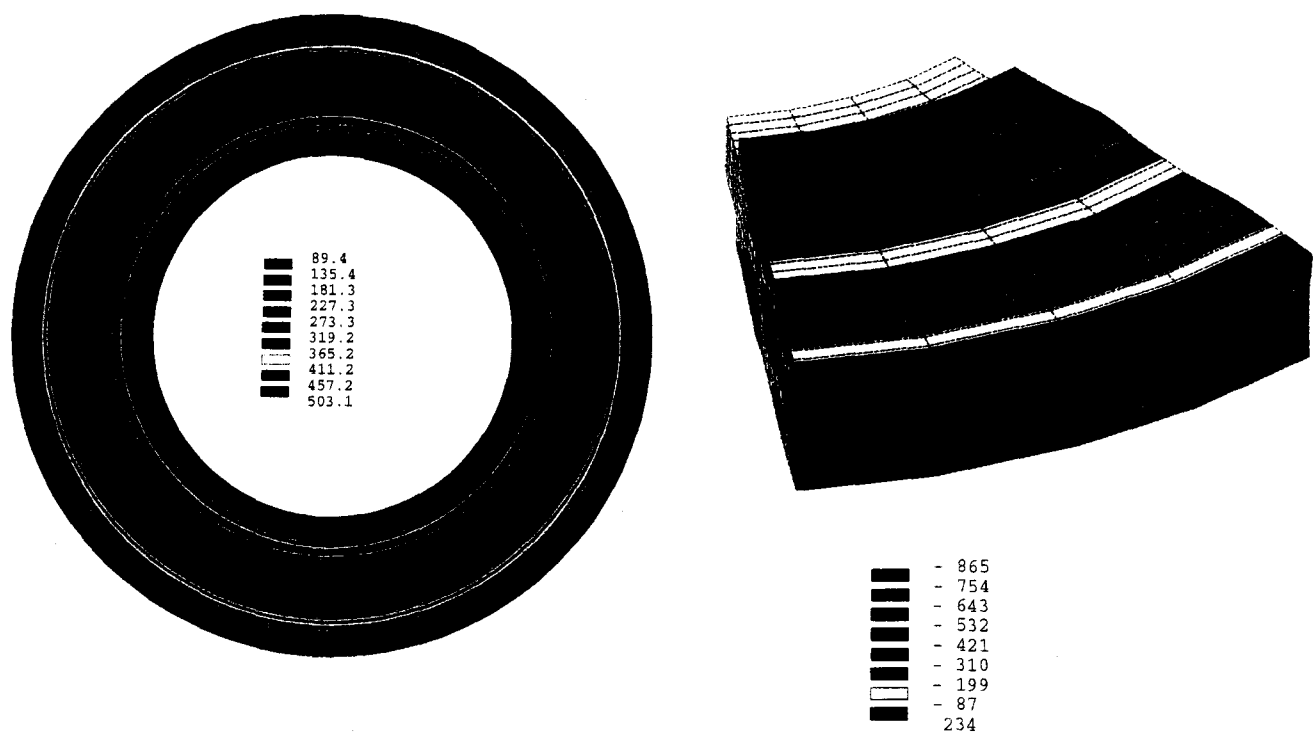


Fig. 101 - Distribution des températures et des contraintes circonférentielles sur le disque (MPa) à $t = 22\text{s}$ du 3^{ème} freinage

En raison des gradients élevés dus à la sévérité du freinage, des déformations plastiques sont engendrées (figure 102). Le seuil de plasticité a été atteint pour une température circonférentielle sur le cercle chaud de 457°C. Les freinages précédents, d'intensité plus faible, n'ont induit que des déformations thermoélastiques.

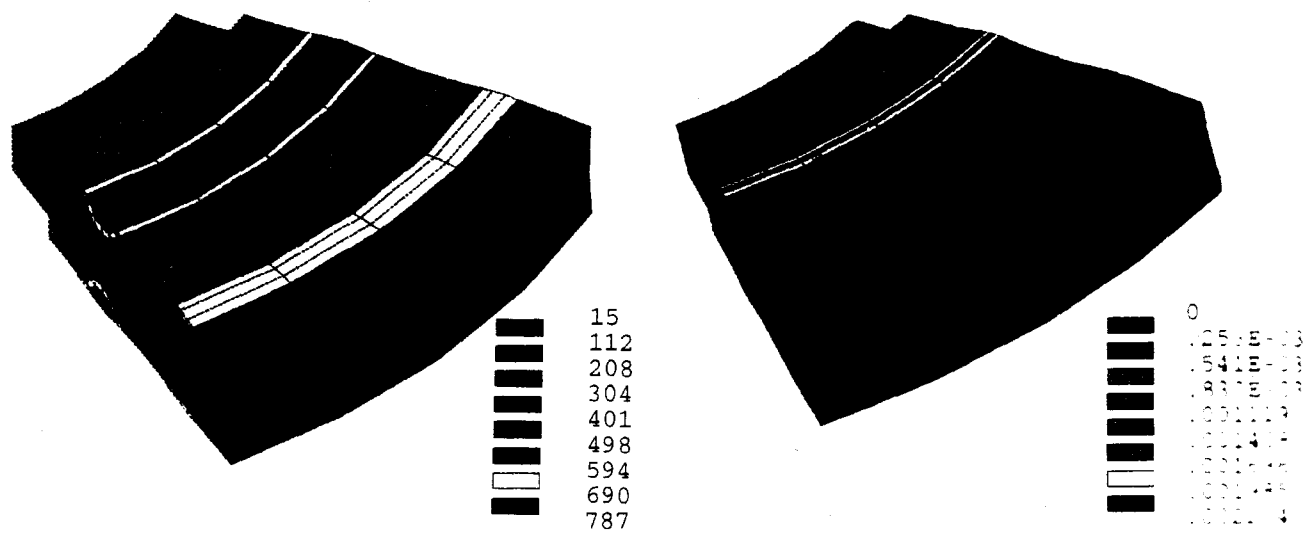


Fig. 102 - Contraintes équivalentes (MPa) et déformations plastiques équivalentes à $t = 22\text{s}$ du 3^{ème} freinage

Le calcul des contraintes est issu du modèle numérique du comportement thermomécanique du couple de freinage.

Les résultats ont été reportés sur un modèle 3D d'une partie du disque pour une meilleure visualisation. La distribution thermique ainsi que l'évolution de la portée de la garniture ont pu être validées expérimentalement (cf. § 3.A.3.6).

Il a pu être observé à cet instant du freinage, le développement de zones localisées de fortes températures, distribuées angulairement de façon régulière sur la face du disque, caractéristiques des points chauds. Ceux-ci vont persister jusqu'à la fin du freinage et seront reproduits exactement aux mêmes endroits dès le début du freinage suivant et jusqu'à la fin du cycle réalisé (figure 103a et 103b).

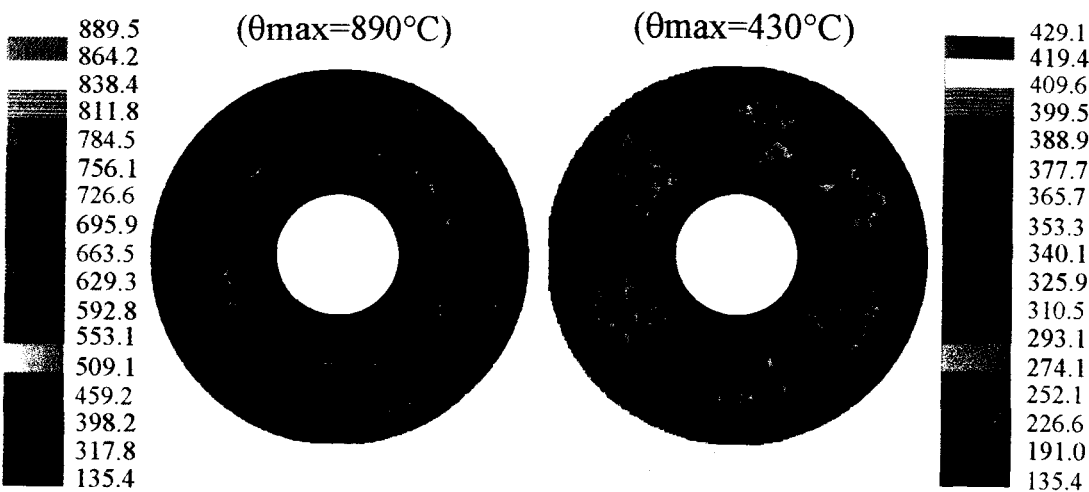


Fig. 103a - Thermographies aux instants $t = 22\text{s}$ et à la fin du 3^{ème} freinage (moyenne circonférentielle maximale de 487°C à 22s)

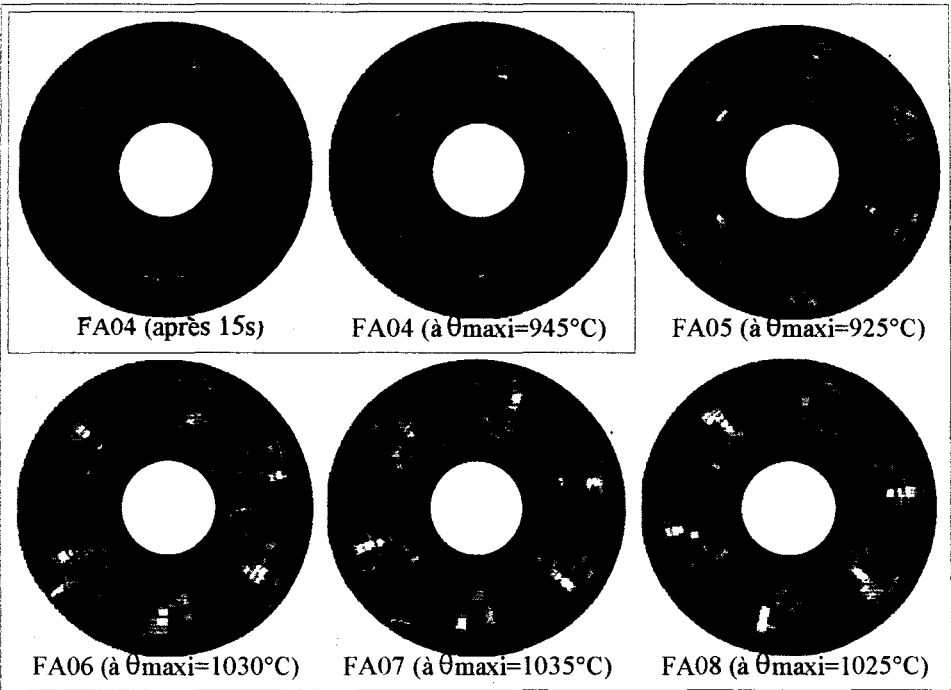


Fig. 103b - Thermographies des freinages suivants

Cette fixation des points chauds est issue d'une déformation permanente de la structure et il a pu être observé son caractère antisymétrique d'une face de frottement à l'autre. Cette déformation ondulatoire

Cette fixation des points chauds est issue d'une déformation permanente de la structure et il a pu être observé son caractère antisymétrique d'une face de frottement à l'autre. Cette déformation ondulatoire semble correspondre à un mode de flambement du disque issu de l'état de compression circonférentiel très élevé engendré par le cercle chaud. Ce mode peut être initié par la transition élastoplastique telle qu'elle a pu être observée sur l'anneau fortement comprimé du disque, mis en évidence précédemment et complété sur les figures 104a et 104b.

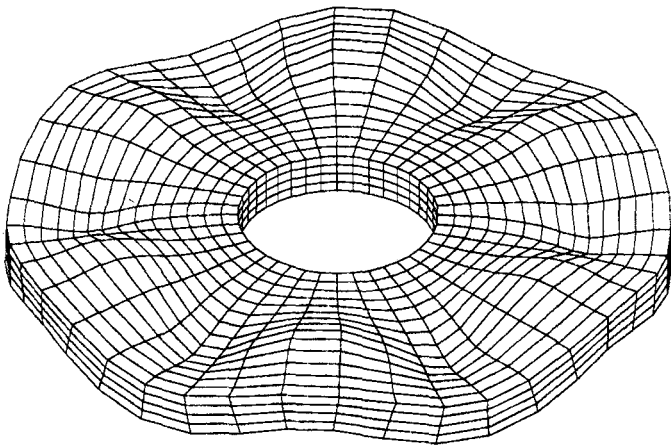


Fig. 104a - Mode de flambement du disque

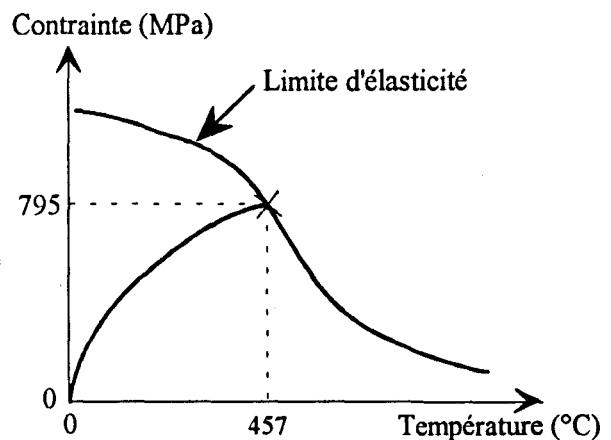


Fig. 104b - Evolution de la sollicitation vis à vis de la variation de la limite d'élasticité

La figure 104a correspond à un mode de flambement du disque calculé à partir de la sollicitation exercée, c'est à dire le cercle chaud, et par la méthode linéaire élastique d'Euler (5^{ème} mode). Ce calcul montre que les modes obtenus correspondent bien aux déformations ondulatoires du disque.

La figure 104b montre l'évolution de la contrainte équivalente lors du 3^{ème} freinage de la série évoquée précédemment et pour lequel a été observé le développement de points chauds. Cette évolution vis à vis de la variation de la limite élastique avec la température indique que la transition élastoplastique a été atteinte en concordance avec le déclenchement de la déformation ondulatoire.

Les différents modes obtenus par la méthode linéaire élastique d'Euler correspondent à des ondulations du disque dont le nombre croît selon les modes et les charges critiques. Ceci, sachant que théoriquement, une fois le premier mode atteint, la déformation correspondante initiée est irréversible. Dans le cas où le comportement plastique du matériau est introduit, le mode de flambement peut être initié prématurément lorsque la contrainte équivalente atteint la limite d'élasticité, notamment dans le cas de matériaux à limite élastique élevée à haute température, tels que dans notre application. A la limite d'élasticité, le matériau est en état d'instabilité. La moindre perturbation peut amener son fléchissement. Une fois initié, celui-ci peut se poursuivre pour une sollicitation inférieure à celle nécessaire pour produire le début de l'état plastique.

L'étude de ces points d'instabilité doit alors être menée par d'autres méthodes que par celle de l'analyse linéaire élastique d'Euler. Citons la technique qui consiste par une analyse statique non linéaire, à augmenter graduellement la sollicitation jusqu'au niveau pour lequel la structure deviendra instable. Cette méthode, aussi appelée "méthode statique des imperfections", ne donne pas accès aux différents modes de flambement puisque la structure sera instable dès que le premier mode sera rencontré. Par contre, elle permet de quantifier de façon plus précise la charge critique, et autorise l'introduction du comportement inélastique du matériau, des grands déplacements, etc.

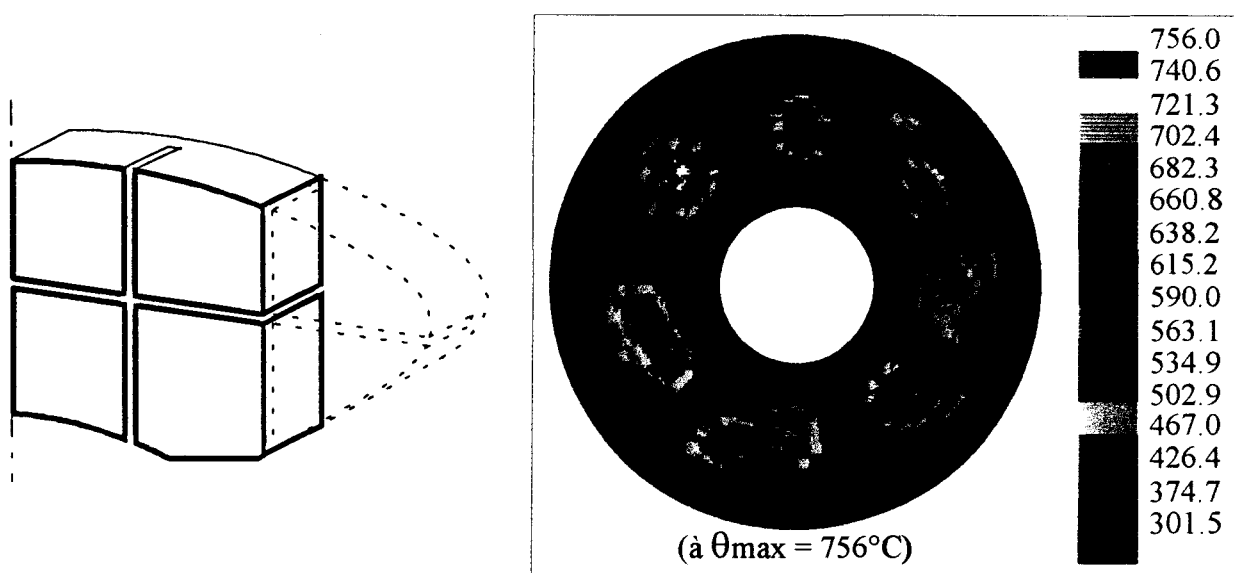
Cette méthode nécessite de préciser l'imperfection qui orientera le mode de flambement et suppose par conséquent sa connaissance préalable.

correspondant. Dans le cas du disque, les observations expérimentales montrent généralement six points chauds régulièrement répartis et antisymétriques, alors que le premier mode linéaire élastique initial donne deux ondulations, puis trois, quatre, etc.

La seule imperfection pouvant correspondre à plusieurs ondulations est issue de l'application de la pression de la garniture sur le disque. L'étude des géométries des garnitures indique un angle d'application de l'ordre de 70° à 75° soit un rapport de 4.8 à 5.2 comparé au périmètre moyen du disque. Cependant, il a pu être mis en évidence dans le chapitre précédent, que les portées effectives pouvaient être beaucoup plus réduites. Ceci amplifié par le fait que les zones proches des surfaces libres perdent rapidement le contact de par leur température moindre et leur dilatation non entravée.

Nous avons ainsi pu observer couramment lors de la mesure de températures par thermocouples fixés dans la garniture près de la surface de contact, des zones sans élévation de température tout au long d'un freinage, et qui correspondent à des parties non frottantes. La partie effective moyenne est souvent réduite à des valeurs de 60° à 70° , soit un rapport angulaire vis à vis du disque de l'ordre de 5.2 à 6, voire supérieur (c'est le cas pour le freinage considéré ici à 220 km.h^{-1} où une extrémité de la garniture n'est pas entrée en contact, et pour lequel l'angle de portée estimé à l'aide des thermocouples, est de l'ordre de 65° (cf. figure 81 du § 3.A.3.6d).

L'influence de la longueur de la garniture a pu être mise en évidence expérimentalement. La garniture composite de forme UIC a été raccourcie sur environ un tiers de sa longueur, faisant passer l'angle de friction d'environ 70° à 55° , soit un rapport vis à vis du périmètre moyen du disque de plus de 6.5. L'enchaînement de quelques freinages a vu le développement de sept points chauds (figure 105).



- Géométrie de la garniture coupée

- Thermographie visualisant les 7 points chauds

Fig. 105 - Thermographie d'un freinage pour une garniture composite UIC "raccourcie"

Par ailleurs, il est plus souvent observé sur des disques de grands diamètres équipés des mêmes garnitures, le développement de sept points chauds. Ceci conforte la proposition puisque dans ce cas, le rapport angulaire disque/garnitures augmente. D'autres essais doivent cependant être entrepris par exemple à l'aide de garnitures spécifiques afin de vérifier cette hypothèse.

- Le raisonnement présenté demeure à l'état d'hypothèse. Et bien que la sollicitation exercée corresponde à celle pouvant déclencher le flambement, la charge thermique reste faible par rapport aux

charges critiques élastiques théoriques. Même si la transition élastoplastique est observée et concorde avec l'apparition des points chauds, des investigations sur la stabilité doivent être poursuivies, à l'aide des méthodes statiques énoncées ou encore énergétiques ou dynamiques.

3.B.3 APPLICATION DE L'APPROCHE DES INSTABILITES THERMO-ELASTIQUES

a) Présentation

L'appellation "instabilité thermoélastique" a été introduite par Barber [BAR 69] et correspond dans un sens général à des instabilités ou perturbations de contact issues de l'interaction de surface entre la génération du flux de chaleur, les dilatations thermoélastiques et le contact élastique entre les deux corps frottants. Cette "dynamique" de contact peut être observée à différentes échelles, sur les aspérités de surface, sur les portées macroscopiques qui vont sans cesse varier au gré des dilatations et de l'usure, etc. La dynamique des "cercles chauds" ou des portées alternées des plots de la garniture, étudiées précédemment, font partie de ces phénomènes.

Kwangjin et Barber ont considéré le phénomène des points chauds comme une instabilité circonférentielle de contact. Ils sont partis des considérations de Dow et Burton qui ont montré qu'une petite perturbation sinusoïdale de la pression de contact théoriquement uniforme entre deux demi-plans en frottement, est instable au delà d'une vitesse de glissement critique qui dépend de la longueur d'onde (ou période de la perturbation) [DOW 72]. Kwangjin et Barber ont étendu l'hypothèse de deux demi-plans en glissement à une couche de l'épaisseur du disque frottant entre deux demi-plans représentant les deux garnitures (figure 106), [KWA 93].

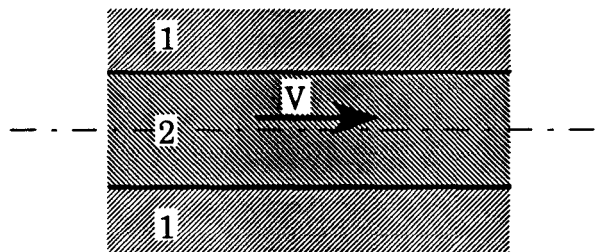


Fig. 106 - Couche entre 2 demi-plans avec pression uniforme

Les conditions pour lesquelles une perturbation dans les champs de températures et de contraintes peut croître exponentiellement avec le temps, sont examinées. La perturbation est par exemple introduite dans la pression par:

$p(x,t) = p e^{bt} \cos(mx)$ avec x : direction de la vitesse de glissement

m : la fréquence spatiale de la perturbation sinusoïdale

b : le taux de croissance exponentiel

Le développement analytique correspondant est appliqué aux deux cas où les perturbations sont supposées symétriques et antisymétriques sur les deux faces de friction (conditions aux limites appropriées). Les hypothèses définissent les garnitures comme des corps semi-infinis (pas de conditions aux limites d'environnement, ni de géométrie précise). La température de surface est supposée égale entre les deux pièces et les caractéristiques des matériaux sont considérées constantes avec la température.

La stabilité est supposée maintenue si le taux de croissance est négatif, telle que la perturbation initiale décroît dans le temps. La vitesse critique relative à la fréquence de la perturbation est obtenue en fixant le taux de croissance b à zéro. Le système d'équations obtenu est fortement non linéaire et doit être résolu à l'aide d'un algorithme itératif. Chaque période de la perturbation sinusoïdale est associée à une vitesse critique et correspond pour le cas du disque de frein à un nombre de points chauds répartis angulairement sur la face de friction. Le nombre de ces points de contact doit être suffisamment élevé pour assurer un support permanent de la garniture, ce qui conduit les auteurs à fixer un critère de nombre minimal en rapport avec la longueur de la garniture.

b) Application

L'application aux disques automobiles a montré que les vitesses critiques obtenues dans le cas de l'hypothèse de perturbations symétriques sont plus élevées que dans le cas antisymétrique. Les valeurs obtenues n'ont pas été comparées expérimentalement mais leur ordre d'idée est compatible avec la réalité, beaucoup plus qu'avec le modèle de deux demi-plans de Dow et Burton qui donnait des valeurs de vitesses très élevées, incompatibles pratiquement [KWA 93].

L'application faite aux disques ferroviaires avec les caractéristiques des couples de freinage présentés précédemment est décrite sur la figure 107 en terme de vitesse critique fonction du nombre d'ondulations.

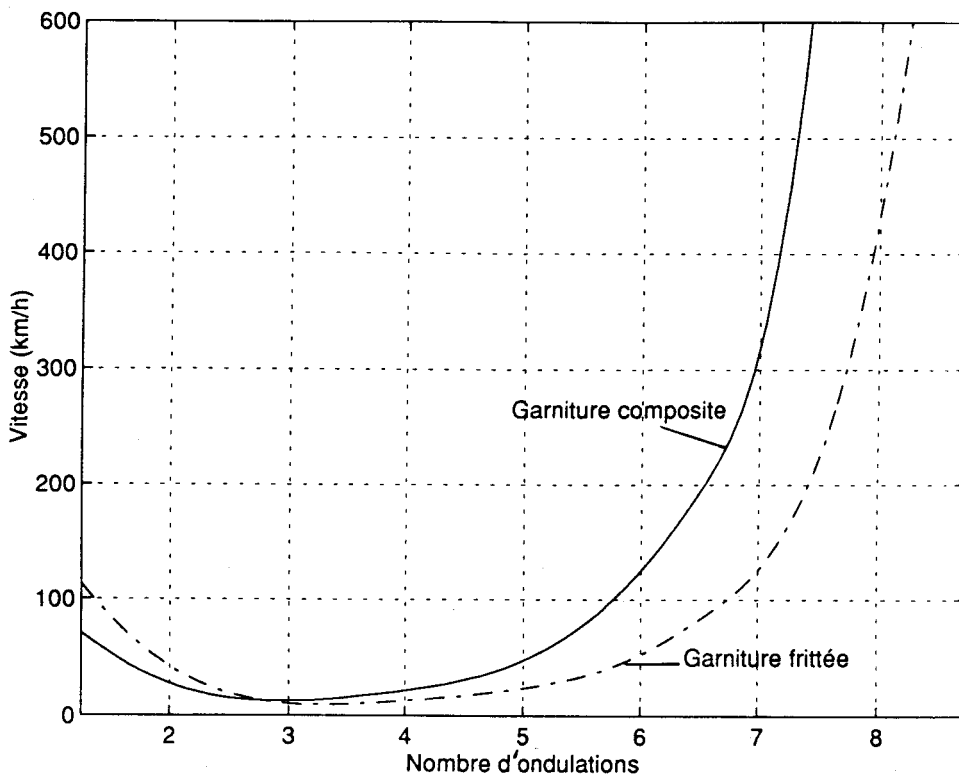


Fig. 107 - Application aux couples disques garnitures de l'étude

- La prise en compte de la variation des caractéristiques de matériaux avec la température n'est pas introduite dans les formulations, leur influence peut être approchée par une étude de sensibilité tracée sur la figure 108, pour la garniture et dans le cas d'un nombre d'ondulations égal à 6.

Les paramètres sensibles sont tout particulièrement le module d'élasticité et la conductibilité du matériau. Plus le module d'Young diminue, plus logiquement la vitesse critique augmente avec une

pression d'application de plus en plus uniforme et une atténuation de l'effet des imperfections. En augmentant la conductivité du matériau de la garniture, le gradient thermique est plus faible en épaisseur, ce qui adoucit les déformations et augmente par conséquent la vitesse critique.

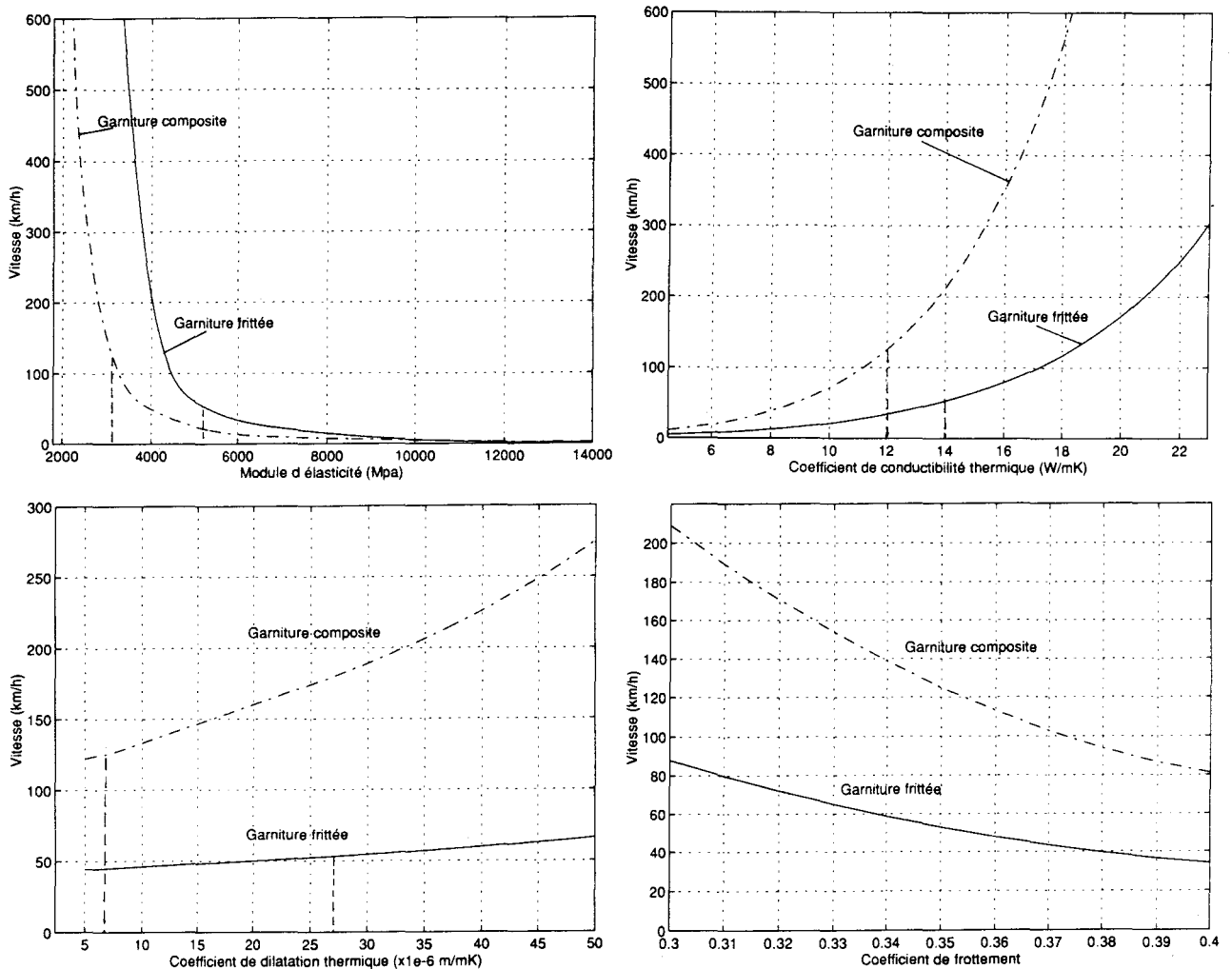


Fig. 108 - Etude de sensibilité des caractéristiques du matériau de la garniture sur la vitesse critique pour un nombre d'ondulation de 6.

Dans notre cas, le module d'élasticité indique une forte sensibilité dans la mesure où les valeurs pour les matériaux considérés se situent dans des zones de forte variation. Or les caractéristiques du matériau évoluent fortement avec la température, d'où une imprécision importante quant aux vitesses critiques obtenues.

L'influence de la dilatation thermique est plus faible, ceci peut être issu du fait que la perturbation sinusoïdale affecte essentiellement le disque. Cependant nous avons pu voir dans les études précédentes qu'elle influence sensiblement la portée effective de la garniture et doit avoir par conséquent un rôle non négligeable.

c) Observations

- Les différentes investigations expérimentales que nous avons pu réaliser montrent en comparaison avec l'approche des instabilités thermoélastiques, que des points chauds peuvent être visualisés sur une

large gamme de vitesse sans caractère systématique absolu. Ainsi, des points chauds peuvent apparaître pour une vitesse donnée dans un cas et pas dans l'autre.

Nous avons pu voir par ailleurs dans les études précédentes que la portée de la garniture est fortement dépendante de la pression d'application et que le niveau de température atteint est également très important dans la mesure où les dilatations peuvent être très élevées.

Le problème semble par conséquent plus complexe que lié uniquement à la vitesse.

- Cependant nous avons pu observer pour des configurations initiales vierges, c'est à dire disque neuf ou rectifié sur plusieurs millimètres et garnitures neuves, une apparition de points chauds relativement diffus et instables pour des valeurs de vitesses comprises entre 160 et 220 km.h⁻¹, pour les deux types de garnitures. Le nombre de points est variable, de 5 à 7, parfois 8, pas forcément bien répartis circonférentiellement.

Si l'on compare les valeurs indicatives présentées avec les vitesses critiques obtenues par les instabilités thermoélastiques, ces dernières donnent des valeurs, qui pour 5 à 7 points chauds, oscillent entre 24 et 125 km.h⁻¹ pour le fritté et entre 48 et 320 km.h⁻¹ pour le composite. La précision est relative étant donnée la sensibilité avec les caractéristiques des matériaux qui varient fortement avec la température et à laquelle il faut ajouter celle du coefficient de frottement.

Les résultats semblent par conséquent compatibles avec les observations pour les premiers freinages à partir d'une configuration vierge initiale (cf. § 3.B.4 suivant).

- Néanmoins l'approche semble insuffisante dans la mesure où des points chauds existent parfois pour des freinages à faible vitesse sans caractère systématique.

- Le développement proposé suppose l'existence d'une perturbation sinusoïdale initiale, dont l'origine à partir d'un défaut initial reste à analyser.

L'ensemble de ces considérations est réexaminé dans le paragraphe suivant en comparaison avec l'approche du flambement du disque

3.B.4 OBSERVATIONS COMPLEMENTAIRES

- L'étude du cycle exposée au début du chapitre a montré le développement d'une déformation ondulatoire permanente au cours du troisième freinage qui a entraîné la stabilisation des points chauds pour les freinages suivants, sur les mêmes positions angulaires et ceci de façon permanente quelle que soit la vitesse et l'intensité de ces freinages.

- Des mesures du voile du disque après essais ont révélé des surépaisseurs de l'ordre de 0.15 mm au sommet des points chauds.

- La position des points chauds peut varier dans le sens radial avec des dédoublements éventuels (figure 109). Ces phénomènes doivent être rapprochés de la variation de portée radiale issue de la dynamique de contact/dilatation/usure telle qu'étudiée pour les cercles chauds. Ainsi, il n'existe pas d'alternance systématique de ces variations radiales qui dépendent des énergies dissipées lors des freinages successifs et de l'usure. L'ondulation du disque est la même, mais c'est le changement de portée radiale de la garniture qui provoque ce dédoublement.

- Un déplacement angulaire faible des points chauds a pu être observé pour une succession de freinages. Ce décalage est simultané pour l'ensemble des points chauds, mais très faible et sensible seulement après quelques freinages.

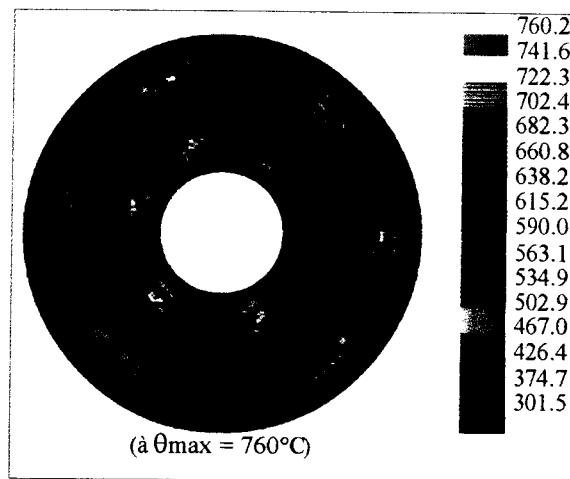


Fig. 109 - Exemple de variation radiale de portée en présence de points chauds

- Dans le cas de la garniture composite, un sens de rotation peut être perçu, opposé à celui du disque (cf. figure 103b). L'observation des thermographies montre que la distribution des températures sur les points chauds n'est pas tout à fait circulaire, mais qu'elle est plus élevée sur l'attaque du point chaud par rapport au sens de rotation. Ceci peut expliquer le sens de déplacement, car la partie la plus chaude va avoir tendance à devenir le sommet du point chaud de par les dilatations. Comme elle est située sur le côté opposé au sens de rotation, le point chaud va se déplacer très légèrement dans le sens contraire à la rotation.

D'autre part, le fait que l'intensité maximale ne soit pas centrée, pourrait s'expliquer par l'incidence de la garniture par rapport au disque, due au frottement. Nous avons ainsi pu déjà voir que la pression est supérieure sur l'arrière du contact en raison du frottement.

- Cette observation est moins nette dans le cas de la garniture à plots pour laquelle les déplacements sont moins réguliers. Plus généralement, les points chauds sont plus concentrés et oscillent de manière désordonnée autour de leur position. Ceci est probablement issu de la géométrie de la garniture et de la forte dynamique de ses plots qui peut être perçu pour le disque comme deux garnitures différentes d'un freinage à l'autre.

- L'antisymétrie des déformations, souvent visible après freinage par des dépôts concentrés du matériau de la garniture, a pu être vérifiée expérimentalement. Le procédé a consisté à placer un miroir permettant de visualiser la face arrière du disque. La ligne de balayage de la caméra infrarouge scrute le long du rayon de la face avant et se prolonge dans le miroir où se reflète la face arrière. L'acquisition des deux faces est alors simultanée, un exemple est reproduit sur la figure 110 où est située à l'intérieur la face avant du disque, et à l'extérieur sa face arrière.

- Le cas des freinages de maintien à vitesse constante dans une déclivité de la voie, est tout à fait spécifique. Ils sont en effet marginaux dans un cycle réel d'exploitation, mais sont souvent intégrés dans les programmes de performance et d'endurance sur banc d'essai. Ceci en raison de la sévérité de la sollicitation (durées de plusieurs dizaines de minutes), surtout néfaste pour la garniture et pour son support sollicités thermiquement de par les temps de diffusion importants.

Cependant et pour cette même raison, ce type de sollicitation est peu agressif pour le disque, dont la température s'uniformise en profondeur et même souvent en surface, où l'usure généralement élevée, aplanit les surfaces de contact. Les points chauds sont ainsi rarement observés et lorsqu'ils sont issus des freinages précédents et des déformations du disque, ils s'atténuent de par la conduction qui

homogénéise l'état thermique du disque. Les températures peuvent être élevées, mais relativement uniformes.
Cette sollicitation peut même être bénéfique pour le disque car elle tend à effacer les points chauds par un phénomène de "retrempe superficielle" global.

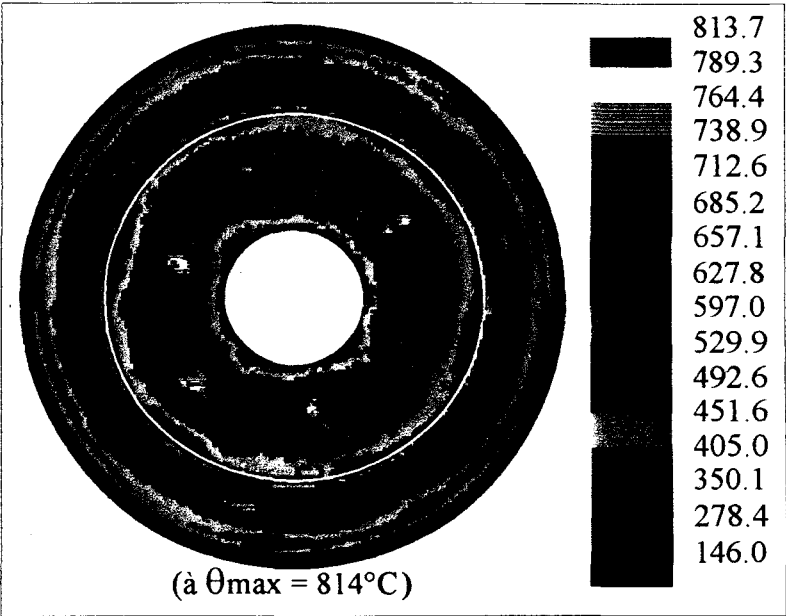


Fig. 110 - Thermographie simultanée des deux faces du disque

- Des essais avec garnitures frittées à partir d'un disque neuf avec une sollicitation croissante (en vitesse et pression) ont montré qu'il y avait existence de points chauds permanents reproduits d'un freinage à l'autre, à partir du moment où une sollicitation thermique élevée avait été exercée; tout comme dans le cas de la garniture composite. La succession des freinages est décrite dans le tableau 17.

n°de freinage	Vinitiale (km.h ⁻¹)	Décélération (m.s ⁻²)	Energie (MJ)	Temps de freinage (s)	t° maximale (°C) expérimentale
1	120	0.58	2.22	58	215
2	160	0.71	3.95	63	268
3	220	0.39	7.47	157	337
4	300	0.27	13.89	313	453
5	120	0.98	2.22	34	229
6	160	0.52	3.95	85	319
7	220	0.50	7.47	122	398
8	300	0.49	13.89	170	734
9	120	1.96	2.22	17	407
10	160	0.99	3.95	45	409
11	220	0.86	7.47	71	573
12	300	0.78	13.9	107	843
13	160	1.43	3.95	31	594
14	220	1.46	7.47	42	778
15	300	1.34	13.89	62	857

Tableau 17 - Présentation de la série de freinage avec sollicitation croissante (garniture frittée)

♦ Durant le freinage 8, des points chauds se sont développés (7 dont 2 semblent issus d'un dédoublement) environ une minute après le début de freinage. Ils sont restés fixes jusqu'à la fin de la sollicitation et sont réapparus dès le tout début du freinage suivant et jusqu'à la fin du cycle de freinages. La sollicitation pour ce freinage est importante malgré la pression faible, en raison de l'anneau de portée de contact réduit (figure 111).

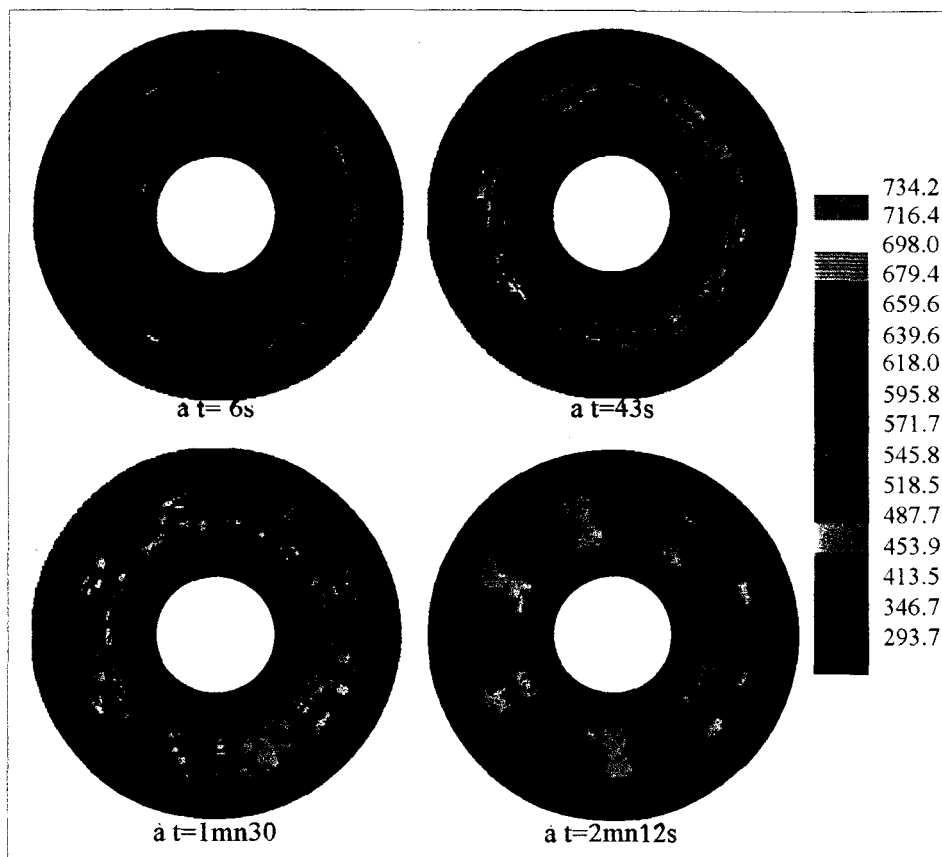


Fig. 111 - Thermographies successives du freinage 8

Sur l'anneau de contact à l'instant $t = 41s$, est atteinte une température moyenne circonférentielle de $468^{\circ}C$, niveau de sollicitation qui tout comme pour le troisième freinage de la première série, engendre des déformations plastiques.

Celles-ci entraînent une déformation ondulatoire permanente du disque qui provoque la réapparition des points chauds tout au long des freinages suivants, quelle que soit leur vitesse et intensité (figure 112). Cette déformation peut être issue du même mécanisme de flambement en présence d'effets inélastiques, exposé pour la garniture composite.

On retrouve le comportement précédemment évoqué pour le cas de garnitures frittées où les points chauds oscillent autour de leur position, se déplacent légèrement pour les sollicitations importantes et où des points qui semblaient dédoublés semblent fusionner pour s'orienter vers 6 points uniformément répartis.

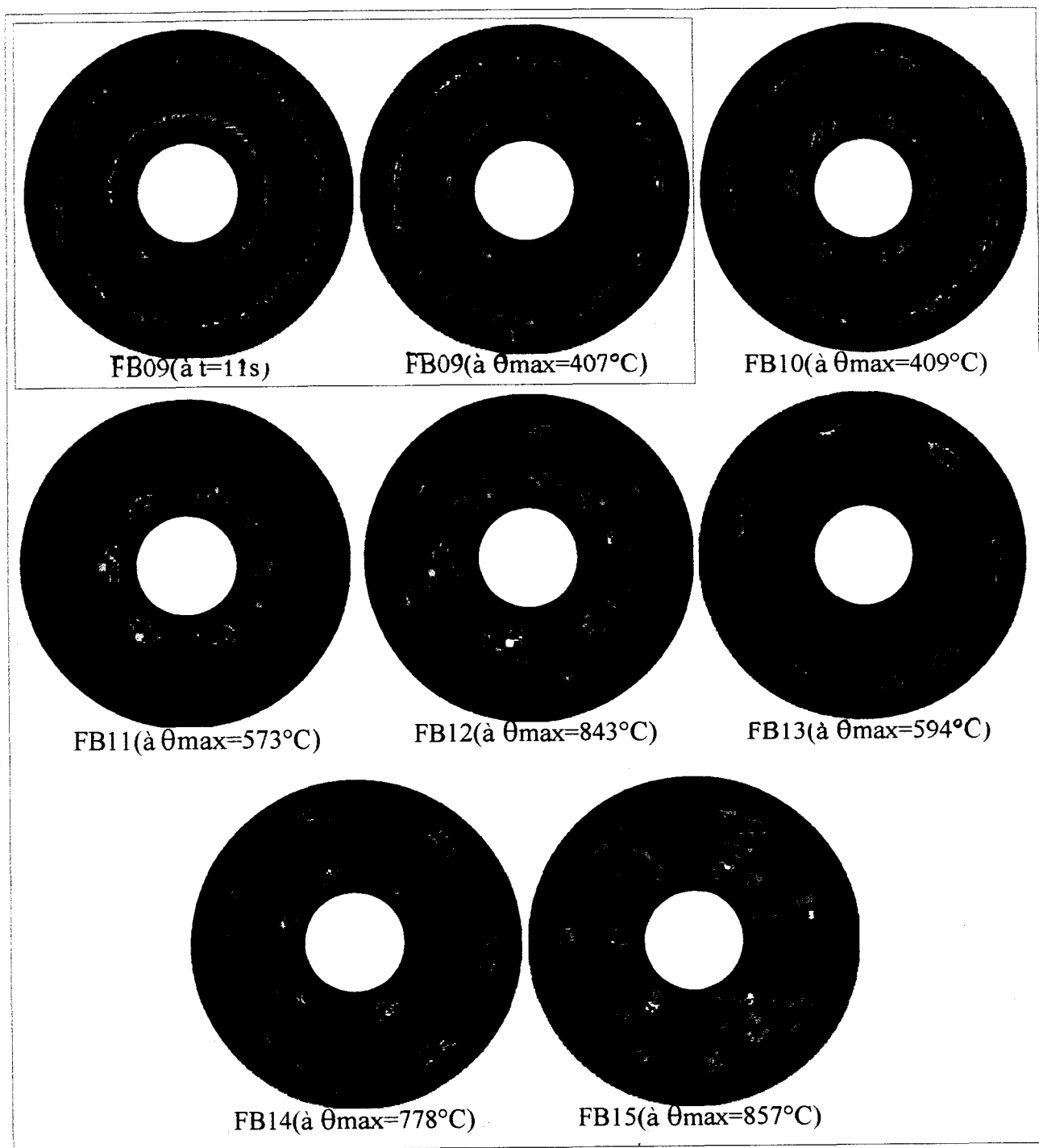


Fig. 112 - Succession de freinages de 9 à 16

♦ Cependant, il a pu être observé pour certains freinages précédents le 8^{ème}, l'apparition de points chauds dans la seconde partie de ces applications, plus diffus que ceux exposés précédemment. Ils ne sont pas toujours bien répartis et ne sont pas stabilisés dans la mesure où ils n'influencent pas le freinage suivant (figure 113). Les sollicitations thermiques sont relativement faibles et la température maximale n'excède pas ponctuellement 453°C. La limite d'élasticité du matériau n'est atteinte que très localement.

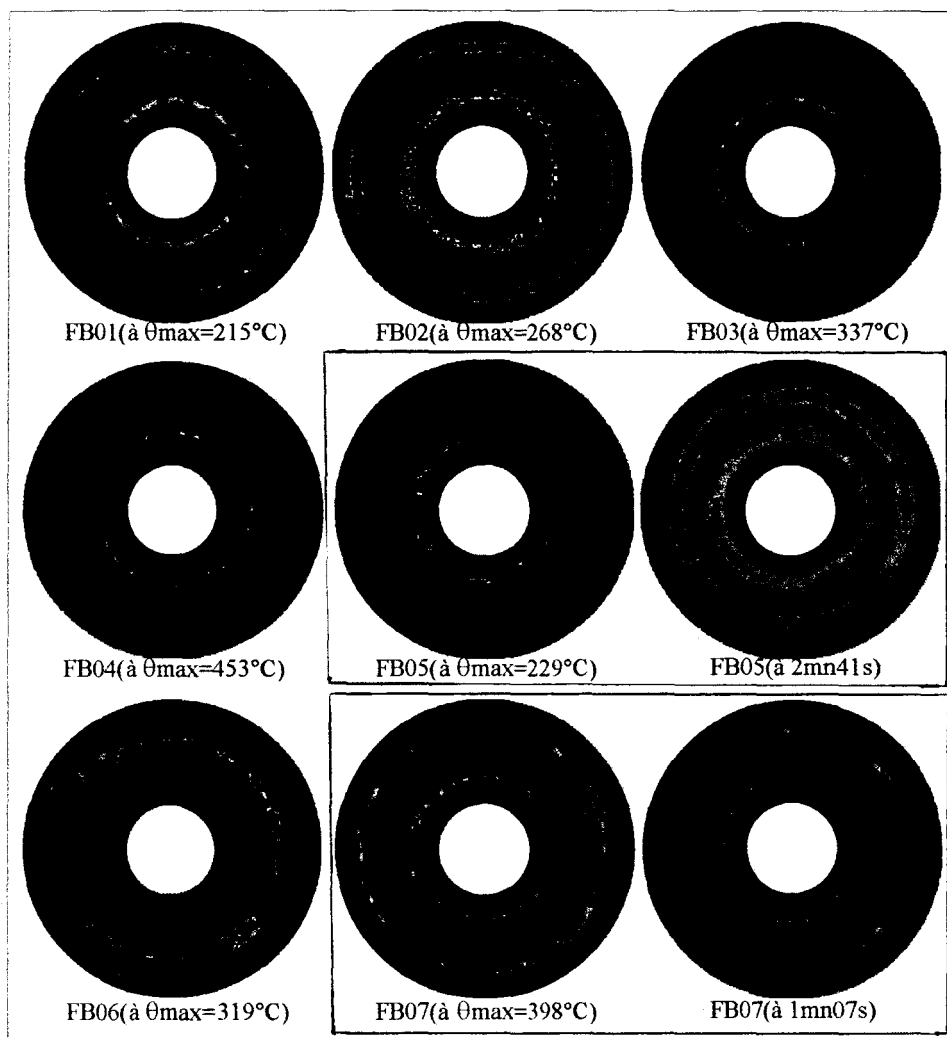


Fig. 113 - Succession des freinages de 1 à 7

- La caractérisation d'un freinage "sévere" d'un point de vue thermomécanique, n'est pas fonction de l'énergie, ni de la puissance moyenne ni de la température, mais des gradients thermiques. Nous avons pu déjà mettre en évidence que la portée de la garniture était plus réduite pour les faibles pressions, d'où une distribution des températures moins uniforme. Et nous venons de voir qu'un freinage à 300 km.h⁻¹ à pression relativement faible pouvait générer des déformations plastiques. La comparaison en terme de contraintes de deux configurations à faibles et forte pression confirme un état de contraintes supérieur dans le cas de la faible pression. Nous verrons §V que le même raisonnement s'applique aux points chauds.

3.B.5 CONCLUSION

- L'ensemble des observations et des résultats obtenus tend à montrer que la "stabilisation" des points chauds est issue d'une déformation ondulatoire du disque, correspondant à un mode de flambement initié par l'émergence de déformations plastiques. Celles-ci sont issues de l'intensité de la sollicitation de compression et de la baisse de la limite d'élasticité avec la température. Le caractère permanent de ces déformations qui subsistent pour les freinages suivants, quelles que soient leur vitesse et intensité, provoque des sollicitations thermomécaniques très élevées sur le disque.

De nombreux développements doivent encore être appréhendés pour valider cette hypothèse.

- Pour des sollicitations plus faibles et dans le cas où la déformation permanente n'existe pas encore, des points chauds se développent durant une partie du freinage, ils sont plus diffus, non stabilisés et ils n'engendrent que peu ou pas de déformations plastiques localisées. Ils peuvent s'expliquer par la théorie des "instabilités thermoélastiques" dont les seuils de vitesses critiques semblent compatibles avec les observations. La détermination de ces vitesses reste cependant très sensible avec les caractéristiques des matériaux dont la forte variation avec la température n'est pas introduite dans les formulations.
- Le flambement élasto-plastique du disque et les instabilités thermoélastiques peuvent ainsi correspondre à des niveaux de sollicitations différents et à des points chauds que l'on peut qualifier respectivement de "stabilisés" ou "non stabilisés". Ils peuvent cependant être liés dans la mesure où les points non stabilisés peuvent engendrer des déformations plastiques locales qui pourraient initier le flambement.
- Le caractère intense d'un freinage n'est pas uniquement fonction de son énergie ni de sa puissance. Il a pu être mis en évidence numériquement et expérimentalement que pour des freinages à pression faible, peuvent apparaître des cercles chauds intenses dus à des portées de garnitures plus réduites que pour des fortes pressions d'application. Les sollicitations thermomécaniques résultantes sont très élevées en raison des gradients intenses. Ce type de freinage est beaucoup plus fréquent en service que des arrêts d'urgence.
- Des investigations expérimentales et numériques complémentaires permettraient de préciser le caractère systématique de ces phénomènes et d'appréhender s'ils s'appliquent de la même façon pour des disques ventilés pour lesquels des points chauds ont été observés, mais où la géométrie interne doit influencer les déformations.
- Enfin, la compréhension de ces phénomènes permet de constater que des améliorations importantes des systèmes actuels peuvent être réalisées, aussi bien du côté du disque que de la garniture, afin de limiter les états de contraintes (cf. propositions constructives §V).

§ IV APPROCHE DES PHENOMENES D'ENDURANCE

4.1 APPROCHE PHENOMENOLOGIQUE

Les dégradations subies par les disques de freins peuvent être décomposées en différents stades qui mettent en jeu avant même l'éventuelle fissuration macroscopique, des transformations de structure du matériau, le développement de réseaux de fissures superficielles, etc.

- Des examens réalisés par le CETIM sur un disque de freins du TGV-A ayant subi différents cycles d'essais [CET 92], ont permis de mettre en évidence certains phénomènes:

- La présence d'un film de transfert en de nombreux endroits de la surface frottante du disque. Ils sont issus de dépôts de la garniture résultant de sa dégradation. La micro analyse de ce dépôt transféré permet de retrouver de nombreux éléments entrant dans la composition du matériau de la garniture (cuivre, zinc, etc.).

- L'observation de la surface de frottement, même sans grossissement, révèle la présence d'un faïençage superficiel sur toute la face de frottement (figure 114). Il se ramifie très rapidement en profondeur.

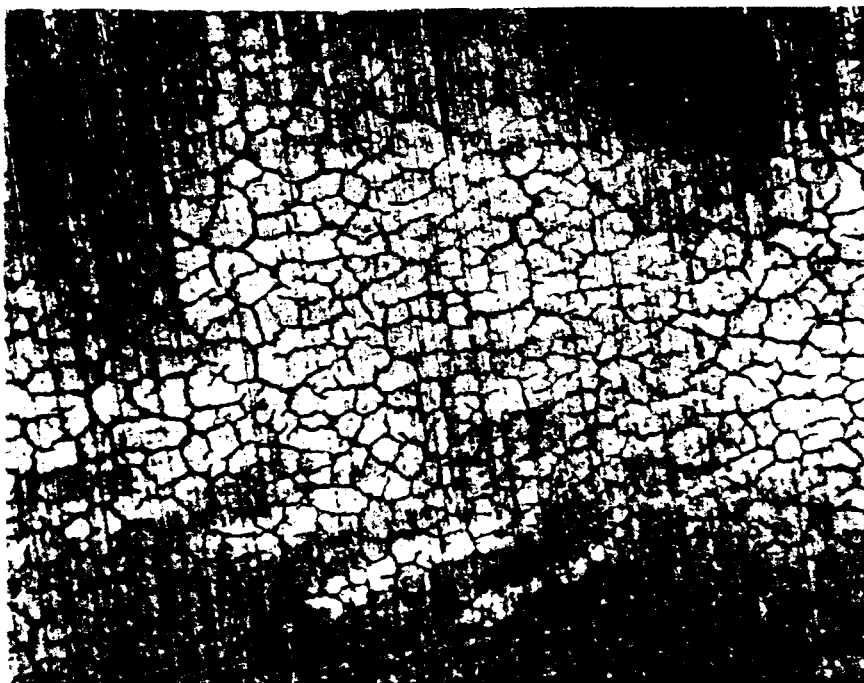


Fig. 114- Faïençage de la surface du disque (x 3)

Lors des essais, ce réseau de fissures apparaît rapidement après quelques cycles de freinage. Sa progression tend à se stabiliser par la suite, en formant des zones plus ou moins denses. Il semble traduire un phénomène global d'adaptation de la structure sous l'amplitude des contraintes de surface. Ce phénomène est général dans de nombreuses applications où la fatigue thermique intervient. Il a ainsi tendance à relaxer l'état de contrainte de surface, ce qui a conduit Skelton et Dias à utiliser le concept du "facteur de relaxation de la contrainte", qui traduit l'influence du réseau de fissures multiples sur la valeur du facteur d'intensité de contraintes. Ce phénomène reste cependant complexe étant données

l'interaction des micro-fissures entre elles et l'influence différentielle des fissures selon leur longueur [DIA 88]. Dias suppose dans le cas de la fissuration thermique, et à l'encontre de Skelton, que les petites fissures n'ont pas d'influence sur la propagation des plus grandes [DIA 86], [SKE 84].

L'observation du développement des fissures "macroscopiques" sur la surface des disques au cours d'essais au banc, montre que celles-ci apparaissent après un nombre de cycles élevé en comparaison du faïençage. La fissure est généralement parfaitement rectiligne et assez longue dès son apparition, pour se propager ensuite plus doucement, et enfin s'arrêter. Ainsi, même si le phénomène d'amorçage de la fissure est certainement lié au faïençage, son apparition est plus tardive et brutale.

- Les examens du disque après essais indiquent un phénomène de retrempe superficielle du disque avec des zones thermiquement affectées, principalement situées sur les zones recouvertes d'un film de transfert (dépôts du matériau de la garniture).

Les duretés et microstructures obtenues dans la zone retrempée, indiquent que la température de surface de frottement a dépassé celle correspondant au point de transformation AC3 de l'acier 28CDV5.08, qui est de 885°C (transformation du type austénitique à structure cubique face centrée en type martensitique à structure tétragonale). La martensite est obtenue par cisaillement complexe du réseau de l'austénite, induit par des concentrations locales de contraintes. Elle apparaît sous forme de plaquettes ou d'aiguilles, associées à un micro-relief. La structure cristallographique de la martensite occupe un volume supérieur à celle de l'austénite. Cette augmentation de volume engendre des contraintes résiduelles et une déformation du réseau, d'où l'augmentation de la densité des dislocations qui se traduit par une dureté élevée.

L'expérience montre en outre que les fissures apparaissent dans les zones transformées thermiquement, où la température a dépassé le point AC3 du diagramme fer-carbone de l'acier considéré (expérience SNCF).

Anderson et Knapp ont pu mettre en évidence le même phénomène pour l'automobile, correspondant à l'amorçage de fissures dans les zones de formation de martensite [AND 89].

L'observation en profondeur de la zone retrempée permet une décomposition en trois parties (figure 115):

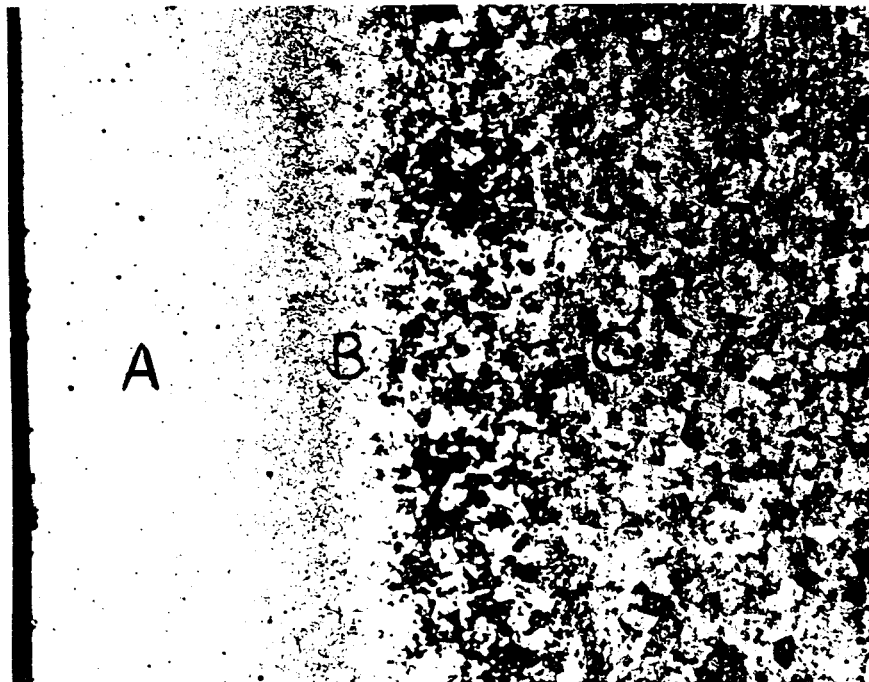


Fig. 115 - Vue d'ensemble de la zone retrempée (x 20)

- Une couche superficielle A dite retrempee (1 mm de profondeur) dans laquelle la structure est très fine, du type martensitique.
- Une zone de transition B (à environ 2 mm de profondeur) avec d'anciens joints de grains austénitiques, caractéristique d'une mise en solution incomplète lors du phénomène de retrempe superficielle.
- A 3 mm de profondeur, dans la zone de sur-revenu, la structure "grossière" est du type martensitique revenue à haute température. La structure à coeur est du même type.

Ces examens sont en accord avec les profils de dureté qui indiquent un niveau important près de la surface (500 à 520 HV) et plus faible au coeur (350 à 380 HV).

- Selon les constatations SNCF, aussi bien sur banc d'essai qu'en ligne, les fissures macroscopiques apparaissent de façon non systématique sur l'ensemble des disques, après une période pouvant aller de 6 mois à plusieurs années d'exploitation. Elles dépendent fortement du type de garnitures utilisé. Elles sont toujours radiales et d'apparition brutale (quelques centimètres), pas forcément dans les zones fortement faïencées. Elles suivent ensuite une progression rectiligne jusqu'à l'arrêt et peuvent s'étendre jusqu'à 100 mm de longueur. Elles ne débouchent jamais sur la périphérie intérieure ou extérieure du disque (figure 116).

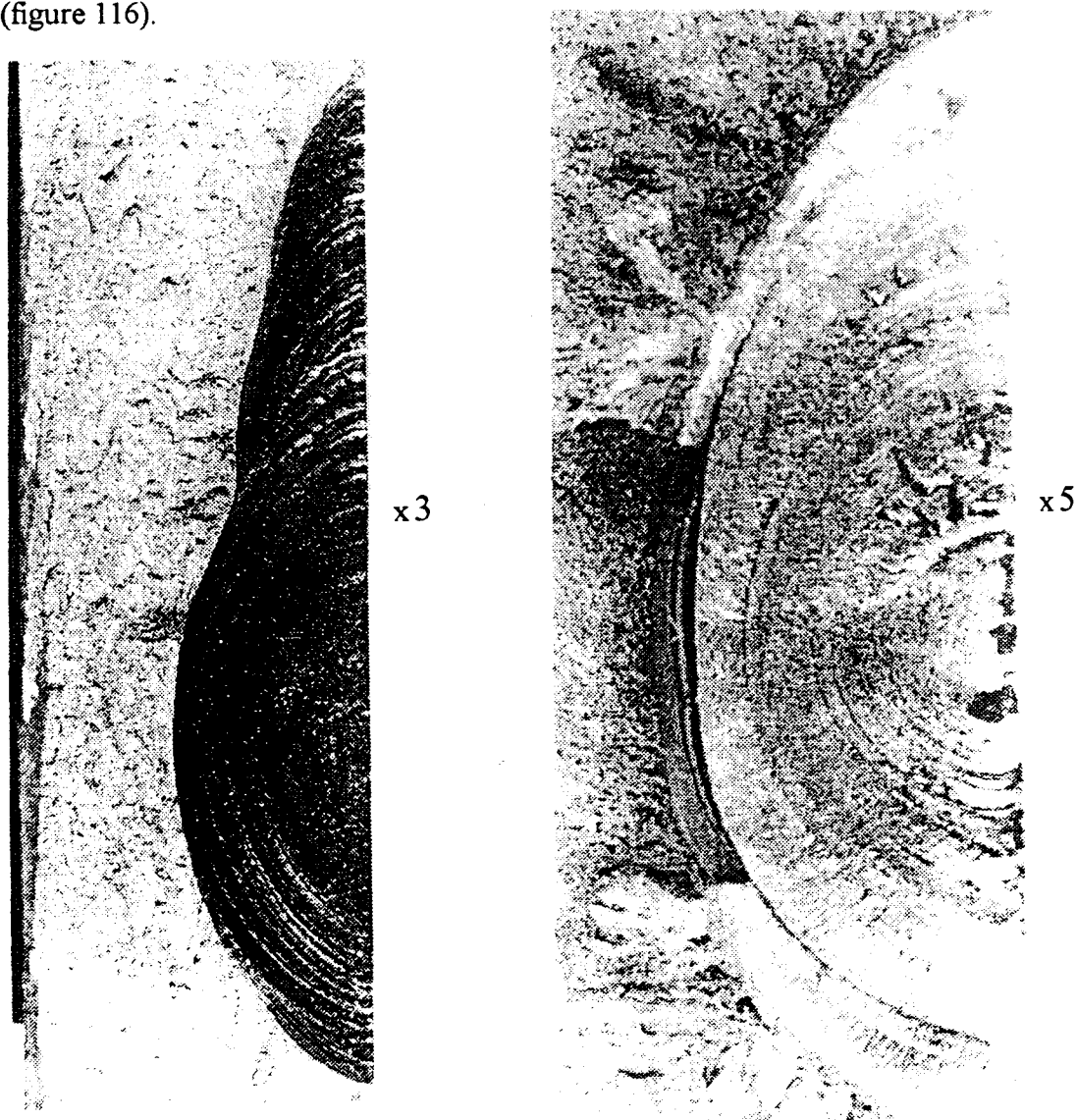


Fig. 116 - Coupes de fissures perpendiculaires à la face de frottement

Les faciès de progression en profondeur du matériau sont caractéristiques des fissures de fatigue. Les lignes d'arrêt se resserrent, signe d'une propagation limitée dans cette direction, avec parfois légère bifurcation de la fissure parallèlement à la face de frottement. La direction principale de propagation est radiale, il peut également être observé localement des faciès de déchirure fragile limitée. La disposition des lignes concentriques est fidèle aux observations d'une fissure initiale assez importante, puis d'une propagation moins rapide avec un resserrement des lignes d'arrêt. Il peut exister plusieurs zones d'amorçage qui se rejoignent pour donner une fissure unique.

Les fissures apparaissent en nombre sur les disques qui doivent être remplacés prématurément par rapport à leur durée de vie prévisionnelle. Le surcoût de maintenance est important, tant vis à vis du contrôle régulier rendu nécessaire, que du remplacement des disques.

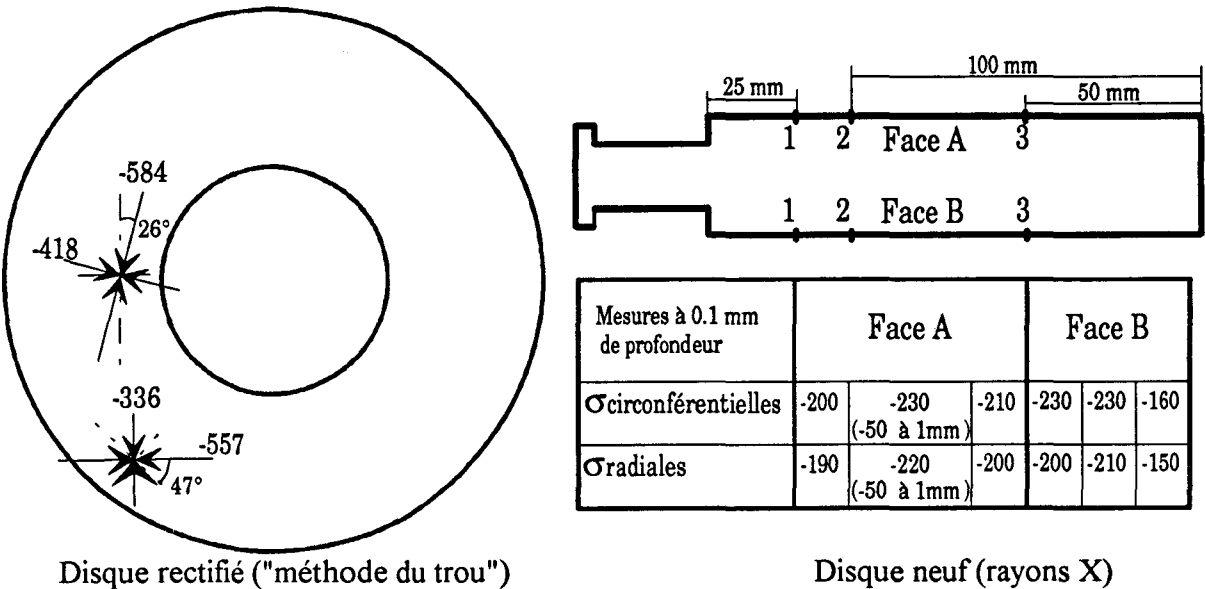


Fig. 117a - Mesure des contraintes de surface du disque à l'état initial (en MPa)

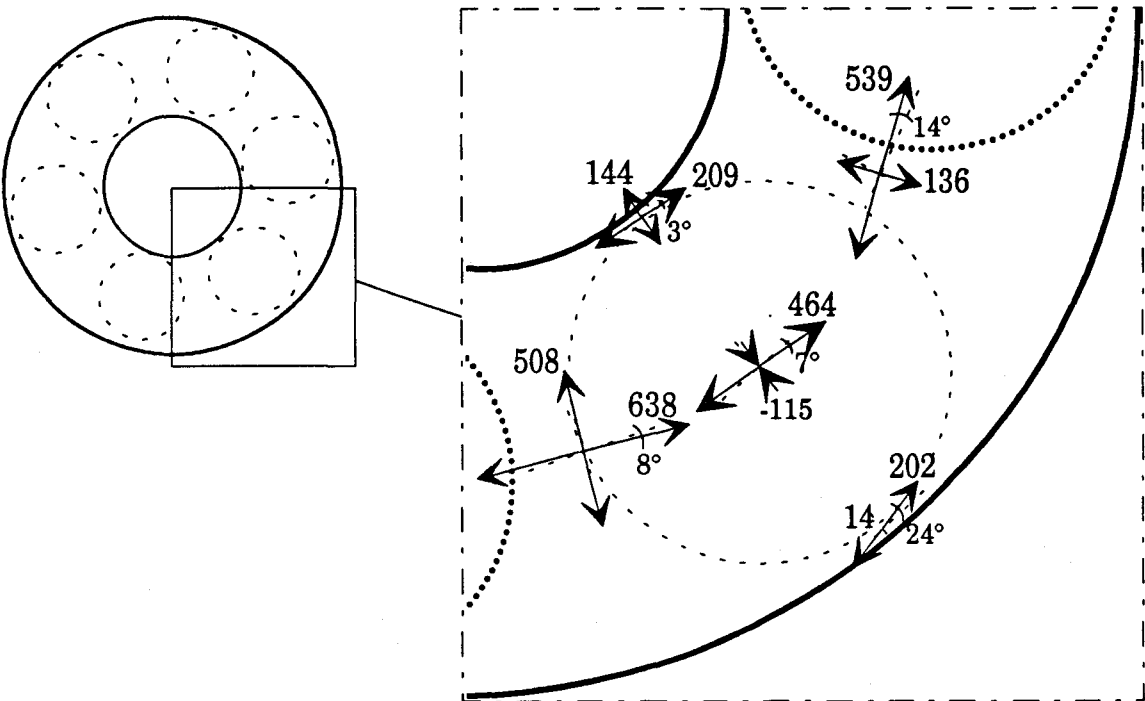


Fig. 117b - Mesure des contraintes résiduelles après plusieurs cycles de freinages (en MPa)

- Les mesures avant essai des contraintes résiduelles de surfaces, montre qu'à l'état neuf initial, le disque n'est pas absent de sollicitations internes de compression, de par le procédé de forgeage et de traitement thermique.(figure 117a)

Après les essais de freinages, on trouve des zones de contraintes très élevées, notamment de traction circonférentielle (figure 117b).

Les mesures effectuées par la "méthode du trou" sont peu nombreuses, mais traduisent un phénomène global important:

- La prépondérance après refroidissement, de contraintes résiduelles de traction circonférentielles, notamment sur les zones fortement activées thermiquement. Ceci traduit la présence de déformations plastiques, développées durant les phases de freinage.

- Les contraintes sont plus élevées sur la piste de frottement que sur les contours intérieurs et extérieurs.

Seuls les ordres de grandeur et la répartition globale doivent être observées, car le nombre de mesures est faible et la sollicitation thermique n'est pas fixe, mais se déplace durant les freinages ("points chauds", variations de portées, etc.).

4.2 ENDOMMAGEMENT PAR FATIGUE THERMIQUE: DEFINITIONS

4.2.1 Fatigue oligocyclique

L'essai de fatigue le plus simple consiste à soumettre une éprouvette à des cycles d'efforts périodiques, d'amplitude maximale et de fréquence constante, et à noter le nombre de cycles jusqu'à la rupture. En utilisant différentes éprouvettes avec des contraintes maximales différentes, on obtient la courbe dite de Wöhler (figure 118).

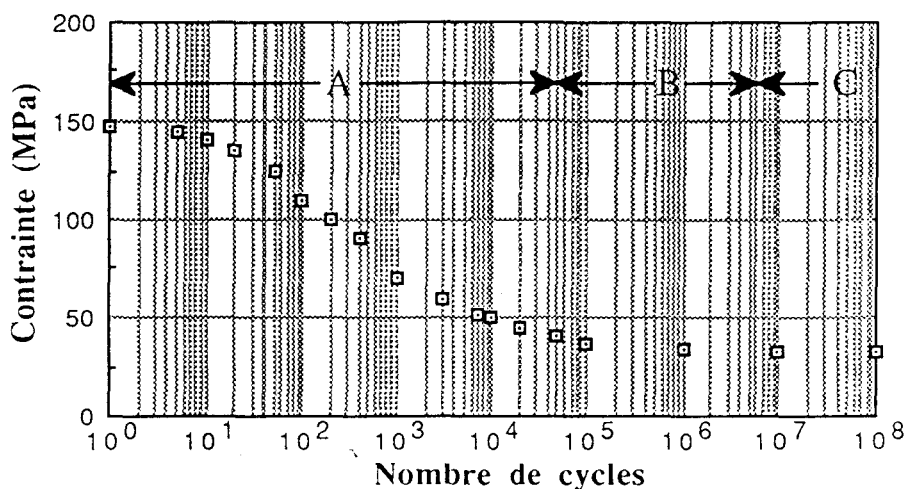


Fig. 118 - Courbe de Wöhler

Trois domaines sont habituellement distingués:

- La zone A de fatigue oligocyclique, dans laquelle la rupture intervient après un nombre de cycles assez faible (10⁴ à 10⁵), sous forte contrainte et précédée d'une déformation plastique notable
- La zone B d'endurance limitée, où la rupture est atteinte après un nombre de cycles limité, qui augmente quand la contrainte baisse.

- La zone C d'endurance illimitée sous faible contrainte, pour laquelle la rupture n'intervient pas avant un nombre très élevé de cycles ($N_T > 10^7$ cycles).

Si l'éprouvette est rompue avant le nombre de cycles conventionnel, la charge appliquée est supérieure à la limite d'endurance. Celle-ci correspond à l'asymptote horizontale de la courbe.

Si l'on étudie la durée de vie avant apparition de la fissure, on parle alors de durée de vie avant amorçage N_a , et non plus avant rupture N_T .

La fatigue oligocyclique est plastique, ce qui signifie qu'à chaque cycle réalisé, une déformation plastique se produit. Celle-ci intervient fréquemment dans le cas de pièces travaillant à haute température et soumises à de forts gradients thermiques (turbines, cylindres de laminage, moules, etc.).

La fatigue oligocyclique à haute température peut être divisée en deux domaines: la **fatigue isotherme** à température constante tout le long de la durée de vie du matériau et la **fatigue thermique**, dont la température est variable. D'après Spera, la fatigue thermique est définie comme la détérioration graduelle des matériaux qui subissent des chauffages et des refroidissements alternés lorsque leur dilatation thermique est partiellement ou complètement contrariée [SPE 76]. Le "bridage" des dilatations peut avoir deux origines:

- Interne à la pièce, provoquée par l'existence de gradients thermiques internes. Le bridage est issu des chauffages et refroidissements superficiels rapides, ou d'une structure hétérogène avec des coefficients de dilatation différents. On parle dans ce cas de **fatigue thermique sous contraintes internes** ("thermal-stress fatigue").
- Externe à la pièce, introduite par des forces externes appliquées sur sa surface et qui consiste dans l'opposition externe de la dilatation thermique (par exemple par encastrement des extrémités). On parle alors de **fatigue thermomécanique** ("thermal-mechanical fatigue").

4.2.2. Démarche

La prédiction de la durée de vie en fatigue thermique est généralement réalisée à partir des modèles performants de la fatigue isotherme qui ont été développés et améliorés pour les transposer aux conditions anisothermes. Ce domaine d'étude reste cependant très complexe et même si des vérifications sur éprouvettes avec cyclage thermique et mécanique imposé ont pu être réalisées, l'application aux configurations industrielles et de surcroît tridimensionnelles, reste très délicate. Les sollicitations sont généralement complexes, telles que dans notre cas et de nombreuses hypothèses doivent être posées afin d'appliquer les modèles proposés. Nous nous attacherons à les préciser.

La démarche proposée est la suivante :

- **Définition de lois de comportement du matériau**, fonction notamment de la température. Les hypothèses de comportement du matériau du disque 28CDV5.08 ont été définies § 3.A.1.1. Le comportement visco-plastique du matériau n'est pas considéré.
- **Vérification des conditions de la fatigue oligocyclique**. Il s'agit de vérifier si la sollicitation répond aux critères de la fatigue oligocyclique, notamment vis à vis des déformations plastiques. Nous calculerons pour cela les champs de contraintes et de déformations en fonction du temps, pour des cycles de freinages donnés.

- **Détermination du cycle de sollicitation stabilisé en contraintes et déformations.** L'existence de ce cycle doit être définie afin d'appliquer les modèles de durée de vie de la fatigue thermique.

- **Calcul du nombre de cycle à amorçage** pour les régions les plus sollicitées, à partir des lois de dommage en fatigue thermique à température variable, et sans prise en compte de l'endommagement de fluage.

Nous verrons que cette démarche ne constitue qu'une première étape dans l'étude de la défaillance des disques de freins. Elle s'attache à vérifier si la sollicitation peut engendrer une défaillance par fatigue thermique. Elle s'appuie sur de nombreuses hypothèses qui seront discutées et nécessite des investigations expérimentales à différents niveaux.

4.3 SOLLICITATIONS THERMOMECHANIQUES TRANSITOIRES DU DISQUE: **vérification des hypothèses de fatigue oligocyclique**

Il est nécessaire à ce stade, d'étudier si la sollicitation thermomécanique du disque répond au mécanisme de la fatigue oligocyclique. Nous considérerons pour cela l'étude d'un freinage et d'un refroidissement dans des conditions supposées endommageantes.

4.3.1 Sollicitation étudiée

a) Phénomène thermique considéré

Les sollicitations qui engendrent des distributions de contraintes élevées sont celles pour lesquelles les gradients thermiques les plus importants sont observés. Ces configurations les plus défavorables sont issues des deux phénomènes thermiques principalement observés et définis précédemment: les cercles de feu et les points chauds macroscopiques. Ces derniers constituent le cas le plus sévère puisqu'ils sont très localisés avec des maxima pouvant dépasser les 1000°C, alors que les premiers dépassent rarement les 550°C. Tous les deux engendrent des déformations plastiques, néanmoins nettement plus conséquentes pour le second. De plus, il a été observé l'émergence de fissures dans des zones fortement transformées avec dépassement du seuil de transformation AC3 du matériau, qui indique une sollicitation thermique supérieure à 885°C, qui n'est rencontrée qu'en présence de points chauds.

Un caractère endommageant complémentaire des points chauds intervient lorsqu'ils sont "stabilisés" sur le disque en raison des déformations structurales ondulatoires (cf. chapitre 3.B). Ils circulent alors très lentement, ce qui entraîne une sollicitation cyclique localisée continue durant plusieurs freinages.

On se place dans le cas du comportement général où les fissures de fatigue apparaissent dans les zones de contraintes élevées et progressent perpendiculairement à la composante de contrainte la plus élevée. Ces fissures s'arrêtent généralement sur les zones de transition de traction-compression.

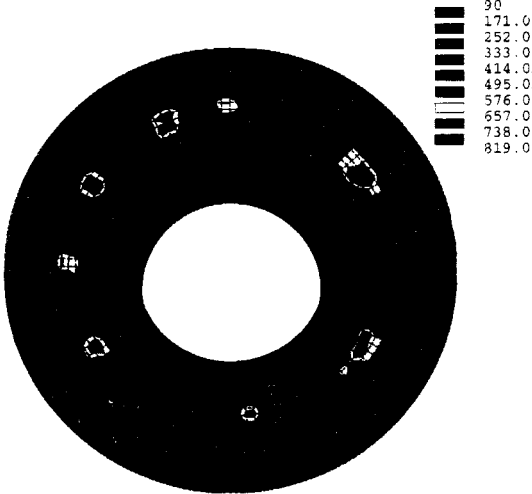
On rappelle que les effets locaux d'élévation des températures durant des instants brefs ne sont pas considérés.

b) Intensité du freinage

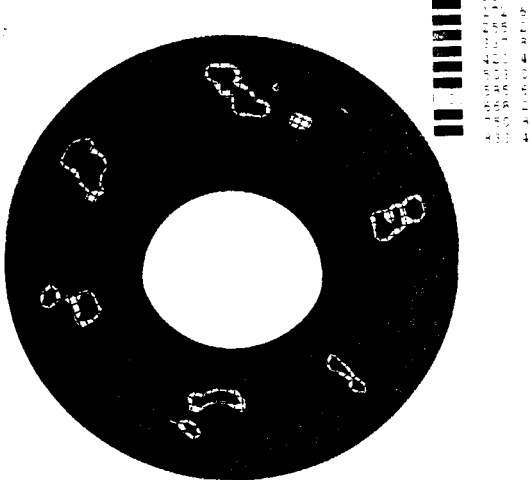
Nous avons pu mettre en évidence précédemment que les freinages réputés les plus sévères à forte énergie et puissance ne donnent pas forcément les sollicitations les plus endommageantes. Ceci, en

raison des pressions élevées qui assurent une meilleure distribution du flux dissipé, ce qui engendre des gradients thermiques moins importants. Il en est de même des points chauds sur lesquels la surface de contact est réduite dans le cas de faibles pressions d'application. La figure 119 illustre cette constatation dans le cas d'un freinage à 300 km.h⁻¹, de 13.9 MJ avec un effort normal par face de 5600 N et 10200 N, soit des durées respectives de freinage de 107s et 47s. Les résultats en température sont issus des mesures expérimentales par thermographie infrarouge. Les contraintes thermiques sont calculées à partir des champs de températures de surface expérimentaux transposés sur un modèle Eléments Finis. Les températures internes sont recouvrées par une analyse thermique transitoire. Le calcul thermomécanique permet de définir l'état de contraintes avec introduction des lois de comportement du matériau. La procédure sera détaillée dans le paragraphe 4.3.1f lors de la confrontation numérique /expérimental.

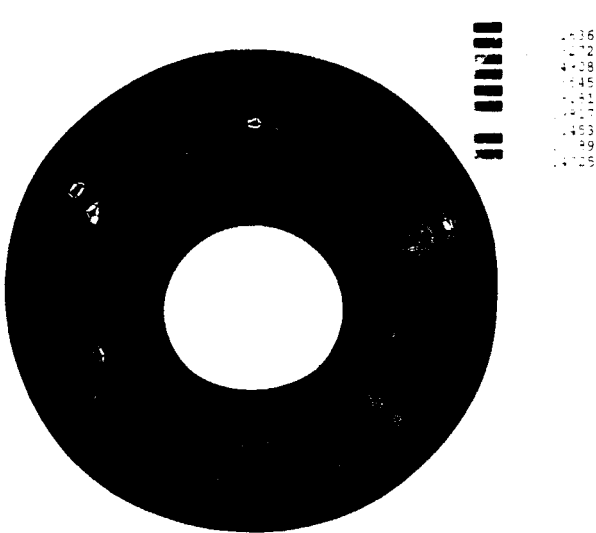
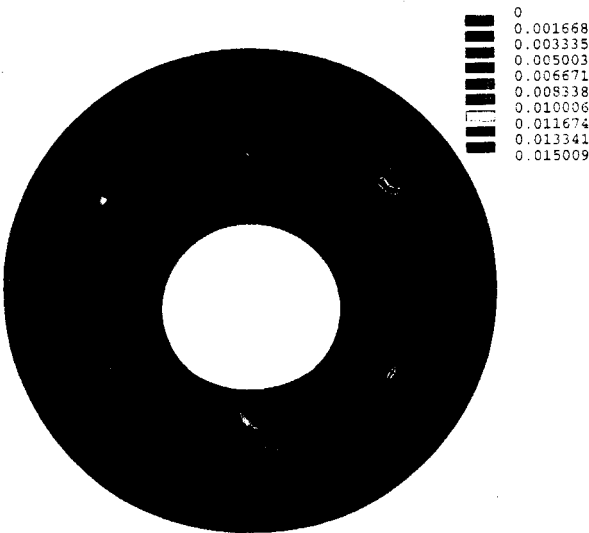
1^{er} cas: effort normal par face, de 5600 N
durée de freinage: 107s



2^{ème} cas: effort normal par face, de 10200 N
durée de freinage: 47s



Distribution des températures de surface à l'instant de la température maximale (°C)



Distribution des déformations plastiques équivalentes à l'instant de la température maximale

Fig. 119- Comparaison des sollicitations thermomécaniques sur un point chaud pour un même freinage à pression faible et élevée

Malgré une puissance de freinage plus faible pour le freinage à faible pression, les températures maximales sont voisines, les champs de températures sont plus localisés, ce qui engendre des gradients thermiques élevés. Les zones de déformations plastiques sont dès lors également plus réduites mais leur amplitude peut être supérieure. Pour les déformations plastiques circonférentielles on obtient une valeur maximale en compression de -0.72% contre -0.59% pour le freinage à forte pression.

La technique de modélisation utilisée est décrite dans le paragraphe suivant. Nous proposons d'étudier le cas du freinage d'arrêt à 300 km.h⁻¹ avec une décélération de 0.4 m.s⁻² et un temps de freinage de 213s. Cette configuration est en outre réaliste et conforme à l'exploitation de service du TGV, alors que les freinages à forte puissance sont tout à fait exceptionnels. Le refroidissement associé correspond à une réaccélération de 0.3 m.s⁻² jusque 300 km.h⁻¹ et à une stabilisation en vitesse durant environ 10 mn afin d'assurer l'évacuation dans l'air ambiant de la majorité de l'énergie de freinage (figure 120). Ce cycle élémentaire sera répété dans le temps afin d'étudier la sollicitation cyclique (§ suivant).

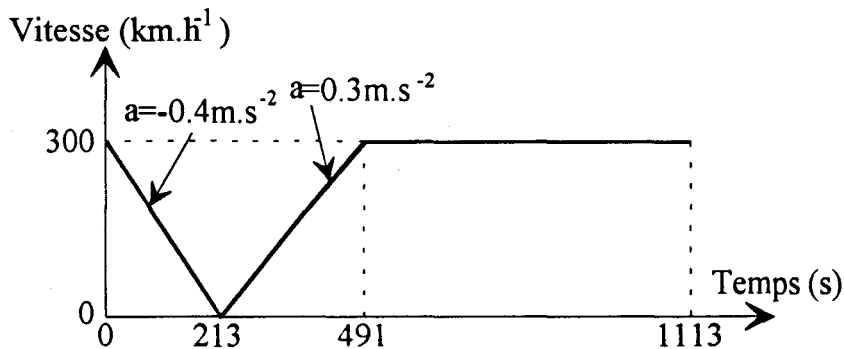


Fig. 120 - Cycle de freinage étudié

c) Sollicitation considérée

Les sollicitations exercées sur le disque se composent des contraintes issues des gradients de températures et de celles dues aux efforts tangentiels de frottement.

Les résultats des résolutions du contact avec frottement indiquent des niveaux de contraintes nettement plus faibles que celles issues des gradients thermiques. La figure 99 indiquait ainsi des valeurs de contraintes normales inférieures à 15 MPa lors du contact initial avec frottement (§ 3 A 4 3). Même si l'on considère une surface de contact minimale de 1 plot par demi-garniture, les contraintes tangentielles équivalentes de Von Mises maximales n'excèdent pas les 60 MPa, alors qu'elles peuvent dépasser localement les 1000 MPa avec l'unique sollicitation thermique.

Les efforts issus du contact ne sont pas retenus dans la suite de ce chapitre. Néanmoins ils correspondent à des phénomènes du second ordre localisés en surface, qui peuvent s'avérer très sensibles à l'échelle microscopique. Il s'agira de les approfondir si l'on veut appréhender dans leur ensemble les mécanismes de fissuration.

d) Etude thermomécanique

Le calcul des sollicitations thermomécaniques a été réalisé par la Méthode des Eléments Finis, à l'aide d'un modèle dérivé de celui utilisé pour l'algorithme 2D/3D combiné, et avec introduction des conditions d'échange de chaleur précédemment définies.

Le cas étudié suppose l'existence de six points chauds uniformément répartis sur la surface de contact, tels qu'ils ont pu être mis en évidence dans le chapitre 3.B. Les déformations ondulatoires du disque

correspondantes, et les distributions de températures observées expérimentalement, montrent que la surface effective de contact et l'élévation de température n'affectent que les points chauds. La dissipation de la puissance de freinage est ainsi localisée sur une surface réduite dont la taille dépend de la pression d'application de la garniture, ce qui explique les gradients plus élevés dans le cas de sollicitations dites à faible pression, pour une même énergie de freinage.

La surface de dissipation du flux de chaleur a été déterminée à partir d'un calcul 3D de la surface de contact de la garniture sur le disque dans le cas de la présence de points chauds. Leur épaisseur a été fixée en fonction des mesures effectuées sur le disque, à savoir 0.15 mm pour un diamètre de points chauds de 140mm (figure 121).

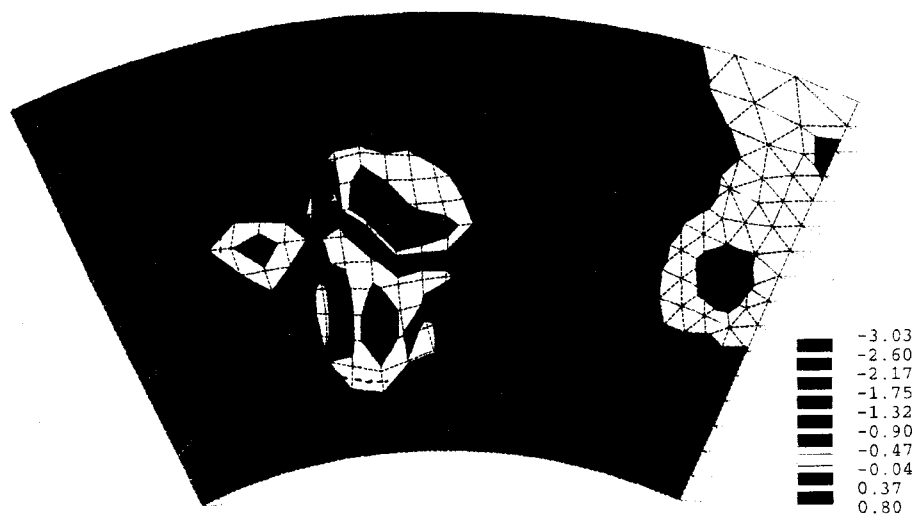


Fig. 121 - Distribution des contraintes normales de contact sur le disque en présence de points chauds (MPa)

La surface d'application de la distribution de la puissance de freinage est déterminée à partir de la zone de réaction du contact statique. Elle est définie circulaire autour du sommet du point chaud (tracé pointillé).

Cette estimation de la surface effective de contact nous permet uniquement d'avoir une information globale de la surface effective de dissipation de la puissance de freinage. Les variations locales de distribution de pression ne sont pas considérées, ni la dynamique de contact de la garniture sur ces points chauds. Une amélioration de l'étude de ce comportement est discutée dans le chapitre V. La distribution calculée correspond à une position fixe du disque, or la surface de contact évolue au cours du freinage au gré des dilatations thermiques et de l'usure. Cependant, nous verrons que l'hypothèse est assez réaliste, dans la mesure où les distributions de températures obtenues concordent avec les relevés expérimentaux, dont nous détaillerons plus loin la confrontation.

L'amplitude de la pression de contact sur le point chaud est logiquement de type parabolique (figure 122).

Une discrétisation par morceaux du demi-ellipsoïde a été introduite. Les résolutions thermique et statique sont conformes à celles exposées dans les chapitres précédents.

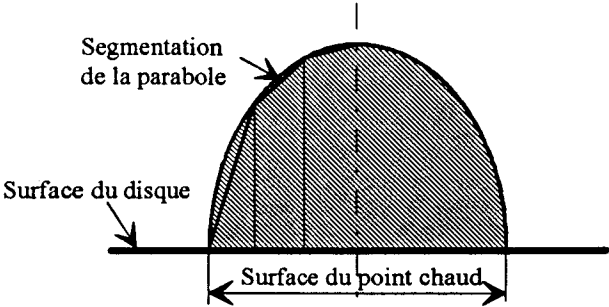


Fig. 122 - Distribution angulaire de la puissance de freinage sur le point chaud.

e) Résultats

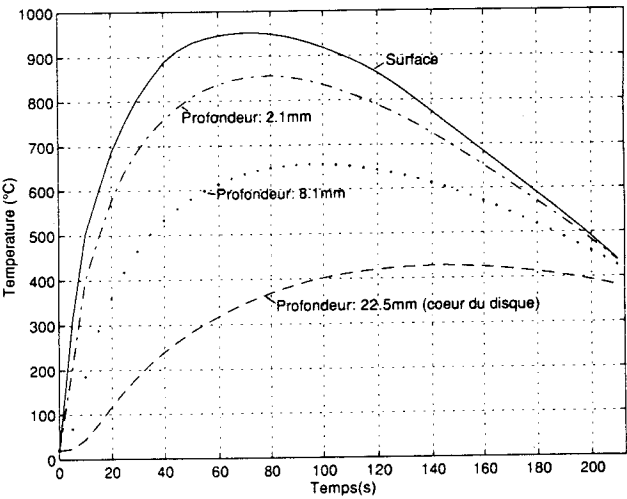
La géométrie discrétisée est tridimensionnelle, limitée à 1/12^{ème} de la structure correspondant à la portion angulaire antisymétrique minimale dans le cas de six points chauds. Un demi point chaud est alors simulé de chaque côté du modèle. Le flasque de liaison à l'essieu est introduit avec hypothèse de continuité de matière, mais pas l'essieu, pour lequel les calculs montrent une influence négligeable.

Les hypothèses principales du calcul des sollicitations du disque sont répertoriées ci-dessous:

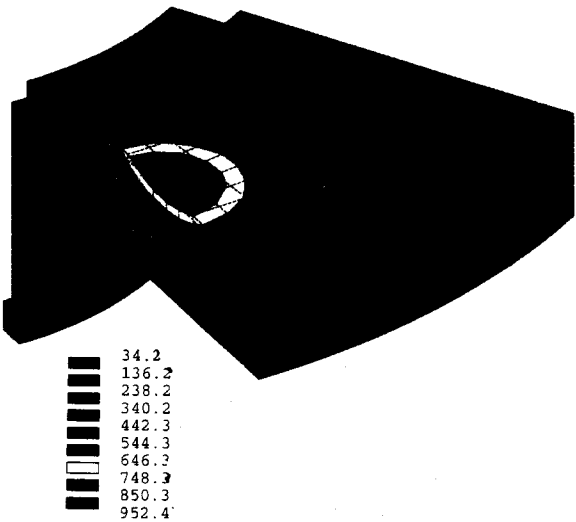
- Pas de prise en compte des gradients thermiques locaux et brefs ou microscopiques.
- Pas de prise en compte des modifications de structure du matériau. Seules les variations des caractéristiques thermiques et mécaniques sont introduites.
- L'influence du faïençage n'est pas considérée.
- Les phénomènes visqueux ne sont pas introduits (comportement élastoplastique).
- Le calcul est réalisé avec l'hypothèse de petites déformations étant donnée l'amplitude limitée des déformations plastiques.

• Evolution des températures du disque:

Elles s'élèvent rapidement en raison de la concentration de la chaleur dissipée. Le maximum est atteint 67 secondes après le début du freinage (figure 123a). La distribution des températures indique un échauffement très superficiel, puis plus diffus en fin de freinage de par la conduction dans le disque (figures 123b à 123d).



a) Evolution sur différentes épaisseurs à la verticale du point chaud



b) Distribution à t = 72s (température maximale)

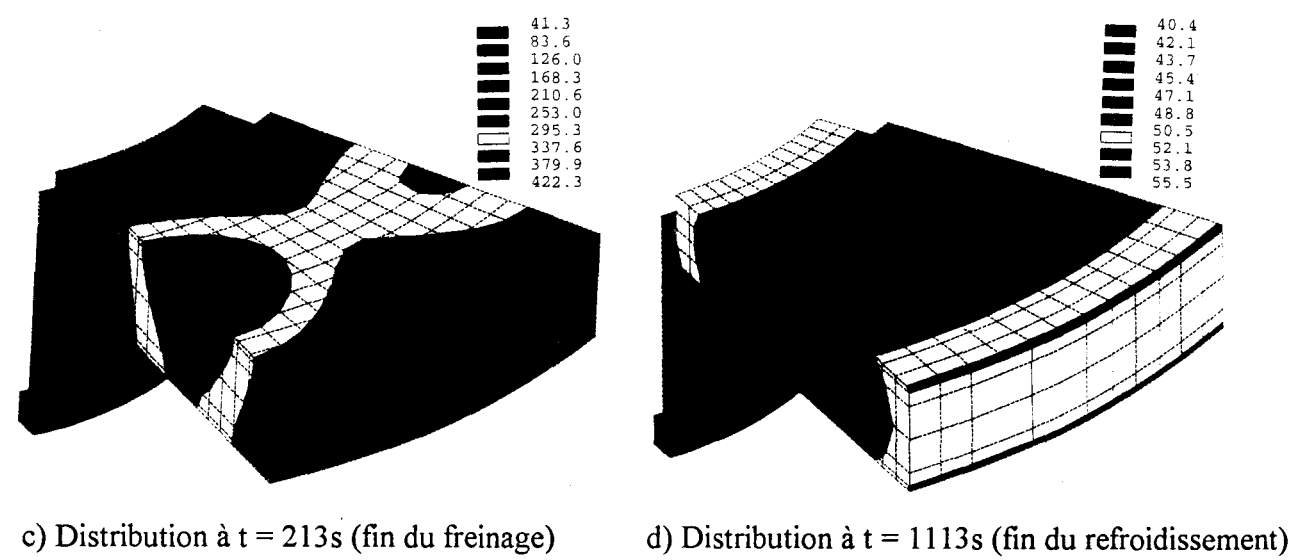


Fig. 123 - Evolution et distribution des températures du disque

Une comparaison expérimentale peut être effectuée dans la mesure où les mêmes conditions de freinage ont pu être réalisées sur banc d'essai. Les résultats acquis par thermographie infrarouge sont décrits sur la figure 124.

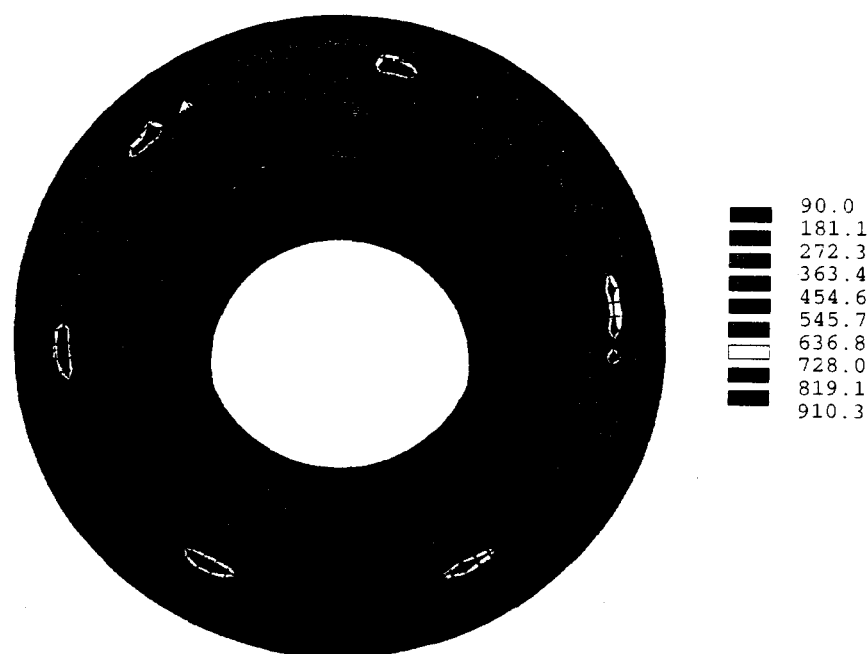


Fig. 124 - Mesure expérimentale de la température de surface du disque
(à l'instant de la température maximale $t = 72s$)

Les résultats indiquent une bonne concordance des niveaux de températures, ainsi que de leur évolution dans le temps (maximum obtenu à des temps proches). Les points chauds sont plus ou moins circulaires selon les freinages et les variations de portée de la garniture. Leur disposition symétrique et leur forme homogène permet de conforter l'hypothèse du modèle d'un secteur angulaire antisymétrique du disque. Cependant la surface des températures élevées est différente et moins circulaire sur les résultats expérimentaux. La variation de la portée radiale de la garniture déjà mise en évidence pour les cercles de feu s'applique également aux points chauds, d'où la forme plutôt étendue circonférentiellement dans le cas présent. Cette distribution n'est cependant pas générale et l'on peut

observer des cas de zones plus circulaires ou de forme différentes selon les freinages, au gré de la variation de portée de la garniture.

- Evolution de l'état de contrainte:

- Freinage:

De par l'élévation de la température, l'état de contrainte évolue rapidement au cours du freinage. La concentration des gradients thermiques engendre un état de compression sur le point chaud. La figure 125a décrit cette distribution dans le sens circonférentiel et radial à l'instant de la température maximale.

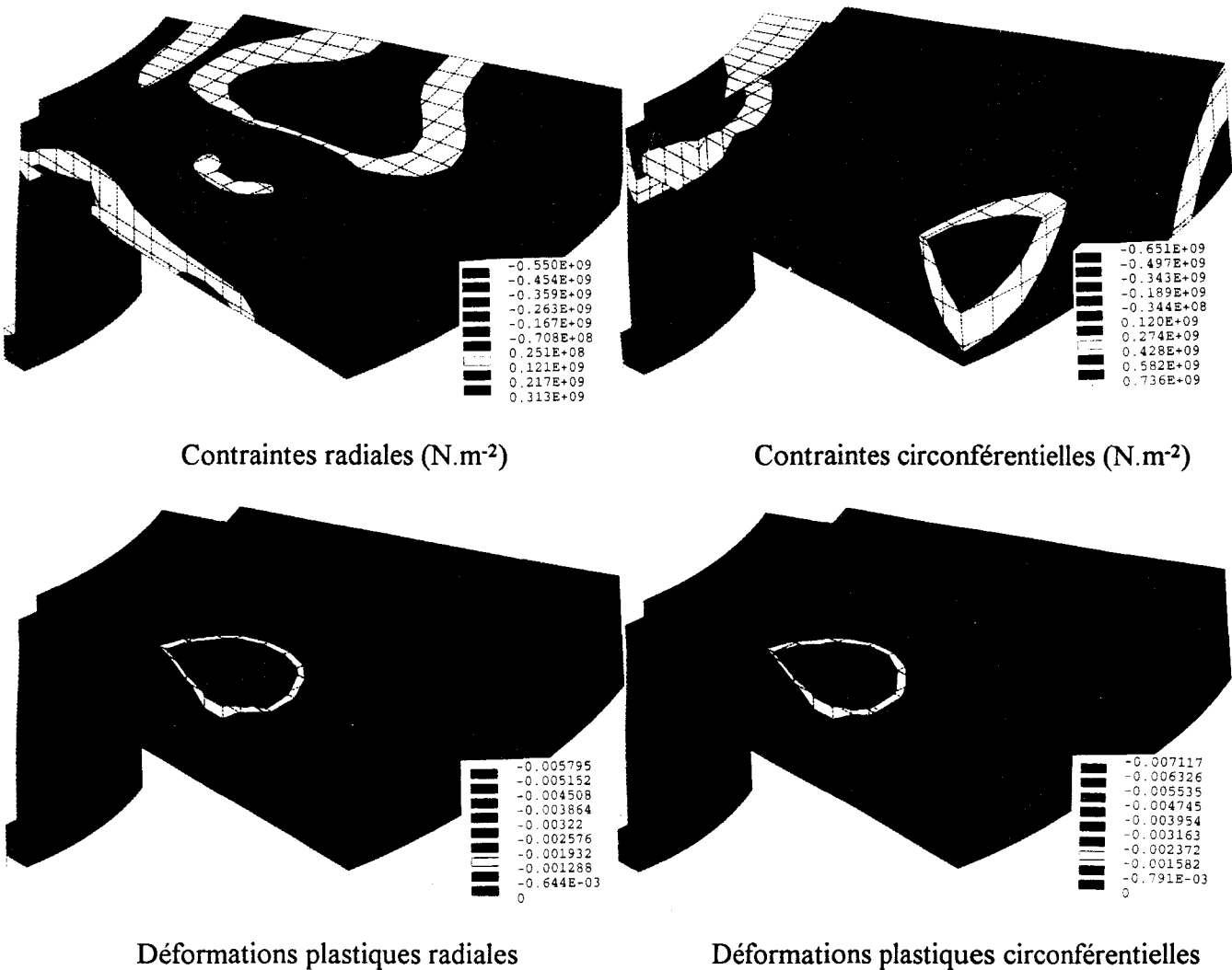


Fig. 125a - Distribution des contraintes et des déformations plastiques à l'instant de la température maximale

Des déformations plastiques sont initiées 8s après le début du freinage, alors que la température maximale est de 470°C, ceci en raison de la baisse de la limite d'élasticité avec la température. Comme le module d'Young chute également avec la température, le niveau de contraintes baisse ensuite avec l'élévation de la sollicitation thermique sur les zones les plus activées thermiquement. L'amplitude des déformations plastiques continue à croître avec une limite d'élasticité de plus en plus basse. Ceci explique un état de contrainte plus faible au sommet du point chaud que sur son contour aussi bien en surface que dans l'épaisseur. Les contraintes équivalentes de Von Mises au même instant sont représentées sur la figure 125b.

L'amplitude des déformations plastiques et la contrainte de compression maximale sont supérieures dans la direction circonférentielle par rapport à celles de la direction radiale. La déformation plastique maximale est observée sur le sommet du point chaud pour lequel la température est la plus élevée et où par conséquent le module d'Young et la limite élastique sont les plus faibles.

De par la géométrie annulaire de la structure, les directions principales sont conformes au repère cylindrique, sauf sur la base des points chauds, étant donnés leur forme et le cisaillement engendré (figure 125b).

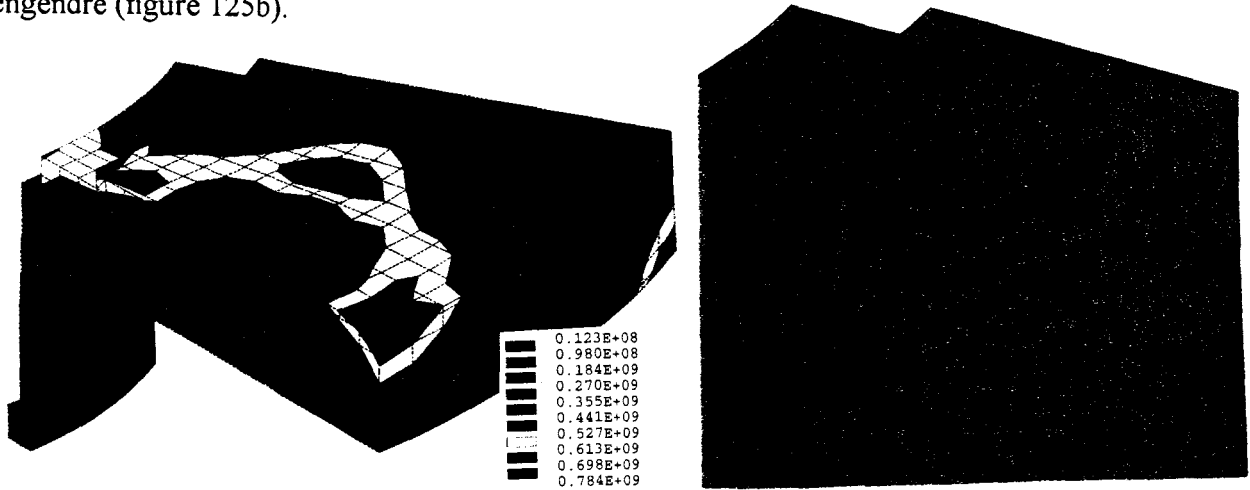


Fig. 125b - Contraintes équivalentes (N.m²) et directions principales autour du point chaud

- Comparaison expérimentale:

Il est possible de procéder à une comparaison expérimentale partielle qui consiste à calculer les contraintes à partir des résultats de la thermographie. En supposant une température initiale uniforme du disque, on détermine l'état thermique transitoire connaissant les températures de surface à différents instants durant les phases de freinage et de refroidissement:

- Les distributions surfaciques de températures sont extraites des thermographies et appliquées sur un modèle élément fini correspondant, à l'aide d'un programme de traitement des fichiers d'acquisition de la caméra infrarouge qui a été développé spécifiquement.

On connaît dès lors l'évolution en température de la surface de frottement durant tout le freinage. A partir de la température de masse supposée initialement uniforme, on procède à l'analyse thermique transitoire de l'échauffement du disque en introduisant comme conditions aux limites les cartes de températures surfaciques, ceci afin de déterminer les champs de températures internes.

- Connaissant l'état thermique complet du disque, les contraintes thermomécaniques peuvent être calculées en introduisant les lois de comportement du matériau.

Les résultats décrits sur la figure 126 correspondent à l'instant de la température maximale (la cartographie des températures au même instant a été présentée précédemment sur la figure 124).

Si l'on compare avec la figure 125, les amplitudes de contraintes et de déformations des résultats numériques sont proches de ceux déterminés à partir des thermographies avec néanmoins une zone plastique plus étendue dans le premier cas. Ceci est lié directement aux différences de distribution thermique déjà comparée précédemment.

Pour la même raison, la déformation plastique dans le sens radial est plus élevée dans l'approche numérique. Le point chaud n'est pas circulaire sur la thermographie considérée mais dépend notamment de la portée radiale de la garniture.

Cependant, dans le cas d'une géométrie de point chaud circulaire, la déformation plastique circonférentielle est encore légèrement supérieure à celle dans la direction radiale en raison de l'effet de bridage externe dû à la géométrie circulaire de la pièce.

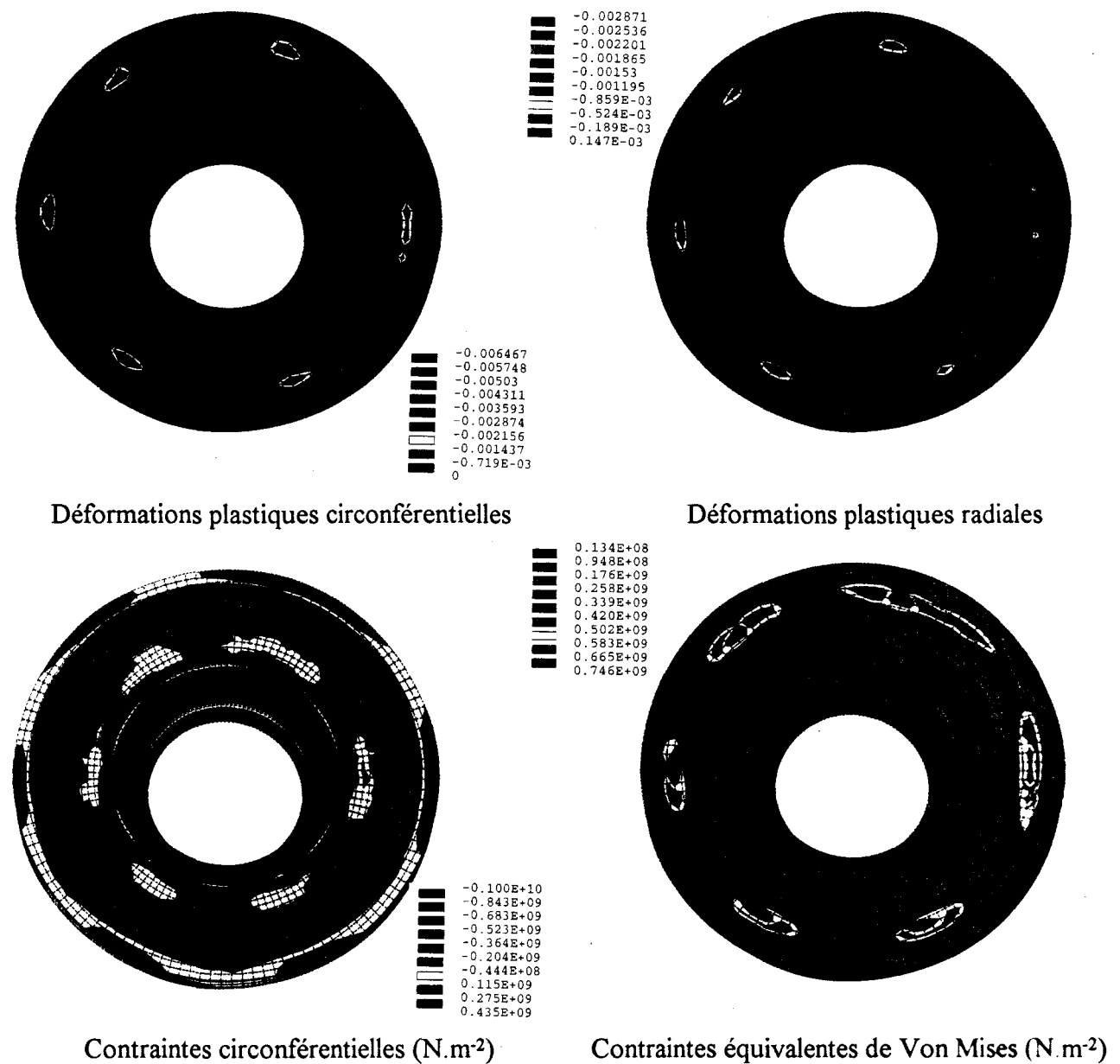


Fig. 126 - Distribution des contraintes et des déformations plastiques issues des résultats thermiques expérimentaux

- Refroidissement:

A la fin du freinage et durant la phase de refroidissement, l'état de compression du disque diminue avec la baisse de température. Des contraintes résiduelles de traction sont générées, issues des déformations plastiques de la phase de freinage.

La distribution des déformations plastiques radiales est similaire à celles de la direction circonférentielle représentée sur la figure 127, avec néanmoins une amplitude plus faible (-0.4% contre -0.55% respectivement).

Les déformations plastiques résiduelles ainsi que les contraintes ne sont pas maximales au sommet du point chaud après refroidissement. L'explication est donnée dans le paragraphe suivant avec le détail de l'évolution du cycle de sollicitation.

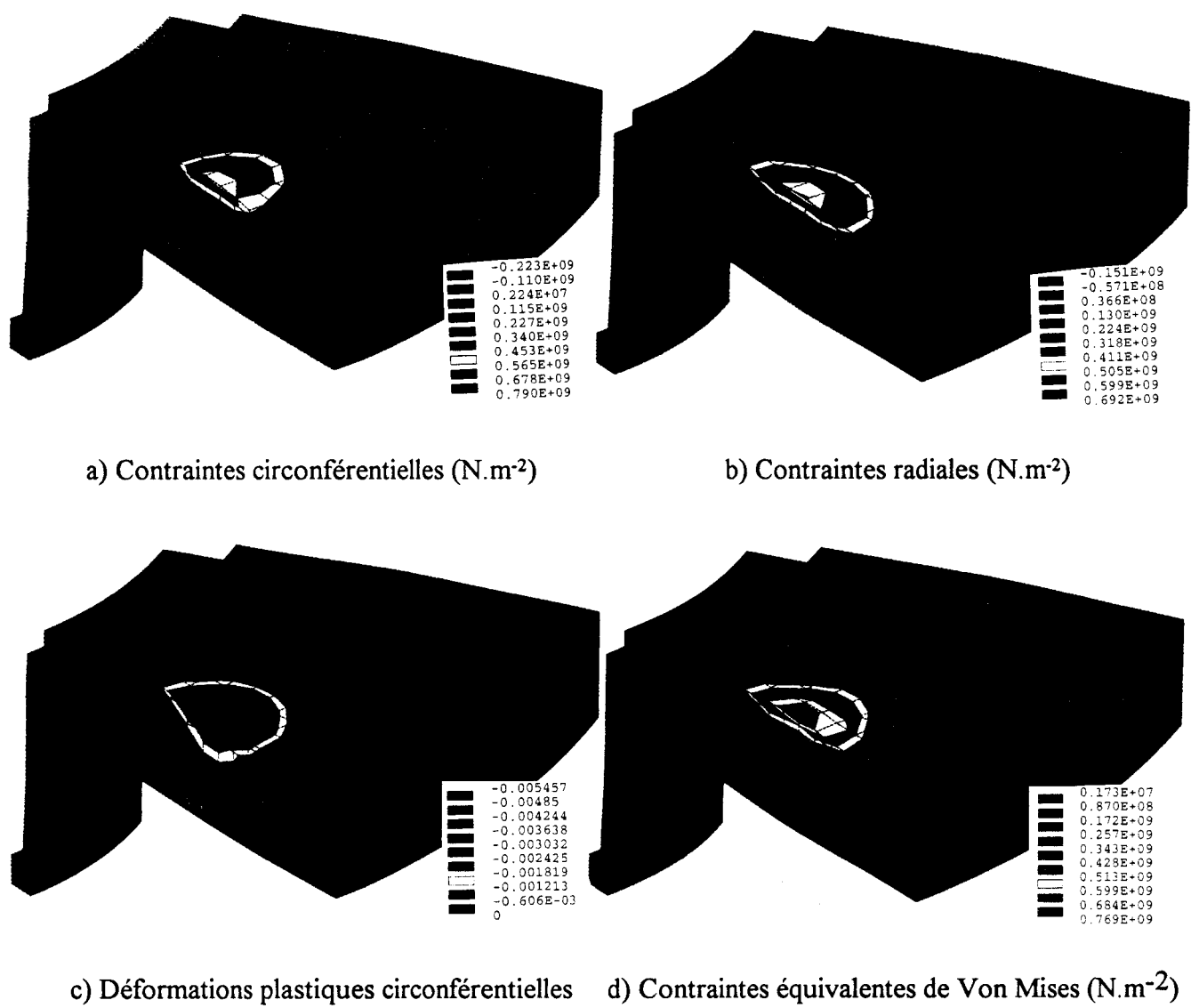


Fig. 127 - Distribution des contraintes et des déformations à la fin du refroidissement

4.3.2 Cycle de sollicitation stabilisé

a) Définitions

L'étude d'un freinage suivi d'un refroidissement a permis de mettre en évidence l'alternance des sollicitations en compression, puis en traction, avec un écoulement plastique dont l'amplitude varie entre les états de sollicitations extrêmes. La boucle obtenue est conforme à l'analyse simplifiée de Malm et Norstrom de la boucle d'hystérésis mécanique due à la fatigue thermique (figure 128) [MAL 79] [DIA 88].

Au cours du premier chauffage, de θ_1 à θ_2 , l'état de contraintes suit le chemin OAB. En A, la limite d'élasticité est atteinte et les contraintes suivent sa courbe de variation avec la température jusqu'en B avec une déformation plastique égale à ϵ_{p_0} . Au cours du refroidissement, l'état de contraintes suit le chemin BCD.

Au second chauffage, toujours de θ_1 à θ_2 , le chemin suivi DEB induit une déformation plastique de compression dont l'amplitude est ε_p , tel que $\varepsilon_p = \varepsilon_{p_0} - \varepsilon_{e_1}$.

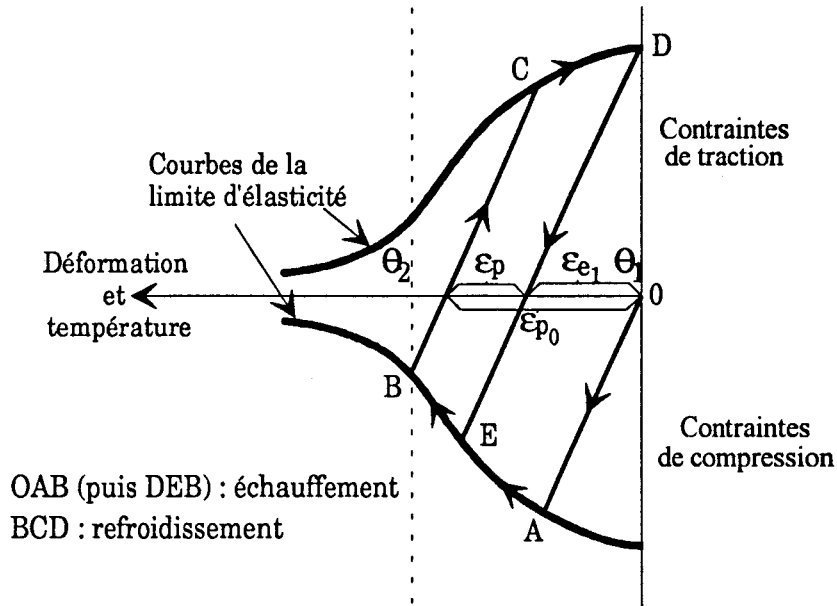


Fig. 128 - Evolution simplifiée de la contrainte et de la déformation au cours du cyclage thermique entre les températures θ_1 et θ_2

Le premier cycle thermique est particulier dans la mesure où il comprend une déformation plastique de compression élevée, tandis que les cycles suivants tendent à se stabiliser avec une amplitude de déformation plastique égale en traction et en compression.

Cet état de déformation plastique alternée correspond à un endommagement par fatigue oligocyclique. Nous nous attacherons dans ce paragraphe, à étudier si ce régime est vérifié dans notre application, sachant que deux formes différentes du cycle contrainte-déformation peuvent intervenir:

- Le cas où il y a absence de déformation plastique de contrainte de traction et où le trajet de sollicitation de la figure 128 se limite alors au segment OA. Nous avons pu déjà vérifier que ce scénario ne nous concerne pas au niveau du point chaud.
- Le cas où il y a absence de déformation plastique alternée, avec cependant cyclage de la contrainte en traction. Le trajet se limiterait alors à OABC, avec C sur la verticale à l'origine. Après la plastification du premier chauffage le cycle des contraintes thermiques appartient au domaine élastique; la structure est alors "adaptée" à la sollicitation. Nous avons pu voir lors du premier freinage et après le refroidissement, qu'il y avait variation de l'amplitude de déformation plastique, mais ce comportement doit être vérifié pour les cycles suivants.

L'analyse simplifiée définie par Malm et Nortrom suppose un comportement du matériau élastique parfaitement plastique, donc sans écrouissage ni effet Bauschinger.

Il s'agit de vérifier également s'il y a accommodation du cycle de contraintes-déformations, vers une hystérésis stabilisée (figure 129), ou s'il y a effet de rochet, avec augmentation progressive de la déformation à chaque cycle → défaillance incrémentale.

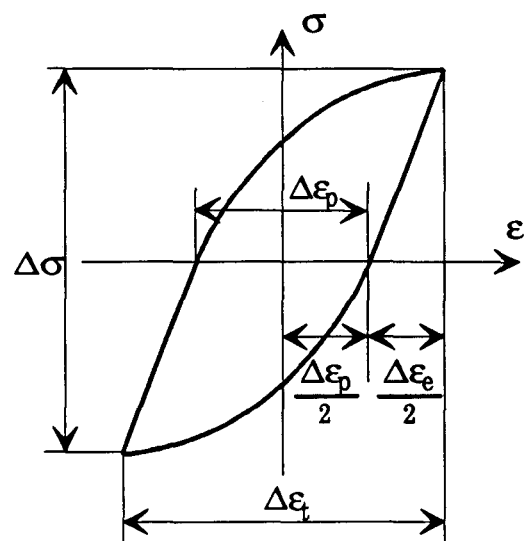


Fig. 129 - Boucle hystérésis

b) Etude du cyclage thermique

Le cycle proposé consiste à enchaîner plusieurs freinages et refroidissements de mêmes caractéristiques que ceux étudiés précédemment (fig. 120). Le cyclage thermique résultant est tracé sur la figure 130 pour le sommet du point chaud et pour sept freinages. L'hypothèse principale de ce cyclage est la position fixe des points chauds alors qu'ils se déplacent en réalité lentement au fur et à mesure des freinages.

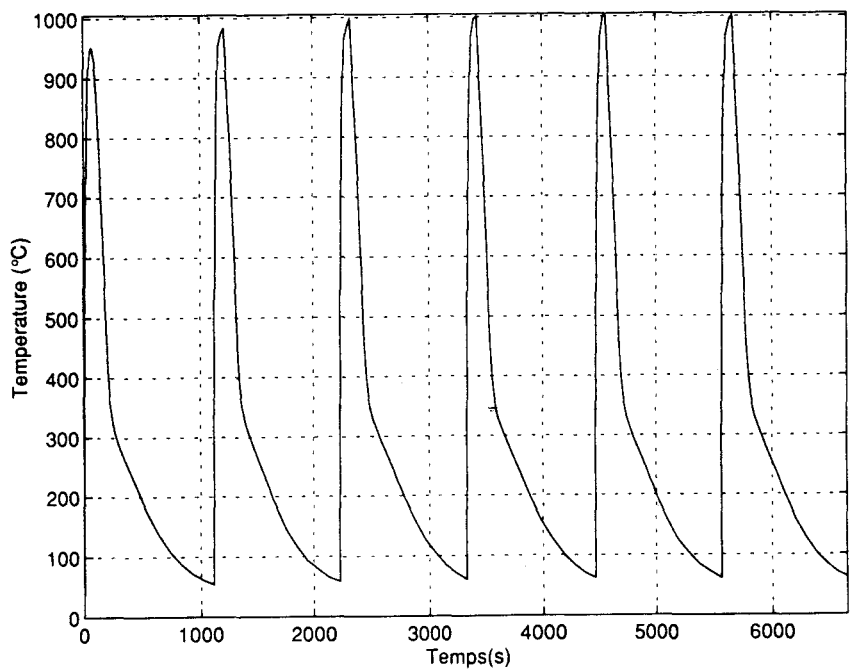


Fig. 130 - Evolution de la température maximale pour un cycle de sept freinages et refroidissements (au centre du point chaud)

La température maximale du disque s'élève quelque peu au cours du cycle complet, pour culminer à environ 1000°C au cinquième freinage. Les distributions des contraintes et des déformations élastiques et plastiques ont été présentées précédemment (figures 125 et 127), sachant que leur amplitude est similaire pour chaque freinage aux mêmes instants.

On constate sur le tracé de la boucle d'hystérésis au sommet du point chaud dans la direction circonférentielle, une variation de l'amplitude de la déformation plastique avec une stabilisation de la boucle après six freinages (figure 131).

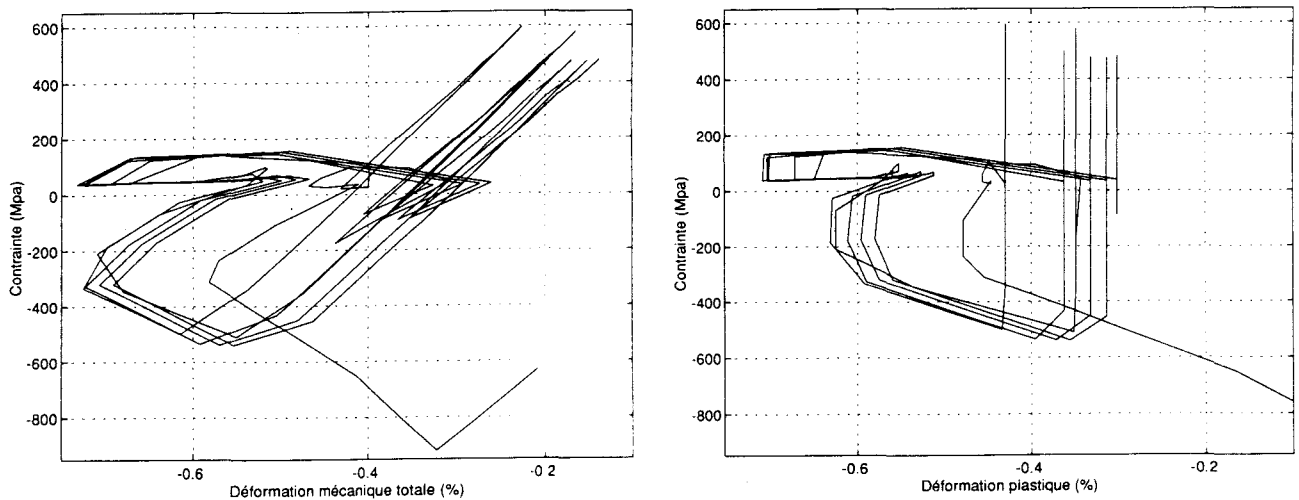


Fig. 131 - Boucles contraintes-déformations mécaniques totales et plastiques dans le sens circonférentiel

La variation des déformations plastiques est maximale au sommet du point chaud. La figure 132 détaille les boucles stabilisées avec indication des températures. L'évolution du coefficient de dilatation thermique avec la température est rappelée pour mémoire et les boucles de déformations plastiques et élastiques stabilisées sont tracées en fonction de la température. Ces courbes confirment la stabilisation d'un cycle de déformation plastique alternée.

Description du cycle:

- ♦ **de 60 à 470°C:** début du chauffage: réponse élastique.

Le chauffage induit un état de compression du disque qui s'oppose aux contraintes résiduelles de traction. La contrainte circonférentielle passe de +450 à -450 MPa avec des déformations élastiques de compression. L'évolution de la contrainte n'est pas tout à fait linéaire en raison de la baisse du module d'Young avec la température.

- ♦ **de 470 à 700°C:** écrouissage.

Il y a écoulement plastique et comme la limite d'élasticité décroît avec la température tout comme le module d'Young, le niveau de contrainte baisse. Les déformations élastiques et plastiques augmentent en compression.

- ♦ **de 700 à 886°C:** chute du coefficient de dilatation thermique

Le coefficient de dilatation thermique chute brusquement d'où une baisse des déformations élastiques et une stabilisation des déformations plastiques. Le phénomène s'amplifie jusqu'à engendrer un déchargement plastique, le champ de contrainte passe en traction limitée.

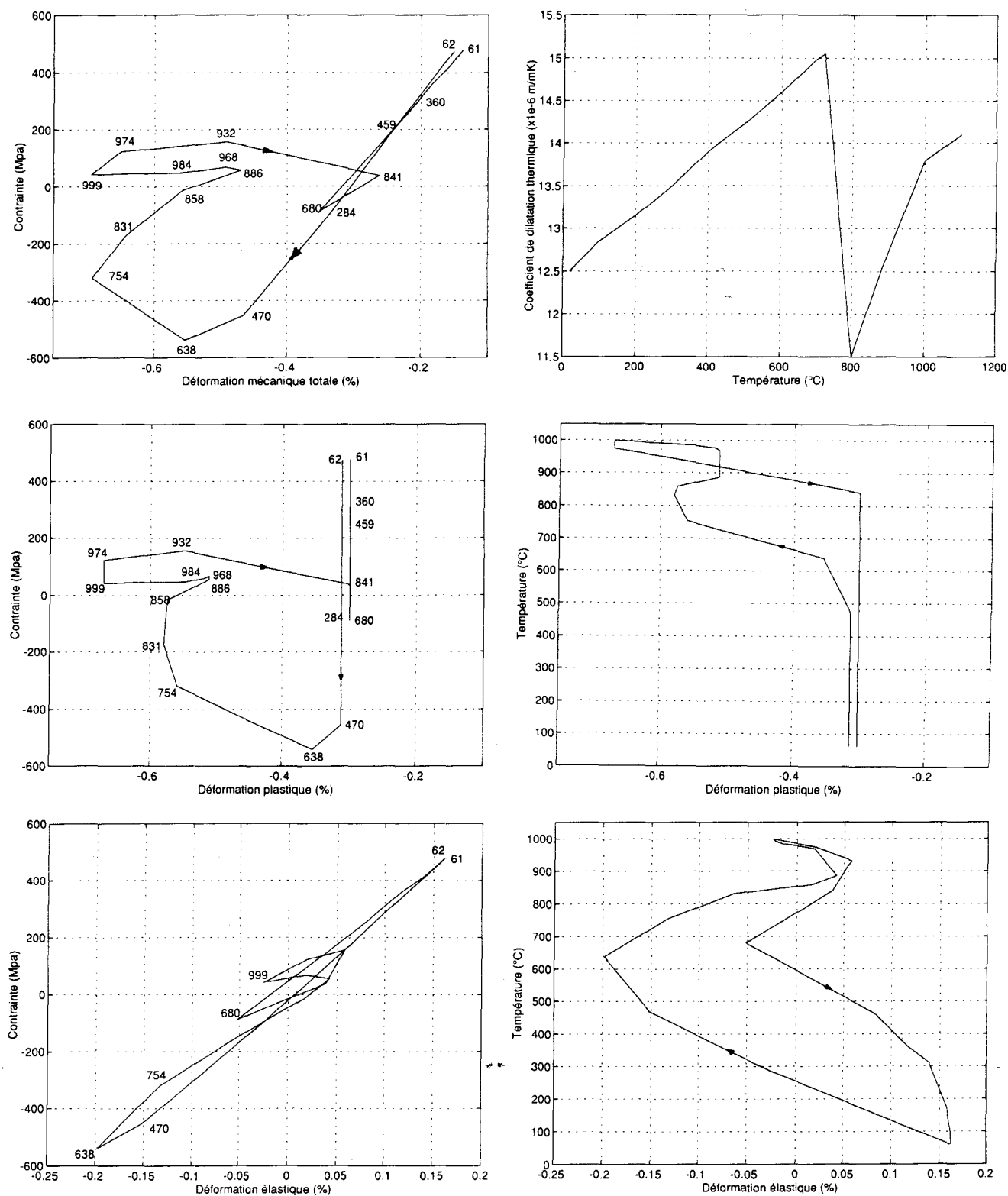


Fig. 132 - Boucles hystérésis stabilisées au sommet du point chaud dans la direction circonférentielle

♦ de 886 à 999°C: remontée du coefficient de dilatation thermique
La température continue à augmenter, le coefficient de dilatation thermique remonte à un niveau important. Les déformations élastiques vont repasser en compression (réponse élastique de 886 à 968°C). L'écroûissage est ensuite poursuivi avec augmentation de la déformation plastique en compression jusqu'à la température maximale de 999°C. La contrainte est quasiment stable durant

cette période avec même une légère baisse en raison du comportement quasiment parfaitement plastique du matériau et de la légère baisse de la limite d'élasticité avec la température.

- ♦ de 999 à 841°C: début du refroidissement.

La déformation élastique de compression diminue avec la température: réponse élastique de 999 à 974°C. Puis il y a déchargement plastique et remontée de la limite d'élasticité. La contrainte est presque constante en raison du comportement du matériau presque parfaitement plastique, avec même une légère baisse de 932 à 841°C issue de la diminution du coefficient de dilatation thermique.

- ♦ de 841 à 60°C: réponse élastique.

L'état de contrainte repasse sous la courbe de variation de la limite d'élasticité avec la température. Le coefficient de dilatation thermique décroît toujours dans un premier temps pour atteindre son point bas, d'où une baisse de la contrainte et de la déformation élastique. Puis il remonte et décroît de nouveau, ce qui provoque les variations brutales des déformations élastiques. Celles-ci retrouvent enfin leur niveau initial avec une progression non linéaire due à la remontée du module d'Young avec la température.

Les courbes sont différentes de celles des configurations idéales des figures 128 et 129, où la description était très simplifiée. Même observation comparée aux expérimentations de Lesne, qui a étudié l'amorçage d'une plaque sous gradients thermiques à des niveaux de température similaires aux nôtres, bien que l'on ait pu observer des courbes très similaires dans le cas d'un écrouissage plus faible [LES 85].

Les fortes variations sur les boucles résultent principalement des fluctuations du coefficient de dilatation thermique avec la température. Afin de mieux préciser cette influence, le même cyclage thermique a été réalisé avec un coefficient de dilatation constant avec la température (figure 133). L'allure des boucles de contraintes-déformations stabilisées devient plus classique avec un écoulement plastique qui suit les chemins d'écrouissage sans interruption durant le chauffage et le refroidissement. La correspondance entre les seuils de variations du coefficient de dilatation thermique et les variations des contraintes et déformations n'est pas tout à fait directe sur les figures précédentes, en raison du pas de calcul thermomécanique variable.

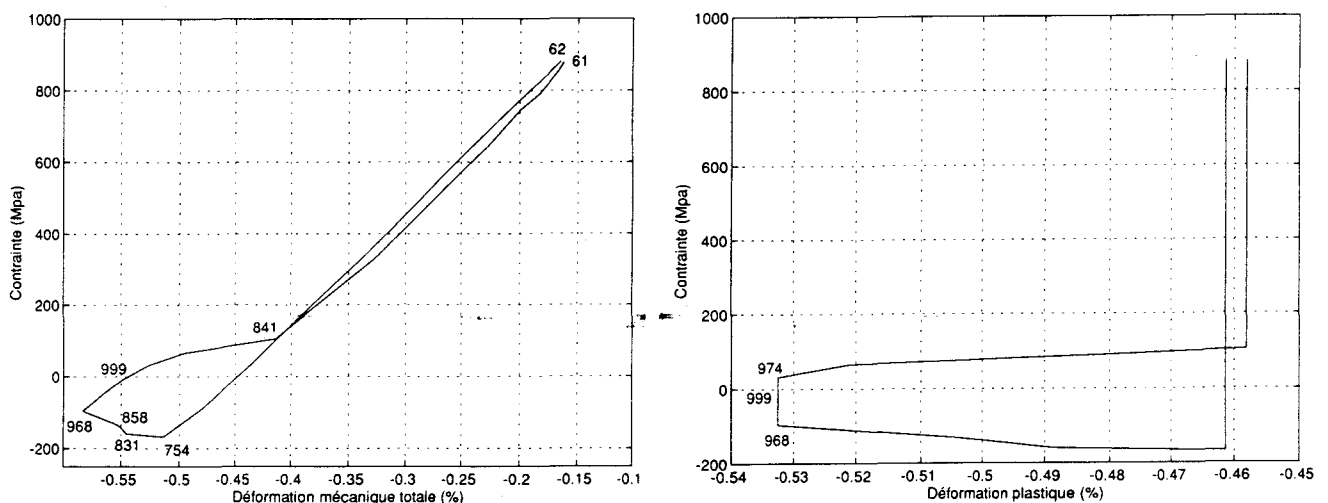


Fig. 133 - Influence du coefficient de dilatation thermique sur la boucle hystérésis

La variation d'amplitude de la déformation plastique ainsi que l'influence du coefficient de dilatation thermique se limitent à une surface très réduite autour du sommet du point chaud. La figure 134 décrit l'évolution de la contrainte et de la déformation plastique circonférentielle au cours du dernier cycle en différents points de la surface (le point 1 correspond au sommet du point chaud).

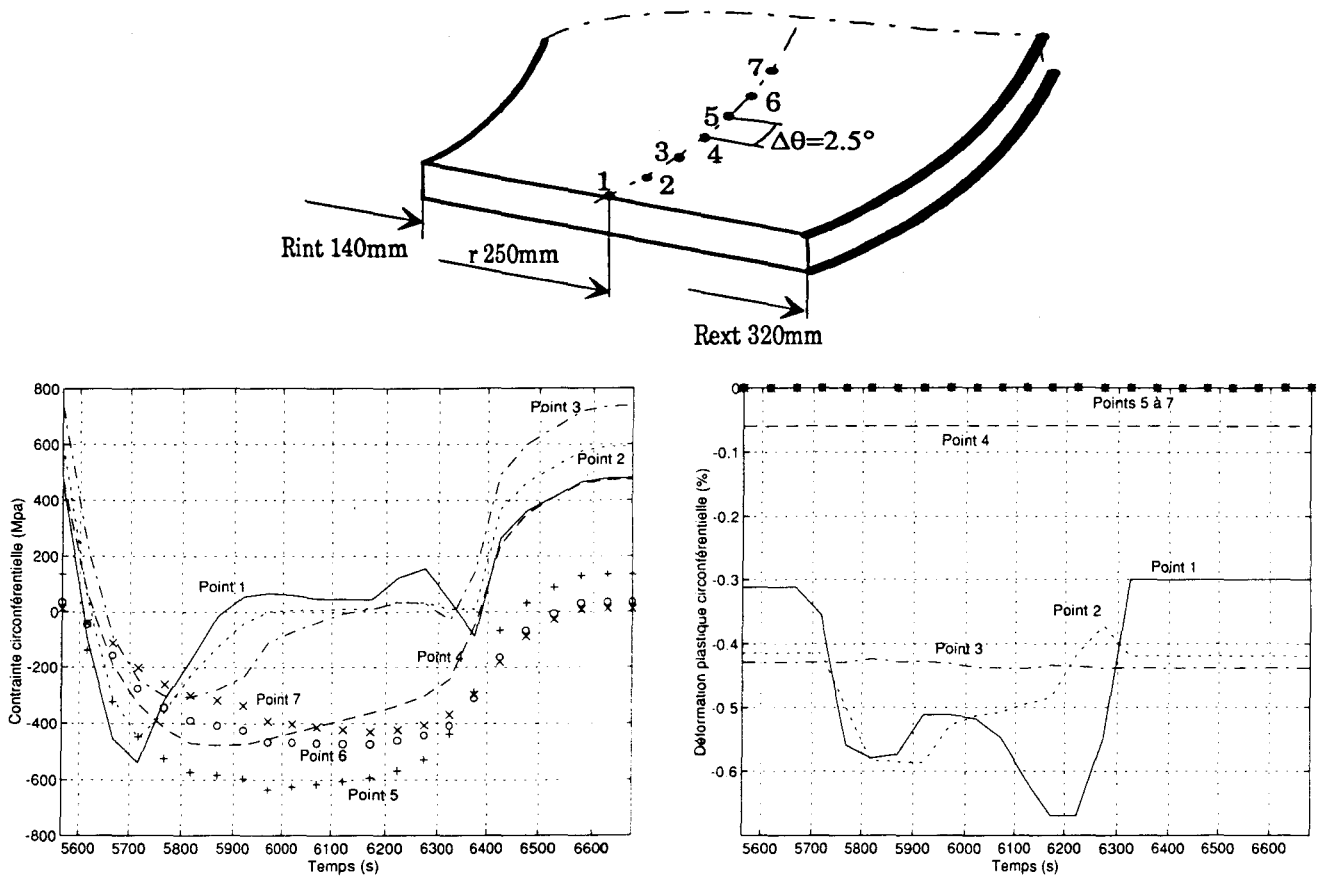


Fig. 133 - Sollicitation circconférentielle en différents points du disque

Seuls les points 1 à 3 proches du sommet du point chaud sont soumis aux variations d'amplitude du coefficient de dilatation thermique (la température maximale au noeud 4 est de 671°C soit inférieure à la température à partir de laquelle chute le coefficient de dilatation thermique). Ces variations sont logiquement plus importantes sur le sommet du point chaud et s'atténuent vers les points 2 et 3 en raison des niveaux de température plus faibles. Ceci explique la différence de contrainte sur les 3 points entre les temps 6300 et 6400 et le niveau de contrainte résiduelle de traction inférieure à la fin de cycle au point 1 par rapport aux points 2 et 3.

La variation des déformations plastiques est maximale sur le sommet du point chaud. Elle n'affecte qu'une surface très réduite (points 1 et 2), ce qui nous informe sur la localisation réduite du cyclage oligocyclique. A partir du point 3 la variation est presque nulle, il y a "adaptation" de la structure en ces points: Le comportement devient élastique après une plastification durant les premiers cycles.

Comparaison expérimentale:

Les mesures de contraintes résiduelles effectuées par la méthode du trou (cf. figure 117b), indiquent des niveaux de contraintes proches des résultats obtenus par le modèle numérique. La prépondérance des contraintes circconférentielles est vérifiée. Les calculs tout comme les mesures présentent un état de contraintes résiduelles de traction qui n'est pas maximale sur le sommet du point chaud. Les directions principales sont similaires, ainsi que la vérification d'un état de traction nettement inférieur près des bords intérieurs et extérieurs.

Les mesures diffèrent cependant des calculs sur les zones situées entre les points chauds en raison du fait que ces derniers se déplacent au fur et à mesure des freinages, ce qui n'a pas été introduit dans le modèle numérique.

4.4 PREVISION DE LA DUREE DE VIE A L'AMORCAGE

Les modèles de prédiction de durée de vie en fatigue thermique sont généralement issus des modèles de la fatigue isotherme étendus aux conditions anisothermes. Ils ont fait l'objet d'investigations expérimentales ces dernières années avec des applications sur des configurations pour lesquelles les conditions aux limites sont bien maîtrisées et les sollicitations décomposées. Leur application à des structures tridimensionnelles restent délicates étant donnée la fréquente interaction des sollicitations, elle nécessite des vérifications expérimentales approfondies. De nombreuses études ont été menées sur les aubes de turbines, pour lesquelles les phénomènes de fluage sont importants étant donnés les temps de maintien en température très longs [ABD 89], [LEM 88].

Le problème le plus délicat réside dans notre cas, dans les variations très importantes des températures.

Différents modèles sont appliqués dans ce paragraphe à partir de la boucle de sollicitation en fatigue oligocyclique stabilisée. Ils sont basés sur la contrainte ou la déformation plastique avec une validité correcte dans le second cas mis en évidence par Lesne pour l'amorçage des fissures sous gradients thermiques cycliques de plaques bidimensionnelles, pour lesquelles les sollicitations sont proches de celles de notre cas [LES 85].

Rappelons que la sollicitation est supposée non évolutive géométriquement (points chauds fixes) et parfaitement répétitive. Ces hypothèses sont discutées en fin de chapitre.

Nous avons pu constater pour la boucle stabilisée, la prépondérance des contraintes et des déformations plastiques circonférentielles, dans le sens d'une ouverture de fissure de type de mode I dans la direction radiale observée expérimentalement.

Cette supériorité des contraintes circonférentielles est vérifiée expérimentalement par les mesures de contraintes résiduelles avec un écart supérieur aux résultats numériques, par rapport à la direction radiale. Les contraintes dans les autres directions ne sont néanmoins pas négligeables et nous tenterons d'appliquer les modèles de prédiction de durée de vie dans les deux cas d'une sollicitation uniaxiale ou tridimensionnelle, dans la mesure du possible [SAN 95].

a) Application des modèles de prédiction de durée de vie

- *Modèle de TAIRA dérivé de la relation de MANSON-COFFIN en fatigue isotherme:*

- Fatigue isotherme:

Si on réalise différents essais de fatigue oligocyclique à différentes amplitudes de déformations totales (essais isothermes), et si l'on reporte les valeurs de $\frac{\Delta \epsilon_t}{2}$, $\frac{\Delta \epsilon_p}{2}$ et $\frac{\Delta \epsilon_e}{2}$ déterminées d'après des cycles d'hystérésis stabilisés, sur un diagramme bilogarithmique, on obtient les courbes dites de Manson-Coffin (figure 134).

Les points correspondant à la déformation plastique se placent sur un droite de pente c qui correspond à la relation de Manson-Coffin:

$$\frac{\Delta \epsilon_p}{2} = \epsilon'_f (N_f)^c \quad \text{avec } \epsilon'_f: \text{le coefficient de ductilité en fatigue}$$

c : l'exposant de ductilité en fatigue du matériau

De nombreux modèles de fatigue thermique ont été élaborés à partir des courbes de Manson-Coffin avec extension à la fatigue thermique anisotherme.

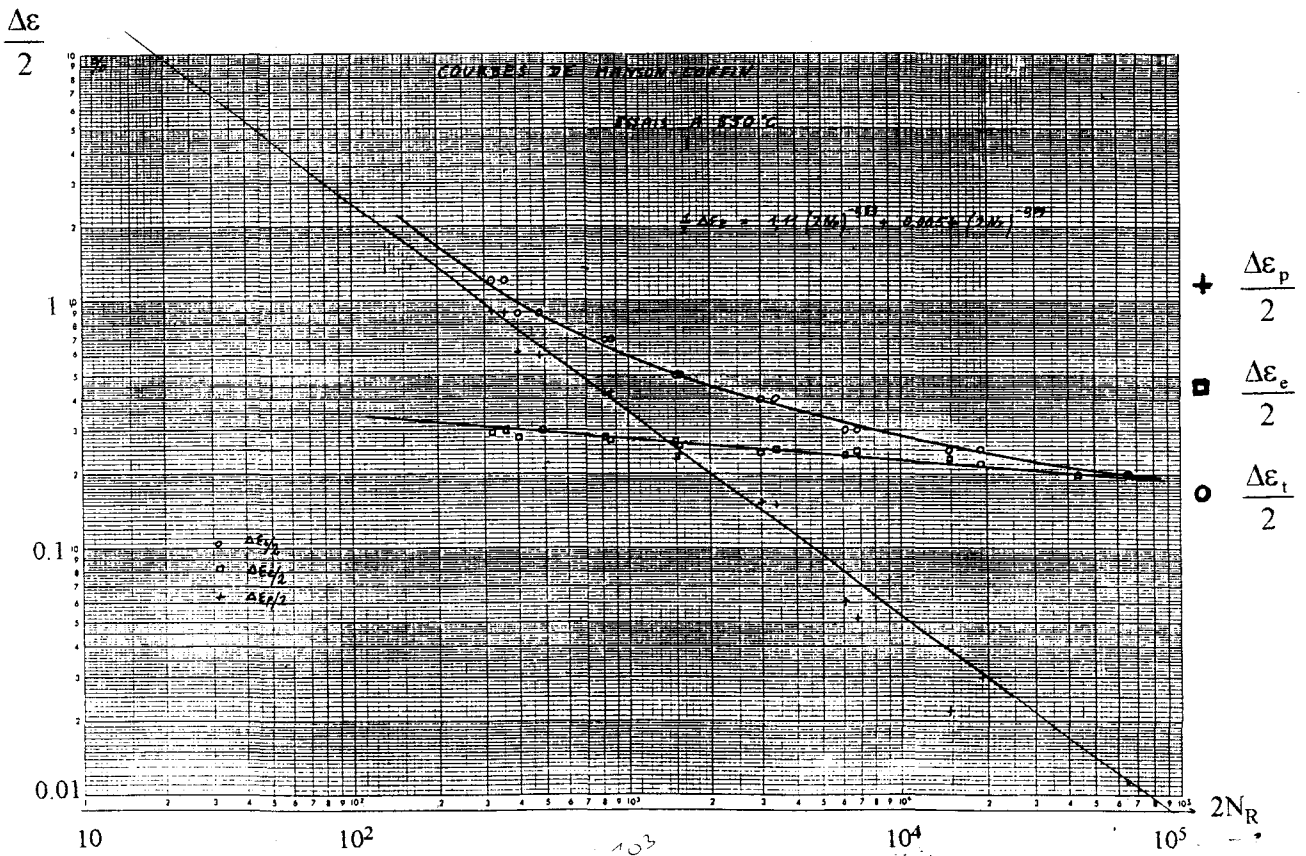


Fig. 134 - Courbes de Manson-Coffin pour un acier 20CDV5-08 à 550°C [GEC 89]

- Fatigue thermique:

Le concept proposé par Taira consiste à suggérer que pour un cyclage en fatigue thermique, la même durée de vie peut être obtenue par un cyclage isotherme à même déformation plastique mais à une température équivalente T^* . Dans le cas d'un cyclage thermomécanique à basse température (entre T_1 et T_2), la température équivalente peut être donnée à $\frac{T_1 + T_2}{2}$, alors qu'elle sera assimilée à T_2 dans le cas d'un cyclage thermomécanique à température élevée [KOR 88].

• *Modèle de l'activation thermique de Degallaix:*

- Ce modèle consiste à séparer l'influence de l'amplitude des déformations plastiques et de la température. Il est basé sur le cumul de deux endommagements de fatigue fonction de la déformation plastique dont l'un est activé thermiquement [DEG 81], [DEG 90]. Il a été initialement utilisé pour le calcul de la durée de vie en fatigue isotherme à haute température. L'accroissement de dommage par cycle s'écrit:

$$\Delta D = \frac{1}{N_r} = A_1 (\Delta \epsilon_p)^{B_1} e^{\left(\frac{-Q}{RT}\right)} + A_2 (\Delta \epsilon_p)^{B_2} \text{ avec } Q: \text{l'énergie d'activation apparente (cal.mol}^{-1}\text{)}$$

R: la constante des gaz parfaits (cal.mol⁻¹K⁻¹)

T: la température en K

$\Delta \epsilon_p$: l'amplitude déformation plastique

Les coefficients A_1 , A_2 , B_1 , B_2 et Q , sont des caractéristiques du matériau indépendantes de l'amplitude de déformation plastique et de la température. Ils sont calculés à partir d'essais isothermes et par une méthode d'optimisation. Pour un acier CrMoV, les valeurs suivantes ont été définies et seront utilisées dans notre application [KOR 89]:

$$\begin{array}{lll} A_1=70550 \cdot 10^5 & B_1=1.334 & Q=8.891 \cdot 10^3 \text{ cal.mol}^{-1} \\ A_2=225 \cdot 10^5 & B_2=1.542 & \end{array}$$

- L'application à la fatigue thermomécanique consiste à utiliser l'expression différentielle du modèle afin de cumuler les endommagements dus aux incréments de déformation plastique et de température. Le cumul de dommage est supposé linéaire. Dans une boucle stabilisée entre deux températures T_1 et T_2 , le dommage produit par le cycle thermomécanique correspond alors à l'intégration du dommage élémentaire suivant le chemin cyclique de T_1 à T_2 puis de T_2 à T_1 :

Formulation différentielle du modèle (accroissement de dommage élémentaire):

$$d(\delta D) = \left[\frac{A_1 B_1}{2} (\delta \epsilon_p)^{B_1-1} e^{\left(\frac{-Q}{RT}\right)} + \frac{A_2 B_2}{2} (\delta \epsilon_p)^{B_2-1} \right] d(\delta \epsilon_p) + \left[\frac{A_1}{2} (\delta \epsilon_p)^{B_1} \frac{Q}{RT^2} e^{\left(\frac{-Q}{RT}\right)} \right] dT$$

Intégration sur les deux demi-alternances:

$$\Delta D[T_1 \leftrightarrow T_2] = \Delta D[T_1 \rightarrow T_2] + \Delta D[T_2 \rightarrow T_1]$$

Cette intégration est réalisée à partir de la connaissance de la variation de la déformation plastique avec la température durant un cycle stabilisé (cf. figure 132). Le dommage par cycle ainsi déterminé permet le calcul de la durée de vie du matériau.

Ce modèle a déjà été utilisé par différents auteurs pour la prédiction de durée de vie de différents aciers en fatigue isotherme et thermomécanique avec des résultats acceptables [SHI 92], [KOR 88].

Au delà de la sollicitation retenue sur le sommet du point chaud qui correspond à l'amplitude de déformation plastique maximale, et le sens circonférentiel considéré, il est possible d'appliquer le modèle en considérant une déformation plastique équivalente représentative de la sollicitation tridimensionnelle. Ceci d'autant plus que les déformations plastiques sont également importantes dans les autres directions avec des états de contraintes plus faibles. On peut pour cela définir la déformation équivalente au sens de Von Mises, issue de l'expression de la loi d'Hencky-Mises sous forme scalaire (figure 135):

$$\epsilon_{eq}^p = \left(\frac{2}{3} \epsilon^p : \epsilon^p \right)^{\frac{1}{2}}$$

La déformation plastique équivalente est nettement supérieure à celles présentées précédemment dans les directions radiales et circonférentielles. Ceci provient d'une déformation plastique élevée dans la direction normale à la surface en raison du gradient thermique élevée en profondeur. La contrainte correspondante reste cependant très limitée.

• **Modèle avec interaction fatigue-fluage (modèle de Chaboche-Lemaitre):**

- Ce modèle consiste à prendre en compte les deux processus d'endommagement que sont le fluage, qui correspond à la création de vides et de cavités de nature plutôt intercrystalline, et le cyclage mécanique conduisant généralement à une rupture de nature transcrystalline.

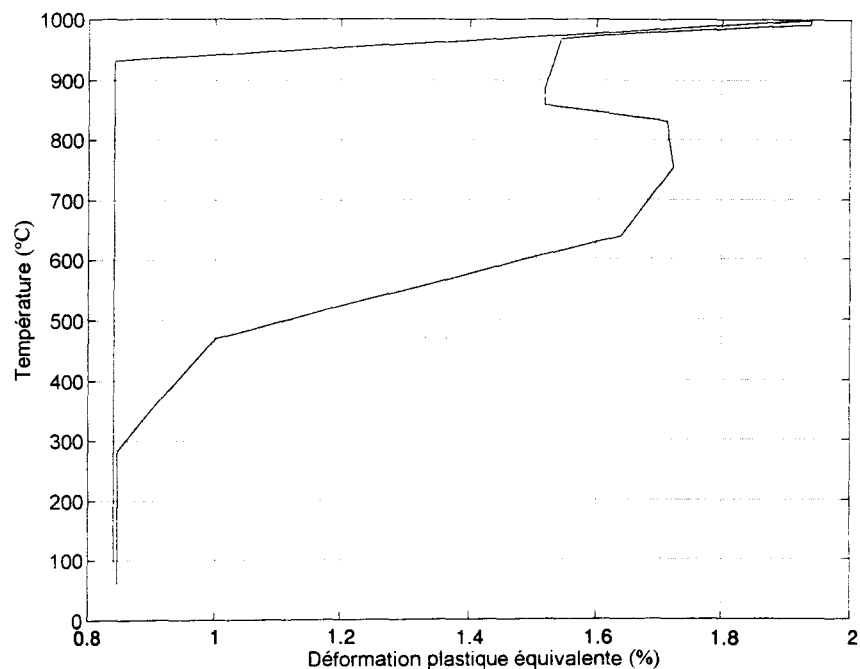


Fig. 135 - Boucle température - déformation plastique équivalente au sommet du point chaud

Dans le cas unidimensionnel, l'évolution de l'endommagement est donné par la loi différentielle suivante [LEM 78], [LEM 88]:

$$dD = \left[1 - (1 - D)^{\beta+1}\right]^{\alpha(\sigma_M, \bar{\sigma})} \left[\frac{\sigma_M - \bar{\sigma}}{M(\bar{\sigma})(1 - D)}\right]^{\beta} dN + \left[\frac{|\sigma|}{A(1 - D)}\right]^r (1 - D)^{r-K(|\sigma|)}$$

Le premier terme traduit l'endommagement de fatigue et le deuxième celui de fluage. Les fonctions α et M sont choisies afin de rendre compte des limites de fatigue, de la résistance à la rupture et des effets de cumul non linéaire.

$$\begin{aligned} \alpha(\sigma_M, \bar{\sigma}) &= 1 - a \left\langle \frac{\sigma_M - \sigma_1(\bar{\sigma})}{\sigma_u - \sigma_M} \right\rangle \\ \sigma_1(\bar{\sigma}) &= \sigma_{l_0} + (1 - b\sigma_{l_0})\bar{\sigma} \\ M(\bar{\sigma}) &= M_0(1 - b\bar{\sigma}) \end{aligned}$$

où σ_{l_0} est la limite de fatigue à contrainte moyenne nulle et σ_u la résistance à la rupture.

Pour un acier 25CDV4-11, de nuance très proche de celle du matériau considéré pour le disque de freins, Abdouli indique des valeurs des différents coefficients à 550°C, identifiés à partir d'essais de fatigue continue et de fluage pur (tableau 18) [ABD 89]:

a	β	σ_{l_0}	σ_u	b	M_0	A	r	K
0.1	6	470	860	0.002	1010	870	14.7	28

Tableau 18 - Identification du modèle de Chaboche-Lemaitre pour un acier 25CDV4-11, à 550°C

- Ce modèle peut être étendu au cas tridimensionnel moyennant l'utilisation simultanée:

- de la loi unidimensionnelle qui permet de décrire l'évolution de l'endommagement en traction et par la suite, les effets de cumul non linéaire.

- des critères tridimensionnels de limite de fatigue qui constituent un guide pour le choix des invariants significatifs à utiliser dans la loi: citons le critère de Sines, Crossland ou Dang Van.

• **Résultats:**

La complexité de la sollicitation thermomécanique due à son caractère tridimensionnel et à la forte variation de température rend très délicate l'application directe des modèles de fatigue. Il serait ainsi nécessaire de vérifier l'influence de l'endommagement de fluage par une analyse microscopique fine des amorces de fissures (micro-fissures intercrystallines, etc). Il s'agit ensuite de caractériser le matériau sur toute la plage de température observée afin d'introduire au mieux son comportement et afin de pouvoir intégrer les lois différentielles de fatigue le long du cycle de sollicitation.

Néanmoins et à titre indicatif uniquement ont été appliqués les modèles de Degallaix et de Chaboche (partie fatigue) dont ce dernier uniquement en uniaxial (direction circonférentielle) avec utilisation des coefficients à 550°C (température moyenne). Le point retenu est le sommet du point chaud sur lequel s'exerce la sollicitation la plus endommageante pour les modèles appliqués (tableau 19).

Les durées de vie obtenues sont très faibles, tout comme les écarts entre les modèles. Il est important de rappeler que le cyclage considéré ne tient pas compte du déplacement des points chauds et se place donc dans un cas beaucoup plus endommageant. En réalité le cumul de dommage est complexe avec des freinages d'intensités variables, un déplacement des zones de sollicitations et des changements de garnitures qui induisent des sollicitations plus sévères encore. Néanmoins les faibles durée de vie avant amorçage sont compatibles avec les observations expérimentales pour lesquelles peuvent se déclarer rapidement des fissures. Si l'on tient compte du déplacement des points chauds, le nombre de cycles obtenu correspond en réalité à un nombre de freinage plus important, la surface totale du disque étant nettement supérieure à la taille de la zone plastique d'amplitude variable (2041 cm² contre 7.3 cm² respectivement).

Modèle	Degallaix	Degallaix (ϵ_{eq}^p)	Chaboche-Lemaître (550°C)
N _a	140	30	50

Tableau 19 - Application indicative de modèles de fatigue thermique

L'explication de l'origine des fissures reste cohérente même si d'autres effets se superposent tels que le frottement. Ces effets de second ordre peuvent jouer un rôle important dans l'amorçage du phénomène et doivent par conséquent être appréhendés.

b) Observations sur les hypothèses et la propagation de fissure

- Différentes hypothèses ont été introduites dans les calculs, dont certaines doivent être approfondies:
 - Il a été mis en évidence que la sollicitation la plus endommageante est issue de la formation de points chauds stabilisés, dont les mécanismes ont été appréhendés dans le chapitre 3.B. D'autres effets peuvent intervenir, dont le fluage et les effets de frottement tels que le "fretting-fatigue" [BER 89]. Même s'ils sont à priori moins importants, leur action complémentaire doit être approfondie.
 - Les phénomènes de fluage activés thermiquement n'ont pas été introduits. Même si les temps de maintien à haute température sont très limités, une analyse fine des faciès de rupture doit être entreprise. Le matériau subit des fortes transformations avec des phénomènes de trempe répétés. Une

caractérisation précise des variations de ces cyclages sur son comportement doit être appréhendée par des essais spécifiques.

- Le cycle étudié concerne une configuration de points chauds fixes avec une sollicitation répétitive d'amplitude constante:

- * En réalité, les points chauds se décalent lentement après plusieurs freinages et même si un cycle de sept freinages avec sollicitation fixe est réaliste, la répétition de ce cycle n'est pas continue.

Cependant, la variation de déformation plastique est très localisée et la sollicitation exercée sur un point, lorsqu'il n'est plus au sommet du point chaud, provoque une réponse élastique, ce qui simplifie le cumul de dommage en fatigue oligocyclique. L'influence de la discontinuité du cycle de sollicitation reste cependant délicate à appréhender.

- * L'intensité du freinage est également variable dans le temps. Les configurations à faible pression et vitesse élevée sont les plus endommageantes, mais l'influence de la variation de l'amplitude de sollicitation doit être étudiée.

A titre d'exemple, il a pu être mis en évidence l'influence du temps de montée en température sur la boucle de sollicitation dans le cas d'aubes de turbines où une augmentation du temps de montée en température peut accélérer l'endommagement [RAM 91].

Des essais d'endurance sont actuellement entrepris à partir d'un cycle précis afin de servir de données expérimentales pour le nombre de cycles avant fissuration, ainsi que pour l'analyse de la croissance des micro-fissures et de la propagation des fissures macroscopiques.

- L'étude phénoménologique de la propagation de la fissure montre que celle-ci se propage toujours dans la direction radiale avec un arrêt près des contours périphériques intérieur et extérieur du disque. Ceci peut s'expliquer par la transition de traction-compression du champ de contraintes circonférentiel sur les bords du disque en raison d'un échauffement moindre qui induit un état de compression après refroidissement (cf. contraintes circonférentielles après refroidissement figure 127).

Il en est de même en épaisseur sur une profondeur faible qui correspond bien à une propagation limitée dans cette direction observée sur les faciès de fissures

L'étude de la propagation de fissure peut être étudiée par la Mécanique Linéaire de la Rupture, qui définit la progression des fissures au cours d'un cycle (da/dN), à partir par exemple du facteur d'intensité des contraintes K qui dépend de la longueur de fissure et du chargement appliqué. La Mécanique de la Rupture peut également être utilisée pour l'amorçage de la fissure par l'étude de la propagation des micro-fissures, ce qui constitue une approche plus complexe, mais complémentaire. Le mode de sollicitation doit être précisément défini. Les profils de fissures observées se rapprochent du cas des fissures elliptiques noyées. L'influence du réseau de fissures multiples doit être appréhendée. Etant donnée la taille importante de la zone plastique, les modèles classiques de propagation ne sont plus applicables et il s'agit de s'orienter vers des modèles qui tiennent compte de la taille de la zone plastique [DUG 60], [PLU 89] et de la variation de la température [MAR 94]. Leur champ d'application doit toutefois être appréhendé avec prudence. Ce type d'approche nécessite tout comme pour la fatigue thermique, une caractérisation fine du matériau ainsi que des prospections expérimentales complémentaires.

V SYNTHÈSE, PERSPECTIVES et DÉVELOPPEMENTS

SYNTHÈSE

- Caractérisation de la performance et de l'endurance des couples disque/garnitures

Les critères proposés pour la caractérisation des couples de freinage, et les outils correspondants, peuvent être décomposés en 4 parties:

- **La capacité de dissipation énergétique du système**, qui désigne la performance du couple de freinage à évacuer l'énergie.
→ Seule l'approche thermique est considérée, en fonction des géométries des pièces, des conditions de sollicitation et des échanges avec l'environnement (avec hypothèse de pression d'application des garnitures uniforme et constante). On parle alors d'évolution de la "température moyenne" de surface.
- **L'étude des gradients effectifs de température**. Leur détermination est liée à la prédiction du comportement de la garniture vis à vis de la dynamique de contact, avec influence de l'élasticité, des dilatations thermiques, de l'usure, etc.
→ Le comportement thermomécanique disque/garnitures est étudié, avec l'analyse des variations de portées de contact. L'approche est 2D ou combinée (2D/3D) lorsque les géométries de garnitures sont complexes. Les gradients thermiques obtenus sont du type "cercles de feu".
- **L'évaluation des risques de déformation permanente** de la structure entraînant des "points chauds stabilisés", particulièrement néfastes pour l'endommagement.
L'évaluation est faite à partir du module précédent en ce qui concerne les gradients thermiques qui peuvent générer des déformations plastiques permanentes ondulatoires. Le caractère systématique de ces observations et la liaison avec les "instabilités thermoélastiques" doivent être approfondis.
→ Sont exploités les résultats des contraintes et des déformations plastiques issues du module précédent.
- **L'étude d'un "niveau" de risque de défaillance par fatigue thermique** (oligocyclique), déterminé à partir de la sollicitation thermomécanique sur un point chaud. Le cycle thermique d'échauffement-refroidissement est appréhendé ainsi que l'état de contraintes et de déformations avec l'introduction des lois de comportement thermo-élasto-plastiques du matériau du disque. Le risque de fissuration est uniquement qualitatif, selon l'existence possible ou non d'un cycle d'hystérésis stabilisé avec déformations plastiques d'amplitude variable.
L'aspect quantitatif passe par l'étude approfondie des modifications structurales du matériau, de l'influence des effets de fluage et du cumul de dommage avec la prise en compte du déplacement des points chauds et la nécessité d'investigations expérimentales complémentaires.
→ Le comportement thermomécanique d'un point chaud est appréhendé avec l'analyse de la formation d'un cycle stabilisé en traction-compression et de la variation d'amplitude de la déformation plastique, d'après le cycle de freinages étudié.

- **Données nécessaires et paramètres sensibles**

En dehors de la sollicitation issue du cycle de marche étudié (énergie, puissance, fréquence des freinages, etc.), des données indispensables doivent être précisées pour chaque niveau de l'étude du comportement du disque:

- Pour la capacité de dissipation énergétique du système, la géométrie du disque et des garnitures et la caractérisation des matériaux constitutifs doivent être principalement définies.

Sont surtout sensibles et représentatifs de la capacité énergétique:

- Le volume du disque que l'on privilégiera pour les freinages "sévéres" et espacés dans le temps.
- La ventilation interne, si elle existe, surtout avantageuse pour les freinages répétitifs, ou de maintien.

La température moyenne peut être accessoirement précisée comme indication du niveau de sollicitation.

- Pour l'étude des gradients thermiques de surface de type "cercle de feu" ou "points chauds" et pour l'étude des cycles d'endommagement, des données supplémentaires doivent être définies:

- Les caractéristiques thermiques et mécaniques des matériaux et leur évolution avec la température.
- Les lois d'écrouissage du matériau en fonction de la température.
- Le coefficient de conductance thermique de contact associé au couple disque/garnitures
- L'usure des matériaux de friction.

Sont surtout sensibles:

- L'usure.
- Le module d'élasticité, le coefficient de dilatation thermique et le coefficient de conductibilité thermique de la garniture.
- La géométrie de la garniture (rainurage, etc.).

DEVELOPPEMENTS et PERSPECTIVES

- **Identification des paramètres sensibles:**

L'identification des paramètres sensibles peut permettre de dresser des tables indicatives paramétriques du comportement du couple de freinage:

- Par exemple, il est possible de tracer des graphes de capacité de dissipation énergétique en fonction du type de ventilation du disque, ce qui permet une pré-analyse rapide lors des choix de prédimensionnement des systèmes de freinage face à une application donnée.
- Le problème est plus délicat pour l'étude des gradients thermiques étant données les interactions des paramètres influents tels que le module d'élasticité de la garniture ou son usure. Cependant un tracé paramétrique comportant les différents facteurs d'influence est envisageable, pour un couple de friction donné.

- **Comportement des matériaux de la garniture:**

L'utilisation de matériaux composites à matrice métallique ou organique rend complexe la détermination de leurs lois de comportement généralement anisotrope avec des transformations chimiques à différents seuils de température, ou encore avec des caractéristiques d'amortissement sensibles. Une description fine de ces matériaux doit être envisagée afin d'améliorer leur précision dans

les modèles thermomécaniques développés. Ceci d'autant plus que les niveaux de températures rencontrés dépassent ceux du disque, avec des maxima avoisinant les 1200°C.

- **Influence du porte-garnitures et de la timonerie:**

La géométrie de la fixation de la garniture, et au delà, l'architecture même de la timonerie suspendue au châssis, contrairement au disque fixé à l'essieu, influence les conditions aux limites sur le couple de freinage. Il a déjà pu être mis en évidence l'influence du porte-garnitures sur la distribution non uniforme et variable de la pression sur la face arrière de la garniture. La fixation élastique de la timonerie, associée aux effets du frottement à l'interface de contact entraîne un déplacement relatif limité de la garniture par rapport au disque, ainsi que des effets dynamiques amplifiés par la présence des points chauds. Une étude approfondie de l'architecture complète de la timonerie est nécessaire afin d'expliquer et de quantifier ces phénomènes.

- **Frottement:**

La prise en compte du frottement a été appréhendée par l'introduction du modèle rigide de Coulomb. Sa généralisation permettra d'intégrer le phénomène de l'angle d'incidence de la garniture issu du couple résultant de frottement. La prise en compte du sens de rotation doit être associée, dont les changements risquent d'influencer les variations de portées et les gradients thermiques correspondants.

- **Développement des points chauds:**

L'analyse élasto-plastique des contraintes issues des gradients thermiques, ainsi que les observations expérimentales ont permis de mettre en évidence la possibilité de l'association du développement de points chauds stabilisés avec le flambement ondulatoire circonférentiel du disque initié lors de la transition élasto-plastique.

Cette hypothèse doit être approfondie par des études propres au flambement, à l'aide de la méthode statique des imperfections ou par des méthodes énergétiques, etc.

Il a pu être observé dans certains cas, la formation de points chauds non stabilisés. Ils pourraient être issus de la "dynamique de contact" de la garniture définie comme "instabilités thermoélastiques " par Barber et Kwangjin [BAR 69], [KWA 93].

La réponse dynamique de la garniture face aux points chauds sur le disque peut permettre également d'apprécier sa capacité à limiter les gradients de températures de par ses propriétés élastiques et d'amortissement.

- **Simulation du comportement thermomécanique des points chauds:**

L'étude de l'échauffement thermique sur les points chauds a nécessité d'introduire pour la détermination de la surface d'application du flux, l'hypothèse d'une distribution de pression constante durant tout le freinage, définie à partir d'une étude de contact statique disque/garniture sur un point chaud sans prise en compte des dilatations thermiques. Or, même si les points chauds restent fixes durant tout le freinage, la distribution de pression localisée sur leur sommet, varie au gré des dilatations thermiques et de l'usure.

Ce comportement peut être appréhendé par une modification du modèle de contact 3D existant, en adjoignant arbitrairement la formation de points chauds sur le disque, puis en étudiant leur dynamique de dilatation alliée au contact de la garniture et de son usure au cours du freinage.

- **Déplacements des points chauds:**

Il a pu être mis en évidence un déplacement circonférentiel très limité mais continu des points chauds d'un freinage à l'autre. Ceci peut s'expliquer par la distribution de la pression non symétrique sur le

point chaud entre l'attaque et la sortie du contact en raison des efforts tangentiels de frottement, ou encore en raison de la vitesse de déplacement du flux généré à l'interface. Cette explication peut être appréhendée par le modèle de contact disque/garnitures avec frottement, avec adjonction d'un point chaud sur le disque.

- **Propositions constructives:**

La compréhension de l'interaction des phénomènes mis en jeu permet d'appréhender différentes améliorations constructives:

- Afin de limiter les états de contraintes circonférentielles de compression qui engendrent les déformations plastiques à l'origine de la défaillance, il est possible d'adjoindre un rainurage sur le disque. Il s'agit d'effectuer des stries relativement nombreuses et profondes, pas forcément parfaitement radiales et débouchantes afin de réduire l'état de compression du disque et de rompre les effets de symétrie.

- Les modules de comportement développés ont mis en évidence l'influence du module d'Young et de la dilatation thermique des garnitures, ainsi que la marge d'amélioration encore possible à ce jour sur ces deux coefficients. Ces propriétés peuvent être optimisées par une modification structurale des matériaux des garnitures (composition chimique), mais aussi par des modifications constructives (rainurage plus dense de la garniture, sous-couche élastique, etc.).

Cependant, même si la baisse de ces deux propriétés physiques est favorable à la chute des gradients thermiques, il est souvent opposé à une baisse de l'élasticité, le fait qu'elle soit préjudiciable à l'efficacité du frottement sous humidité. Il est possible de contourner ce problème en jouant sur d'autres paramètres, en diminuant par exemple la conductibilité de la garniture, afin d'échauffer plus rapidement la surface. Cette propriété est de plus en plus sensible sur les gradients thermiques.

Des améliorations de la forme de la garniture peuvent également être proposées pour une meilleure distribution du flux dissipé sur le disque.

Ces propositions sont indicatives et doivent être approfondies. D'autres améliorations peuvent être appréhendées par des exploitations paramétriques plus poussées des modèles, alliées à des investigations expérimentales complémentaires.

- **Fissuration:**

- L'étude de la durée de vie du disque avant fissuration et de la propagation des fissures nécessite une caractérisation détaillée à l'échelle de la microstructure du matériau du disque. Les phénomènes mis en jeu sont complexes en raison des températures élevées. Il est nécessaire d'appréhender de façon précise les propriétés viscoplastiques du matériau, l'influence des modifications de la structure et la sensibilité du fluage même si les maintiens en température sont limités. De par le cyclage thermique, le matériau subit des trempes répétées et la dureté de surface augmente considérablement. Il est de plus en plus nécessaire de connaître les lois d'endurance du matériau sur toute la plage de températures (essais de fatigue).

- La prédiction numérique de la sollicitation thermomécanique qui entraîne la rupture par fatigue thermique doit être approfondie. Les déplacements des points chauds doivent notamment être introduits dans l'analyse du cycle contraintes-déformations. Le cumul de dommage résultant doit être défini, ainsi que les effets de surcharge tels que les changements de garnitures pour lesquelles les portées sont temporairement très réduites et les sollicitations très localisées.

- Les phénomènes qualifiés de second ordre tels que les sollicitations issues du frottement peuvent se superposer aux effets thermomécaniques et accélérer ou initier les processus d'endommagement. Ils doivent être approfondis si l'on veut traiter dans leur ensemble les mécanismes de fissuration.

CONCLUSION

La caractérisation de la performance et de l'endurance des disques de freins correspond à la prédiction des niveaux de températures et des gradients thermiques, à l'analyse de la tenue thermomécanique (contraintes thermiques), et à celle des risques de défaillance par fissuration.

Elle passe par l'étude du comportement thermomécanique global, qui met en jeu différents phénomènes physiques à la fois complexes et liés (frottement, usure, contact, dilatations thermiques, etc.). Certains sont identifiés comme majeurs, avec hypothèse de l'influence limitée pour les autres.

Le couple de frottement doit être considéré dans son ensemble, le comportement de la garniture s'avérant fondamental sur l'état de sollicitation de la surface du disque.

Afin de prédire les gradients thermiques de surface et leurs variations, il s'agit de reproduire la dynamique de contact de la garniture par la considération du triplet suivant: pression de contact, dilatations thermiques et usure.

L'interaction de ces phénomènes et l'aspect transitoire des résolutions thermique et statique nécessitent une architecture de programmation optimale 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 de ces variations ainsi que celles des caractéristiques des matériaux avec la température se sont avérés capitaux dans le but de prédire les surfaces effectives de contact et les champs de températures résultants.

Certains paramètres sensibles ont pu être définis tels que l'usure, le module d'élasticité de la garniture, son coefficient de dilatation thermique et dans une moindre mesure son coefficient de conductibilité thermique. Figure également la prise en compte des géométries effectives du disque et de la garniture, introduites par des modèles plus ou moins complexes.

L'utilisation de moyens expérimentaux spécifiques au problème de la mesure de températures sur objets tournants, a permis de valider les modèles élaborés pour la détermination des gradients thermiques et de leurs variations symbolisés par des "cercles de feu" sur la piste de frottement.

L'analyse élasto-plastique des contraintes et des déformations issues des gradients thermiques ainsi que les observations expérimentales, ont permis de mettre en évidence la possibilité de l'association du développement de "points chauds stabilisés ou critiques" avec le flambement ondulatoire circonférentiel du disque. Celui-ci est issu de l'état de compression durant le freinage et pourrait être initié lors de la transition élasto-plastique. Cette hypothèse doit être approfondie et éventuellement liée à l'initiation des "points chauds non stabilisés", appréhendés par les "instabilités thermoélastiques" [KWA 93].

La présence de ces points chauds stabilisés correspond à la sollicitation thermomécanique la plus endommageante pour le disque, pour laquelle a pu être mis en évidence le risque d'une sollicitation cyclique en traction-compression avec déformation plastique d'amplitude variable. Celle-ci est caractéristique de la fatigue thermique (oligocyclique), dont les premiers calculs indiquent qu'elle peut être à l'origine de la fissuration du disque.

L'approche développée, même si elle permet de prédire le comportement thermomécanique global, se place néanmoins à l'échelle macroscopique. Il est nécessaire, si l'on veut gagner le pari de la prédiction de l'amorçage de la fissure et de sa propagation, d'adjoindre les effets d'ordre supérieur ainsi que ceux

Conclusion

liés à la microstructure (superposition des sollicitations mécaniques issues du frottement, transformations de la structure du matériau, influence du fluage et du réseau de faïençage, cumul de dommage, etc.).

La compréhension des phénomènes et les modèles développés doivent permettre de définir et de repousser les limites des systèmes actuels, afin d'augmenter les capacités de charge et les vitesses de service des véhicules ferroviaires.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [ABD 89] ABDOULI, B., BAYARD, S. & THOUVIN, O.; "Prévision de durée de vie en fatigue-fluage d'un acier CrMoV pour rotors de turbines à haute température", Fatigue des structures industrielles. IITT International, pp. 104-114, 1989.
- [AND 85] ANDERSON, A.E. & KNAPP, R.A.; "Hot Spotting in Automotive Friction Systems". Intl. Conf. on Wear of Materials, Vol. 2, pp. 673-680, 1985.
- [ANS 92] ANSYS User's Manuel - Revision 5.0, Vol. I, II, III, IV, Swanson Analysis System Inc., 1992.
- [BAR 69] BARBER, J.R.; "Thermoelastic instabilities in the sliding of conforming solids", Proc. Royal Soc., A.312, pp. 381-394, 1969.
- [BAT 80] BATHIAS, C. & BAÏLON, J.P.; "La fatigue des matériaux et des structures", Collection Université de Compiègne, MALOINE S.A. Editeur, 1980.
- [BEL 92] 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.
- [BER 89] BERTHIER, Y., VINCENT, L. & GODET, M.; "Interaction 'Mécanique-matériaux' en Fretting Fatigue", Fatigue des structures industrielles. IITT International, pp. 139-156, 1989.
- [BER 92] BERTHIER, Y.; "Tribologie. Science carrefour", Journées Européennes du Freinage (JEF 92), Lille, France, 26 p., Déc. 1992.
- [BLO 37] BLOK, H.; "Theoretical study of temperature rise at surfaces of actual contact under oiliness lubricating conditions", I. Mech. E., General discussion on lubrication, Vol. 2, pp. 222-235, 1937.
- [BOI 87] BOITEUX, M. & CHRISTIANS, B.; "Les équipements de freinage des futures rames TGV-Atlantique", Revue Générale des Chemins de Fer, pp. 7-20, Sept. 1987.
- [BOU 89] BOUHELIER, C.; "Mécanique de la -rupture", Centre Techniques Des Industries Mécaniques (CETIM), 1989.
- [CAR 58] CARSLAW, H.S. & JAEGER, C.; "Conduction of heat in solids"; 2nd ed., Oxford at the Clarendon Press, 1958.
- [CET 92] CETIM: Centre Techniques Des Industries Mécaniques; "Examen d'un disque de frein de TGV après essai.", Affaire 4/027567/414.2A, 1992.
- [COL 86] 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, Vol. 23, pp. 13-23, 1986.

- [DAY 83] DAY, A.J.; "Energy transformation at the friction interface of a brake", Ph.D. Thesis, Loughborough University of Technology, Sept. 1983.
- [DAY 88] 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.
- [DAY¹ 90] 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.
- [DAY² 90] DAY, A.J.; "Brake interface temperature prediction", Second Brakes Workshop, University of Bradford, Nov. 1990.
- [DEG 81] DEGALLAIX, G. & FOCT, J.; "La fatigue thermique: 1. Aspects expérimentaux, 2. Méthodes d'estimation de la durée de vie", Mécanique, Matériaux, Electricité, n°382, pp. 338-347 et n°383-384, pp.350-355, 1981.
- [DEG 90] DEGALLAIX, G.; "Prédiction de durée de vie en fatigue thermomécanique", MAT-TEC 90, Technologie, comportement et traitement des matériaux, IITT International, pp. 37-45, 1990.
- [DEV 75] DE VERE, A.P.; "Convective heat transfer from a rotating disc in a transverse air stream", Ph.D. Thesis, University of Leicester, 1975.
- [DIA 86] DIAS, A., DUNAND, C. & GIUSTI, G.; "Analyse numérique et analytique de la fissuration par fatigue thermique", Journées Internationales de Printemps, Commission Fatigue des Métaux de la SFM, pp. 420-435, Juin 1986.
- [DIA 88] DIAS, A. & LIEURADE, H.P.; "La fatigue thermique : mécanismes, simulation et modélisation", Mécanique Matériaux Electricité, n° 428, Oct.-Déc. 1988.
- [DOW 72] DOW, T.A. & BURTON, R.A.; "Thermoelastic Instabilities of Sliding Contact in the Absence of Wear", Wear, Vol. 19, pp. 315-328, 1972.
- [DUF 93] 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
- [DUF¹ 95] 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, 1995.
- [DUF² 95] DUFRENOY, P. & WEICHERT, D.; "Numerical prediction of the thermal gradients on disc brakes", Proc. of the 1995 European Simulation Multiconference, SCS Publication, pp. 76-80, 1995.
- [DUF³ 95] 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.
- [DUG 60] DUGDALE, D.S.; "Yielding of steel sheets containing slits", Journal of Mechanical Physics of Solids, Vol. 8, pp. 100-104, 1960.

- [FLO 85] FLOQUET, A.; "Les températures éclaircs en milieu multicouches", Eurotrib, 47^{ème} Congrès Européen de Tribologie, Ecully, 1985. Amsterdam: Elsevier, Vol. I, 4.2.1, 1985.
- [FRU 91] FRUITET, L.; "Sécurité contre l'incendie dans les constructions métallique", Techniques de l'ingénieur, Vol. C2 II Construction, p. C2506-5, Nov. 1991.
- [GEC 89] GEC ALSTHOM, C.E.R.M. Belfort; "Acier 20CDV5-08 - Aubert et Duval. Caractéristiques de fatigue oligocyclique", Rapport A1462, Juil. 1989.
- [GEC¹ 94] GEC ALSTHOM TRANSPORT; "Manuel de freinage", Tomes 1 et 2, 1994.
- [GEC² 94] GEC ALSTHOM TRANSPORT, Etabl^t CIMENT, Service Etudes Avancées, DUFRENOY P.; "Mesures de températures sur disques de freins. Rapport d'essais. Campagne d'essais sur disques V2N", Mai 1994.
- [GEC³ 94] GEC ALSTHOM TRANSPORT, Etabl^t CIMENT, Service Etudes Avancées, DUFRENOY P.; "Mesures de températures sur disques de freins. Rapport d'essais. Campagne d'essais sur disques TGV", Oct. 1994.
- [HOL 81] HOLMAN, J.P.; "Heat transfer", Library of Congress Cataloging in Publication Data, 1981.
- [JAE 42] JAEGER, J.C.; "Moving sources of heat and the temperature of sliding contacts", Proc. Roy. Soc., Vol. 176, pp. 203-224, 1942.
- [JIA 88] JIANG, L. & ROGERS, R.J.; "Combined Lagrangian multiplier and penalty function finite element technique for elastic impact analysis", Computer & Structures, Vol. 30 n°6, pp. 1219-1229, 1988.
- [KEN 74] KENNEDY, F.E. & LING, F.F.; "A thermal, thermoelastic and wear simulation of a high-energy sliding contact problem", Journal of Lubrication Technology. Transactions of the ASME, pp. 497-507, July 1974.
- [KEN 83] KENNEDY, F.E., COLIN, F., FLOQUET, A. & GLOWSKI, R.; "Improved techniques for finite element analysis of sliding surface temperatures", Proceedings of the 10th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Lyon, Sept. 1983. London: Butterworths, pp. 138-150, 1983.
- [KOR 88] KORN, C.; "Aspects expérimentaux et modélisation de la durée de vie en fatigue thermomécanique dans le cas des aciers Cr-Mo-V, 316 L et de l'alliage TZM", Thèse de doctorat, Université de Metz, 1988.
- [KOR 89] KORN, C. & PLUVINAGE, G.; "Fatigue thermo-mécanique sous amplitude de déformation imposée, Etude expérimentale et modélisation.", Fatigue des structures industrielles. IITT International, pp. 74-103, 1989.
- [KWA 93] KWANGJIN, L. & BARBER, J.R.; "Frictionally excited thermoelastic instability in automotive disc brakes", Journal of tribology, Vol. 100, pp. 437-452, 1993.
- [LAC 86] LACOTE F.; "La nouvelle génération de matériel à grande vitesse de la SNCF", Revue Générale des Chemins de Fer, pp. 701-712, Déc. 1986.

Références bibliographiques

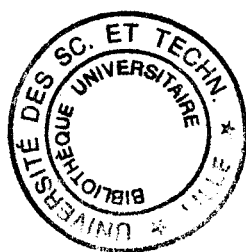
- [LEM 78] LEMAITRE, J. & CHABOCHE, J.L.; "Aspect phénoménologique de la rupture par endommagement", Journal de mécanique appliquée, Vol. 2, n°3, 1978.
- [LEM 88] LEMAITRE, J. & CHABOCHE, J.L.; "Mécanique des matériaux solides", 2^{ème} édition, Bordas, Paris, 1988.
- [LER 89] LEROY, J.M.; "Modélisation thermoélastique des revêtements de surface utilisés dans les contacts non lubrifiés", Thèse de Mécanique, INSA de Lyon, Déc. 1989.
- [LES 85] LESNE, P.M.; "Amorçage et propagation de fissures sous gradients thermiques cycliques", Thèse de docteur-ingénieur, Université de Lille, 1985.
- [LIM 92] LIMPert, R.; "Brake design and safety", Editions lavoisier, 1992.
- [LIN 64] LING, F.F. & PU, S.L.; "Probable interface temperatures of solids in sliding contact", Wear, Vol. 7, pp. 23-34, 1964.
- [LIN 69] 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.
- [MAL 79] MALM, S. & NORSTROM, L.A.; Metal Science, pp. 544-550, Septembre 1979.
- [MAR 90] MARINI, R., PANTELIS, D. & PRIOUL, C.; "Traitement thermique superficiel des aciers frittés", Matériaux et Techniques, pp. 27- 34, Sept-Oct 1990.
- [MAR 94] MARKSIMOV, I.L.; "Theory of non-isothermal crack propagation in plastic and viscoplastic materials", Materials Science and Engineering, A176, pp. 309-315, 1994.
- [MEA 88] MEASUREMENTS GROUP, INC; "Measurement of residual stresses by the hole-drilling strain gage method", Tech Note TN-503-3, North Carolina, USA, 1988.
- [MET 78] METAL HANDBOOK; "Properties and selection. Irons and steels", 9th edition, American Society for Metals, Vol. 1, p. 641, 1978.
- [MIS 88] MISSORI, S. & SILI, A.; "Optimizing proportions of railway brake discs by temperature transients evaluation", Proc. Instn Mech. Engrs, Vol. 202, pp. 91-99, 1988.
- [NEW 60] NEWCOMB, T.P.; "Temperatures reached in disc brakes", J. Mech. Engng Sci., Vol. 2(3), pp. 167-177, 1960.
- [NEW 67] NEWCOMB, T.P. & SPURR, R.T.; "Braking of road vehicles", Chapman and Hall Ltd. 1967.
- [PAJ 89] PAJINI, D.; "Mesure par thermographie Infrarouge", ADD Editeur, 72/74 rue B Iske, Le Plessis-Robinson, 1989.
- [PLA 79] PLAY, D.; "Portance et transport des troisièmes corps en frottement sec", These de Docteur-Ingénieur, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 1979.
- [PLU 89] PLUVINAGE, G.; "Mécanique élastoplastique de la rupture. Critères d'amorçage, Cepadues-Editions, Collection NABLA, Toulouse, 1989.

Références bibliographiques

- [RAI 91] RAISON, J.; "Les matériaux de freinage", Revue Générale des Chemins de Fer, pp. 27-36, Juil. 1991.
- [RAI 93] RAISON, J.; "Brake equipment for TGV-2N trainsets - braking adhesion", Proc. of the International Symposium on Technological Innovation in Guided Transports, pp. 793-802, Lille, 28-30 sept. 1993.
- [RAM 91] RAMTEKE, A.L., REZAI-ARIA, F. & ILSCHNER, B.; "Calculation of stress-strain cycles during thermal fatigue: a comparison of disc and wedge specimens", Metallurgica et Materialia, Vol. 25, pp. 2601-2605, Pergamon Press, 1991.
- [SAN 76] SANTINI, J.J., KENNEDY, F.E. & LING, F.F.; "Effect on design factors on surface temperature and wear in disk brakes", NASA CR 134923, 1976.
- [SAN 95] SANSEN, P.; "Endommagement d'un disque de frein", DEA de Mécanique, Laboratoire de Mécanique - EUDIL, Université des Sciences et Techniques de Lille, Nov. 1995.
- [SAR 84] SARGENTON, D.; "Le freinage", Revue Générale des Chemins de Fer, pp. 533-540, Nov. 1984.
- [SAU 69] SAUMWEBER, E.; "Temperaturberechnung in Brems scheiben für ein beliebiges Fahrprogramm", Leichtbau der Verkehrsfahrzeuge, Vol. 3, 1969.
- [SAU 88] SAUMWEBER, E.; "Auslegung und Leistungsgrenzen von Scheibenbremsen", ZEV-Glas. Ann. 112, Nr. 4, pp. 139-143, 1988.
- [SAU 92] SAUMWEBER, E.; "Les applications de la tribologie en ferroviaire", Journées Européennes du Freinage, Lille, France, Déc. 1992.
- [SHI 92] SHI, H.; "Etude en fatigue thermomécanique sur un acier inoxydable - Réalisation d'essais et prévision de la durée de vie du matériau", Thèse de doctorat, Université de Metz, 1992.
- [SIM 85] SIMO, J.C. & TAYLOR, R.L.; "Consistent tangent operators for rate-independant elastoplasticity", Computer methods in applied mechanics and engineering, Vol. 48, pp. 101-118, 1985.
- [SKE 84] SKELTON, R.P. & MILES, L.; "High temperature technology", Vol. 2, n°1, pp. 23-23, February 1984.
- [SPE 76] SPERA, D.A.; "Thermal fatigue of materials and components", ASTM STP 612. Eds. D.A. Spera et D.F. Mowbray, ASTM, pp. 3-9, 1976.
- [TIR 88] 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.
- [TIR 90] TIROVIC, M & DAY, A.J.; "The calculation of temperatures in brakes", Second Brakes Workshop, University of Bradford, Nov. 1990.
- [TIR 91] TIROVIC, M & DAY, A.J.; "Disc brake interface pressure distribution", Proc. Instn Mech. Engrs, Vol. 205, pp. 137-146, 1991.

Références bibliographiques

- [TOU 92] 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, 13 p., 1992.
- [WAT 95] WATREMEZ, M.; "Caractérisations tribologique et thermomécanique de revêtements céramiques élaborés par projection thermique plasma: application aux disques de freinage ferroviaire à haute énergie", Thèse de doctorat, Université de Valenciennes, 1995.
- [WIR 85] WIRTH, X.; "Innenbelüftete Wellenbresscheibe mit verminderter Ventilatorleistung", ZEV-Glas. Ann. 109, Nr. 4, pp. 163-168, 1985.
- [WIR 95] WIRTH, X.; "Ceramic alloys offer weight and cost gains"; Railway Gazette International, pp. 357-360, Juillet 1995.
- [ZIE 77] ZIENKIEWICZ, O.C.; "The finite element method", Mc Graw-Hill Compagny, London, 1977.



ANNEXE 1

Calcul de la vitesse d'écoulement moyenne dans les conduits internes des disques ventilés

L'application des formulations des coefficients de convection à l'intérieur des disques ventilés (§ 3.A.2.6) nécessite la détermination de la vitesse d'écoulement moyenne dans le canal. Elle peut être calculée à l'aide des équations de continuité (A.0.1) et de l'équilibre de la pression théorique avec les pertes (A.0.2):

$$S_i V_i = S_e W_e \text{ qui équivaut à } d_i V_i = d_e W_e \quad (\text{A.0.1})$$

$$\Delta p_{th} = \Delta p_{dyn} + \Delta p_{dev} + \Delta p_c + \Delta p_f \quad (\text{A.0.2})$$

avec Δp_{th} : surpression théorique qui pour un nombre fini d'ailettes n donne: $\rho \epsilon U_e^2$

$$\Delta p_{dyn}: \text{les pertes dynamiques} = \frac{\rho}{2} V_e'^2 = \frac{\rho}{2} (W_e^2 + \epsilon^2 U_e^2)$$

$$\Delta p_{dev}: \text{les pertes par déviation du fluide} = C_1 \frac{\rho}{2} U_i^2$$

$$\Delta p_c: \text{les pertes par choc à l'entrée} = C_2 \frac{\rho}{2} U_i^2$$

$$\Delta p_f: \text{les pertes par frottement} = C_3 \frac{\rho}{2} W_m^2$$

$$\epsilon = \left(1 + \frac{2.6}{n(1-\delta^2)} \right)^{-1} \text{ et } \delta = \frac{d_i}{d_e}$$

$$W_m: \text{vitesse relative moyenne dans le canal} = \frac{V_i + W_e}{2}$$

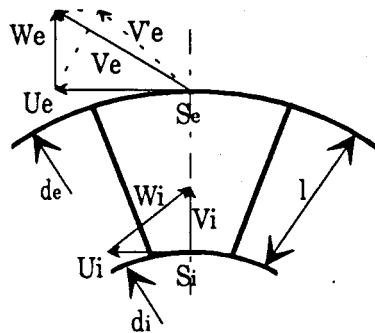


Fig. 136 - Ecoulement dans les conduits internes de ventilation (disque à ailettes radiales)

$$(\text{A.1}) \text{ et } (\text{A.2}) \text{ donnent } W_m = U_e \left(\frac{1+\delta}{2\delta} \right) \sqrt{\frac{2\epsilon - \epsilon^2 - C_2 \delta^2}{1 + \frac{C_1}{\delta} + C_3 \left(\frac{1+\delta}{2\delta} \right)^2}}$$

$$\text{avec: } C_1 = 0.3, C_2 = 0.8 \text{ et } C_3 = 0.01 \left(\frac{2.5}{d_h} \right)^{0.314} \frac{1}{d_h}$$

d_h : diamètre hydraulique moyen

l : longueur du canal de refroidissement

ANNEXE 2

Coefficients pour la formulation de la convection dans les conduits internes des disques ventilés à étauçons ronds

Le tableau 20a délivre les valeurs de c et n utilisés dans la relation de détermination du coefficient de convection dans les conduits internes des disques ventilés à étauçons ronds (§ 3.A.2.6). Ils résultent de l'assimilation à l'écoulement face à des rangées de tubes. Les coefficients vont alors dépendre de l'alignement ou non des tubes, d'où l'adjonction d'un facteur multiplicateur du coefficient de convection défini dans le tableau 20b.

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							0.236	0.636
0.9					0.495	0.571	0.445	0.581
1.0			0.52	0.558				
1.125					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

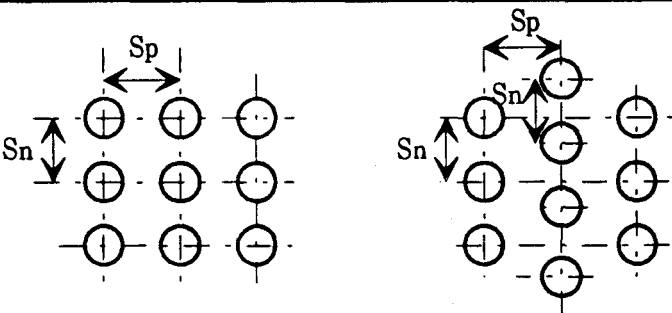


Tableau 20a - Corrélation de Grimson pour la convection sur des rangées de tubes

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	0.99	0.98	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 20b - Ratio du coefficient d'échange pour les rangées inférieures à 10 tubes

ANNEXE 3

Méthodes de résolution des analyses thermiques et statiques

Dans cette annexe sont rappelées brièvement les formulations numériques utilisées pour les résolutions thermiques et statiques, à partir des relations des phénomènes physiques considérés et de la méthode des éléments finis. La plupart des techniques utilisées provient des possibilités offertes par le logiciel ANSYS. Dans certains cas, des compléments internes ou externes au logiciel, et spécifiques à notre application ont été apportés, tels que respectivement, la variation en fonction du temps et de la température des coefficients de convection, ou la variation des raideurs de contact en fonction de la variation d'élasticité des matériaux avec la température, etc.

A.1 RESOLUTION THERMIQUE

A.1.1 Conduction et convection

Le premier principe de la thermodynamique qui établit la conservation de l'énergie thermique, conduit à l'équation de la chaleur:

$$\rho c \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \{V\}' \text{grad} T \right) + \text{div} \{q\} = r \quad (\text{A.1.1})$$

avec $\{V\}$: vecteur vitesse pour le transport massique de chaleur

$\{q\}$: vecteur flux de chaleur

r : le taux de génération de chaleur interne par unité de volume

- La loi de Fourier permet de lier le vecteur flux de chaleur aux gradients thermiques:

$$\{q\} = -[K] \text{grad} T \quad (\text{A.1.2})$$

avec $[K]$ la matrice de conductivité thermique

En combinant (A.1.1) et (A.1.2) et sans le terme vecteur vitesse non considéré dans les calculs, on obtient:

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

- Trois types de conditions aux limites peuvent être considérés:

- Une température imposée sur une surface S1:

$$T = T^*$$

- Un flux de chaleur imposé sur une surface S2 :

$$\{q\}' \{\eta\} = -q^*$$

avec $\{\eta\}$: vecteur unitaire normal à la surface.

- Une convection spécifiée sur une surface S_3 (loi de Newton):

$$\{q\}^t \{\eta\} = -h_f (T_f - T)$$

avec h_f : coefficient d'échange ou de convection

T_f : température du fluide environnant

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

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

A.1.2 Rayonnement

D'après la loi de Stefan-Boltzmann, le flux de chaleur issu du rayonnement entre deux surfaces i et j est donné par:

$$Q_i = \sigma \epsilon_i F_{ij} S_i (T_i^4 - T_j^4)$$

avec Q_i : la densité de flux de chaleur de la surface i

σ : la constante de Stefan Boltzmann

ϵ_i : l'émissivité

F_{ij} : le facteur de forme de la surface i à la surface j

S_i : l'aire de la surface i

T_i, T_j : les températures absolues respectives des surfaces i et j

A.2 RESOLUTION STATIQUE

A.2.1 Relation contraintes-déformations

Dans le cas de matériaux linéaires, la contrainte est liée à la déformation par:

$$\{\sigma\} = [D] \left(\{\epsilon\} - \{\epsilon^{th}\} \right) \quad (A.2.1)$$

avec $\{\sigma\}$: vecteur des contraintes = $[\sigma_x \sigma_y \sigma_z \sigma_{xy} \sigma_{yz} \sigma_{xz}]^t$

$[D]$: matrice d'élasticité

$\{\epsilon\}$: vecteur des déformations = $[\epsilon_x \epsilon_y \epsilon_z \epsilon_{xy} \epsilon_{yz} \epsilon_{xz}]^t$

$\{\epsilon^{th}\}$: vecteur des déformations thermiques = $\Delta T [\alpha_x \alpha_x \alpha_x 0 0 0]^t$

A.2.2 Principe des travaux virtuels

Le principe des travaux virtuels établit qu'une variation de l'énergie interne de déformation doit s'accompagner d'une variation identique du travail extérieur issu du chargement appliqué:

$$\delta U = \delta V \quad (\text{A.2.2})$$

avec U : énergie de déformation (travail interne) = $U_1 + U_2$

V : travail externe = $V_1 + V_2 + V_3$

- L'énergie de déformation virtuelle est donnée par:

$$\delta U_1 = \int_V \{\delta \epsilon\}^t \{\sigma\} dV \quad (\text{A.2.3})$$

Dans le cas de géométries et de matériaux linéaires, la combinaison de (A.2.1) et de (A.2.3) donne:

$$\delta U_1 = \int_V (\{\delta \epsilon\}^t [D] \{\epsilon\} [D] \{\epsilon^h\}) dV \quad (\text{A.2.4})$$

Les déformations sont liées aux déplacements par:

$$\{\epsilon\} = [B] \{u\} \quad (\text{A.2.5})$$

avec $[B]$: matrice déformations-déplacements basée sur les fonctions de forme.

En combinant (2.4) et (2.5), on a:

$$\delta U_1 = \{\delta u\}^t \int_V [B]^t [D] [B] dV \{u\} - \{\delta u\}^t \int_V [B]^t [D] \{\epsilon^h\} dV \quad (\text{A.2.6})$$

- Une autre forme de l'énergie virtuelle de déformation intervient lorsqu'une surface se déplace face à une résistance, ce qui se traduit par:

$$\delta U_2 = \int_{S_f} \{\delta w_n\}^t \{\sigma\} dS_f \quad (\text{A.2.7})$$

avec $\{w_n\}$: déplacement normal à la surface

$\{\sigma\}$: contrainte de surface

- Généralement, $\{w_n\}$ et $\{\sigma\}$ n'ont qu'une composante non nulle. Le déplacement normal à la surface est lié au déplacement des noeuds par:

$$\{w_n\} = [N_n] \{u\} \quad (\text{A.2.8})$$

avec $[N_n]$: matrice des fonctions des formes pour le déplacement normal à la surface.

- La contrainte est donnée par:

$$\{\sigma\} = k \{w_n\} \quad (\text{A.2.9})$$

avec k : la raideur associée à la résistance de déplacement.

On obtient en liant les équations (A.2.7) à (A.2.9) et en considérant que k est constant sur la surface:

$$\delta U_2 = \{\delta u\}^t k \int_{S_f} [N_n]^t [N_n] dS_f \{u\} \quad (\text{A.2.10})$$

- Dans les travaux virtuels externes, V_1 correspond aux effets d'inertie:

$$\delta V_1 = - \int_V \{ \delta w \}^t \frac{\{ F^a \}}{V} dV \quad (A.2.11)$$

avec $\{ w \}$: vecteur de déplacement d'un point général
 $\{ F^a \}$: le vecteur force d'accélération (D'Alembert).

or

$$\frac{\{ F^a \}}{V} = \rho \frac{\partial^2 \{ w \}}{\partial t^2} \quad (\text{Newton}). \quad (A.2.12)$$

Les déplacements internes des éléments sont liés aux déplacements par:

$$\{ W \} = [N] \{ u \} \quad (A.2.13)$$

avec $[N]$: matrice des fonctions de forme.

La combinaison des équations (A.2.11) à (A.2.13), en considérant la masse volumique constante sur le volume, donne:

$$\delta V_1 = - \{ \delta u \}^t \rho \int_{Vol} [N]^t [N] dV \frac{\partial^2 \{ u \}}{\partial t^2} \quad (A.2.14)$$

- La formulation de la prise en compte des travaux de pression externe donne:

$$\delta V_2 = \int_{S_p} \{ \delta w_n \}^t \{ P \} dS_p \quad (A.2.15)$$

avec $\{ P \}$: vecteur de pression externe appliquée
 S_p : surface d'application de la pression.

(A.2.13) peut être liée à (A.2.15) pour donner:

$$\delta V_2 = \{ \delta u \}^t \int_{S_p} [N_n]^t \{ P \} dS_p \quad (A.2.16)$$

- Les travaux virtuels issus des forces appliquées aux noeuds des éléments $\{ F_e^{nd} \}$ sont donnés par:

$$\delta V_3 = \{ \delta u \}^t \{ F_e^{nd} \} \quad (A.2.17)$$

La relation (A.2.1) permet d'établir la forme variationnelle générale:

$$\begin{aligned} & \{ \delta u \}^t \int_V [B]^t [D] [B] dV \{ u \} - \{ \delta u \}^t \int_V [B]^t [D] \{ \epsilon^h \} dV + \{ \delta u \}^t k \int_{S_f} [N_n]^t [N_n] dS_f \{ u \} \\ & = - \{ \delta u \}^t \rho \int_V [N]^t [N] dV \frac{\partial^2 \{ u \}}{\partial t^2} + \{ \delta u \}^t \int_{S_p} [N_n] \{ P \} dS_p + \{ \delta u \}^t \{ F_e^{nd} \} \end{aligned} \quad (A.2.18)$$

A.2.3 Plasticité

a) Critères d'écoulement:

Le critère d'écoulement spécifie le niveau de contraintes pour lequel l'écoulement plastique est initié.

- $F = 0$ définit la surface de charge ou surface d'écoulement (critère d'écoulement vérifié).
- $F < 0$ correspond à l'état élastique.

F dépend ici de l'état de contrainte $\{\sigma\}$, du travail plastique χ et de la translation de la surface d'écoulement $\{\alpha\}$:

$$F(\{\sigma\}, \chi, \{\alpha\}) = 0 \quad (\text{A.2.19})$$

$$\text{avec} \quad \chi = \int \{\sigma\}^t \{d\epsilon^{pl}\} \quad \text{et} \quad \{\alpha\} = \int C \{d\epsilon^{pl}\} \quad (\text{A.2.20})$$

C est fonction du matériau.

b) Direction de l'écoulement:

La règle de normalité définit la direction de déformation plastique tel que

$$\{d\epsilon^{pl}\} = \lambda \left\{ \frac{\partial F}{\partial \sigma} \right\} \quad (\text{A.2.21})$$

avec λ : multiplicateur plastique (qui définit le taux de déformation plastique).

c) Condition de consistance:

Le schéma de la plasticité classique impose que le point représentatif de l'écoulement plastique ne puisse sortir de la surface ($F > 0$ est impossible). On introduit alors pendant l'écoulement continu, la condition de consistance:

$$dF = \left\{ \frac{\partial F}{\partial \sigma} \right\}^t \{d\sigma\} + \left\{ \frac{\partial F}{\partial \chi} \right\} d\chi + \left\{ \frac{\partial F}{\partial \alpha} \right\}^t \{d\alpha\} = 0 \quad (\text{A.2.22})$$

Cette condition permet de déterminer le facteur de plasticité λ .

A partir de (A.2.20) et (A.2.21):

$$d\chi = \{\sigma\}^t \{d\epsilon^{pl}\} \quad \text{et} \quad d\alpha = C \{d\epsilon^{pl}\} \quad (\text{A.2.23})$$

L'incrément de contrainte est donné par la relation contrainte-déformation:

$$\{d\sigma\} = [D] \{d\epsilon^{el}\} \quad (\text{A.2.24})$$

L'incrément de déformation total est divisé en deux parties élastique et plastique:

$$\{d\epsilon\} = \{d\epsilon^{el}\} + \{d\epsilon^{pl}\} \quad (\text{A.2.25})$$

En combinant la règle de normalité et la condition de consistance et à l'aide des équations précédemment définies, on obtient:

$$\lambda = \frac{\left\{ \frac{\partial F}{\partial \sigma} \right\}^t [D] \{d\epsilon\}}{-\frac{\partial F}{\partial \chi} \{\sigma\}^t \left\{ \frac{\partial F}{\partial \sigma} \right\} - C \left\{ \frac{\partial F}{\partial \alpha} \right\}^t \left\{ \frac{\partial F}{\partial \sigma} \right\} + \left\{ \frac{\partial F}{\partial \sigma} \right\}^t [D] \left\{ \frac{\partial F}{\partial \sigma} \right\}}$$

d) Implantation numérique:

Un algorithme de retour radial est utilisé avec le critère de Von Mises (schéma d'interprétation d'Euler) pour la condition de consistance:

- La contrainte limite d'élasticité du matériau (σ_y) est définie pour le pas de temps courant n, à la température correspondante.
- Les contraintes sont estimées $\{\sigma^r\}$ à partir des déformations elles mêmes estimées $\{\epsilon^r\}$, par les déformations totales moins les déformations plastiques du pas de temps précédent.

$$\{\epsilon_n^r\} = \{\epsilon_n\} - \{\epsilon_{n-1}^{pl}\} \text{ et } \{\sigma^r\} = [D] \{\epsilon^r\}$$

- La contrainte équivalente est alors calculée et comparée à la limite élastique. Si la limite est dépassée, le multiplicateur plastique λ est calculé par une méthode locale itérative de Newton-Raphson [SIM 85].

- L'incrément plastique est ensuite calculé par la règle de normalité (A.2.21). La déformation plastique est mise à jour. La déformation élastique et la contrainte sont calculées:

$$\{\epsilon_n^{pl}\} = \{\epsilon_{n+1}^{pl}\} + \{\Delta \epsilon^{pl}\}$$

$$\{\epsilon^{el}\} = \{\epsilon^r\} - \{\Delta \epsilon^{pl}\}$$

$$\{\sigma\} = [D] \{\epsilon^{el}\}$$

- L'incrément de travail plastique $\Delta \chi$ et le centre de la surface d'écoulement $\{\Delta \alpha\}$ sont calculées par les équations (A.2.23).

e) Ecrouissage cinématique:

Le critère de Von Mises est dans notre cas utilisé, avec la loi d'écoulement associée et l'écrouissage cinématique:

- La contrainte équivalente est définie par :

$$\sigma_e = \frac{3}{2} \left[(\{S\} - \{\alpha\})^t (\{S\} - \{\alpha\}) \right]^{\frac{1}{2}}$$

avec $\{S\} = \{\sigma\} - \sigma_m [1 \ 1 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0]^T$

σ_m : contrainte hydrostatique $= \frac{1}{3}(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)$

- Quand la contrainte équivalente atteint la limite d'élasticité, l'écoulement plastique intervient:

$$F = \frac{3}{2} \left[(\{S\} - \{\alpha\})^T (\{S\} - \{\alpha\}) \right]^{\frac{1}{2}} - \sigma_y = 0$$

- La loi d'écoulement associée devient (équation d'écoulement de Prandtl-Reuss):

$$\left\{ \frac{\partial F}{\partial \sigma} \right\} = \frac{3}{2\sigma_e} (\{S\} - \{\alpha\})$$

- L'écrouissage cinématique multilinéaire qui consiste à décomposer la courbe d'écrouissage en différents segments de droites, est introduit afin de reproduire l'effet Bauschinger [ANS 91], et ceci, à différentes températures, sur la plage considérée.

ANNEXE 4

Résolution du problème de contact

Le problème du contact est particulièrement sensible dans cette étude, étant données les fortes variations des surfaces de contact, issues des dilatations thermiques, de l'usure et de la variation des caractéristiques mécaniques des matériaux avec la température. Les champs de distribution de pression sont associés aux élasticités relatives des deux pièces en vis à vis, il s'agit alors de considérer le problème du contact élastique ou flexible symétrique et non rigide.

• **Méthode utilisée:**

Différentes méthodes peuvent être proposées, dont les plus courantes sont basées sur la pénalisation qui introduit la notion de pénétration relative des deux surfaces. Pour satisfaire la compatibilité du contact sont associées des forces de réactions dans la direction normale à la surface et proportionnelles à la pénétration par la notion de raideur de contact. Un inconvénient majeur de cette méthode réside dans le risque d'obtenir des pénétrations importantes dans le cas de surfaces de contact réduites. Pour s'affranchir de cette limite ont été développées des méthodes qui permettent de limiter cette pénétration à une tolérance fixée. Pour assurer la compatibilité du contact est adjointe à la méthode de pénalisation, des forces additionnelles introduites à l'aide de multiplicateurs de Lagrange dans le cas de la violation de la tolérance [ANS 92], [JIA 88].

La notion d'élément du type noeud face à un segment ou à une surface potentielle de contact est utilisée dans la méthode des Eléments Finis proposée par ANSYS (figure 137).

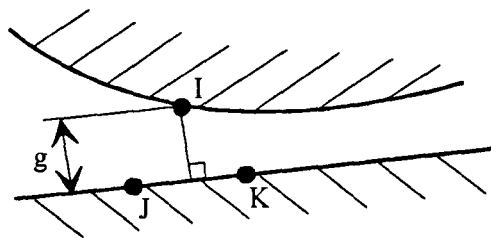


Fig. 137 - Eléments de contact (configuration 2D)

- Pour la méthode de pénalisation:

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

avec f_n : réaction normale à la surface de contact

k_n : raideur de contact

- Pour la méthode combinée, la composante du multiplicateur de Lagrange de la force de réaction est calculée localement et par itération pour chaque élément de contact:

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

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

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

ϵ : tolérance de pénétration

α : facteur numérique (< 1)

La tolérance permet de limiter la pénétration et l'adjonction des "forces de Lagrange" permet d'augmenter indirectement la surface de contact afin d'obtenir un compromis réaliste.

La convergence est assurée par un algorithme de Newton afin de faire tendre vers zéro le résidu défini de manière générale par:

$$[K(u^{i-1})]\{\Delta u^i\} = \{F\} - [K(u^{i-1})]\{u^{i-1}\}$$

avec $\{u^{i-1}\}$: le vecteur des déplacements nodaux à l'itération i-1

$\{\Delta u^i\}$: l'incrément de déplacement entre les itérations i-1 et i

$[K(u^{i-1})]$: la matrice de rigidité dépendante des déplacements solutions à l'itération i-1

$\{F\} - [K(u^{i-1})]\{u^{i-1}\}$: le résidu R^i qui doit tendre vers 0

• Cinématique du contact:

Pour chaque calcul, les surfaces en contact ne sont pas a priori connues, elles peuvent être très limitées et varient très sensiblement au cours du temps. De plus, étant données la fixation de la garniture et la cinématique de l'organe de frein qui autorisent tout mouvement relatif entre le disque et la garniture, il s'agit de ne pas introduire de déplacements imposés qui vont modifier les données du problème. Pour cela une analyse statique transitoire du type "contact-impact" entre les deux pièces est adoptée:

- Concernant les conditions aux limites correspondantes, une accélération verticale est introduite, la garniture est alors appliquée sur le disque par l'intermédiaire de la pression de commande sur sa face arrière. Ceci permet d'éviter tout déplacement vertical incompatible imposé. La valeur d'accélération doit être suffisamment faible pour négliger les effets d'inertie.

- Dans la plupart des cas, durant le freinage, la zone effective de contact est réduite par rapport à la surface potentielle de frottement totale. Un algorithme de proximité est utilisé ("Pinball algorithm") afin de limiter la zone d'identification du contact aux éléments inclus dans une zone proche des surfaces "cibles".

Lors de l'utilisation d'éléments de contact du type noeud face à un segment ou à une surface, se pose le problème du segment ou de la surface cible d'impact associé au noeud. La figure 138 expose des cas limites représentatifs de cette difficulté. Dans le logiciel utilisé est proposée la notion de "pseudo-éléments" réunissant les éléments face à chaque noeud potentiel de contact. Ils sont définis temporairement pour chaque itération d'équilibre [ANS 92].

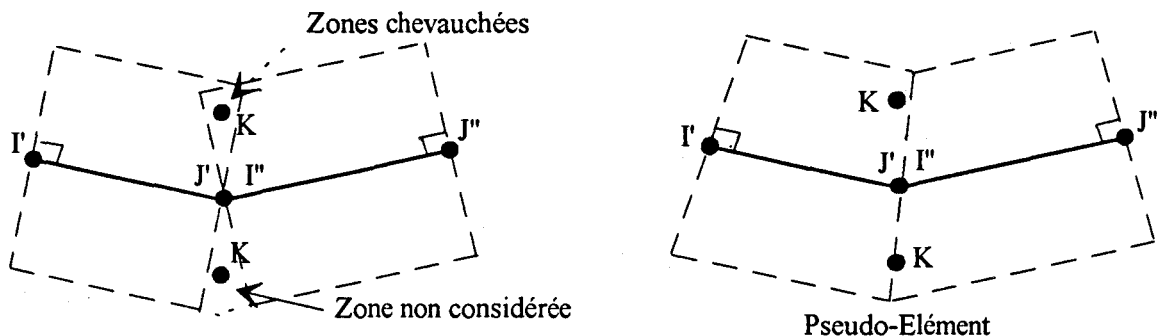


Fig. 138 - Définition des pseudo-éléments pour le calcul de contact

• Contact "symétrique" et "raideur" de contact:

- D'un point de vue Elements Finis, le contact symétrique indique que chaque surface est définie comme surface d'impact de l'autre. Ainsi chaque noeud est associé à un segment ou à une surface cible

§ ANNEXE 4: Résolution du problème de contact

en vis à vis, et ceci de façon symétrique sur les deux surfaces. Ce choix se justifie par une convexité à priori inconnue des surfaces entre elles, ou encore par un maillage équivalent entre les deux pièces.

- La "raideur" de contact associée à la pénétration dans la fonction de pénalisation, est une donnée qui reste délicate à introduire, puisqu'elle conditionne le calcul de la réaction nécessaire à la compatibilité du contact. Une approche simplifiée consiste à associer la pénétration à la déformation élastique des matériaux en approchant la raideur par:

$$k_n = c \frac{S_i E}{h}$$

avec S_i : aire de contact de l'élément de contact i

E : module d'élasticité

h : longueur caractéristique (par exemple la longueur des éléments du solide en contact)

c : un facteur multiplicateur compris entre 0.01 et 100

De façon plus arbitraire sont proposées des valeurs associées à des configurations de modélisation, telles que:

$k_n = cEh$ pour des modèles 3D

$k_n = cE$ en 2D avec hypothèses de déformations planes

$k_n = cEr_m$ pour des cas 2D axisymétriques (avec r_m : rayon moyen de l'aire de contact).

Il s'agit en réalité d'une part, de ne pas utiliser de raideurs trop élevées qui induisent des termes de rigidités disproportionnés et des difficultés de convergence, et d'autre part, de limiter les raideurs faibles pour lesquelles la compatibilité de contact devient délicate et erronée (pénétrations excessives). En pratique, il existe un ordre de grandeur de la raideur pour lequel la compatibilité est satisfaite sans problèmes de convergence, et ceci sans variation sensible des résultats dans une plage que l'on peut constater à 0.01 à 100 fois la raideur optimale, pour les problèmes traités dans cette étude. La vérification de la reproduction des résultats dans cette plage, avec différents matériaux, nous a conduit à des valeurs moyennes de la plage de raideurs qui peuvent être estimées avec les relations définies précédemment, moyennant des facteurs multiplicateurs c de l'ordre de 0.5 pour les modèles 3D, 1 en 2D avec déformations planes et 0.5 en 2D axisymétrique.

Les plages définies sont suffisamment étendues pour assurer la reproduction des résultats, mais doivent néanmoins être précisées pour tout nouveau modèle par une étude de sensibilité.

Dans notre cas le module d'élasticité varie avec la température et il s'agit d'associer la raideur avec cette évolution afin de reproduire la variation de rigidité locale du matériau.

• Cas du frottement:

L'influence de la prise en compte du frottement sur les résultats des distributions des pressions de contact a été appréhendée, mais n'a pas été généralisée à toute l'étude (§ 3.A.4.3).

Le frottement est introduit de manière macroscopique par la loi de Coulomb. Le modèle utilisé est de type "rigide" en opposition avec le modèle élastique, dans le mesure où seul le contact glissant est considéré (figure 139). Ce modèle est plus adapté au cas du mouvement permanent relatif entre les deux surfaces.

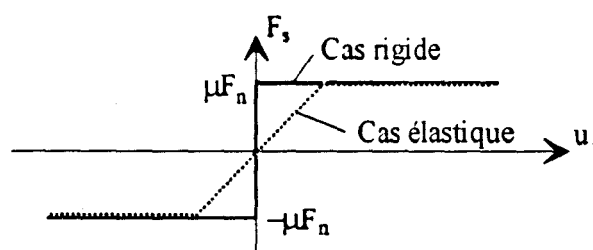


Fig. 139 - Modèle du frottement rigide de Coulomb

