



**HAL**  
open science

# Analyse tribologique du contact roue-rail Modélisation et expérimentations – Cas de l’usure ondulatoire –

Aurélien Saulot

► **To cite this version:**

Aurélien Saulot. Analyse tribologique du contact roue-rail Modélisation et expérimentations – Cas de l’usure ondulatoire –. Sciences de l’ingénieur [physics]. INSA-Lyon, 2005. Français. NNT : . tel-01247047

**HAL Id: tel-01247047**

**<https://hal.science/tel-01247047v1>**

Submitted on 21 Dec 2015

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

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

# **THESE**

présentée devant  
L'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon

Ecole doctorale des sciences pour l'ingénieur de Lyon :  
Mécanique, Energétique, Génie Civil, Acoustique (MEGA)  
Spécialité : Mécanique

pour obtenir  
le grade de docteur  
par

**Aurélien SAULOT**

(Ingénieur INSA Lyon)

## Analyse tribologique du contact roue-rail Modélisation et expérimentations – Cas de l'usure ondulatoire –

Soutenue le 6 décembre 2005 devant la commission d'examen composé de MM.

---

Président	TOURATIER, M.	Professeur, ENSAM, Paris
Examineur	AKAY, A.	Professeur, National Science Foundation, U.S.A.
Examineur	GIRARDI, L.	Docteur, Direction de l'infrastructure, SNCF, Paris
Examineur / co-Directeur	BERTHIER, Y.	Directeur de recherche, LaMCoS, INSA, Lyon
Examinatrice / co-Directrice	DESCARTES, S.	Docteur, LaMCoS, INSA, Lyon
Examineur / Rapporteur	DUFRENOY, P.	Professeur, Ecole Polytechnique, Lille
Invité / Rapporteur	ELEOD, A.	Professeur, Univ. Technique Budapest, Hongrie
Invité	BAILLET, L.	Professeur, Université Joseph Fourier, Grenoble
Invité	JEAN, M.	Directeur de recherche Emérite, LMA, Marseille
Invité	VANHONACKER, P.	Docteur, D2S International, Belgique

**Cette thèse a été préparée au Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Solides  
(LaMCoS) de L'INSA de Lyon**



<b>SIGLE</b>	<b>ECOLE DOCTORALE</b>	<b>NOM ET COORDONNEES DU RESPONSABLE</b>
	<b><u>CHIMIE DE LYON</u></b>  Responsable : M. Denis SINOU	M. Denis SINOU Université Claude Bernard Lyon 1 Lab Synthèse Asymétrique UMR UCB/CNRS 5622 Bât 308 2 <sup>ème</sup> étage 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.44.81.83 Fax : 04 78 89 89 14 <a href="mailto:sinou@univ-lyon1.fr">sinou@univ-lyon1.fr</a>
<b>E2MC</b>	<b><u>ECONOMIE, ESPACE ET MODELISATION DES COMPORTEMENTS</u></b>  Responsable : M. Alain BONNAFOUS	M. Alain BONNAFOUS Université Lyon 2 14 avenue Berthelot MRASH M. Alain BONNAFOUS Laboratoire d'Economie des Transports 69363 LYON Cedex 07 Tél : 04.78.69.72.76 <a href="mailto:Alain.bonnafous@ish-lyon.cnrs.fr">Alain.bonnafous@ish-lyon.cnrs.fr</a>
<b>E.E.A.</b>	<b><u>ELECTRONIQUE, ELECTROTECHNIQUE, AUTOMATIQUE</u></b>  M. Daniel BARBIER	M. Daniel BARBIER INSA DE LYON Laboratoire Physique de la Matière Bâtiment Blaise Pascal 69621 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.43.64.43 Fax 04 72 43 60 82 <a href="mailto:Daniel.Barbier@insa-lyon.fr">Daniel.Barbier@insa-lyon.fr</a>
<b>E2M2</b>	<b><u>EVOLUTION, ECOSYSTEME, MICROBIOLOGIE, MODELISATION</u></b> <a href="http://biomserv.univ-lyon1.fr/E2M2">http://biomserv.univ-lyon1.fr/E2M2</a>  M. Jean-Pierre FLANDROIS	M. Jean-Pierre FLANDROIS UMR 5558 Biométrie et Biologie Evolutive Equipe Dynamique des Populations Bactériennes Faculté de Médecine Lyon-Sud Laboratoire de Bactériologie BP 12 69600 OULLINS Tél : 04.78.86.31.50 Fax 04 72 43 13 88 <a href="mailto:E2m2@biomserv.univ-lyon1.fr">E2m2@biomserv.univ-lyon1.fr</a>
<b>EDIIS</b>	<b><u>INFORMATIQUE ET INFORMATION POUR LA SOCIETE</u></b> <a href="http://www.insa-lyon.fr/ediis">http://www.insa-lyon.fr/ediis</a>  M. Lionel BRUNIE	M. Lionel BRUNIE INSA DE LYON EDIIS Bâtiment Blaise Pascal 69621 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.43.60.55 Fax 04 72 43 60 71 <a href="mailto:ediis@insa-lyon.fr">ediis@insa-lyon.fr</a>
<b>EDISS</b>	<b><u>INTERDISCIPLINAIRE SCIENCES-SANTE</u></b> <a href="http://www.ibcp.fr/ediss">http://www.ibcp.fr/ediss</a>  M. Alain Jean COZZONE	M. Alain Jean COZZONE IBCP (UCBL1) 7 passage du Vercors 69367 LYON Cedex 07 Tél : 04.72.72.26.75 Fax : 04 72 72 26 01 <a href="mailto:cozzone@ibcp.fr">cozzone@ibcp.fr</a>
	<b><u>MATERIAUX DE LYON</u></b> <a href="http://www.ec-lyon.fr/sites/edml">http://www.ec-lyon.fr/sites/edml</a>  M. Jacques JOSEPH	M. Jacques JOSEPH Ecole Centrale de Lyon Bât F7 Lab. Sciences et Techniques des Matériaux et des Surfaces 36 Avenue Guy de Collongue BP 163 69131 ECULLY Cedex Tél : 04.72.18.62.51 Fax 04 72 18 60 90 <a href="mailto:Jacques.Joseph@ec-lyon.fr">Jacques.Joseph@ec-lyon.fr</a>
<b>Math IF</b>	<b><u>MATHEMATIQUES ET INFORMATIQUE FONDAMENTALE</u></b> <a href="http://www.ens-lyon.fr/MathIS">http://www.ens-lyon.fr/MathIS</a>  M. Franck WAGNER	M. Franck WAGNER Université Claude Bernard Lyon 1 Institut Girard Desargues UMR 5028 MATHEMATIQUES Bâtiment Doyen Jean Braconnier Bureau 101 Bis, 1 <sup>er</sup> étage 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.43.27.86 Fax : 04 72 43 16 87 <a href="mailto:wagner@desargues.univ-lyon1.fr">wagner@desargues.univ-lyon1.fr</a>
<b>MEGA</b>	<b><u>MECANIQUE, ENERGETIQUE, GENIE CIVIL, ACOUSTIQUE</u></b> <a href="http://www.lmfa.ec-lyon.fr/autres/MEGA/index.html">http://www.lmfa.ec-lyon.fr/autres/MEGA/index.html</a>  M. François SIDOROFF	M. François SIDOROFF Ecole Centrale de Lyon Lab. Tribologie et Dynamique des Systèmes Bât G8 36 avenue Guy de Collongue BP 163 69131 ECULLY Cedex Tél : 04.72.18.62.14 Fax : 04 72 18 65 37 <a href="mailto:Francois.Sidoroff@ec-lyon.fr">Francois.Sidoroff@ec-lyon.fr</a>



## INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUEES DE LYON

*Directeur* : STORCK A.

*Professeurs* :

AMGHAR Y.	LIRIS
AUDISIO S.	PHYSICOCHIMIE INDUSTRIELLE
BABOT D.	CONT. NON DESTR. PAR RAYONNEMENTS IONISANTS
BABOUX J.C.	GEMPPM***
BALLAND B.	PHYSIQUE DE LA MATIERE
BAPTISTE P.	PRODUCTIQUE ET INFORMATIQUE DES SYSTEMES MANUFACTURIERS
BARBIER D.	PHYSIQUE DE LA MATIERE
BASKURT A.	LIRIS
BASTIDE J.P.	LAEPSI****
BAYADA G.	LaMCOS*****
BENADDA B.	LAEPSI****
BETEMPS M.	AUTOMATIQUE INDUSTRIELLE
BIENNIER F.	PRODUCTIQUE ET INFORMATIQUE DES SYSTEMES MANUFACTURIERS
BLANCHARD J.M.	LAEPSI****
BOISSE P.	LAMCOS*****
BOISSON C.	VIBRATIONS-ACOUSTIQUE
BOIVIN M. (Prof. émérite)	LAMCOS*****
BOTTA H.	UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Développement Urbain
BOTTA-ZIMMERMANN M. (Mme)	UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Développement Urbain
BOULAYE G. (Prof. émérite)	INFORMATIQUE
BOYER J.C.	LAMCOS*****
BRAU J.	CENTRE DE THERMIQUE DE LYON - Thermique du bâtiment
BREMOND G.	PHYSIQUE DE LA MATIERE
BRISSAUD M.	GENIE ELECTRIQUE ET FERROELECTRICITE
BRUNET M.	LAMCOS*****
BRUNIE L.	INGENIERIE DES SYSTEMES D'INFORMATION
BUFFIERE J-Y.	GEMPPM***
BUREAU J.C.	CEGELY*
CAMPAGNE J-P.	PRISMA
CAVILLE J.Y.	GEMPPM***
CHAMPAGNE J-Y.	LMFA
CHANTE J.P.	CEGELY*- Composants de puissance et applications
CHOCAT B.	UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Hydrologie urbaine
COMBESURE A.	LAMCOS*****
COURBON	GEMPPM
COUSIN M.	UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Structures
DAUMAS F. (Mme)	CENTRE DE THERMIQUE DE LYON - Energétique et Thermique
DJERAN-MAIGRE I.	UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL
DOUTHEAU A.	CHIMIE ORGANIQUE
DUBUY-MASSARD N.	ESCHIL
DUFOUR R.	MECANIQUE DES STRUCTURES
DUPUY J.C.	PHYSIQUE DE LA MATIERE
EMPTOZ H.	RECONNAISSANCE DE FORMES ET VISION
ESNOUF C.	GEMPPM***
EYRAUD L. (Prof. émérite)	GENIE ELECTRIQUE ET FERROELECTRICITE
FANTOZZI G.	GEMPPM***
FAVREL J.	PRODUCTIQUE ET INFORMATIQUE DES SYSTEMES MANUFACTURIERS
FAYARD J.M.	BIOLOGIE FONCTIONNELLE, INSECTES ET INTERACTIONS
FAYET M. (Prof. émérite)	LAMCOS*****
FAZEKAS A.	GEMPPM
FERRARIS-BESSO G.	MECANIQUE DES STRUCTURES
FLAMAND L.	LAMCOS*****
FLEURY E.	CITI
FLORY A.	INGENIERIE DES SYSTEMES D'INFORMATIONS
FOUGERES R.	GEMPPM***
FOUQUET F.	GEMPPM***
FRECON L. (Prof. émérite)	REGROUPEMENT DES ENSEIGNANTS CHERCHEURS ISOLES
GERARD J.F.	INGENIERIE DES MATERIAUX POLYMERES
GERMAIN P.	LAEPSI****
GIMENEZ G.	CREATIS**
GOBIN P.F. (Prof. émérite)	GEMPPM***
GONNARD P.	GENIE ELECTRIQUE ET FERROELECTRICITE
GONTRAND M.	PHYSIQUE DE LA MATIERE
GOUTTE R. (Prof. émérite)	CREATIS**
GOUJON L.	GEMPPM***
GOURDON R.	LAEPSI****
GRANGE G. (Prof. émérite)	GENIE ELECTRIQUE ET FERROELECTRICITE
GUENIN G.	GEMPPM***

<b>GUICHARDANT M.</b>	BIOCHIMIE ET PHARMACOLOGIE
<b>GUILLOT G.</b>	PHYSIQUE DE LA MATIERE
<b>GUINET A.</b>	PRODUCTIQUE ET INFORMATIQUE DES SYSTEMES MANUFACTURIERS
<b>GUYADER J.L.</b>	VIBRATIONS-ACOUSTIQUE
<b>GUYOMAR D.</b>	GENIE ELECTRIQUE ET FERROELECTRICITE
<b>HEIBIG A.</b>	MATHEMATIQUE APPLIQUEES DE LYON
<b>JACQUET-RICHARDET G.</b>	MECANIQUE DES STRUCTURES
<b>JAYET Y.</b>	GEMPPM***
<b>JOLION J.M.</b>	RECONNAISSANCE DE FORMES ET VISION
<b>JULLIEN J.F.</b>	UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Structures
<b>JUTARD A. (Prof. émérite)</b>	AUTOMATIQUE INDUSTRIELLE
<b>KASTNER R.</b>	UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Géotechnique
<b>KOULOUMDJIAN J. (Prof. émérite)</b>	INGENIERIE DES SYSTEMES D'INFORMATION
<b>LAGARDE M.</b>	BIOCHIMIE ET PHARMACOLOGIE
<b>LALANNE M. (Prof. émérite)</b>	MECANIQUE DES STRUCTURES
<b>LALLEMAND A.</b>	CENTRE DE THERMIQUE DE LYON - Energétique et thermique
<b>LALLEMAND M. (Mme)</b>	CENTRE DE THERMIQUE DE LYON - Energétique et thermique
<b>LAREAL P (Prof. émérite)</b>	UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Géotechnique
<b>LAUGIER A. (Prof. émérite)</b>	PHYSIQUE DE LA MATIERE
<b>LAUGIER C.</b>	BIOCHIMIE ET PHARMACOLOGIE
<b>LAURINI R.</b>	INFORMATIQUE EN IMAGE ET SYSTEMES D'INFORMATION
<b>LEJEUNE P.</b>	UNITE MICROBIOLOGIE ET GENETIQUE
<b>LUBRECHT A.</b>	LAMCOS*****
<b>MASSARD N.</b>	INTERACTION COLLABORATIVE TELEFORMATION TELEACTIVITE
<b>MAZILLE H. (Prof. émérite)</b>	PHYSICOCHIMIE INDUSTRIELLE
<b>MERLE P.</b>	GEMPPM***
<b>MERLIN J.</b>	GEMPPM***
<b>MIGNOTTE A. (Mle)</b>	INGENIERIE, INFORMATIQUE INDUSTRIELLE
<b>MILLET J.P.</b>	PHYSICOCHIMIE INDUSTRIELLE
<b>MIRAMOND M.</b>	UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Hydrologie urbaine
<b>MOREL R. (Prof. émérite)</b>	MECANIQUE DES FLUIDES ET D'ACOUSTIQUES
<b>MOSZKOWICZ P.</b>	LAEPSI****
<b>NARDON P. (Prof. émérite)</b>	BIOLOGIE FONCTIONNELLE, INSECTES ET INTERACTIONS
<b>NAVARRO Alain (Prof. émérite)</b>	LAEPSI****
<b>NELIAS D.</b>	LAMCOS*****
<b>NIEL E.</b>	AUTOMATIQUE INDUSTRIELLE
<b>NORMAND B.</b>	GEMPPM
<b>NORTIER P.</b>	DREP
<b>ODET C.</b>	CREATIS**
<b>OTTERBEIN M. (Prof. émérite)</b>	LAEPSI****
<b>PARIZET E.</b>	VIBRATIONS-ACOUSTIQUE
<b>PASCAULT J.P.</b>	INGENIERIE DES MATERIAUX POLYMERES
<b>PAVIC G.</b>	VIBRATIONS-ACOUSTIQUE
<b>PECORARO S.</b>	GEMPPM
<b>PELLETIER J.M.</b>	GEMPPM***
<b>PERA J.</b>	UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Matériaux
<b>PERRIAT P.</b>	GEMPPM***
<b>PERRIN J.</b>	INTERACTION COLLABORATIVE TELEFORMATION TELEACTIVITE
<b>PINARD P. (Prof. émérite)</b>	PHYSIQUE DE LA MATIERE
<b>PINON J.M.</b>	INGENIERIE DES SYSTEMES D'INFORMATION
<b>PONCET A.</b>	PHYSIQUE DE LA MATIERE
<b>POUSIN J.</b>	MODELISATION MATHEMATIQUE ET CALCUL SCIENTIFIQUE
<b>PREVOT P.</b>	INTERACTION COLLABORATIVE TELEFORMATION TELEACTIVITE
<b>PROST R.</b>	CREATIS**
<b>RAYNAUD M.</b>	CENTRE DE THERMIQUE DE LYON - Transferts Interfaces et Matériaux
<b>REDARCE H.</b>	AUTOMATIQUE INDUSTRIELLE
<b>RETIF J-M.</b>	CEGELY*
<b>REYNOUARD J.M.</b>	UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Structures
<b>RICHARD C.</b>	LGEF
<b>RIGAL J.F.</b>	LAMCOS*****
<b>RIEUTORD E. (Prof. émérite)</b>	MECANIQUE DES FLUIDES
<b>ROBERT-BAUDOY J. (Mme) (Prof. émérite)</b>	GENETIQUE MOLECULAIRE DES MICROORGANISMES
<b>ROUBY D.</b>	GEMPPM***
<b>ROUX J.J.</b>	CENTRE DE THERMIQUE DE LYON – Thermique de l'Habitat
<b>RUBEL P.</b>	INGENIERIE DES SYSTEMES D'INFORMATION
<b>SACADURA J.F.</b>	CENTRE DE THERMIQUE DE LYON - Transferts Interfaces et Matériaux
<b>SAUTEREAU H.</b>	INGENIERIE DES MATERIAUX POLYMERES
<b>SCAVARDA S. (Prof. émérite)</b>	AUTOMATIQUE INDUSTRIELLE
<b>SOUIFI A.</b>	PHYSIQUE DE LA MATIERE
<b>SOUROUILLE J.L.</b>	INGENIERIE INFORMATIQUE INDUSTRIELLE
<b>THOMASSET D.</b>	AUTOMATIQUE INDUSTRIELLE
<b>THUDEROZ C.</b>	ESCHIL – Equipe Sciences Humaines de l'Insa de Lyon
<b>UBEDA S.</b>	CENTRE D'INNOV. EN TELECOM ET INTEGRATION DE SERVICES
<b>VELEX P.</b>	LAMCOS*****
<b>VERMANDE P. (Prof émérite)</b>	LAEPSI
<b>VIGIER G.</b>	GEMPPM***

VINCENT A.  
VRAY D.  
VUILLERMOZ P.L. (Prof. émérite)

GEMPPM\*\*\*  
CREATIS\*\*  
PHYSIQUE DE LA MATIERE

*Directeurs de recherche C.N.R.S. :*

BERTHIER Y.  
CONDEMINÉ G.  
COTTE-PATAT N. (Mme)  
ESCUDE D. (Mme)  
FRANCIOSI P.  
MANDRAND M.A. (Mme)  
POUSIN G.  
ROCHE A.  
SEGUELA A.  
VERGNE P.

LAMCOS\*\*\*\*\*  
UNITE MICROBIOLOGIE ET GENETIQUE  
UNITE MICROBIOLOGIE ET GENETIQUE  
CENTRE DE THERMIQUE DE LYON  
GEMPPM\*\*\*  
UNITE MICROBIOLOGIE ET GENETIQUE  
BIOLOGIE ET PHARMACOLOGIE  
INGENIERIE DES MATERIAUX POLYMERES  
GEMPPM\*\*\*  
LAMCOS\*\*\*\*\*

*Directeurs de recherche I.N.R.A. :*

EBVAY G.  
GRENIER S.  
RAHBE Y.

BIOLOGIE FONCTIONNELLE, INSECTES ET INTERACTIONS  
BIOLOGIE FONCTIONNELLE, INSECTES ET INTERACTIONS  
BIOLOGIE FONCTIONNELLE, INSECTES ET INTERACTIONS

*Directeurs de recherche I.N.S.E.R.M. :*

KOBAYASHI T.  
PRIGENT A.F. (Mme)  
MAGNIN I. (Mme)

PLM  
BIOLOGIE ET PHARMACOLOGIE  
CREATIS\*\*

\* CEGELY                   CENTRE DE GENIE ELECTRIQUE DE LYON  
\*\* CREATIS               CENTRE DE RECHERCHE ET D'APPLICATIONS EN TRAITEMENT DE L'IMAGE ET DU SIGNAL  
\*\*\* GEMPPM             GROUPE D'ETUDE METALLURGIE PHYSIQUE ET PHYSIQUE DES MATERIAUX  
\*\*\*\* LAEPSI             LABORATOIRE D'ANALYSE ENVIRONNEMENTALE DES PROCEDES ET SYSTEMES INDUSTRIELS  
\*\*\*\*\* LAMCOS         LABORATOIRE DE MECANIQUE DES CONTACTS ET DES SOLIDES

# Remerciements

Les travaux présentés dans ce mémoire ont été menés au sein du Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Solides (LaMCoS) de l'INSA de Lyon et plus particulièrement dans l'équipe Tribologie et Mécanique des Interfaces (TMI) dirigée par Monsieur le Directeur de Recherche Y. Berthier.

Ces travaux ont été effectués dans le cadre du contrat européen "Wheel rail corrugation in urban transport", GRD2-2001-5006, débuté en juin 2002 pour une durée de quatre ans.

Je remercie les Professeurs A. Combescure, directeur du LaMCoS, et L. Flamand, ex-directeur du LaMCoS, pour m'avoir accueilli au sein de leur laboratoire.

Mes plus profonds remerciements vont à mes directeurs de thèse, Y. Berthier, L. Baillet et S. Descartes, pour l'attention, la disponibilité et le soutien tant scientifique que moral qu'ils ont su m'apporter au cours de ces trois années.

Je suis vivement reconnaissant au Professeur M. Touratier d'avoir accepté la charge de président du jury et aux Professeurs P. Dufrenoy et A. Eleöd d'avoir rapporté mon travail.

Je suis également très sensible à l'honneur que m'ont fait le Professeur A. Akay, Monsieur le Directeur de Recherche M. Jean et Messieurs L. Girardi et P. Vanhonacker en acceptant de faire partie du jury.

Tous mes remerciements vont aussi aux membres du projet "Wheel rail corrugation in urban transport", et plus particulièrement à C. Collette, D. Desmyter, S. Bondeux, D. Levy, C. Mielnik, S. Cervello, P. Belforte,..., pour avoir répondu par la positive à mes projets les plus rocambolesques.

Des remerciements très spéciaux vont à C. Godeau, L. Lafarge et C. Barbezange sans qui les expérimentations de cette thèse n'auraient pu voir le jour mais aussi à A-M. Colin et P. Sougey pour m'avoir aidé tant administrativement qu'humainement à mettre en place les nombreuses missions sur site, même celles de dernière minute !

Pour ces petits moments de détente et toute l'aide qu'ils ont su m'apporter, je tiens à exprimer toute ma gratitude à mes collègues et amis, Claire, Vannina, Hachem, Anca-Iulia, Ana-Maria, Guillaume, Annissa, Magali, Bernard, Nicolas, Mathieu, ...

Pour m'avoir communiqué leur passion de l'enseignement et de la recherche, je tiens à remercier tout particulièrement les professeurs I. Iordanoff et L. Baillet.

J'ai une pensée toute particulière pour mes parents, mes grands-parents et ma belle-mère dont les encouragements et le soutien ont été incommensurables.

Je te remercie, mon frère, de m'avoir ouvert la voie de la recherche et d'avoir toujours été là pour me motiver entre deux sorties à la montagne.

Je dédicace ce mémoire à ma future épouse, Marie, pour son infaillible soutien, son incroyable patience... et tout le reste!



## Résumé

Depuis plus d'un siècle, les rails des transports urbains ferrés (tramways, métros) sont affectés d'une usure périodique de leur surface de contact appelée "usure ondulatoire". Lors du passage d'un train sur une voie en étant affectée, il apparaît d'importantes nuisances sonores et vibratoires dont les niveaux dépassent fréquemment les normes fixées par la loi. Les réseaux urbains sont alors contraints de procéder à des opérations coûteuses et répétées d'abrasion mécanique de la surface des rails par meulage, actuellement le seul moyen efficace de contrôle du développement de l'usure ondulatoire.

Depuis des décennies, cette usure a été l'objet d'études centrées principalement sur des analyses vibratoires de ses conséquences plutôt que sur des analyses temporelles des interactions locales de contact à l'origine de sa formation. Afin de pallier ce manque, une démarche centrée sur l'analyse tribologique locale du contact roue-rail est proposée et appliquée aux cas particuliers de l'usure ondulatoire des voies rectilignes en zone d'accélération et celle des voies courbes de faible rayon.

Tout d'abord, les résultats des analyses tribologiques des surfaces frottantes ont permis, dans les deux cas, de caractériser le circuit tribologique de l'usure ondulatoire établie. Cependant, l'influence de sa géométrie sur les débits qui ont mené initialement à sa formation reste à déterminer.

Dans le cas de l'usure ondulatoire des voies rectilignes, un modèle numérique longitudinal en 2-dimensions de contact roue-rail a été mis en œuvre pour pallier le manque d'instrumentation physique du contact. Dans des conditions reproduisant l'accélération d'un train, des régimes d'instabilités (adhérence-glisserment) se développent naturellement dans le contact et ont pour conséquence d'induire des températures de contact et des déformations plastiques périodiques de la surface du rail qui sont comparables à celles de l'usure ondulatoire étudiée expérimentalement.

Dans le cas de l'usure ondulatoire des voies courbes, une instrumentation sur site à l'échelle de la roue et du rail (collaboration RATP et Railtech) a été mise en œuvre. Des glissements latéraux périodiques spécifiques des zones d'usure ondulatoire ont alors été identifiés. Confirmés par des essais sur banc visant à reproduire ce type d'usure (collaboration Lucchini et Politecnico di Milano), ces glissements latéraux périodiques sont bien à l'origine de la formation de l'usure ondulatoire des voies courbes.



# Abstract

For more than a century, the rails of mass transit (tramways, undergrounds) have been affected by periodical wear on their contact surfaces, called "corrugation". The traffic of a train on an affected track leads to noise and vibration pollution, that levels frequently exceed law-allowed limits. Then, the urban networks have to proceed to expensive and repetitive mechanical abrasive operations on the rails' surface by grinding, which is the only efficient means to control corrugation development for now.

For decades, this wear has been studied, mainly through vibration analyses of its consequences rather than through temporal analyses of the local contact interactions at the origin of its birth. In order to compensate for this lack, an approach centred on the local tribological analysis of the wheel-rail contact is proposed and applied to the specific corrugation cases on straight tracks in acceleration zones and to the one on sharp curved tracks.

First, the results of the tribological analyses of the friction surfaces have allowed, in both cases, to characterize the tribological circuit of corrugation. Yet, the influence of its geometry on the flows that initially led to its birth is still undetermined.

In the case of corrugation on straight tracks, a 2-dimensions numerical longitudinal model of the wheel-rail contact is implemented to compensate for the lack of physical instrumentation of the contact. In conditions that reproduce train acceleration, instability states (stick-slip) naturally spread in the contact and result in contact temperatures and periodical plastic strains of the rail, comparable with the ones of the corrugation experimentally studied.

In the case of the corrugation on sharp curved tracks, an on-site instrumentation at the scale of the wheel-rail group (collaboration RATP and Railtech) is implemented. Periodical lateral slidings specific of corrugated zones were identified. Confirmed by laboratory tests that reproduce this type of wear (collaboration Lucchini and Politecnico di Milano), these periodical lateral slidings are at the origin of the creation of this corrugation on sharp curved tracks.





# TABLE DES MATIERES

<b>NOMENCLATURE .....</b>	<b>17</b>
---------------------------	-----------

<b>PARTIE 1. VERS UNE APPROCHE TRIBOLOGIQUE DE L'USURE ONDULATOIRE.....</b>	<b>19</b>
---	-----------

<b>CHAPITRE I. L'usure ondulatoire, un probleme résurgent.....</b>	<b>22</b>
I.1. L'usure ondulatoire .....	23
I.2. Des premières études statistiques aux théories actuelles .....	24
<i>I.2.1 Des études statistiques montrant l'ampleur du phénomène.....</i>	<i>24</i>
<i>I.2.2 De premières théories contradictoires.....</i>	<i>25</i>
<i>I.2.3 De nouvelles théories donnant lieu à une meilleure classification.....</i>	<i>26</i>
I.2.3.1 Type I : Heavy Haul .....	27
I.2.3.2 Type II : Light rail .....	28
I.2.3.3 Type III : Booted sleepers.....	29
I.2.3.4 Type IV : Contact fatigue .....	30
I.2.3.5 Type V : Rutting .....	31
I.2.3.6 Type VI : Roaring rails .....	32
I.2.3.7 Synthèse.....	33
<i>I.2.4 Vers une nouvelle classification centrée sur l'analyse des conditions de contact roue-rail .....</i>	<i>34</i>
I.3. Des théories issues d'une approche limitée de la dynamique locale du contact roue-rail .....	35
<i>I.3.1 Une dynamique locale inaccessible expérimentalement .....</i>	<i>35</i>
I.3.1.1 Une approche dynamique globale du contact roue - rail.....	35
I.3.1.2 Des caractérisations surfaciques et volumiques a posteriori des corps en contact .....	36
I.3.1.3 Des instrumentations locales insuffisantes du contact roue-rail.....	38
<i>I.3.2 Des outils numériques issus de théories du contact roulant limitées .....</i>	<i>39</i>
I.3.2.1 Paramètres du contact roue-rail .....	39
I.3.2.1.1 Théorie de Hertz et géométrie du contact .....	39
I.3.2.1.2 Efforts transmis et mouvements relatifs .....	41
I.3.2.2 Théories du contact roulant et limitations.....	42
I.3.2.2.1 La théorie de Carter et ses évolutions.....	42
I.3.2.2.2 Des théories adaptées au contact roue-rail : les théories de Kalker .....	44
I.3.2.2.3 Limitations des approches numériques actuelles .....	46
<b>CHAPITRE II. Un outil conceptuel permettant une meilleure compréhension de la dynamique locale du contact roue-rail .....</b>	<b>48</b>
II.1. Troisième corps, circuit tribologique et contact roue-rail.....	48
<i>II.1.1 Le concept de troisième corps .....</i>	<i>48</i>
<i>II.1.2 Le circuit tribologique .....</i>	<i>49</i>
II.2. Démarche de caractérisation tribologique de l'usure ondulatoire .....	51

<b>PARTIE 2. L'USURE ONDULATOIRE DES VOIES RECTILIGNES.....</b>	<b>53</b>
---	-----------

**CHAPITRE I. Caractérisation a posteriori du circuit tribologique de l'usure ondulatoire établie.....57**

I.1. Caractérisation tribologique et métallurgique de l'usure ondulatoire .....	57
I.1.1 Caractéristiques principales des sites et trains développant de l'usure ondulatoire.....	57
I.1.2 Caractérisation surfacique de l'usure ondulatoire.....	58
I.1.2.1 Morphologie surfacique des creux.....	58
I.1.2.2 Morphologie surfacique des bosses .....	58
I.1.3 Caractérisation volumique de l'usure ondulatoire.....	60
I.1.3.1 Morphologie volumique des creux .....	61
I.1.3.2 Morphologie volumique des bosses.....	62
I.2. Circuit tribologique de l'usure ondulatoire établie à la surface du rail.....	64

**CHAPITRE II. Approche numérique de la dynamique locale de contact conduisant a la formation d'usure ondulatoire .....65**

II.1. Modèle numérique 2D reproduisant la dynamique locale d'un contact roue-rail évoluant sur des voies rectilignes .....	65
II.1.1 Choix d'une échelle de modélisation adaptée .....	65
II.1.1.1 Des modèles à l'échelle macroscopique .....	65
II.1.1.2 Des modèles à l'échelle mésoscopique.....	66
II.1.1.3 Des modèles à l'échelle microscopique.....	66
II.1.1.4 Choix du modèle adapté au problème de l'usure ondulatoire .....	66
II.1.2 Modèle longitudinal 2D pour reproduire numériquement le mécanisme de formation de l'usure ondulatoire .....	67
II.1.2.1 Description et définition du modèle 2D de contact roue-rail .....	67
II.1.2.2 Des outils d'investigation des conditions locales de contact .....	69
II.1.2.3 Protocole de simulation et réalité .....	70
II.1.3 Validation des modèles thermique et mécanique .....	72
II.1.3.1 Validations du modèle mécanique.....	72
II.1.3.1.1 Validation du maillage .....	72
II.1.3.1.2 Validation du temps de stabilisation.....	73
II.1.3.2 Validations du modèle thermique.....	74
II.1.3.2.1 Détermination analytique de la température maximale dans le contact.....	75
II.1.3.2.2 Comparaison entre modèle numérique et modèle analytique .....	76
II.2. Des régimes d'instabilités longitudinaux, origines potentielles de l'usure ondulatoire des voies rectilignes ..	77
II.2.1 Deux régimes d'instabilités .....	77
II.2.1.1 Description globale des deux régimes d'instabilités, approche temporelle .....	78
II.2.1.2 Description locale des deux régimes d'instabilités, approche temporelle .....	81
II.2.1.3 Origine des instabilités, approche fréquentielle.....	84
II.2.2 Etude paramétrique des régimes d'instabilités.....	87
II.2.2.1 Influence du taux de glissement global imposé .....	87
II.2.2.2 Influence du temps d'application du taux de glissement .....	89
II.2.2.3 Influence du coefficient de frottement.....	90
II.2.2.4 Influence de la force normale appliquée au centre de la roue.....	91
II.2.2.5 Synthèse .....	93
II.2.3 Conséquences des régimes d'instabilités.....	93
II.2.3.1 Approche élasto-plastique du problème .....	94
II.2.3.1.1 Des déformations plastiques équivalentes périodiques du rail .....	94
II.2.3.1.2 Influence de la limite d'élasticité du matériau.....	98
II.2.3.1.3 Influence du taux de glissement .....	100
II.2.3.1.4 Synthèse .....	101

II.2.3.2	Approche thermique du problème .....	102
II.2.3.2.1	Une répartition périodique de la température à la surface du rail .....	102
II.2.3.2.2	Influence du taux de glissement .....	104
II.2.3.2.3	Synthèse .....	105
<b>CHAPITRE III.</b>	<b>Circuit tribologique menant à la formation de l'usure ondulatoire des voies rectilignes ...</b>	<b>105</b>
III.1.	Circuit tribologique de l'usure ondulatoire reproduite numériquement .....	106
III.2.	Origine de l'usure ondulatoire des voies rectilignes .....	109
<b>PARTIE 3. L'USURE ONDULATOIRE DES VOIES COURBES .....</b>		<b>111</b>
<b>CHAPITRE I.</b>	<b>Caractérisation du circuit tribologique de l'usure ondulatoire établie par une approche physique de la dynamique locale de contact .....</b>	<b>114</b>
I.1.	Caractérisation tribologique et métallurgique de l'usure ondulatoire .....	114
I.1.1	<i>Caractéristiques principales du site étudié.....</i>	<i>114</i>
I.1.2	<i>Caractérisation surfacique de l'usure ondulatoire.....</i>	<i>115</i>
I.1.3	<i>Caractérisation volumique de l'usure ondulatoire.....</i>	<i>118</i>
I.1.4	<i>Du mécanisme de formation des micro-creux de l'usure ondulatoire .....</i>	<i>121</i>
I.2.	Circuit tribologique de l'usure ondulatoire établie à la surface du rail.....	124
<b>CHAPITRE II.</b>	<b>Détermination expérimentale de l'origine des débits latéraux .....</b>	<b>125</b>
II.1.	Introduction .....	125
II.2.	Validation morphologique du nouveau site instrumenté .....	126
II.3.	Détails expérimentaux .....	127
II.3.1	<i>Capteurs de forces et de déplacements.....</i>	<i>127</i>
II.3.2	<i>Principe de fonctionnement de la synchronisation entre grandeurs physiques mesurées et géométrie de l'usure ondulatoire .....</i>	<i>128</i>
II.4.	Approche fréquentielle .....	129
II.4.1	<i>Particularité des analyses FFT.....</i>	<i>129</i>
II.4.2	<i>Caractérisation d'une zone exempte d'usure ondulatoire .....</i>	<i>130</i>
II.4.3	<i>Caractérisation d'une zone affectée d'usure ondulatoire.....</i>	<i>131</i>
II.4.4	<i>Différentiation entre roue menante et roue menée .....</i>	<i>131</i>
II.5.	Approche temporelle, corrélation entre mesures et géométrie de l'usure ondulatoire .....	133
II.5.1	<i>Relations entre déplacements verticaux et géométrie de l'usure ondulatoire .....</i>	<i>133</i>
II.5.2	<i>Relations entre déplacements transversaux et géométrie de l'usure ondulatoire .....</i>	<i>134</i>
<b>CHAPITRE III.</b>	<b>Influence de la géométrie de l'usure ondulatoire sur son circuit tribologique .....</b>	<b>136</b>
III.1.	Introduction.....	136
III.2.	Détails expérimentaux.....	136
III.3.	Validation tribologique .....	138
III.4.	Suivi morphologique de l'usure ondulatoire reproduite expérimentalement .....	139
<b>CHAPITRE IV.</b>	<b>Circuit tribologique menant à la formation de l'usure ondulatoire des voies courbes...</b>	<b>141</b>
<b>CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES .....</b>		<b>145</b>

<b>REFERENCES .....</b>	<b>151</b>
-------------------------	------------

<b>ANNEXES.....</b>	<b>159</b>
---------------------	------------

## Nomenclature

Indice $A$	relatif à la phase A
Indice $B$	relatif à la phase B
Indice $e$	éjection
Indice $i$	interne
Indice $_{Lat}$	latéral
Indice $_{Longi}$	longitudinal
Indice $_{max}$	valeur maximale
Indice $r$	recirculation
Indice $s$	source
Indice $u$	usure
Exposant $^{1er}$	relatif au premiers corps
Exposant $^{3ème}$	relatif au troisième corps
Exposant $^e$	externe
Exposant $^{ext}$	relatif à l'extérieur de la roue
Exposant $^G$	valeur globale sur l'ensemble du contact
Exposant $^i$	interne
Exposant $^{int}$	relatif à l'intérieur de la roue
Exposant $^{N(i)}$	relatif à un nœud $i$ , par exemple: entrée, milieu ou sortie du contact
Exposant $^{Rail}$	relatif au rail
Exposant $^{Roue}$	relatif à la roue
$a$	demi-axe longitudinal de l'ellipse du contact roue-rail (mm)
$b$	demi-axe latéral de l'ellipse du contact roue-rail (mm)
$c$	chaleur spécifique (J/kg/K)
$f$	fréquence (Hz)
$f_{libre}^{1er-mode}$	fréquence du premier mode de torsion de la roue libre (Hz)
$f_{couplé}^{1er-mode}$	fréquence du premier mode de torsion de la roue couplée avec le rail (Hz)
$k$	conductivité thermique (W/m/K)
$t$	temps (sec)
$F_{verticale}$	force verticale (N)
$F_{tang}$	force tangentielle dans le contact (N)

$P_f$	puissance dissipée par frottement (W)
$P_h$	pression maximale de Hertz (MPa)
$Q$	débit de premier ou de troisième corps (sans dimension)
$R$	rayon (mm)
$S_{contact}$	surface élémentaire en chaque noeud $N(i)$ (mm)
$V$	vitesse (m/sec)
$V_{glissement}$	vitesse de glissement (m/sec)
$\beta$	effusivité thermique ( $W.s^{0.5}/K.m^2$ )
$\Delta t_{app}$	temps d'application du taux de glissement global imposé (msec)
$\mathcal{E}^p$	déformation plastique équivalent (sans dimension)
$\sigma_{cisaillement}$	contrainte de cisaillement (MPa)
$\mu$	coefficient de frottement (sans dimension)
$\omega$	vitesse de rotation (rad/sec)
$\Gamma_{imposé}$	taux de glissement imposé (%)
$\Lambda$	longueur d'onde (mm)

**PARTIE 1. VERS UNE APPROCHE  
TRIBOLOGIQUE DE L'USURE ONDULATOIRE**

“When you eventually see through the veils,  
To know how things really are,  
You will keep saying again and again,  
This is certainly not like we thought it was!” \*

*Pensée du maître sufi D. Rumi*

\* *“Si vous regardez au travers d'un voile  
Pour savoir comment les choses sont réellement  
Alors vous direz encore et toujours  
Elles ne sont certainement pas telles que nous les percevons !  
[KALO 02]*





**PARTIE 1. VERS UNE APPROCHE TRIBOLOGIQUE DE L'USURE ONDULATOIRE..... 19**

<b>CHAPITRE I. L'usure ondulatoire, un probleme réurgent.....</b>	<b>22</b>
I.1. L'usure ondulatoire .....	23
I.2. Des premières études statistiques aux théories actuelles .....	24
I.2.1 Des études statistiques montrant l'ampleur du phénomène.....	24
I.2.2 De premières théories contradictoires.....	25
I.2.3 De nouvelles théories donnant lieu à une meilleure classification.....	26
I.2.3.1 Type I : Heavy Haul .....	27
I.2.3.2 Type II : Light rail .....	28
I.2.3.3 Type III : Booted sleepers.....	29
I.2.3.4 Type IV : Contact fatigue .....	30
I.2.3.5 Type V : Rutting .....	31
I.2.3.6 Type VI : Roaring rails .....	32
I.2.3.7 Synthèse.....	33
I.2.4 Vers une nouvelle classification centrée sur l'analyse des conditions de contact roue-rail .....	34
I.3. Des théories issues d'une approche limitée de la dynamique locale du contact roue-rail .....	35
I.3.1 Une dynamique locale inaccessible expérimentalement .....	35
I.3.1.1 Une approche dynamique globale du contact roue-rail.....	35
I.3.1.2 Des caractérisations surfaciques et volumiques <i>a posteriori</i> des corps en contact.....	36
I.3.1.3 Des instrumentations locales insuffisantes du contact roue-rail.....	38
I.3.2 Des outils numériques issus de théories du contact roulant limitées .....	39
I.3.2.1 Paramètres du contact roue-rail .....	39
I.3.2.1.1 Théorie de Hertz et géométrie du contact .....	39
I.3.2.1.2 Efforts transmis et mouvements relatifs .....	41
I.3.2.2 Théories du contact roulant et limitations .....	42
I.3.2.2.1 La théorie de Carter et ses évolutions.....	42
I.3.2.2.2 Des théories adaptées au contact roue-rail : les théories de Kalker .....	44
I.3.2.2.3 Limitations des approches numériques actuelles .....	46
<b>CHAPITRE II. Un outil conceptuel permettant une meilleure compréhension de la dynamique locale du contact roue-rail .....</b>	<b>48</b>
II.1. Troisième corps, circuit tribologique et contact roue - rail.....	48
II.1.1 Le concept de troisième corps .....	48
II.1.2 Le circuit tribologique .....	49
II.2. Démarche de caractérisation tribologique de l'usure ondulatoire .....	51

## CHAPITRE I. L'USURE ONDULATOIRE, UN PROBLEME RESURGENT

Nécessitant un moyen de transport de masse à la fois régulier, fiable et rapide, la seconde révolution industrielle du début du XIX<sup>ème</sup> siècle est à l'origine des premiers chemins de fer <sup>(1)</sup>. Le 21 février 1804 au Pays de Galle (Grande-Bretagne), **Trevithick** met en circulation la première locomotive à vapeur (Figure 1–1) capable de transporter jusqu'à 6 tonnes de charge utile à la vitesse de 8 km/h [ALIA 87].

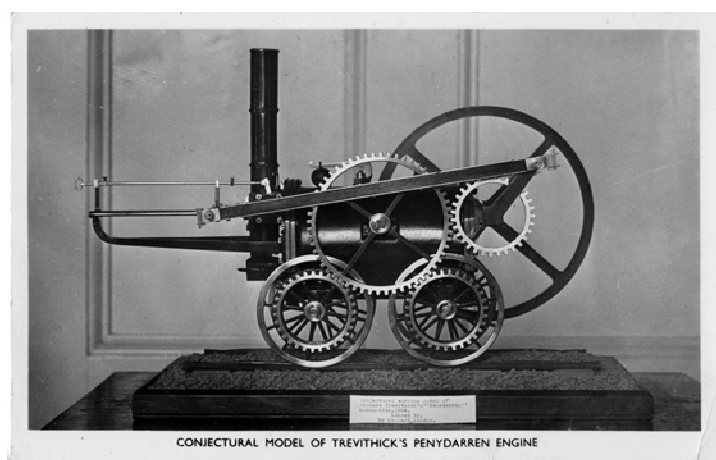


Figure 1–1. Modèle réduit de la première locomotive à vapeur de **Trevithick**

Depuis, la politique des exploitants de réseaux ferroviaires <sup>(2)</sup> réside dans l'augmentation incessante du nombre de trains pouvant circuler par jour sur les voies (par exemple, en 2004, 13 600 trains circulent par jour sur les 29 918 km de voies ferrées de France), de la vitesse de ces derniers (le Train à Grande Vitesse roule tous les jours à plus de 300 km/h) ainsi que de la charge utile qu'ils peuvent transporter (jusqu'à 37 tonnes à l'essieu pour des trains de transport de marchandise) ; ceci tout en gardant un niveau de ponctualité et de sécurité optimum. Cette politique a malheureusement deux conséquences majeures. Tout d'abord, les matériels roulants (wagon, motrice) et fixes (rail, traverse, caténaire) étant plus fréquemment et plus fortement sollicités, de coûteuses opérations d'entretien doivent alors être effectuées plus régulièrement. D'autre part, la législation relative aux pollutions sonores et vibratoires [UE 02] dues aux transports ferroviaires devient, depuis quelques années, de plus en plus stricte. Il est intéressant de noter que, pour des vitesses inférieures à 250 km/h, il a été montré que les bruits générés par les interactions dynamiques entre la roue et le rail dominent

---

<sup>(1)</sup> L'expression "*chemin de fer*", dérivée de l'anglais "*railway*", est apparue officiellement dans l'ordonnance royale du 26 février 1823 autorisant la construction de la première ligne houillère en France à Saint-Étienne.

<sup>(2)</sup> L'adjectif "*ferroviaire*" vient de l'italien "*ferrovia*" (litt. Chemin de fer) et est apparu en 1911.

l'ensemble des bruits générés par les autres composantes du train [NIEL 03a]. Ainsi, la grande majorité des trains conventionnels, de transports de marchandises et de transports urbains sont concernés par ces nuisances.

L'engouement actuel pour les transports urbains ferrés (métros et tramways) a donc pour conséquence la résurgence de phénomènes sonores et vibratoires gênants dont les niveaux atteignent fréquemment les limites fixées par la loi. Devenant une préoccupation quotidienne pour les réseaux de transport des agglomérations urbaines, où la distance entre population et infrastructure ferroviaire est minimale, il est nécessaire de comprendre le mécanisme à l'origine de ces nuisances. Deux causes principales de ces nuisances sont identifiées : le crissement roue-rail (en anglais : *squeal noise*) et l'usure ondulatoire (en anglais : *corrugation*). Le premier est caractérisé par une émission sonore aiguë (quelque kHz), audible par l'oreille humaine, qui apparaît principalement lors du passage d'un train dans une courbe. Bien que ce phénomène ne soit pas compris dans sa totalité [HECK 02], une solution empirique économique efficace a été trouvée pour le réduire ; celle-ci consiste en l'injection d'eau à l'entrée du contact roue-rail juste avant l'entrée du train en courbe. Tandis qu'une solution satisfaisante tant pour les réseaux que pour les usagers a été trouvée dans le cas du crissement, il n'existe actuellement pas de remède efficace, économique et pérenne à l'apparition de l'usure ondulatoire. Celle-ci sera donc au centre des travaux présentés dans ce mémoire. Après avoir défini plus précisément l'usure ondulatoire, les démarches et résultats des études antérieures seront synthétisés et leur limitations démontrées. Finalement, une nouvelle démarche d'étude, centrée sur l'analyse des conditions locales du contact roue-rail, sera proposée.

### I.1. L'usure ondulatoire

L'usure ondulatoire est un phénomène d'usure périodique qui apparaît principalement sur la table de roulement des rails (Figure 1–2a), mais aussi parfois sur celle des roues (Figure 1–2b), sous forme d'une alternance de zones brillantes et mates.

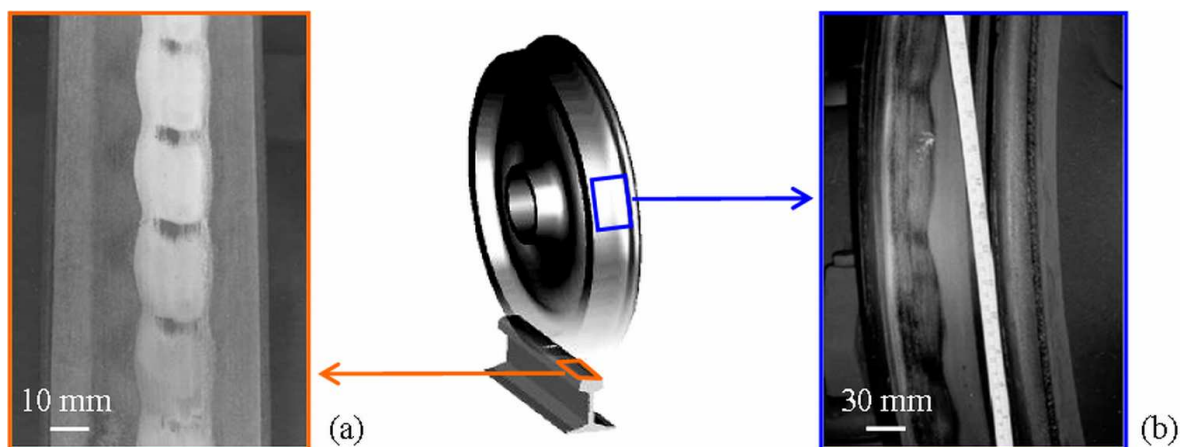


Figure 1–2. Usure ondulatoire présente à la surface d'un rail (a) et d'une roue (b)

L'espacement entre deux zones similaires (brillante-brillante ou mate-mate) est alors appelé longueur d'onde  $\Lambda$  de l'usure ondulatoire et peut varier entre 25 mm et 1 500 mm selon les sites observés. Sur une période, la différence de hauteur entre la zone la plus élevée, appelée bosse, et la zone la plus basse, appelée creux (Figure 1–3) définit l'amplitude  $\delta$  de l'usure ondulatoire.

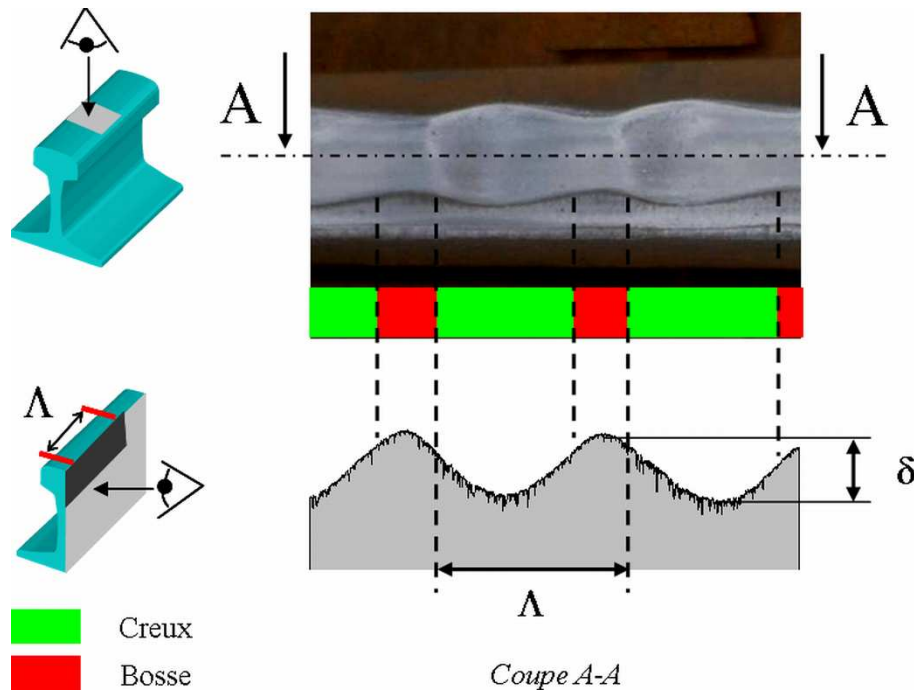


Figure 1–3. Paramètres géométriques caractéristiques de l'usure ondulatoire

Mentionnée dans la littérature technique dès 1889 en Grande Bretagne puis en 1895 en Allemagne et aux Etats-Unis [OOST 03], l'usure ondulatoire a été l'objet de nombreuses études qui ont rapidement donné lieu à une abondance de publications scientifiques et techniques. En 2002, **Sato** [SATO 02] en recensait plus de 1 500 sur le sujet. La revue bibliographique présentée au cours de cette partie n'a donc pas pour objectif d'être exhaustive mais de montrer simplement, au travers de l'évolution des démarches passées, comment l'étude des interactions dynamiques locales dans le contact roue-rail, pourtant à l'épicentre du phénomène d'usure ondulatoire, a été délaissée au profit d'analyses fréquentielles globales des interactions véhicule-voie.

## I.2. Des premières études statistiques aux théories actuelles

### I.2.1 Des études statistiques montrant l'ampleur du phénomène

Dans un premier temps, l'usure ondulatoire a principalement été abordée du point de vue statistique. En effet, le seul moyen de remédier aux conséquences sonores et vibratoires induites par l'existence de ce phénomène à la surface du rail est de le supprimer par une

opération de meulage (3) [ALIA 87] dont le coût prohibitif (plus de 60 millions d'euros par an en Europe en 2002) est proportionnel d'une part à l'amplitude  $\delta$  du défaut et d'autre part à la longueur de rail à traiter.

Grandement présentes dans les villes au début du XX<sup>ème</sup> siècle (Figure 1–4), les voies très sinueuses des tramways semblent avoir constitué un terrain favorable au développement de l'usure ondulatoire. En effet, une étude menée en 1910 auprès des 75 plus importants réseaux de tramway au monde a mis en évidence que 72 d'entre eux étaient affectés de façon gênante par ce phénomène. Une étude ultérieure a aussi montré que plus de 46 % du réseau ferré allemand en était affecté.



Figure 1–4. Tramway au Havre au début du XX<sup>ème</sup> siècle

En 1958, une étude a été menée sur plus de 800 sites représentatifs des 22 000 km de voies du réseau ferré japonais et ayant pour particularité de développer de l'usure ondulatoire. Il a ainsi été mis en évidence que ce phénomène se développait de façon prépondérante aussi bien sur les voies rectilignes que celles possédant un grand rayon de courbure ( $> 800$  m) avec une longueur d'onde  $\Lambda$  de plus de 1 500 mm sur 48 % des sites. *A contrario*, à la même époque en Europe, l'usure ondulatoire se développait préférentiellement sur des voies de faible rayon de courbure ( $< 400$  m) avec une longueur d'onde  $\Lambda$  souvent inférieure à 120 mm [SATO 02].

Prenant conscience de l'ampleur de ce phénomène, les réseaux ferrés ont alors fait de la compréhension de ses causes une de leurs priorités.

### I.2.2 De premières théories contradictoires

Depuis 1889, de très nombreuses théories ont été émises à propos du mécanisme menant à la formation de l'usure ondulatoire. Selon une étude bibliographique faite par le service de recherche des chemins de fer de Grande-Bretagne [BRIT 61], celles émises avant 1960,

---

<sup>(3)</sup> Meulage : En ferroviaire, cette opération d'abrasion mécanique de la surface du rail à l'aide de meules a pour objectif de redonner son profil originel au rail

principalement basées sur une approche phénoménologique descriptive, donnaient lieu à des conclusions disparates et parfois contradictoires. En effet, il était considéré que l'usure ondulatoire était une conséquence tantôt d'une érosion périodique de la surface du rail (**Dudgeon** – 1918), tantôt d'un rebondissement des roues formant un durcissement superficiel du rail aux points de contact (**Turner** – 1954), ou encore d'une résonance normale du contact roue-rail induisant des chocs verticaux sur la table de roulement de ce dernier (**Spaderna** – 1956). Une approche plus scientifique a donc été jugée nécessaire à la bonne compréhension de ce phénomène. Ainsi, les nombreux travaux menés depuis 1970 ont permis de conclure qu'il n'existe pas une mais plusieurs sortes d'usure ondulatoire. Cependant, les classer selon leurs simples caractéristiques morphologiques, telle que leur longueur d'onde, n'est pas suffisant. Un outil de classification plus évolué est alors nécessaire.

### I.2.3 De nouvelles théories donnant lieu à une meilleure classification

Au début des années 1970, **Carson** [CARS 71], **Johnson** et **Gray** [JOHN 75] proposent une nouvelle théorie pour expliquer la formation de l'usure ondulatoire. Excité par le passage des irrégularités présentes à la surface de la roue et du rail dans le contact, ce dernier rentre en résonance. Les vibrations alors induites des corps en contact se transmettent finalement à l'ensemble du mécanisme, c'est-à-dire d'un côté au train et de l'autre à la voie. Si l'amortissement du mécanisme est faible et que la charge normale est importante, alors les vibrations générées au contact peuvent être d'une magnitude suffisante pour engendrer des déformations plastiques périodiques des surfaces de la roue et du rail. Le mécanisme de formation de l'usure ondulatoire peut ainsi être décomposé en un *mécanisme de fixation de la longueur d'onde* (fréquence de résonance du contact) et un *mécanisme d'endommagement de la surface* (déformation plastique).

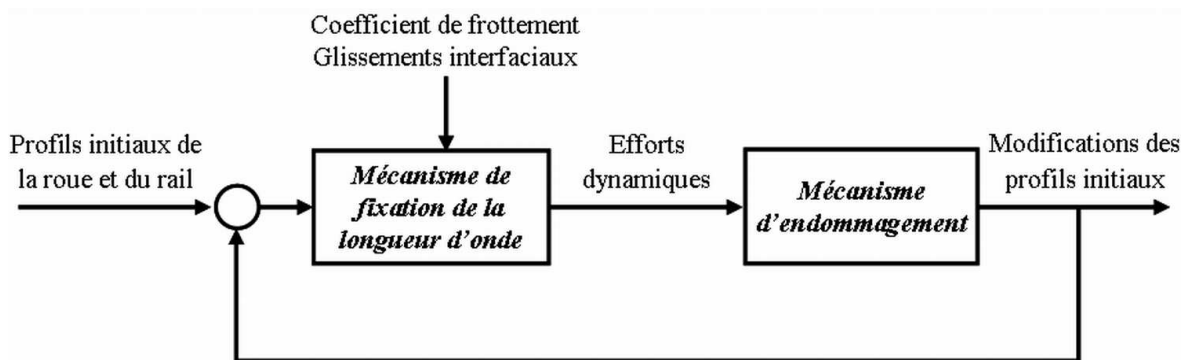


Figure 1–5. Le mécanisme de formation de l'usure ondulatoire selon Grassie et Kalousek [GRAS 93]

Généralisant cette approche, **Grassie** et **Kalousek** [GRAS 93] émettent l'hypothèse que le mécanisme de formation de l'usure ondulatoire peut être défini comme une suite d'interactions itératives entre un *mécanisme de fixation de la longueur d'onde* et un *mécanisme d'endommagement* (Figure 1–5). Ainsi, les rugosités initiales de la roue et du rail combinées à l'existence de glissements interfaciaux non nuls ont pour conséquence la variation dynamique périodique des efforts normaux et tangentiels dans le contact. La fréquence de ces fluctuations

peut alors être rapprochée de la fréquence d'un mode propre libre du véhicule ou de la voie : c'est le *mécanisme de fixation de la longueur d'onde*. Des conditions favorables au développement d'un *mécanisme d'endommagement* (usure, déformation plastique, indentation...) sont ainsi créées et ont pour conséquence la modification des profils initiaux de la roue et du rail. Ces derniers deviendront finalement les excitateurs des contacts suivants.

Appliquée aux recherches effectuées entre 1970 et 1990 sur le sujet, la décomposition du mécanisme de formation de l'usure ondulatoire en deux mécanismes distincts de fixation de la longueur d'onde et d'endommagement a permis à **Grassie** et **Kalousek** de définir 6 catégories d'usure ondulatoire : *Heavy haul*, *Light rail*, *Booted sleepers*, *Contact fatigue*, *Rutting* et *Roaring rails* [GRAS 93].

### 1.2.3.1 Type I : Heavy Haul

#### - *Aspects phénoménologiques*

Cette usure ondulatoire apparaît tout particulièrement sur des voies dédiées à la circulation des trains de marchandises dont la charge à l'essieu est très élevée, c'est-à-dire au moins supérieure à 15 tonnes/essieu. Sa longueur d'onde  $\Lambda_I$  est comprise entre 200 et 300 mm. Elle prend son origine à partir d'irrégularités ponctuelles de la voie telles que les soudures ou les joints entre les rails. Son développement s'effectue indifféremment sur le rail extérieur ou intérieur de la voie.

#### - *Mécanisme de formation* (Figure 1–6)

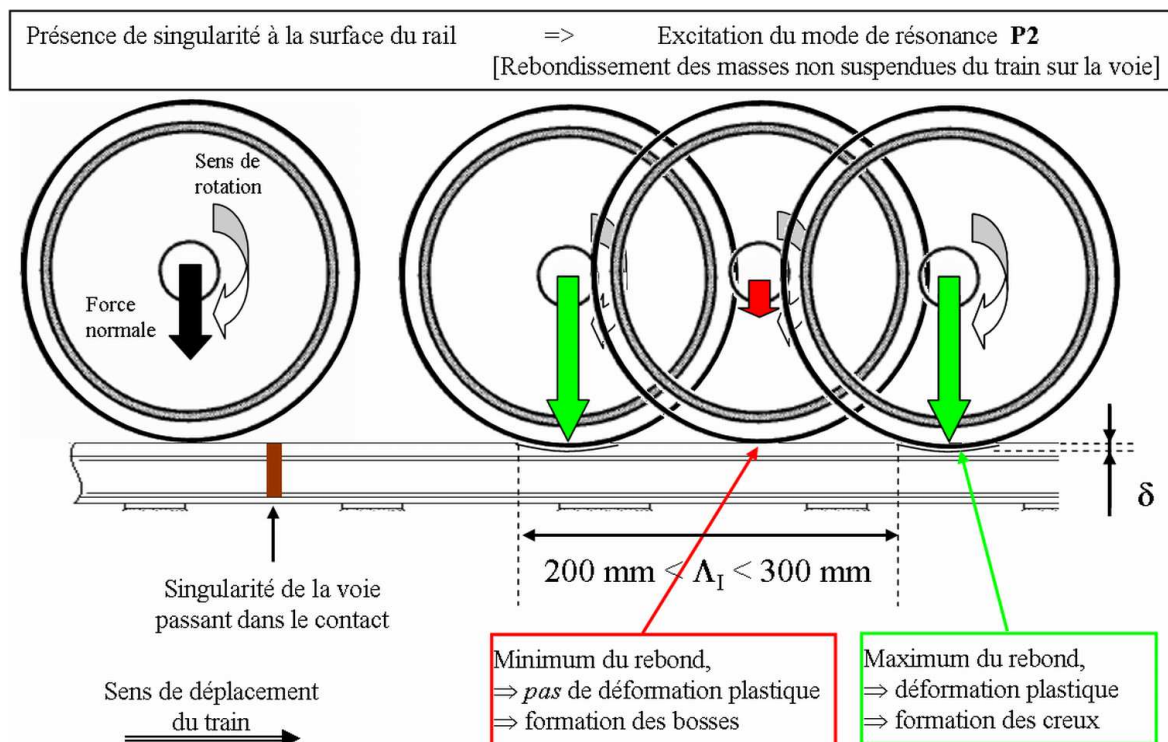


Figure 1–6. Mécanisme de l'usure ondulatoire de type I : Heavy Haul



Le mécanisme de formation de l'usure ondulatoire de type I est déterminé par **Mair** [MAIR 75]. Excitées par le passage dans le contact des irrégularités de la voie, les masses non suspendues (roues, essieu, disques de frein, boîte de transmission) rentrent en résonance selon le mode **P2**, l'ensemble de ces masses rebondit périodiquement sur la voie à la fréquence  $f_{p2} \approx 30\text{Hz}$  : c'est le *mécanisme de fixation de la longueur d'onde  $\Lambda_I$* . Ceci a pour conséquence une fluctuation périodique des forces de contact suffisante pour former des écoulements plastiques à la surface du rail : c'est le *mécanisme d'endommagement*.

### 1.2.3.2 Type II : Light rail

#### - Aspects phénoménologiques

Cette usure ondulatoire, dont les caractéristiques sont proches de celles du type I, affecte tout particulièrement les voies composées de rails dont la masse métrique est faible, c'est-à-dire moins de 50 kg/m. Les véhicules mis en cause ici sont les locomotives dont les masses non suspendues sont plus élevées que celles des wagons composant les trains de marchandises [GRAS 89]. La longueur d'onde  $\Lambda_{II}$  typique de cette usure est de 700 mm mais peut cependant être comprise entre 500 et 1 500 mm en fonction de la vitesse d'avance du train. Celle-ci se développe tout particulièrement à partir des soudures entre les rails. D'autre part, il n'est pas mis en évidence de différenciation entre les rails extérieurs et les rails intérieurs de la voie.

#### - Mécanisme de formation (Figure 1-7)

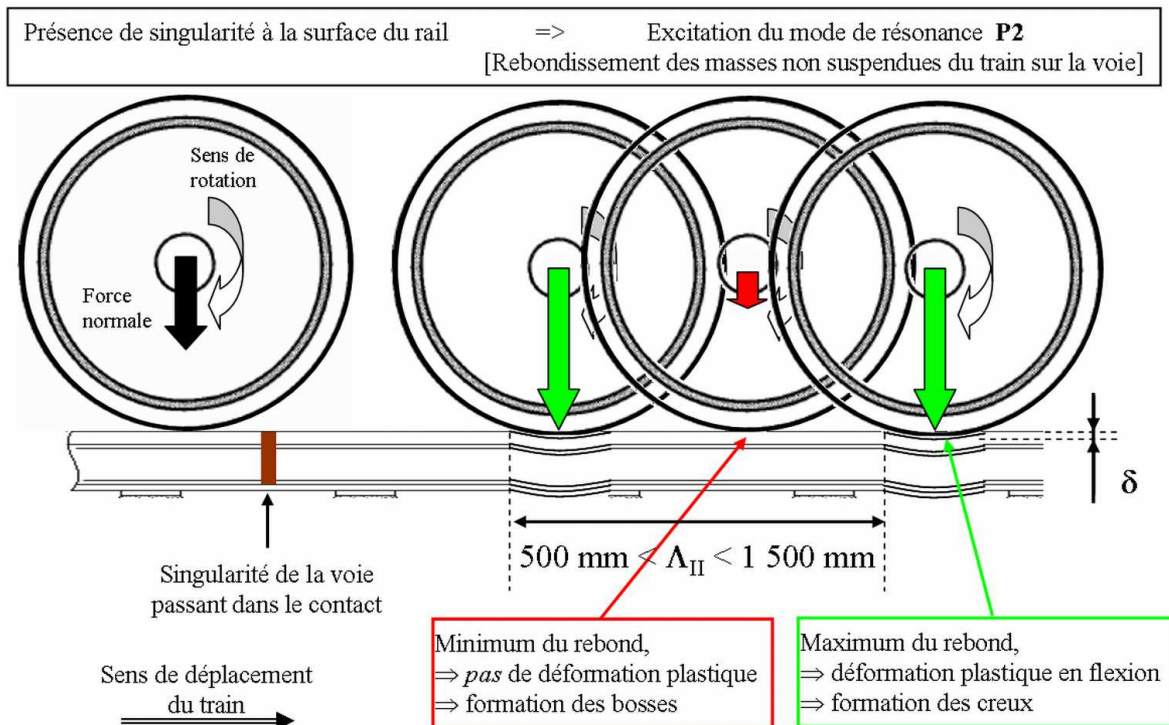


Figure 1-7. Mécanisme de l'usure ondulatoire de type II : Light Rail

Le mécanisme de fixation de la longueur d'onde est identique à celui de l'usure de type I : le passage d'une soudure dans le contact forme une irrégularité qui a pour conséquence d'activer le mode de résonance **P2** des masses non suspendues du train à la fréquence  $f_{P2} \approx 30\text{Hz}$ . Le mécanisme d'endommagement est cependant différent. Dues à la combinaison d'une masse métrique de rail faible (moins de 50 kg/m) et d'une limite d'élasticité relativement basse de l'acier le composant ( $R_e < 500\text{MPa}$ ), les fluctuations des forces dans le contact résultant de l'activation du mode de résonance **P2** sont alors suffisantes pour induire un cisaillement en flexion du rail. L'amplitude des ondulations ainsi créées est alors mesurable sur la table de roulement et sur le pied du rail.

### 1.2.3.3 Type III : Booted sleepers

#### - Aspects phénoménologiques

Ce type d'usure ondulatoire se développe principalement sur des voies de rayon de courbure inférieur à 400 m [AHLB 91] composées de traverses mono-bloc ou bi-bloc maintenues dans un sol en béton par un coffrage en élastomère, permettant de réduire les vibrations transmises au sol par la voie. Sa longueur d'onde  $\Lambda_{III}$  est d'environ 50 mm. Deux caractéristiques de cette usure ondulatoire sont notables. D'une part, le développement de celle-ci est accentué au droit des traverses et, d'autre part des écoulements plastiques sont mis en évidence sur les bosses avec une orientation de 30 degrés vers l'intérieur de la courbe, par rapport au sens de circulation. Contrairement aux type I et II, son apparition ne peut être corrélée directement avec des irrégularités de la voie. Ce type d'usure ondulatoire affecte tout particulièrement le rail intérieur des voies courbes.

#### - Mécanisme de formation (Figure 1-8)

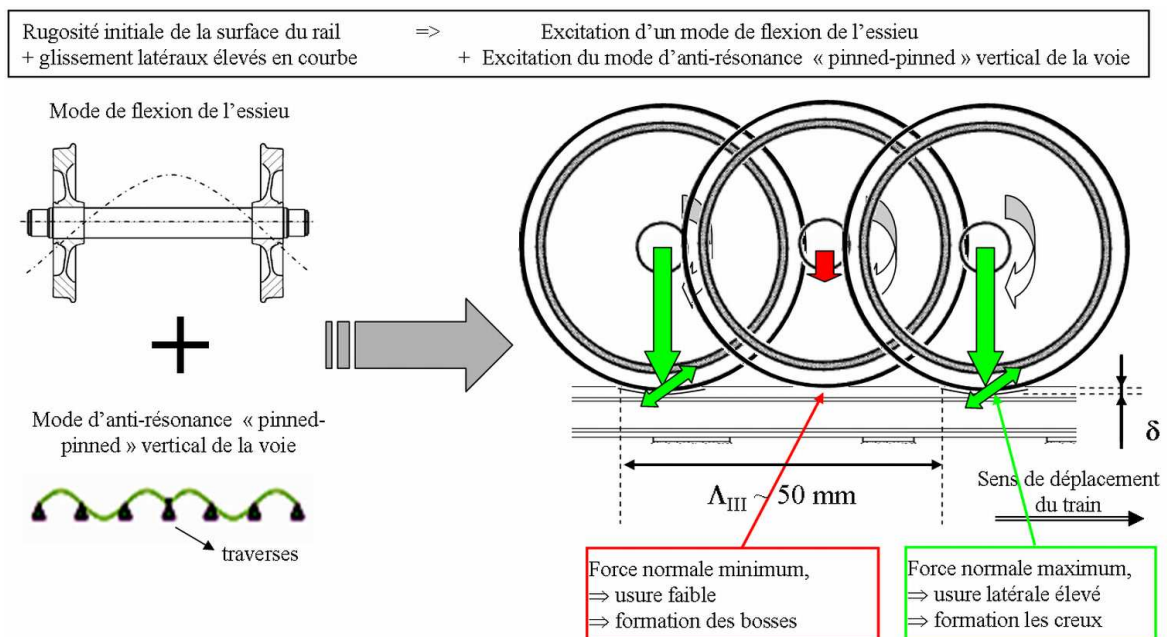


Figure 1-8. Mécanisme de l'usure ondulatoire de type III : Booted Sleeper

L'activation combinée d'un mode de flexion des essieux et d'un mode d'anti-résonance de la voie forme le *mécanisme de fixation de la longueur d'onde* de l'usure de type III. L'origine de l'activation de ces modes n'est cependant pas précisée dans la bibliographie étudiée. Faisant évoluer dynamiquement les forces normales, ces modes induisent des variations périodiques des efforts latéraux dans le contact (conséquences du mode de flexion de l'essieu) qui mènent finalement à un mécanisme d'usure différentiel créant les bosses (zones non usées) et les creux (zones usées) : *c'est le mécanisme d'endommagement*.

Le développement plus rapide de l'usure ondulatoire au droit des traverses semble être une conséquence de l'excitation du mode latéral de résonance "pinned-pinned" qui amplifie les forces dans le contact à cet endroit. Dans ce cas, le rail est animé d'un mouvement périodique sinusoïdal latéral autour de ses traverses qui jouent ici le rôle de points d'ancrage pour le rail. La période des oscillations est égale au double de l'espacement de ces dernières.

#### I.2.3.4 Type IV : Contact fatigue

##### - Aspects phénoménologiques

L'usure ondulatoire de type IV est une particularité des voies dédiées aux transports de marchandises dont la joue active des rails en courbe est particulièrement bien lubrifiée. La périodicité des ondulations n'est pas aussi régulière que précédemment. Sur chaque site, la longueur d'onde  $\Lambda_{IV}$  peut ainsi évoluer entre 150 et 450 mm. Cette usure ondulatoire se superpose toujours avec un autre défaut de rail : l'écaillage (Figure 1–9).

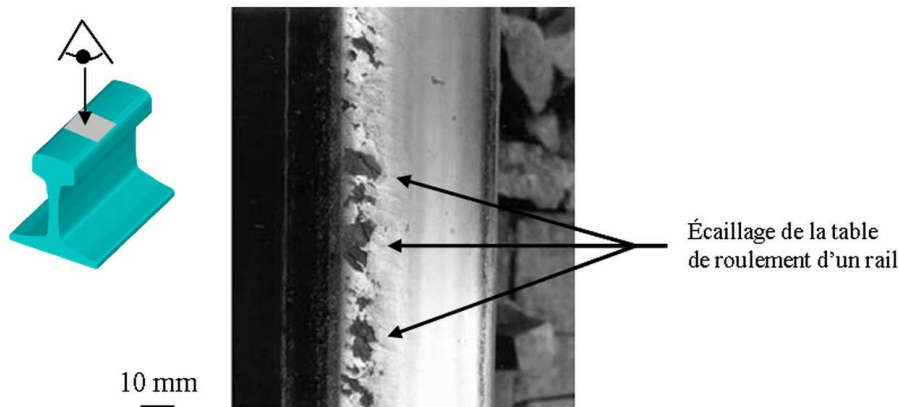


Figure 1–9. Ecaillage à la surface d'un rail

Si l'écartement de la voie est grand, seule la file basse est affectée par de l'usure ondulatoire. Si l'écartement est faible ou si la surface du rail est aplatie, c'est-à-dire que le rayon de courbe du rail est très supérieur à sa valeur initiale d'environ 300 mm, alors seule la file haute en est affectée.

##### - Mécanisme de formation (Figure 1–10)

La formation de cette usure ondulatoire est initiée par la présence de microfissures à la surface du rail, appelées classiquement "fatigue de roulement" ou RCF (Rolling Contact Fatigue). Ce défaut apparaît lorsque les contraintes normales et le coefficient de frottement

dans le contact roue-rail sont élevés [BOWE 89] [GHON 88]. Les lubrifiants fluides alors présents à la surface du rail peuvent migrer dans les microfissures qui, sous l'action des conditions de contact roue-rail, sont mises sous pression [BOWE 88] [BOLD 91]. Cette augmentation de pression est la cause de la propagation des microfissures, aboutissant alors au détachement d'écaillures de la surface du rail : c'est le *mécanisme d'endommagement* de l'usure ondulatoire de type IV. La rugosité de la surface du rail est ainsi accrue. Ceci a pour conséquence d'exciter au travers du contact roue-rail, comme pour les usures de type I et II, les masses non suspendues qui rentrent alors en résonance *via* le mode **P2** : c'est le *mécanisme de fixation de la longueur d'onde*.

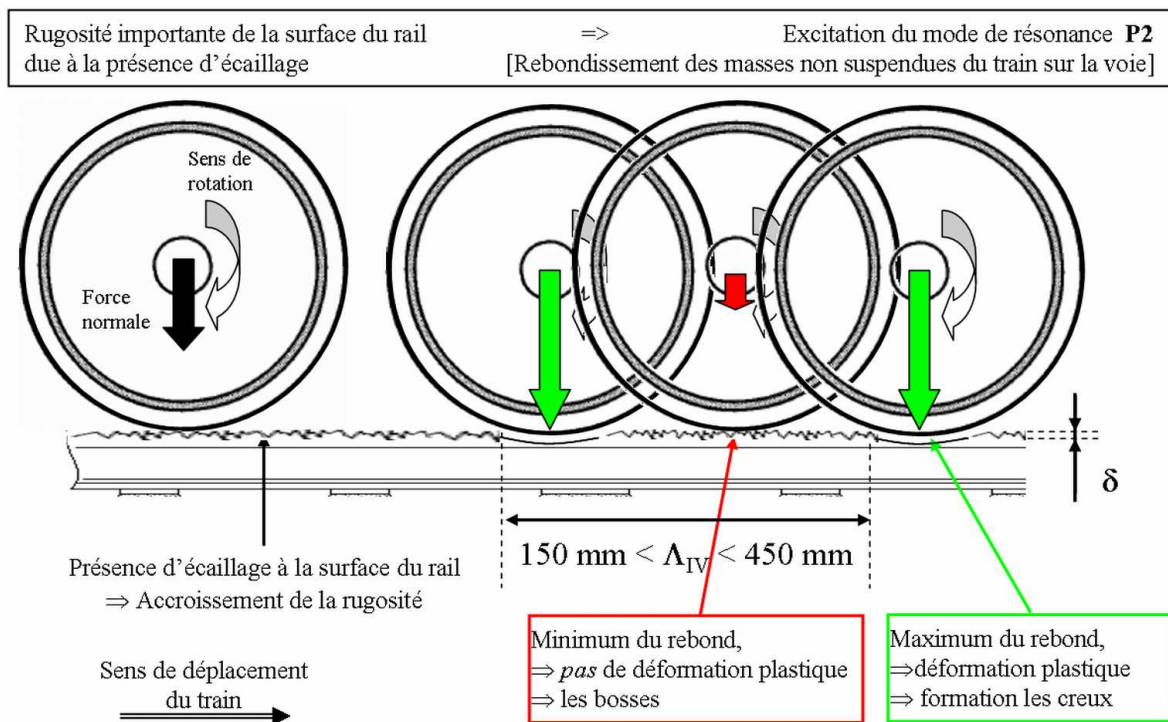


Figure 1–10. Mécanisme de l'usure ondulatoire de type IV : Contact Fatigue

### 1.2.3.5 Type V : Rutting

#### - *Aspects phénoménologiques*

L'usure ondulatoire de type V apparaît principalement dans des courbes de faible rayon des voies de métros et tramways. Ce phénomène est d'autant plus amplifié que les bogies des véhicules sont mono-moteurs, c'est-à-dire que les quatre roues de ceux-ci sont liées mécaniquement au même moteur. La longueur d'onde  $\Lambda_V$  est dépendante du type de système étudié [TASS 91a] [TASS 91b] : dans le cas des tramways, celle-ci est toujours proche de 50 mm alors qu'elle peut varier entre 150 et 450 mm dans le cas des métros.

#### - *Mécanisme de formation* (Figure 1–11)

Dans les courbes de faible rayon, la différence de distance à parcourir entre la roue se déplaçant sur la file haute et celle se déplaçant sur la file basse excite un des modes de torsion

de l'essieu qui lie rigidement les deux roues : ce *mécanisme de fixation de la longueur d'onde* n'est donc plus une conséquence de la présence d'irrégularités aléatoires à la surface du rail. Les analyses métallurgiques de rails présentant une telle usure ondulatoire montrent que le *mécanisme d'endommagement* est de nouveau une usure différentielle périodique de la surface du rail qui résulte ici d'une modulation des glissements longitudinaux nécessaire à l'inscription en courbe du bogie. Ces glissements sont plus prononcés là où les creux de l'usure ondulatoire se forment.

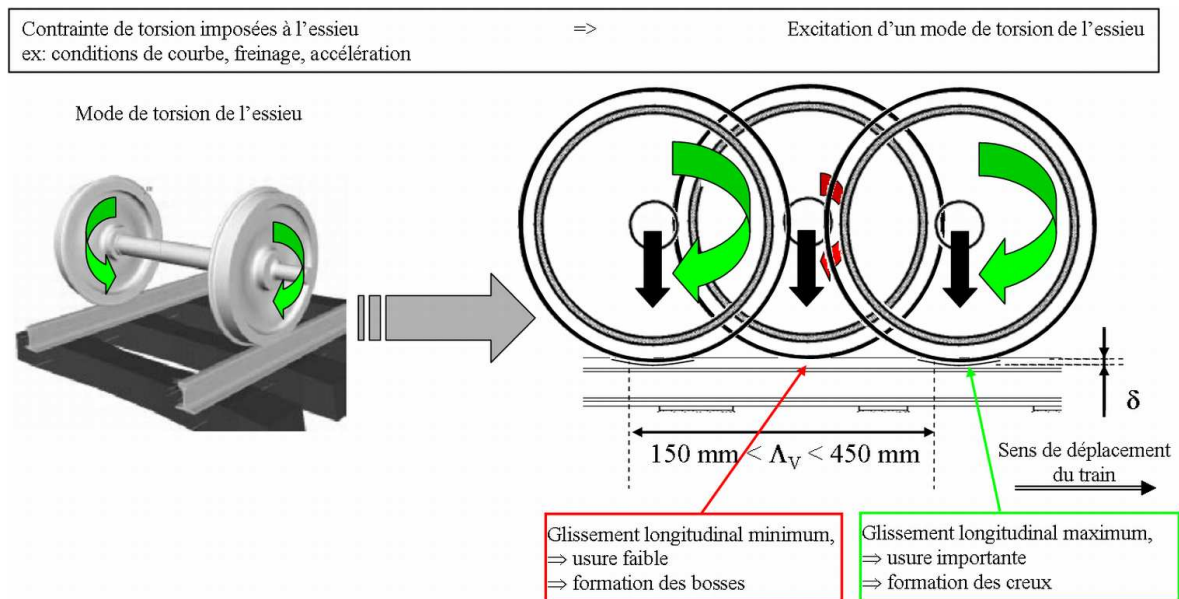


Figure 1–11. Mécanisme de l'usure ondulatoire de type V : Rutting

#### 1.2.3.6 Type VI : Roaring rails

##### - Aspects phénoménologiques

L'usure ondulatoire de type VI est principalement mise en évidence sur les voies dont la géométrie est soit rectiligne, soit courbe avec un rayon suffisamment grand pour ne pas donner lieu à un contact entre la joue active du rail et le boudin de la roue. Contrairement aux cinq autres types d'usure ondulatoire, sa longueur d'onde  $\Lambda_{VI}$ , comprise entre 20 et 100 mm, ne varie presque pas avec la vitesse du train qui est dans ce cas très élevée, jusqu'à 50 m/sec. De plus, la naissance de cette usure ne peut cette fois être corrélée avec l'existence de singularités de la voie.

##### - Mécanisme de formation (Figure 1–12)

Comme pour l'usure de type V, les analyses métallurgiques de rails présentant de l'usure ondulatoire de type VI montrent que le *mécanisme d'endommagement* est une usure différentielle périodique de la surface du rail, qui résulte d'une modulation de glissements longitudinaux dont l'origine n'est pas identifiée. Quant au *mécanisme de fixation de la longueur d'onde*, il reste actuellement mal compris. Différentes hypothèses ont été émises à son sujet. Celui-ci pourrait être relié au comportement dynamique longitudinal [GRAS 83],



latéral [CLAR 88] ou encore combiné latéral et vertical [FRED 86] de la voie. Issue des modèles numériques développés par **Frederick** [FRED 86], **Valdivia** [VALD 87] ou encore **Hempelmann** et **Knothe** [HEMP 96], l'hypothèse la plus probable réside dans l'excitation du mode de résonance "pinned-pinned" par les rugosités présentes à la surface de la roue et du rail. Cependant, aucune de ces théories n'est capable d'expliquer la quasi-indépendance de la longueur d'onde de l'usure de type VI en fonction de la vitesse du train.

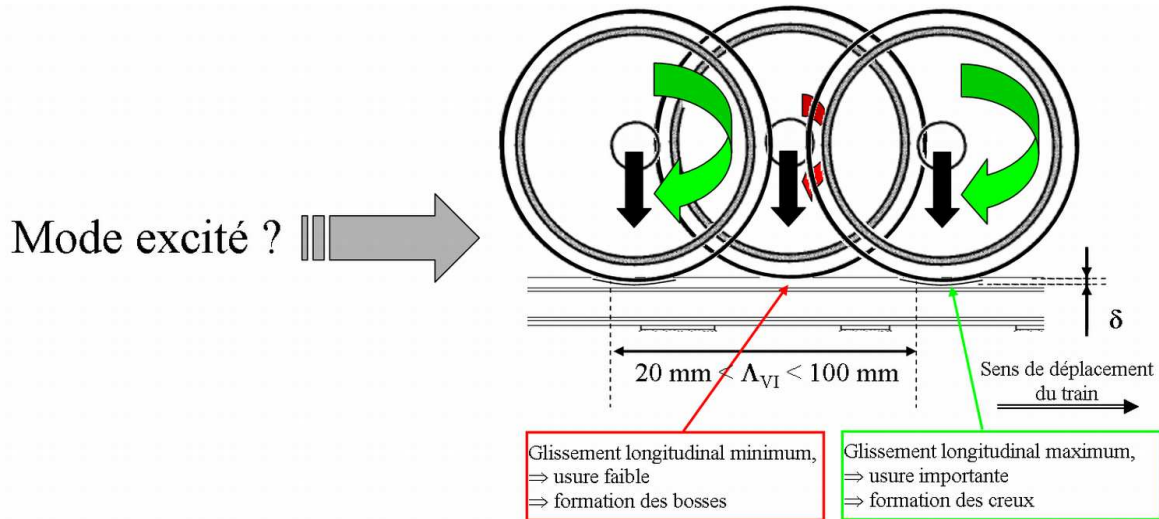


Figure 1–12. Mécanisme de l'usure ondulatoire de type VI : Roaring rails

### 1.2.3.7 Synthèse

Une synthèse des caractéristiques principales des six types d'usure ondulatoire définies par Grassie et Kalousek est présentée Tableau 1-1.

Type	Longueur d'onde $\Lambda$ (mm)	Excitateur	Mécanisme de fixation de la longueur d'onde $\Lambda$	Mécanisme d'endommagement
I – Heavy haul	200 - 300	Singularité de la voie (soudure, eclisse,...)	Mode de résonance P2	Déformation plastique formant les creux
II – Light rail	500 - 1500	Singularité de la voie (soudure, eclisse,...)	Mode de résonance P2	Déformation plastique en flexion formant les creux
III – Booted sleepers	150 - 450	Rugosité initiale de la surface du rail + Glissements latéraux élevés en courbe	Mode de résonance vertical « pinned-pinned » de la voie + Mode de flexion des essieux	Usure différentielle latérale entre les bosses et les creux
IV – Contact fatigue	150 - 450	Rugosité importante de la surface du rail due à la présence d'écaillage	Mode de résonance P2	Fatigue de roulement
V - Rutting	50	Contrainte de torsion imposée à l'essieu (courbe, freinage, accélération)	Mode de torsion de l'essieu	Usure différentielle longitudinale entre les bosses et les creux
VI – Roaring rail	20 - 100	Inconnu	Mode « pinned-pinned » latéral ?	Usure différentielle longitudinale entre les bosses et les creux

Tableau 1-1. Première classification des usures ondulatoire [GRAS 93]

Bien qu'ayant permis de synthétiser les connaissances passées relatives à l'usure ondulatoire, cette classification reste cependant principalement focalisée sur une approche fréquentielle du

phénomène et non sur une analyse des conditions réelles de contact roue-rail. Sur ce constat, une nouvelle classification a finalement été proposée.

#### I.2.4 Vers une nouvelle classification centrée sur l'analyse des conditions de contact roue-rail

De nombreux auteurs se réfèrent systématiquement à la précédente classification afin de positionner leurs travaux dans l'une des 6 catégories ainsi définies [VADI 98] [MULL 00] [JIN 05] [EGAN 05] [MEEH 05]. Créée simplement dans le but de synthétiser les résultats des principales études effectuées sur le sujet entre 1970 et 1990 [GRAS 93], cette classification est finalement devenue un acquis qui n'a été remis en cause que récemment. Bien que la scission du mécanisme de formation de l'usure ondulatoire en l'interaction d'un *mécanisme de fixation de la longueur d'onde* avec un *mécanisme d'endommagement* soit largement acceptée, la classification qui en découle (Tableau 1-1) n'emporte pas l'adhésion de tous [SATO 02]. Par exemple, **Nielsen** [NIEL 03a] et **Grassie** [GRAS 05] font le constat suivant : définir l'accroissement non proportionnel de la longueur d'onde  $\Lambda_{VI}$  avec la vitesse du train [FRED 86] comme caractéristique principale de l'usure de type VI a donné lieu à une confusion entre unicité du type d'usure et unicité du mécanisme la produisant. Ainsi, des recherches infructueuses ont été menées dans le but de déterminer un mécanisme permettant d'obtenir une longueur d'onde constante quelle que soit la vitesse du train.

Mécanisme d'endommagement	Mécanisme de fixation de la longueur d'onde $\Lambda$	Ancienne classification
Déformation plastique	Mode de résonance P2	I – Heavy haul
Déformation plastique en flexion	Mode de résonance P2	II – Light rail
Fatigue de roulement	Mode de résonance P2	IV – Contact fatigue
Usure	Mode de résonance P2 Mode de torsion de l'axe de l'essieu Mode de résonance « pinned – pinned » Mode de résonance des traverses amorties par un chausson élastique Mode de résonance des traverses en béton	<i>aucune</i> V – Rutting VI – Roaring rails III – Booted sleepers <i>aucune</i>

Tableau 1-2. Nouvelle classification de l'usure ondulatoire [NIEL 03a]

Pour améliorer leur classification, **Kalousek** [KALO 00] et **Grassie** [GRAS 05] ont proposé récemment une nouvelle approche qui prête moins à confusion et permet d'aborder ce phénomène sous un angle différent. Toujours basée sur la décomposition du mécanisme de formation de cette usure selon un *mécanisme d'endommagement* et un *mécanisme de fixation de la longueur d'onde*, la nouvelle approche s'articule principalement autour de l'analyse des conditions locales de contact qui avaient été précédemment mises au second plan devant l'analyse fréquentielle du système véhicule-voie. La nouvelle classification qui en découle (Tableau 1-2) définit ainsi différents *mécanismes d'endommagement* (usure, déformation

plastique, fatigue de roulement...) au sein desquels peuvent être déterminés plusieurs *mécanismes de fixation de la longueur d'onde* (mode P2, pinned-pinned, torsion, flexion...).

Cependant, cette nouvelle classification ne propose qu'une synthèse des études précédentes qui restent basées sur des approches principalement fréquentielles et métallurgiques de l'usure ondulatoire. Les outils expérimentaux et numériques utilisés ici ne permettent de comprendre que de façon limitée les conditions locales de contact roue-rail, pourtant épicycle du phénomène. Les limites de ces outils vont maintenant être exposées.

### **I.3. Des théories issues d'une approche limitée de la dynamique locale du contact roue-rail**

Les outils numériques et expérimentaux utilisés pour étudier l'usure ondulatoire sont les outils classiques de la dynamique ferroviaire. Par conséquent, mettre en évidence leurs limites dans la compréhension de la dynamique locale du contact roue-rail revient à mettre en évidence les limites des études traitant de l'usure ondulatoire. Tout d'abord, les limites des outils expérimentaux utilisés tant sur site qu'en laboratoire seront exposées. Puis, après avoir défini les paramètres du contact roue-rail, les théories et outils numériques les plus couramment utilisés pour ce dernier seront brièvement présentés et leurs limites mises en avant.

#### I.3.1 Une dynamique locale inaccessible expérimentalement

Le contact roue-rail étant actuellement pratiquement impossible à instrumenter "*in situ*", les moyens expérimentaux développés pour pallier ce manque ne peuvent alors que tenter de reconstituer la dynamique locale de contact en fonction des informations physiquement accessibles. De nombreuses études ont ainsi procédé à des mesures de forces, déplacements, vitesses, accélérations, etc..., à l'échelle de la roue et du rail sur des trains en conditions réelles d'exploitation ou encore sur des bancs d'essais. D'autres études ont caractérisé par des analyses métallurgiques l'évolution microstructurale surfacique et volumique du matériau dans les zones de contact de la roue et du rail. Finalement, des instrumentations permettant d'accéder aux grandeurs physiques caractéristiques locales du contact roue-rail ont été développées.

##### I.3.1.1 Une approche dynamique globale du contact roue-rail

Accéder au comportement global du contact roue-rail est déterminant dans l'amélioration de la dynamique ferroviaire en terme de confort, de performance et de sécurité. De nombreuses campagnes de mesures sur site [AYAS 00] et sur banc d'essai [JASC 99] ont été effectuées en instrumentant conjointement la roue et le rail de capteurs de forces, de déplacements, d'accélérations,... Ces études ont permis d'accéder à une meilleure compréhension tant des paramètres influant sur l'adhérence en traction [BOIT 78] [LOGS 80] ou en freinage [BOIT 90] que du comportement dynamique des trains de marchandises [PETE 71] [BOUC 93] et à grande vitesse [DELF 91]. Sur la base de tels acquis, des essais similaires ont été effectués pour étudier l'usure ondulatoire sur site [ISHI 02] [MATS 02]



[KALO 92] [VADI 98] et sur banc d'essai [SUDA 93] [SUDA 02] [MATS 02] [LIU 03] (Figure 1–13).

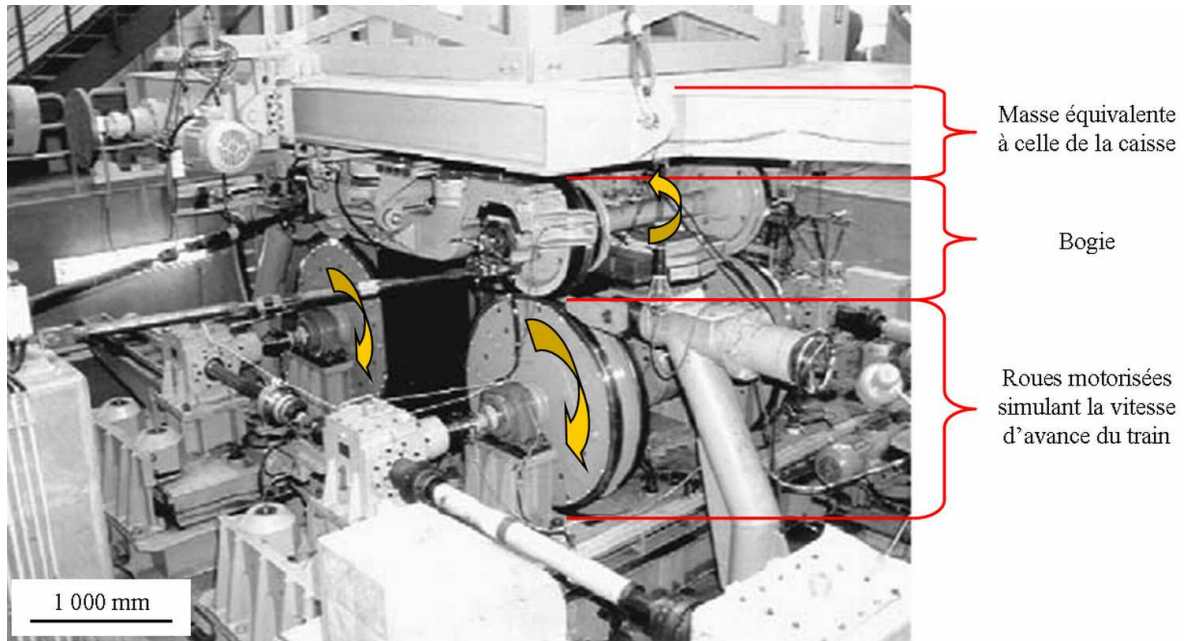


Figure 1–13. Banc d'essai utilisé pour simuler le comportement dynamique d'un train en mouvement [MATS 02]

La principale difficulté des mesures à l'échelle de la roue et du rail réside non pas dans leur mise en œuvre mais dans leur exploitation. En effet, celle-ci peut prendre place soit dans le domaine temporel, soit dans le domaine fréquentiel. L'usure ondulatoire étant un phénomène périodique, l'analyse de ces données a naturellement été effectuée dans le domaine fréquentiel [ISHI 02] [MATS 02]. Les fréquences prépondérantes ainsi mises en évidence sont comparées à celles des modes propres libres du véhicule [GRAS 82a] et de la voie [GRAS 82b] [GRAS 82c]. Si une fréquence commune et caractéristique de l'usure ondulatoire étudiée est mise en évidence, elle définit alors *le mécanisme de fixation de la longueur d'onde*. La dynamique locale au sein du contact, menant au *mécanisme d'endommagement*, est finalement déduite de la cinématique du mode libre correspondant à cette fréquence.

Les inconvénients principaux d'une telle méthode sont d'une part le manque d'accès à la dynamique locale réelle du contact roue-rail, d'autre part l'impossibilité de déterminer l'évolution temporelle des grandeurs physiques mesurées en fonction de la géométrie de l'usure ondulatoire et finalement, la non prise en compte dans les analyses modales du couplage véhicule-voie au travers des conditions locales du contact roue-rail.

### I.3.1.2 Des caractérisations surfaciques et volumiques *a posteriori* des corps en contact

Afin d'étudier localement le contact roue-rail, des caractérisations métallurgiques *a posteriori* des surfaces et volumes de rails ayant développé de l'usure ondulatoire sont ainsi effectuées.

Tout d'abord, des mesures de micro-dureté (Figure 1–14a) montrent que, dans certains cas, celle des bosses est élevée et hétérogène, variant entre 400 et 1 000  $H_V$ , tandis que celle des creux est homogène et correspond à la dureté initiale du rail d'environ 300  $H_V$  [WILD 03]. Cette différence est souvent attribuée à la présence de phases blanches sur les bosses [BERT 97] (Figure 1–14b) qui sont mises en évidence par des analyses microstructurales du matériau sous la surface frottante [HEIN 02] [GROH 02].

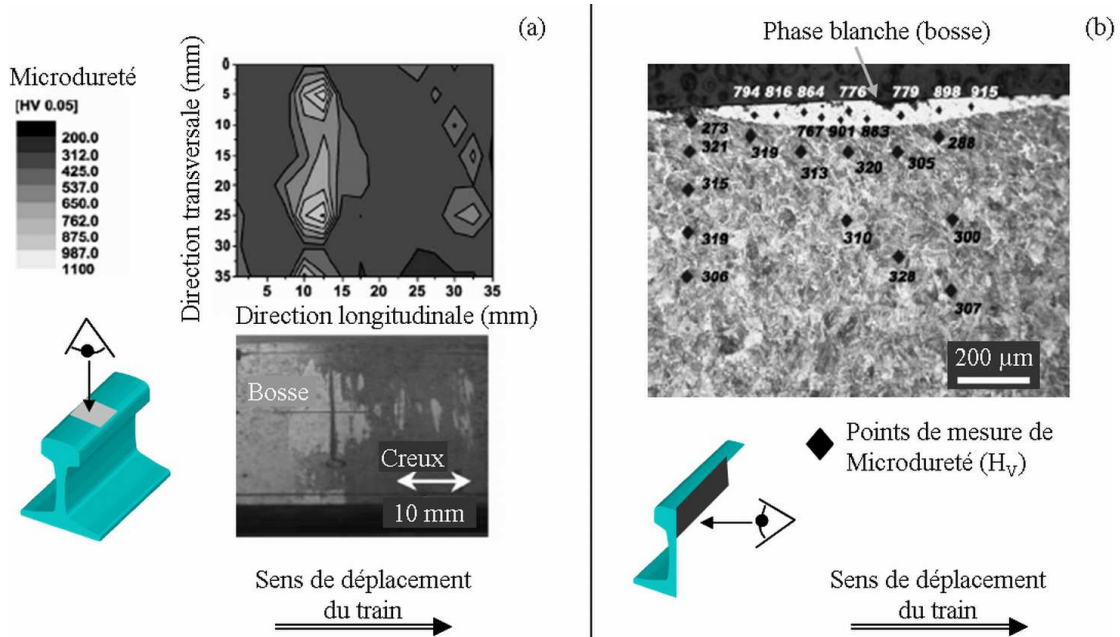


Figure 1–14. Micro-dureté surfacique (a) et volumique (b) avec présence de phase blanche sur la bosse [WILD 03]

Les phases blanches [BERT 97] sont des zones où l'acier constituant le rail a subi des modifications profondes de sa microstructure initiale. Les conclusions principales de ces études [HEIN 02] [WILD 03] attribuent leur formation à l'existence conjointe de contraintes normales et de glissements longitudinaux élevés dans le contact.

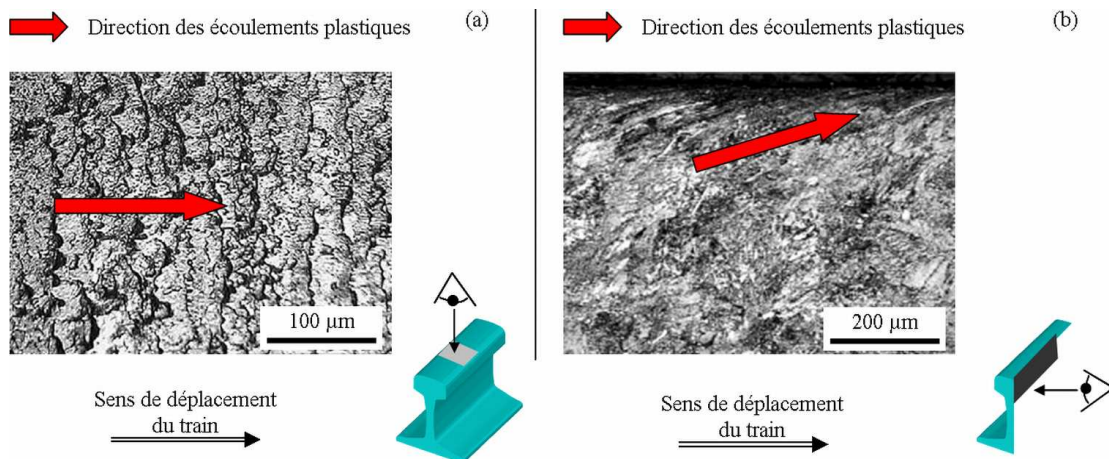


Figure 1–15. Ecoulements plastiques surfaciques [GRAS 92] (a) et volumiques [ISHI 02] (b)

Dans d'autres cas, des écoulements plastiques au niveau des bosses ou des creux sont présents tant à la surface du rail [GRAS 92] (Figure 1–15a) que dans son volume [ISHI 02] (Figure 1–15b). Ceux-ci sont la conséquence de glissements interfaciaux non nuls entre la roue et le rail. La dynamique locale du contact roue-rail est alors en partie retrouvée. En effet, l'orientation des écoulements plastiques indique celle des glissements interfaciaux. Cette méthode ne permet cependant pas de quantifier efficacement ces derniers.

Bien que la dynamique locale du contact soit en partie déduite des caractérisations métallurgiques des corps en contact, ces études restent effectuées *a posteriori* et ne permettent finalement pas de déterminer l'évolution dynamique réelle des conditions de contact.

### 1.3.1.3 Des instrumentations locales insuffisantes du contact roue-rail

Bien que le contact roue-rail soit actuellement difficilement instrumentable, des études statiques et dynamiques ont tenté de déterminer l'évolution de grandeurs physiques (pression, contrainte, vitesse,...) en son sein.

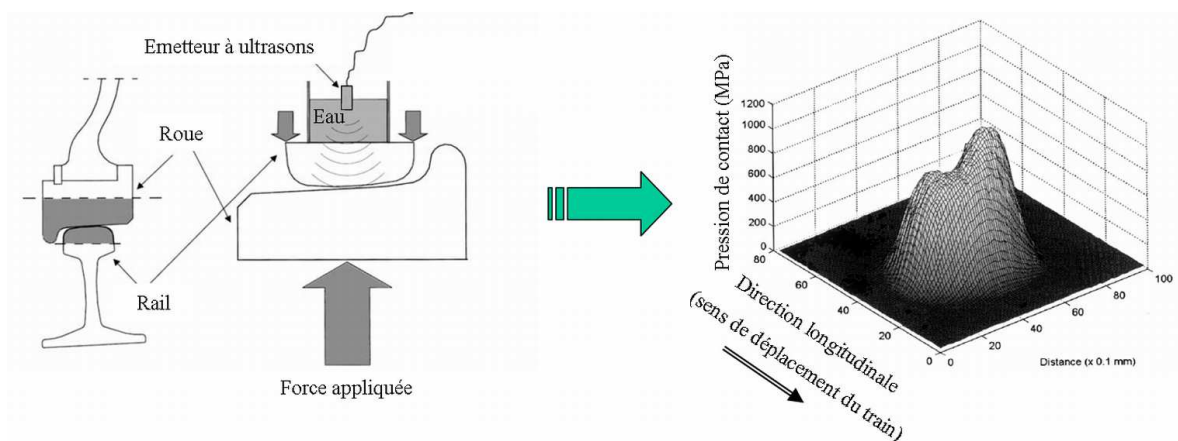


Figure 1–16. Mesure par ultrason du champ de pression dans un contact roue-rail statique [PAU 02]

Les études statiques ont pu déterminer d'une part la taille et la forme de ce contact [POOL 86] [ANDR 58] et d'autre part la pression régnant en son sein par photoélasticité [HAIN 63] [ZANH 92] et mesure par ultrason (Figure 1–16) [PAU 02]. Cependant, ces méthodes sont complexes à mettre en œuvre et ne peuvent, pour l'instant, pas être transposées aux contacts en mouvement.

Récemment, une instrumentation dynamique du contact roue-rail basée sur l'utilisation d'un capteur piézo-électrique de polyfluorure de vinylidène (PVDF), capable de mesurer des pressions de 60 GPa obtenues en quelques nanosecondes, a été tentée [NICO 01]. Malgré l'obtention de résultats mitigés, cette approche semble prometteuse mais nécessite, pour être perfectionnée, des investissements financiers et en temps importants.

Mesurer *"in situ"* l'évolution des grandeurs physiques dans un contact en mouvement tel que le contact roue-rail n'est actuellement pas possible. Des approches théoriques permettant d'instrumenter numériquement le contact sont alors nécessaires pour pallier cette insuffisance.

### I.3.2 Des outils numériques issus de théories du contact roulant limitées

Avant de détailler les outils d'instrumentation numériques les plus utilisés en dynamique ferroviaire pour aborder les conditions locales du contact roue-rail, il est nécessaire de définir préalablement les paramètres de ce dernier.

#### I.3.2.1 Paramètres du contact roue-rail

Dans la plupart des théories du contact roulant utilisées pour traiter du contact roue-rail, la répartition des contraintes normales et la géométrie du contact sont déterminées par la théorie de Hertz et ses dérivés [AYAS 00]. Au sein de ce contact, des efforts tangentiels et des mouvements relatifs peuvent être déterminés.

##### I.3.2.1.1 Théorie de Hertz et géométrie du contact

Soit deux corps possédant des surfaces du second degré, leur mise en contact statique sous l'action d'une force appliquée ( $N$ ) selon la normale ( $OZ$ ) vient créer une surface de contact définie dans le plan tangent ( $X,Y$ ) établi à partir de la normale commune ( $OZ$ ) aux deux corps en contact (Figure 1-17).

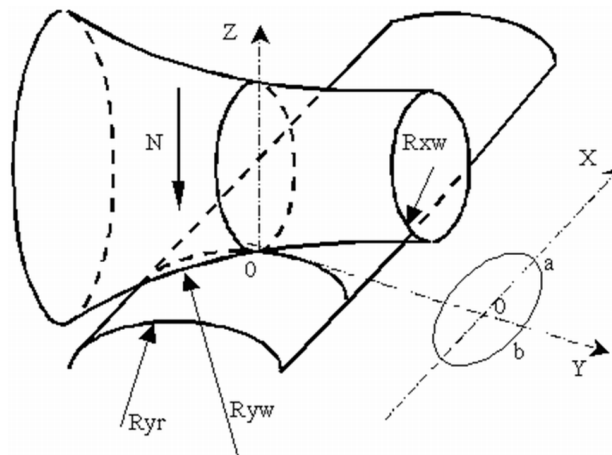


Figure 1-17. Dimensions hertziennes du contact [JOHN 85]

A la fin du XIX<sup>ème</sup> siècle, **Hertz** [HERT 1882] a déterminé analytiquement la forme de ce contact et le champ de pression régnant en son sein. De forme elliptique, celui-ci est caractérisé par un demi grand axe ( $a$ ) et un demi petit axe ( $b$ ) (Eq. 1-1) :

$$a = m \left( \frac{3}{2} N \frac{1-\nu^2}{E} \frac{1}{A+B} \right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{et} \quad b = n \left( \frac{3}{2} N \frac{1-\nu^2}{E} \frac{1}{A+B} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (\text{Eq. 1-1})$$

avec :

- $m, n$  : coefficients de Hertz,
- $A, B$  : coefficients relatifs à la géométrie de la roue et du rail,
- $\nu$  : coefficient de Poisson,
- $E$  : module de Young.



La répartition du champ de pression dans le contact est alors déterminée par l'expression (Eq. 1-2), où  $P_h$  représente la pression maximale de Hertz [NICO 01] :

$$p(x, y) = P_h \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2} \quad \text{avec} \quad P_h = \frac{3N}{2\pi ab} \quad (\text{Eq. 1-2})$$

La théorie de Hertz n'est cependant valide que si les trois conditions suivantes sont réunies [JOHN 85] :

- les surfaces sont du second degré, continues, et non-conformes
- chaque solide peut être considéré comme un demi-espace élastique
- les dimensions du contact sont petites devant les dimensions et rayons de courbure des corps en contact

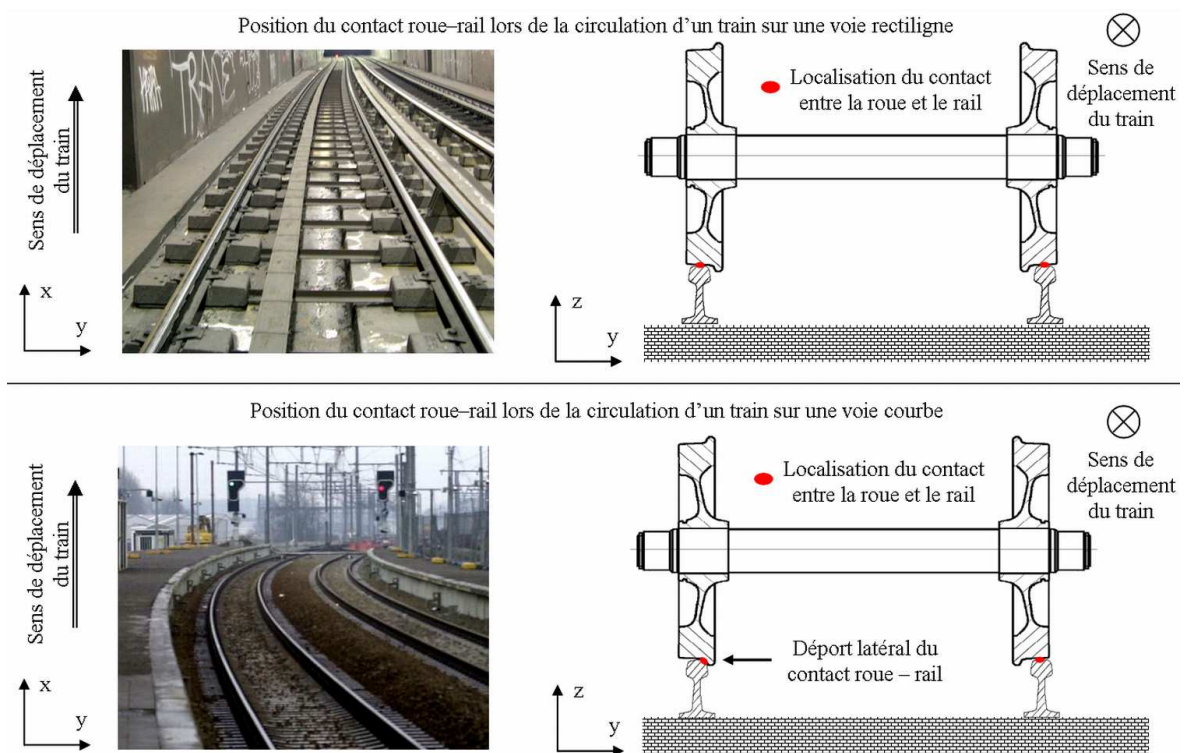


Figure 1-18. Localisation du contact roue-rail sur voie rectiligne (a) et courbe (b)

Dans le cas d'un contact roue-rail sur la table de roulement du rail, les hypothèses de la théorie de Hertz sont assez souvent vérifiées. Les dimensions du contact ( $a$  et  $b$  sont souvent inférieurs à 10 mm) restent négligeables devant les rayons de courbure de la roue et du rail ( $< 300$  mm). La pression maximale de Hertz ainsi calculée est souvent proche de 1 GPa. Cependant, l'inscription d'un train dans une courbe tend souvent à localiser le contact roue-rail au niveau du congé de raccordement entre la table de roulement et la joue active du rail (Figure 1-18), dont le rayon de courbure est inférieur à 20 mm. Les hypothèses précédentes ne sont alors plus vérifiées, la théorie de Hertz ne peut plus être utilisée.

## 1.3.2.1.2 Efforts transmis et mouvements relatifs

Au travers de cette ellipse de contact, deux catégories d'interactions physiques peuvent être définies : la transmission d'efforts et les mouvements relatifs.

Dans le repère du plan tangent, il est possible de définir un torseur des forces transmises en un point quelconque de la surface de contact (Figure 1-19). Pour l'ensemble des problèmes pratiques de contact, les moments tangentiels ( $M_x$  ou  $M_y$ ) sont assez faibles devant les forces normale ( $N$ ) et tangentielle ( $T_x$  ou  $T_y$ ) transmises pour être négligés. Seul le moment normal ( $M_z$ ), à l'origine du mouvement de pivotement, est considéré dans l'expression des forces.

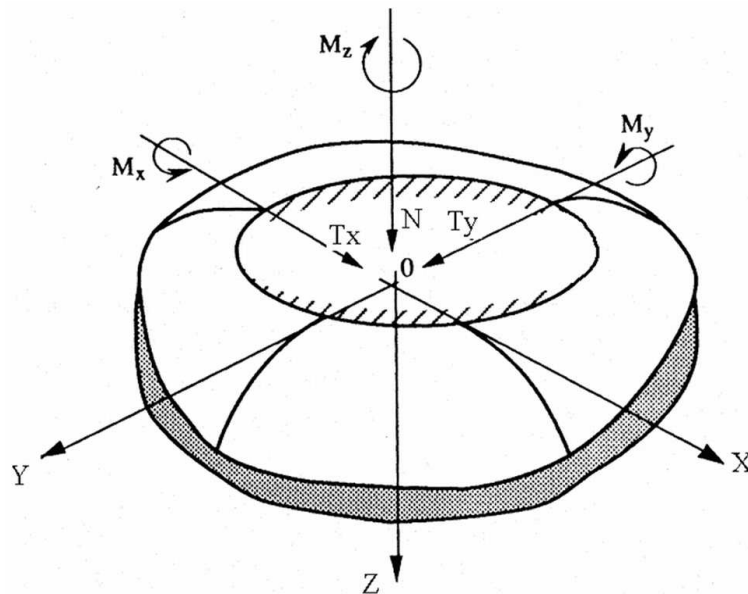


Figure 1-19. Torseur des forces transmises dans un contact [JOHN 85]

Les mouvements relatifs entre une roue et un rail sont définis par les glissements longitudinal, latéral et de pivotement, notés respectivement  $v_x$ ,  $v_y$  et  $v_z$ . Ces derniers sont déterminés par les expressions suivantes, dont les termes sont représentés à la Figure 1-20 :

$$v_x = \frac{V_r - V_a}{V_a} \quad , \quad v_y = \tan \phi \quad , \quad v_z = \frac{\omega (ab)^{1/2}}{V_a} \quad (\text{Eq. 1-3})$$

avec :

- $V_r$  : vitesse linéaire de la roue,
- $V_a$  : vitesse d'avance de la roue,
- $\phi$  : angle défini entre  $V_a$  et  $V_r$ ,
- $a, b$  : demi-longueur et demi-largeur de la zone de contact,
- $\omega$  : vitesse angulaire de la roue.

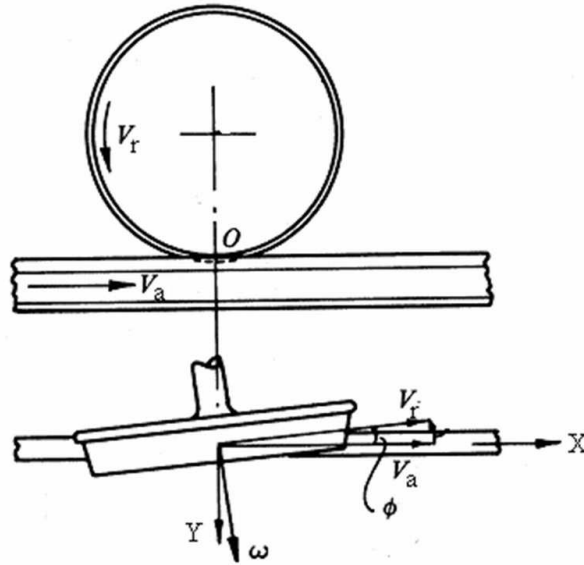


Figure 1-20. Mouvements relatifs entre une roue et un rail [JOHN 85]

### I.3.2.2 Théories du contact roulant et limitations

Depuis le début du XX<sup>ème</sup> siècle, de nombreuses théories ont été développées dans le but de déterminer temporellement les efforts transmis et mouvements relatifs dans un contact roulant avec frottement. Cette partie n'a pas pour objectif de présenter de façon exhaustive ces théories mais de dresser un bilan de leurs principales évolutions puis de montrer les limitations de celles utilisées couramment dans les logiciels de dynamique ferroviaire actuels.

#### I.3.2.2.1 La théorie de Carter et ses évolutions

La première solution "classique" au problème du contact roulant avec frottement est déterminée analytiquement par **Carter** [CART 26]. Ce dernier approxime le roulement d'une roue sur un rail par celui d'un cylindre sur un massif plan semi-infini permettant ainsi de résoudre ce contact sous la forme d'un contact linéique en deux dimensions dans le plan (XZ).

**Carter** montre tout d'abord que la différence entre la vitesse d'avance ( $V_a$ ) et la vitesse linéaire ( $V_r$ ) de la roue est non nulle tant que des conditions d'accélération ou de décélération sont appliquées à cette dernière : c'est le glissement longitudinal  $v_x$ . Cette différence croît avec le couple moteur tant que la valeur limite de l'effort tangentiel ( $T_x$ ) dans le contact reste inférieure à sa limite en accord avec la loi de Coulomb [COUL 1785]. La théorie de Carter se formule ainsi :

$$\frac{T_x}{\mu N} = \begin{cases} -k \xi + 0.25 k^2 \xi |\xi| & k|\xi| \leq 2 \\ -\text{sign}(\xi) & k|\xi| \geq 2 \end{cases} \quad \text{avec} \quad \xi = 2 \left( \frac{V_r - V_a}{V_r + V_a} \right) \quad (\text{Eq. 1-4})$$

avec :

$T_x$  : force tangentielle longitudinale de contact,

$N$  : force normale de contact,

- $\mu$  : coefficient de frottement de Coulomb,  
 $\xi$  : taux de glissement,  
 $k$  : coefficient de glissement de Carter.

D'autre part, il démontre, tant expérimentalement que théoriquement, la coexistence de zones d'adhérence et de glissement dans le contact, dont la répartition varie en fonction du glissement longitudinal  $v_x$ . Expérimentalement, cette coexistence est établie en photoélasticité en considérant l'inertie des corps négligeable, les surfaces lisses et non contaminées et pour de très faibles vitesses d'avance. Théoriquement, cette coexistence est obtenue par la superposition des contraintes tangentielles  $q_1(x)$  et  $q_2(x^*)$ , établies respectivement dans les cas de non glissement et de glissement complet (Figure 1–21).

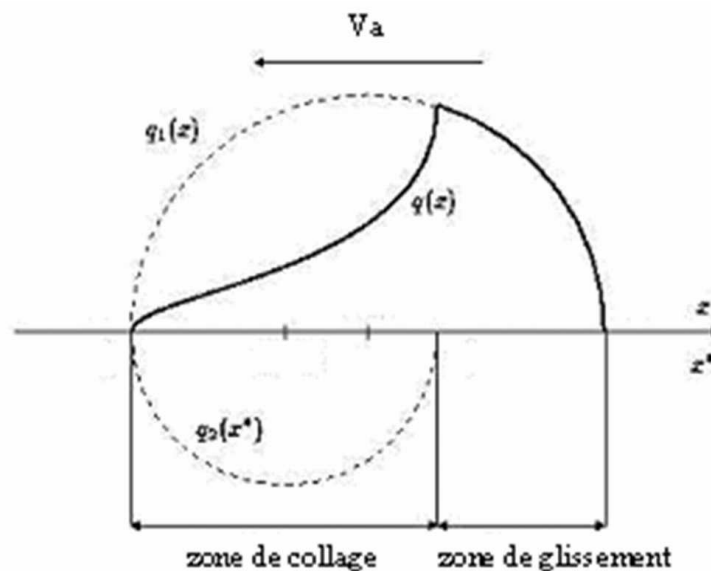


Figure 1–21. Théorie de Carter : Répartition des contraintes tangentielles dans le contact [JOHN 85]

La théorie de Carter, ne traitant que du contact linéique 2D en glissement longitudinal  $v_x$ , est tout d'abord étendue aux contacts circulaires en glissements longitudinal  $v_x$  et transversal  $v_y$  par **Johnson** [JOHN 58]. Puis une extension supplémentaire est faite aux contacts elliptiques par **Haines** et **Ollerton** [HAIN 63] ainsi que **Vermeulen** et **Johnson** [VERM 64] dont les coefficients de glissement ( $k$ ) seront déterminés avec plus de précision par **Shen** [SHEN 83]. Ces théories permettent de déterminer la répartition d'une part des contraintes tangentielles  $q(x,y)$  et d'autre part des zones d'adhérence et de glissement dans un contact roulant elliptique (Figure 1–22) [JOHN 85].



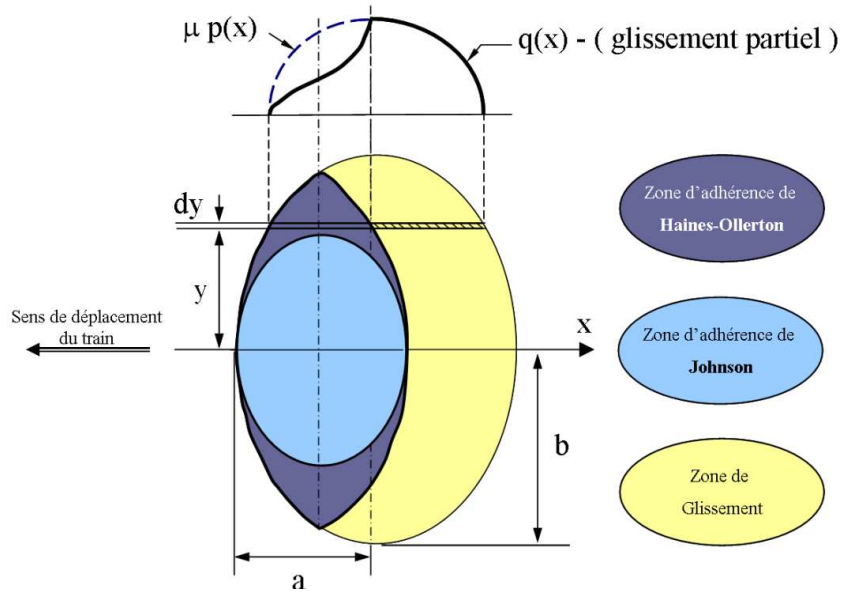


Figure 1–22. Zones d'adhérence et de glissement dans un contact elliptique : Théorie de Haines – Ollerton et Théorie de Johnson

#### 1.3.2.2.2 Des théories adaptées au contact roue-rail : les théories de Kalker

Issues des travaux généraux précédents sur le contact roulant, les théories de Kalker (simplifiée, linéaire et complète) [KALK 91] sont particulièrement dédiées au contact roue-rail. Les algorithmes dérivés de celles-ci sont donc naturellement implantés dans la plupart des logiciels de dynamique ferroviaire actuels. Après avoir brièvement exposé ces théories, leurs limitations seront précisées.

##### ⇒ La théorie simplifiée de Kalker

La *théorie simplifiée* de Kalker [KALK 67] résout tout d'abord le problème normal du contact roue-rail, géométrie et champ de pression, par la théorie de Hertz (§I.3.2.1.1). Ensuite, les glissements interfaciaux estimés géométriquement au centre de l'ellipse sont considérés constants sur l'ensemble du contact. Afin de déterminer les efforts tangentiels induits par ces glissements, le contact est discrétisé en bandes parallèles indépendantes orientées parallèlement au sens de circulation du véhicule. Chaque bande est alors modélisée par un ensemble de trois ressorts orthogonaux dont les raideurs, appelées aussi coefficients de glissement de Kalker ( $C_{ij}$ ), sont constantes en tout point de la surface de contact : une relation linéaire est ainsi définie entre les déplacements et les efforts tangentiels.

La *théorie simplifiée* possède deux inconvénients majeurs. Tout d'abord, l'utilisation de la théorie de Hertz ne permet pas de modéliser le comportement d'un train s'inscrivant dans une courbe (§I.3.2.1.1). D'autre part, le contact étant considéré stationnaire, il est donc impossible d'étudier des phénomènes transitoires pourtant fréquents en dynamique ferroviaire. Malgré ces inconvénients, la *théorie simplifiée* de Kalker, via son algorithme FASTSIM [KALK 82], est utilisée dans la plupart des logiciels de dynamique ferroviaire actuels.

⇒ La théorie linéaire de Kalker

La *théorie linéaire* de Kalker est basée sur une démarche identique à celle de la *théorie simplifiée*. Le problème normal est résolu par la théorie de Hertz. La solution au problème tangentiel est obtenue par une résolution discrète identique à la précédente. Cependant, la relation entre déplacements et efforts tangentiels en tous points de la surface de contact n'est plus linéaire mais est définie par la loi de Boussinesq – Cerruti sous sa forme intégrale [COLL 02]. Les efforts calculés sont finalement plus exacts qu'avec l'approximation linéaire précédente.

Les restrictions de la *théorie simplifiée* restent applicables à la *théorie linéaire*. De plus, cette dernière n'est valable que pour des valeurs de glissements interfaciaux inférieurs à 1 %. Ainsi, cette théorie ne peut modéliser le comportement local du contact roue-rail lors des phases d'accélération ou de décélération d'un train, durant lesquelles les glissements peuvent atteindre 10 %.

⇒ La théorie complète de Kalker

La troisième théorie de Kalker est la *théorie complète* [KALK 79]. La roue et le rail ne sont plus des surfaces lisses du second degré comme dans la *théorie linéaire* et la *théorie simplifiée* : le contact n'est plus Hertzien et la surface de contact résultante n'est plus elliptique. La zone potentielle de contact est alors divisée en mailles élémentaires rectangulaires au sein desquelles les forces normales et tangentielles sont résolues par un schéma itératif basé sur une approche énergétique du problème. L'hypothèse de découplage du problème tangentiel et du problème normal faite pour les deux théories précédentes n'est donc ici plus valide.

Bien que plus représentative de la réalité du contact roue-rail que les théories précédentes, la *théorie complète* n'est pratiquement pas utilisée dans les logiciels de dynamique ferroviaire car sa mise en application, via l'algorithme CONTACT, multiplie les temps de calculs par 1 000. D'autre part, le comportement du matériau étant élastique linéaire, cette théorie ne permet pas d'étudier les phénomènes d'usure tels que l'usure ondulatoire.

Théorie de Kalker	Limitations	Algorithme	Usage
<b>Simplifiée</b>	Utilisation de la théorie de Hertz Contact en conditions quasi-statiques Matériaux élastiques	<i>FASTSIM</i>	Fréquent
<b>Linéaire</b>	Utilisation de la théorie de Hertz Contact en conditions quasi-statiques Matériaux élastiques Glissement interfaciaux inférieurs à 1%	inconnu	Rare
<b>Complète</b>	Matériaux élastiques Temps de calculs élevés	<i>CONTACT</i>	Rare

Tableau 1-3. Théories de Kalker : limitations et usages

Chaque théorie de Kalker possédant ses avantages et ses inconvénients, il est donc nécessaire de sélectionner celle qui sera la mieux adaptée aux conditions de contact à modéliser : localisation géométrique, amplitude des glissements, évolution temporelle des sollicitations (Tableau 1-3).

*1.3.2.2.3 Limitations des approches numériques actuelles*

Basés sur les théories précédentes de Kalker ou encore de Vermeulen et Johnson, les outils numériques actuels proposent finalement une approche limitée des conditions locales du contact roue-rail.

Tout d'abord, ce dernier est très souvent considéré Hertzien ou multi-Hertzien [AYAS 00]. En statique, les travaux expérimentaux de **Pau** [PAU 02] (§I.3.1.3) ont montré que les résultats donnés par la théorie de Hertz ne sont pas fidèles à la réalité du contact roue-rail. Ce dernier n'est pas de forme elliptique et le champ de pression régnant en son sein ne suit pas une répartition semi-ellipsoïdale (Figure 1–16).

De plus, la séparation du contact en deux zones distinctes d'adhérence et de glissement (Figure 1–22) n'est pas non plus vérifiée expérimentalement. Des études tribologiques récentes [NICO 02] ont montré que l'accommodation de vitesse dans un contact roue-rail réel s'effectue selon une alternance de bandes hétérogènes d'adhérence et de glissement orientées selon la direction de déplacement du véhicule (Tableau 1-4. ).

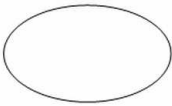
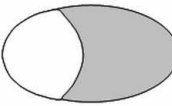
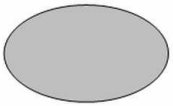
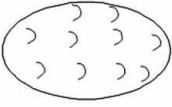
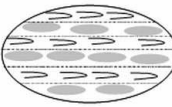

Répartition des zones d'adhérence et de glissement dans un contact roulant <i>Théorie et réalité tribologique</i>			
	Adhérence	Glissement partiel	Glissement complet
Théorie Haines – Ollerton 1963			
Réalité tribologique Niccolini 2001			

Tableau 1-4. Zones d'adhérence-glissement réalistes dans un contact roue-rail

D'autre part, ces théories considèrent le contact en régime stationnaire. Il n'est donc pas possible de mettre en évidence les conséquences dynamiques du passage dans le contact de singularités géométriques d'une taille proche de ce dernier (joints de rails, écaillage, usure ondulatoire de faible longueur d'onde...).

Finalement, **Hobbs** [HOBB 67] puis **Knothe** [KNOT 01] ont comparé des résultats expérimentaux avec ceux obtenus par la théorie de Kalker (Figure 1–23) : seuls ceux de **Johnson** [JOHN 58] suivent fidèlement la courbe théorique de Kalker. La principale explication réside dans le protocole expérimental employé par **Johnson**. En effet, avant de

réaliser ses essais, ce dernier nettoyait très méticuleusement les roues et rails, éliminant ainsi toute particule et couche de contaminant présentes à leur surface. Les conditions d'essai ainsi obtenues étaient proches du cas théorique défini par Hertz, c'est-à-dire des surfaces lisses du second degré.

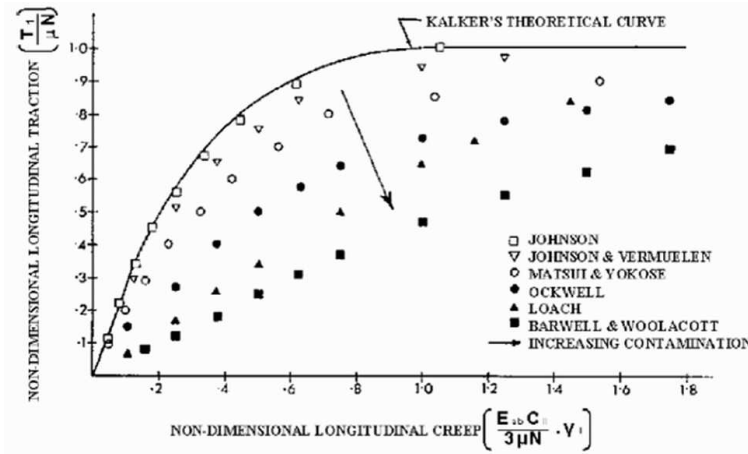


Figure 1-23. Résultats de l'étude comparative de Hobbs [HOBB 67]

Afin de "corriger" les résultats donnés par la théorie de Kalker, de nombreux auteurs ont alors introduit dans leur algorithmes des artéfacts numériques à l'échelle du contact tels que la dépendance du coefficient de frottement avec la vitesse de glissement (Figure 1-24a) [OHYA 89], ou encore l'existence de microrugosités (Figure 1-24b) issues de profilométries linéiques des surfaces avant l'établissement du contact [BUCH 00] [KALK 97].

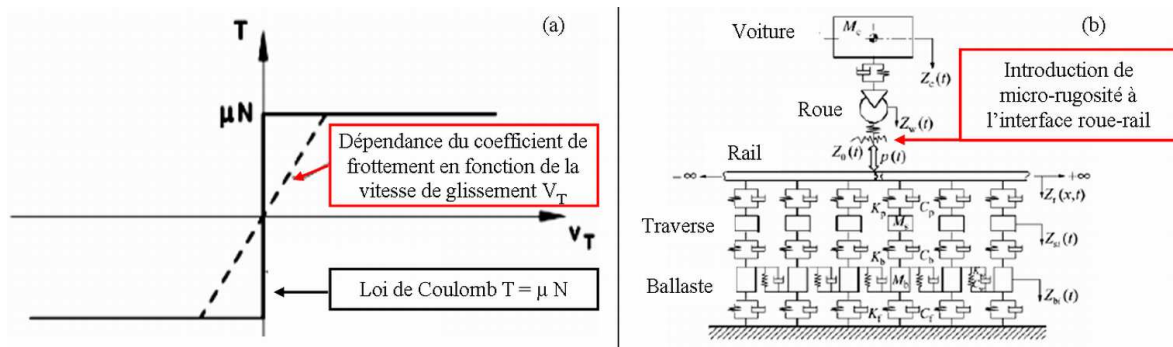


Figure 1-24. Loi de régularisation du coefficient de frottement (a) et modèle utilisant des microrugosités (b)

Finalement, **Kalker** [KALK 92] précise que ses théories ne décrivent pas fidèlement la réalité physique du contact roue-rail car elles ne peuvent prendre en compte d'une part le comportement plastique des matériaux et d'autre part l'existence naturelle de débris d'usure et contaminants pouvant séparer les surfaces en contact.

Au vu du manque d'instrumentation réaliste du contact "in situ", tant sur le plan expérimental que théorique, il est donc nécessaire de développer de nouveaux outils permettant d'accéder à une meilleure compréhension de la dynamique locale du contact roue-rail.

## CHAPITRE II. UN OUTIL CONCEPTUEL PERMETTANT UNE MEILLEURE COMPREHENSION DE LA DYNAMIQUE LOCALE DU CONTACT ROUE-RAIL

### II.1. Troisième corps, circuit tribologique et contact roue - rail

#### II.1.1 Le concept de troisième corps

Tandis que les équations de **Reynolds** [REYN 1886] permettent de pallier le manque d'instrumentation locale du contact dans le cas d'une lubrification fluide, il n'existe pas de formalisme mathématique équivalent suffisant dans le cas d'une lubrification solide ou d'un contact sec.

Introduit dans les années soixante-dix par **Godet** [GODE 84], le triplet tribologique (Figure 1-25a) permet de pallier ce manque en proposant une approche générale du contact entre deux corps qui englobe les régimes de lubrification solide et fluide.

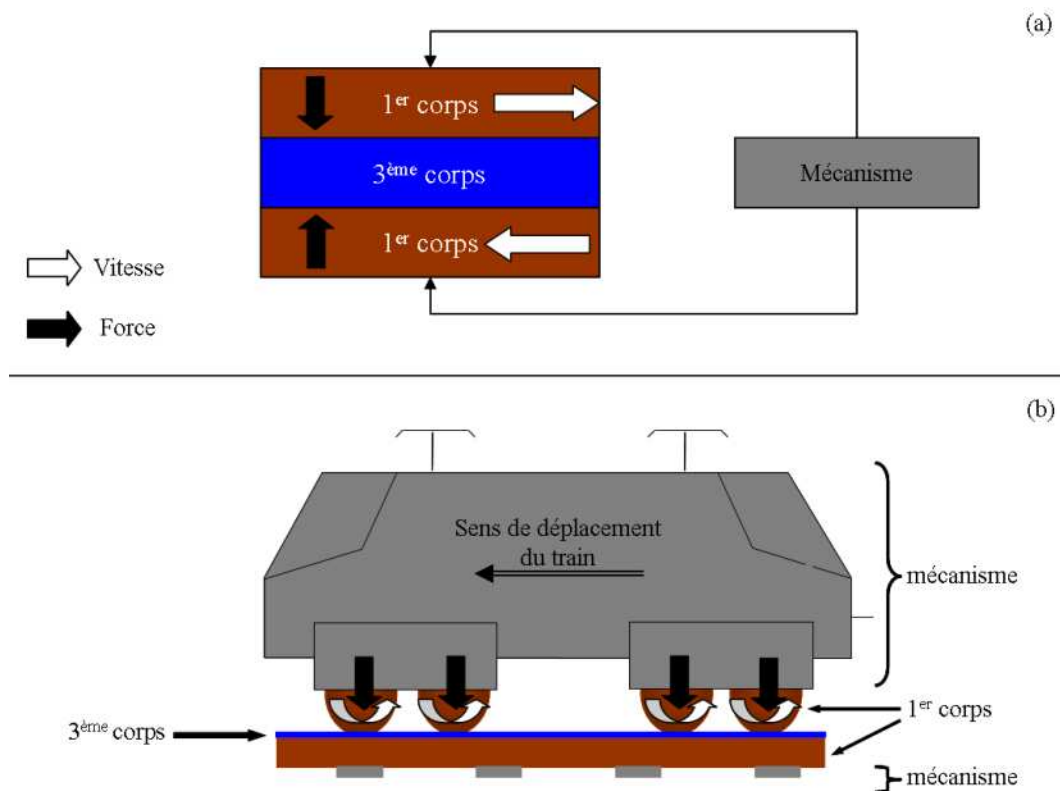


Figure 1-25. Concept de triplet tribologique (a) et application au contact roue-rail (b)

Dans le cas du contact roue-rail (Figure 1-25b), une couche de troisième corps d'environ 15  $\mu\text{m}$  d'épaisseur est identifiée à la surface de la roue et du rail (Figure 1-26). Celle-ci est

constituée d'un amalgame de particules d'acier issues des roues et des rails, d'eau, de sable, d'huile... [NICO 01] [DESC 05] [BERT 04].

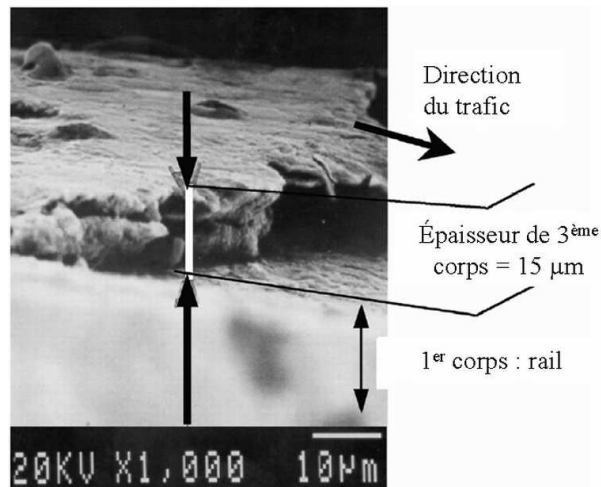


Figure 1–26. Couche de troisième corps à la surface d'un rail [NICO 01]

Au travers de l'étude de sa texture, sa composition, sa réactivité, sa morphologie, son épaisseur... le troisième corps est utilisé comme un traceur des conditions de contact. Afin d'accéder à la dynamique locale du contact roue-rail, il est alors nécessaire de déterminer le cycle de vie du troisième corps en son sein : c'est le circuit tribologique.

### II.1.2 Le circuit tribologique

Le circuit tribologique [BERT 88] permet de traduire les écoulements du troisième corps dans le contact sous la forme de cinq débits différents (Figure 1–27) :

- un débit source  $Q_s$  correspondant à l'apport extérieur de particules  $Q_s^e$  mais surtout au détachement de particules  $Q_s^i$  issues des deux premiers corps.
- un débit interne  $Q_i$  correspondant au débit du troisième corps entre les deux surfaces des premiers corps.
- un débit d'éjection  $Q_e$  correspondant aux particules de troisième corps qui s'échappent du contact. Il est la somme d'un débit de recirculation  $Q_r$  et d'un débit d'usure  $Q_u$ .
- un débit de recirculation  $Q_r$  correspondant à la partie du débit externe qui est réintroduite dans le contact.
- le débit d'usure  $Q_u$  correspondant à l'autre partie du débit externe, qui est définitivement perdue pour le contact. Une usure élevée des premiers corps se traduit par un débit d'usure important.

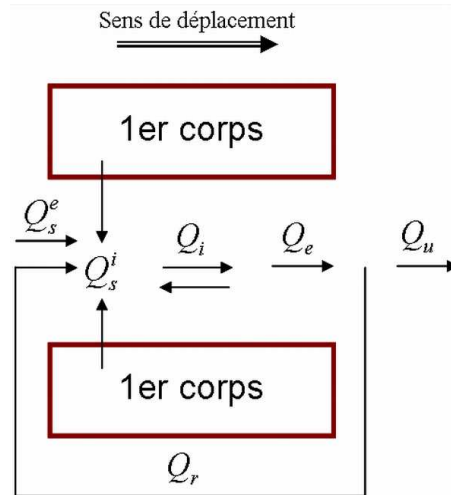


Figure 1–27. Circuit tribologique théorique

Dans le cas du contact roue-rail, le circuit tribologique nécessite cependant d'être étendu selon une troisième dimension (Figure 1–28). Certains des débits précédents sont alors décomposés selon deux composantes, une longitudinale et une latérale :

– un débit source 3D 
$$Q_s = (Q_{s\text{ Longi}}^e + Q_{s\text{ Lat}}^e) + (Q_{s\text{ Longi}}^i + Q_{s\text{ Lat}}^i)$$

Le débit source externe longitudinal  $Q_{s\text{ Longi}}^e$  correspond à la matière ingérée volontairement par le contact, telle que le sable, ou involontairement, telle que l'eau de pluie, les feuilles mortes,... Le débit source externe latéral  $Q_{s\text{ Lat}}^e$  est principalement composé de la graisse de lubrification de la joue active qui peut venir migrer à la surface du rail du fait de la cinématique du contact entre le boudin de la roue et la joue active du rail.

– un débit interne 3D 
$$Q_i = Q_{i\text{ Longi}} + Q_{i\text{ Lat}}$$

$Q_{i\text{ Longi}}$  et  $Q_{i\text{ Lat}}$  correspondent aux écoulements de troisième corps dans le contact.

– un débit d'éjection 3D 
$$Q_e = Q_{e\text{ Longi}} + Q_{e\text{ Lat}}$$

– un débit de recirculation 3D 
$$Q_r = Q_{r\text{ Longi}} + Q_{r\text{ Lat}}$$

Le débit de recirculation latéral  $Q_{r\text{ Lat}}$  est quasiment inexistant car la cinématique du contact roue-rail tend à éjecter latéralement la matière de la surface du rail.

– un débit usure roue-rail 3D 
$$Q_u = Q_{u\text{ Longi}} + Q_{u\text{ Lat}}$$

Le contact roue-rail étant répétitif, le débit d'usure longitudinal s'apparente alors à un débit de recirculation  $Q_{u\text{ Longi}} = Q_{r\text{ Longi}}$ . En effet, le troisième corps éjecté restant à la surface du rail, il peut de nouveau circuler dans le contact roue-rail suivant.

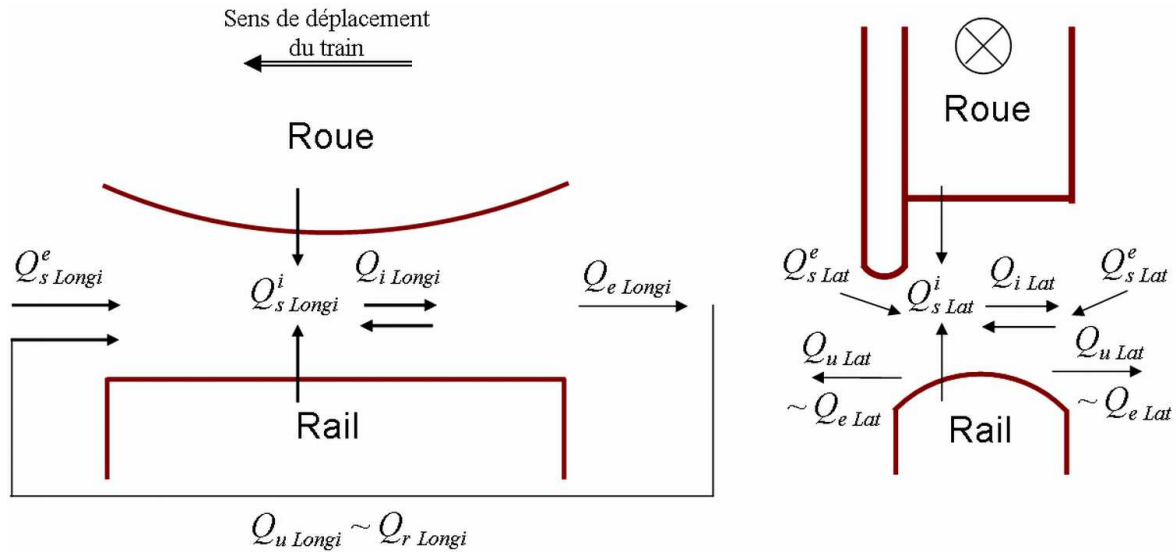


Figure 1-28. Circuit tribologique appliqué au contact roue-rail

Comme l'ont montré des études précédentes [CLAI 00] [NICO 01] [GOUI 04], caractériser l'évolution temporelle et spatiale des débits précédents, et tout particulièrement  $Q_{r Longi}$  et  $Q_{u Lat}$ , peut permettre de reconstituer efficacement la dynamique locale du contact roue-rail pouvant mener à l'apparition de défauts de rails tels que l'usure ondulatoire.

## II.2. Démarche de caractérisation tribologique de l'usure ondulatoire

Mettre en évidence la dynamique locale de contact roue-rail particulière aux zones développant de l'usure ondulatoire est nécessaire à la compréhension de ce phénomène. Cependant, les outils expérimentaux et numériques utilisés jusqu'à présent ne sont pas suffisants pour la déterminer. Complémentaire à la précédente, la nouvelle approche proposée a pour objectif de comprendre la genèse de l'usure ondulatoire au travers de la caractérisation temporelle et spatiale de son circuit tribologique. Pour mettre en évidence les différents débits de ce dernier, des outils expérimentaux [NICO 01] [BERT 04] et numériques [BAIL 03] [LINC 05a], seront adaptés au présent problème. La démarche générale proposée pour étudier l'usure ondulatoire est mise en application dans le cas particulier de celle apparaissant dans les transports urbains tels que les métros et les tramways. Cependant, celle-ci reste applicable quel que soit le type d'usure ondulatoire étudié.

L'usure ondulatoire caractéristique des transports ferrés urbains est particulièrement présente sur deux catégories de sites.

La première apparaît sur l'un et/ou l'autre des rails des voies rectilignes dans les zones d'accélération ou de décélération des véhicules. Dans ces zones, les glissements longitudinaux  $v_x$  (I.3.2.1.2) sont logiquement prépondérants devant les glissements latéraux  $v_y$  et de spin  $v_z$ .

La seconde est caractéristique des files intérieures (appelées aussi files basses) des courbes de faible rayon (typiquement  $< 600$  m). Dans les contacts roue-rail en courbe, les glissements



latéraux  $v_y$  et de spin  $v_z$  peuvent être aussi élevés que les glissements longitudinaux  $v_x$ . Ces derniers sont dus à la différence de distance à parcourir entre les deux files de rails lors de l'inscription en courbe d'un essieu rigide [MATS 02].

Ainsi l'étude présentée ici sera scindée en deux parties traitant d'une part de la genèse de l'usure ondulatoire dans des conditions de glissement longitudinaux prépondérants et d'autre part de la genèse de l'usure ondulatoire dans des conditions mixtes de glissements longitudinaux, transversaux et de spin.

**PARTIE 2. L'USURE ONDULATOIRE DES VOIES  
RECTILIGNES**



**PARTIE 2. L'USURE ONDULATOIRE DES VOIES RECTILIGNES ..... 53**

**CHAPITRE I. Caractérisation *a posteriori* du circuit tribologique de l'usure ondulatoire établie.....57**

I.1. Caractérisation tribologique et métallurgique de l'usure ondulatoire .....	57
I.1.1 Caractéristiques principales des sites et trains développant de l'usure ondulatoire.....	57
I.1.2 Caractérisation surfacique de l'usure ondulatoire.....	58
I.1.2.1 Morphologie surfacique des creux.....	58
I.1.2.2 Morphologie surfacique des bosses .....	58
I.1.3 Caractérisation volumique de l'usure ondulatoire.....	60
I.1.3.1 Morphologie volumique des creux .....	61
I.1.3.2 Morphologie volumique des bosses.....	62
I.2. Circuit tribologique de l'usure ondulatoire établie à la surface du rail.....	64

**CHAPITRE II. Approche numérique de la dynamique locale de contact conduisant a la formation d'usure ondulatoire .....65**

II.1. Modèle numérique 2D reproduisant la dynamique locale d'un contact roue-rail évoluant sur des voies rectilignes .....	65
II.1.1 Choix d'une échelle de modélisation adaptée .....	65
II.1.1.1 Des modèles à l'échelle macroscopique .....	65
II.1.1.2 Des modèles à l'échelle mésoscopique.....	66
II.1.1.3 Des modèles à l'échelle microscopique.....	66
II.1.1.4 Choix du modèle adapté au problème de l'usure ondulatoire .....	66
II.1.2 Modèle longitudinal 2D pour reproduire numériquement le mécanisme de formation de l'usure ondulatoire .....	67
II.1.2.1 Description et définition du modèle 2D de contact roue-rail .....	67
II.1.2.2 Des outils d'investigation des conditions locales de contact .....	69
II.1.2.3 Protocole de simulation et réalité .....	70
II.1.3 Validation des modèles thermique et mécanique .....	72
II.1.3.1 Validations du modèle mécanique.....	72
II.1.3.1.1 Validation du maillage .....	72
II.1.3.1.2 Validation du temps de stabilisation.....	73
II.1.3.2 Validations du modèle thermique.....	74
II.1.3.2.1 Détermination analytique de la température maximale dans le contact.....	75
II.1.3.2.2 Comparaison entre modèle numérique et modèle analytique .....	76
II.2. Des régimes d'instabilités longitudinaux, origines potentielles de l'usure ondulatoire des voies rectilignes ...	77
II.2.1 Deux régimes d'instabilités .....	77
II.2.1.1 Description globale des deux régimes d'instabilités, approche temporelle .....	78
II.2.1.2 Description locale des deux régimes d'instabilités, approche temporelle .....	81
II.2.1.3 Origine des instabilités, approche fréquentielle.....	84
II.2.2 Etude paramétrique des régimes d'instabilités.....	87
II.2.2.1 Influence du taux de glissement global imposé .....	87
II.2.2.2 Influence du temps d'application du taux de glissement .....	89
II.2.2.3 Influence du coefficient de frottement.....	90
II.2.2.4 Influence de la force normale appliquée au centre de la roue.....	91
II.2.2.5 Synthèse .....	93
II.2.3 Conséquences des régimes d'instabilités.....	93
II.2.3.1 Approche élasto-plastique du problème .....	94
II.2.3.1.1 Des déformations plastiques équivalentes périodiques du rail .....	94
II.2.3.1.2 Influence de la limite d'élasticité du matériau.....	98
II.2.3.1.3 Influence du taux de glissement .....	100
II.2.3.1.4 Synthèse .....	101
II.2.3.2 Approche thermique du problème .....	102

II.2.3.2.1 Une répartition périodique de la température à la surface du rail.....	102
II.2.3.2.2 Influence du taux de glissement .....	104
II.2.3.2.3 Synthèse .....	105
<b>CHAPITRE III. Circuit tribologique menant à la formation de l'usure ondulatoire des voies rectilignes .....</b>	<b>105</b>
III.1. Circuit tribologique de l'usure ondulatoire reproduite numériquement.....	106
III.2. Origine de l'usure ondulatoire des voies rectilignes .....	109

Cette partie a pour objectif de déterminer les causes conduisant à l'apparition d'usure ondulatoire sur les rails des voies rectilignes des transports urbains ferrés (tramways, métros).

Pour ce faire, les manifestations tribologiques et métallurgiques de ce phénomène seront tout d'abord mises en évidence tant à la surface que dans le volume du rail. Les principaux débits du circuit tribologique de l'usure ondulatoire seront ainsi déterminés *a posteriori*, c'est-à-dire lorsque cette dernière est déjà établie à la surface du rail. Afin de s'affranchir de la géométrie de ce phénomène et de déterminer l'origine de l'activation de ces débits, il sera nécessaire d'accéder à la dynamique locale de contact. Ainsi, une instrumentation à cette échelle devra être réalisée sur des voies dont les rails sont exempts d'une telle géométrie.

L'instrumentation physique n'ayant pas été possible, un modèle numérique simulant le contact entre une roue et un rail sera alors développé et utilisé comme outil d'investigation de la dynamique locale de contact. Dans ces simulations numériques, l'introduction de paramètres représentatifs de la réalité physique du problème permettra de mettre en évidence différents régimes d'instabilités, potentiellement à l'origine du phénomène d'usure ondulatoire. Ainsi, après les avoir caractérisés, leur sensibilité paramétrique sera déterminée et leurs conséquences en terme de déformations plastiques équivalentes et d'accroissements de température dans le rail seront évaluées.

Finalement, une comparaison entre les résultats des études physiques et ceux des études numériques permettra de déterminer le circuit tribologique conduisant à la formation de l'usure ondulatoire des voies rectilignes.

## **CHAPITRE I. CARACTERISATION A *POSTERIORI* DU CIRCUIT TRIBOLOGIQUE DE L'USURE ONDULATOIRE ETABLIE**

### **I.1. Caractérisation tribologique et métallurgique de l'usure ondulatoire**

Avant d'étudier par une approche tribologique et métallurgique la surface et le volume des rails présentant de l'usure ondulatoire, il est important de préciser les caractéristiques principales des sites et des trains pour lesquelles cette usure se développe.

#### I.1.1 Caractéristiques principales des sites et trains développant de l'usure ondulatoire

Dans le cas particulier des transports urbains, l'usure ondulatoire affectant les voies rectilignes peut être reliée aux conditions de voies suivantes :

- les zones d'accélération (ex : une sortie de station (Figure 2–1a) ou une longue ligne droite...)
- les zones de freinage (ex : une entrée de station, les abords d'un carrefour, les feux de signalisation...)
- l'existence d'irrégularités brèves de la voie ("chicane" (Figure 2–1b), défauts géométriques ponctuels de la surface du rail...)

Les trains circulant sur ces voies n'ont *a priori* en commun que leur faible vitesse d'exploitation (souvent inférieure à 80 km/h) et leur charge à l'essieu peu importante (environ 10 tonnes/essieu).

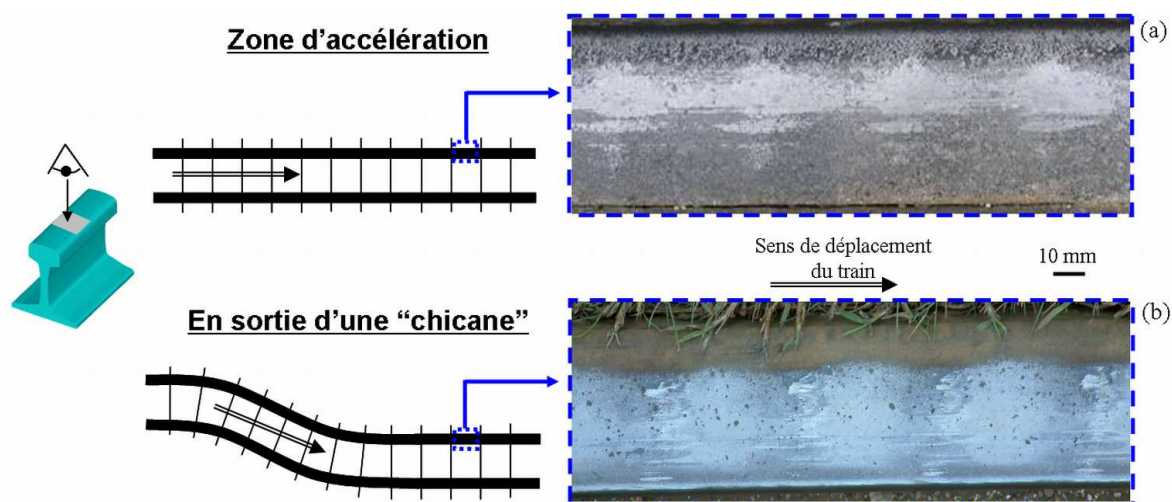


Figure 2-1. Usure ondulatoire des rails en zone d'accélération (a) et en sortie d'une "chicane" (b)

### I.1.2 Caractérisation surfacique de l'usure ondulatoire

Géométriquement, cette usure ondulatoire est caractérisée par une longueur d'onde  $\Lambda_{\text{rectiligne}}$  comprise entre 50 et 100 mm (Figure 2-2). Son amplitude  $\delta_{\text{rectiligne}}$  dépend principalement du temps écoulé depuis le dernier meulage mais excède rarement 1 mm. Comme le montre la Figure 2-2, deux morphologies distinctes de la surface du rail permettent de différencier les creux et les bosses de cette usure ondulatoire. Une comparaison visuelle entre ces deux morphologies et celle de la surface d'un rail exempt d'une telle usure (Figure 2-2a) permet de mettre en valeur les débits d'usure caractéristiques d'une telle zone.

#### I.1.2.1 Morphologie surfacique des creux

Les creux ont une surface homogène d'aspect mat (Figure 2-2b) qui ne traduit aucun écoulement surfacique majeur. La morphologie de cette zone est tout à fait comparable à celle observée à la surface de rails dont l'usure est plus "classique" (Figure 2-2a), c'est-à-dire que leur surface n'est affectée par aucun défaut de type squat, headchecking, usure ondulatoire, etc.... [SNCF 91]. Bien qu'il ne soit pas possible de les visualiser à cette échelle d'observation, les débits d'usure longitudinal  $3^{\text{ème}} Q_{u \text{ Longi}}^{\text{creux}}$  et latéral  $3^{\text{ème}} Q_{u \text{ Lat}}^{\text{creux}}$  de troisième corps dans les creux peuvent être considérés comme proches de ceux identifiés dans le cas de l'usure "classique" des rails [BERT 04] du fait de leur proximité morphologique.

#### I.1.2.2 Morphologie surfacique des bosses

Les bosses sont caractérisées par l'existence de bandes brillantes parallèles au sens de déplacement du train (Figure 2-2c). Celles-ci présentent parfois des zones bleuies qui sont

significatives de la présence de glissements longitudinaux suffisamment élevés pour induire une augmentation locale de température dans le contact [NICO 02]. L'existence de ces glissements a été mise en évidence à l'échelle des premiers corps par **Grassie** [GRAS 96] dans des zones développant une telle usure ondulatoire. En présence d'humidité, les taux de glissement mesurés pouvaient atteindre 15 % sur une durée de plusieurs dizaines de secondes au cours des phases d'accélération des trains instrumentés. La présence conjointe de zones de bleuissement et de bandes parallèles à la surface des bosses est l'indicateur tribologique de la localisation des glissements décrits par **Grassie** à cet endroit. L'existence de tels glissements induit ici un accroissement significatif du débit d'usure longitudinal sur les bosses  $3^{\text{ème}} Q_{u \text{ Longi}}^{\text{bosse}}$ , qui devient alors supérieur à celui précédemment mis en évidence dans les creux.

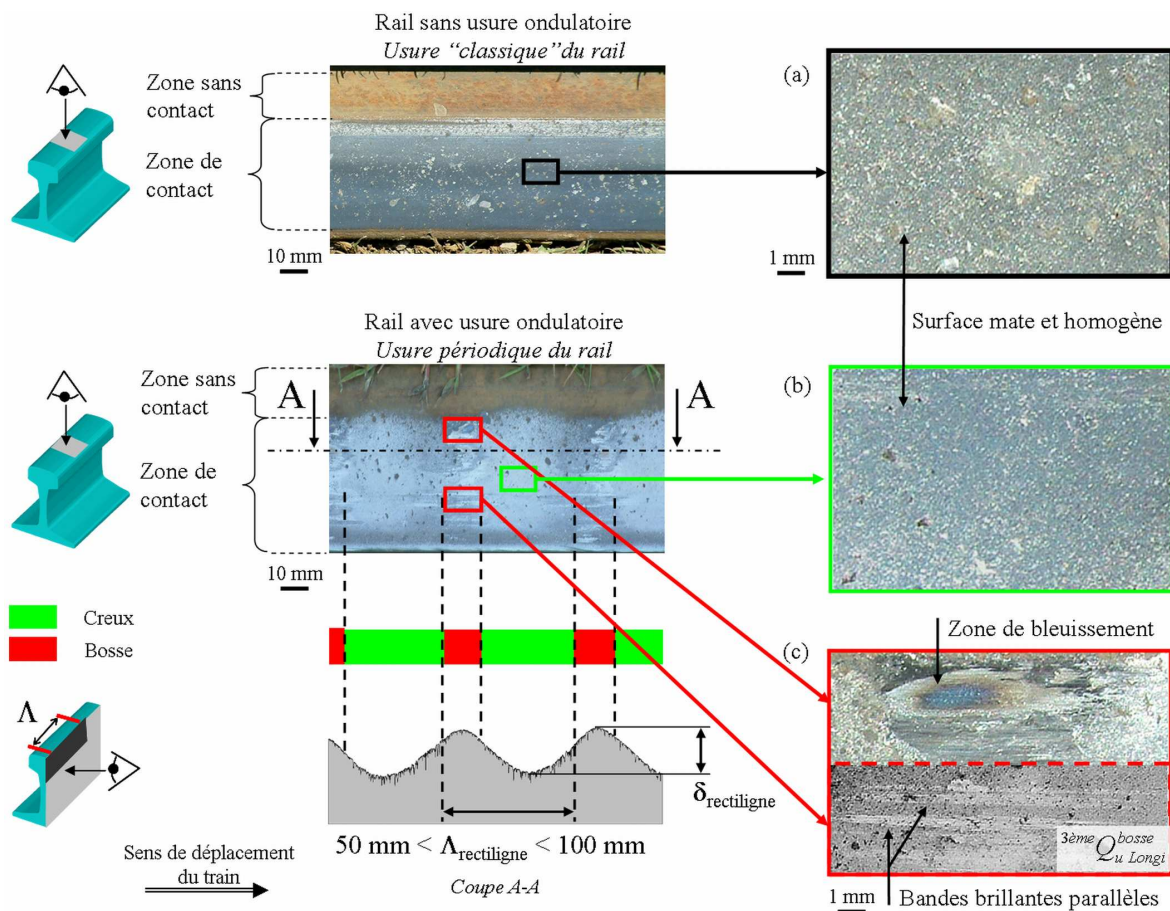


Figure 2-2. Morphologie surfacique de l'usure ondulatoire des voies rectilignes

D'après ces observations surfaciques, aucun glissement latéral pouvant induire une augmentation du débit d'usure latéral  $3^{\text{ème}} Q_{u \text{ Lat}}$  n'a pu être mis en évidence. Ainsi, l'usure ondulatoire des voies rectilignes semble être la conséquence d'une modulation du débit d'usure longitudinal entre les bosses  $3^{\text{ème}} Q_{u \text{ Longi}}^{\text{bosse}}$  et les creux  $3^{\text{ème}} Q_{u \text{ Longi}}^{\text{creux}}$ .

Afin de confirmer physiquement cette hypothèse, il est nécessaire de suivre l'évolution de la microstructure du matériau dans le volume du rail.



### I.1.3 Caractérisation volumique de l'usure ondulatoire

Pour des raisons techniques, il n'a pas été possible d'obtenir, pour analyse en laboratoire, un échantillon de rail présentant ce type d'usure ondulatoire. La caractérisation volumique de cette dernière ne se fera alors qu'au travers des résultats issus de la bibliographie.

Bien que cette usure soit très présente dans les transports urbains, aucune référence bibliographique traitant directement des conditions décrites au paragraphe I.1.1 (vitesse, charge à l'essieu) n'a pu être recensée. L'usure ondulatoire des voies rectilignes a certes été de nombreuses fois étudiée mais principalement dans le cas des transports interurbains [GRAS 96] [WILD 03] [HEIN 02] [NIEL 03a] dont les trains ont une charge à l'essieu comprise entre 10 et 20 tonnes, et une vitesse pouvant atteindre 250 km/h. Ces valeurs sont alors largement supérieures au cas des transports urbains (§ I.1.1). Cependant, une comparaison entre les morphologies surfaciques de l'usure ondulatoire issue de la bibliographie et celles de l'usure ondulatoire étudiée dans ce chapitre permet de mettre en évidence d'importantes similitudes (Figure 2–3).

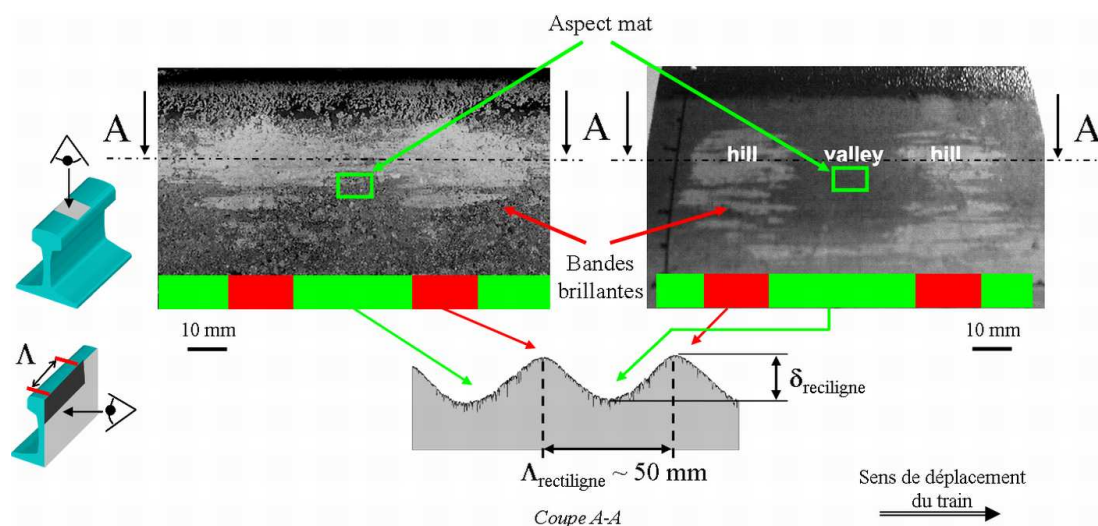


Figure 2–3. Usure ondulatoire étudiée dans cette partie (a) et usure ondulatoire issue des travaux de Wild [WILD 03] (b)

Tout d'abord, leurs longueurs d'ondes sont toutes deux comprises entre 30 et 100 mm, ce sont des usures ondulatoires dites à "ondes courtes". D'autre part, les creux ont un aspect mat proche de celui des zones de non-contact. Les bosses sont caractérisées par la présence, à leur surface, de bandes brillantes parallèles au sens de déplacement du train qui sont significatives d'écoulements longitudinaux importants.

Bien que la comparaison n'ait pu être poussée plus avant, les similitudes morphologiques entre les surfaces de ces deux usures ondulatoires sont suffisamment importantes pour que les résultats des études métallurgiques issues de la bibliographie [WILD 03] [HEIN 02] soient considérés comme applicables à l'usure ondulatoire étudiée au cours de cette partie. Les observations par les Microscopies Optique (**MO**) et Electronique à Balayage (**MEB**) de la microstructure volumique des creux et des bosses ainsi que les mesures de microdureté qui

seront présentées par la suite sont issues des travaux de **Wild** [WILD 03]. Cependant leur interprétation, et tout particulièrement la mise en évidence des débits de premiers et troisièmes corps, est tout à fait personnelle.

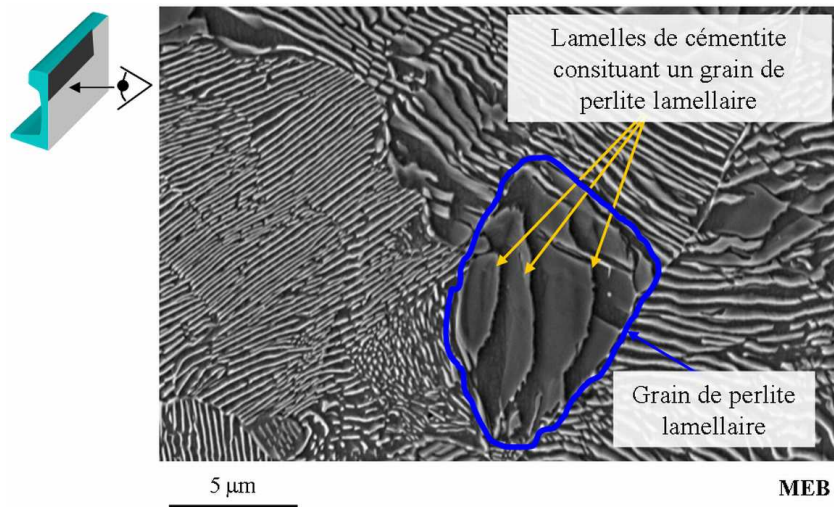


Figure 2–4. Perlite lamellaire attaquée au Nital et observée au MEB (image LaMCoS)

Afin de révéler la microstructure du matériau, **Wild** a réalisé une attaque chimique au Nital (acide Nitrique + Ethanol) de la surface des échantillons à observer. Les rails étudiés sont composés d'acier perlitique eutectoïde, similaire à celui présenté Figure 2–4, c'est-à-dire dont les grains sont formés par une alternance de lamelles parallèles de ferrite (fer  $\alpha$ , solution solide d'insertion de carbone dans le fer cubique centré) et de cémentite ( $\text{Fe}_3\text{C}$ , carbure de fer). Une telle attaque chimique permet alors de dissoudre les lamelles de ferrite, laissant seules apparentes les lamelles de cémentite. Les déformations de ces dernières sont finalement utilisées comme indicateurs de l'ampleur et de l'orientation des sollicitations mécaniques locales auxquelles est soumis le matériau (traction, compression, cisaillement...).

#### I.1.3.1 Morphologie volumique des creux

Bien que n'ayant pas révélé d'écoulements spécifiques de troisième corps à leur surface, l'évolution microstructurale du matériau dans le creux est étudiée. En effet, l'accommodation des mouvements relatifs entre deux premiers corps en contact peut également se faire dans leur volume, par exemple sous la forme d'écoulements plastiques orientés, formant ainsi des débits de premier corps <sup>1er</sup>  $Q$ . L'existence et la morphologie de tels débits ne pouvant pas être ici mises en évidence par de simples observations visuelles de leurs conséquences surfaciques, il est alors nécessaire de suivre l'évolution de la microstructure du matériau dans le volume du rail.

Tout d'abord, les mesures de microdureté effectuées aussi bien sur des coupes longitudinales (sens de déplacement du train) que transversales (Figure 2–5a) ne permettent pas de montrer de différence significative entre la dureté du matériau originel (entre 300 et 310  $\text{H}_V$ ) et celle des creux de l'usure ondulatoire (entre 295 et 310  $\text{H}_V$ ). Il ne semble donc pas

exister de changement de phase de l'acier suffisamment important pour entraîner une variation significative de sa dureté par rapport à celle du matériau originel. Dans le cas d'un acier, un tel changement de phase peut, par exemple, se traduire par la transformation de la perlite lamellaire du matériau originel en martensite, c'est-à-dire une solution solide d'insertion sursaturée de carbone dans le fer  $\gamma$  dont la dureté peut être supérieure à 800 Hv.

De telles mesures ne permettent cependant pas de déterminer l'évolution morphologique de la microstructure du matériau qui est pourtant nécessaire à la mise en évidence des débits de premiers corps. Des observations par microscopie électronique, capables de pallier ce manque, ont alors été effectuées.

La microstructure de matériau des creux a été fortement modifiée par rapport à celle du matériau originel (Figure 2-5b). D'une profondeur de 150  $\mu\text{m}$  jusqu'à la surface du rail, les lamelles de cémentite sont réorientées par déformation plastique d'un angle évoluant respectivement entre  $45^\circ$  et  $0^\circ$ , c'est-à-dire parallèle à la surface. Cette réorientation est mise en évidence indifféremment sur les coupes longitudinales et transversales des creux.

Les déformations plastiques longitudinales et transversales des lamelles de cémentite sont indicatrices de l'existence d'un écoulement plastique par cisaillement de la matière constituant les premiers corps : un "débit de premier corps" est ainsi identifié dans les creux de l'usure ondulatoire  ${}^{\text{1er}}Q^{\text{Creux}}$ . Celui-ci est constitué de deux composantes, une longitudinale  ${}^{\text{1er}}Q^{\text{Creux}}_{\text{Longi}}$  et une latérale  ${}^{\text{1er}}Q^{\text{Creux}}_{\text{Lat}}$  qui sont comparables. La mise en évidence d'un tel débit confirme que l'accommodation des mouvements relatifs peut aussi se faire au sein des deux premiers corps.

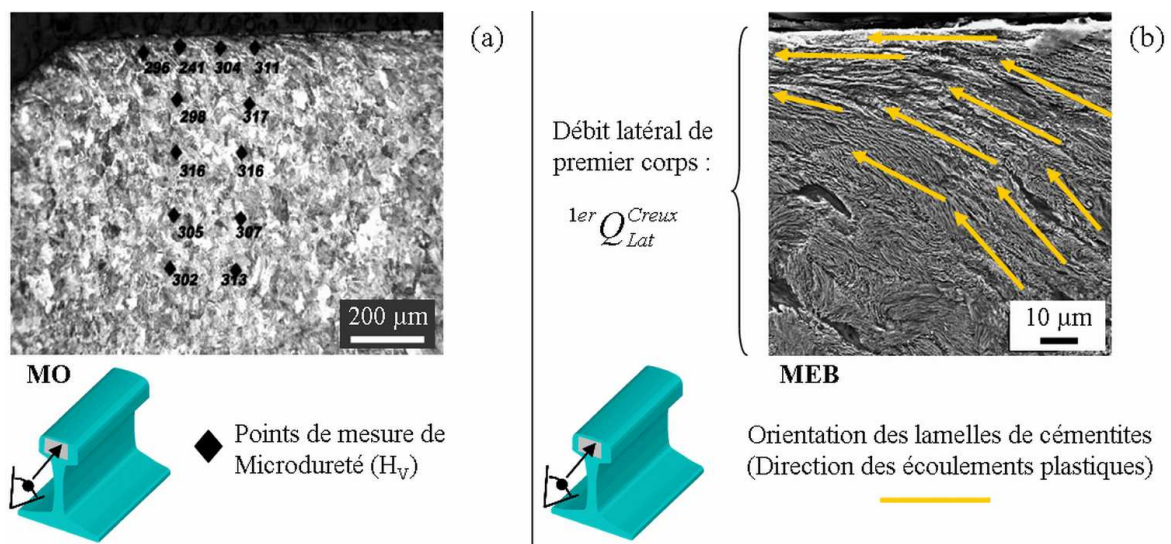


Figure 2-5. Mesure de microdureté volumique des creux (a) et débit de premier corps (b) [WILD 03]

### I.1.3.2 Morphologie volumique des bosses

Contrairement aux creux, les mesures de microdureté effectuées sur les coupes longitudinales et transversales des bosses (Figure 2-6a) révèlent une augmentation significative de la dureté du matériau. Au plus proche de la surface de contact, celle-ci peut en

effet être deux à trois fois plus élevée (entre 770 et 915  $H_V$ ) que celle du matériau originel (entre 300 et 310  $H_V$ ). Comme précisé au paragraphe précédent, cette augmentation peut caractériser de profonds changements dans la microstructure du matériau. Afin de les mettre en évidence, des observations par microscopie électronique sont de nouveau effectuées.

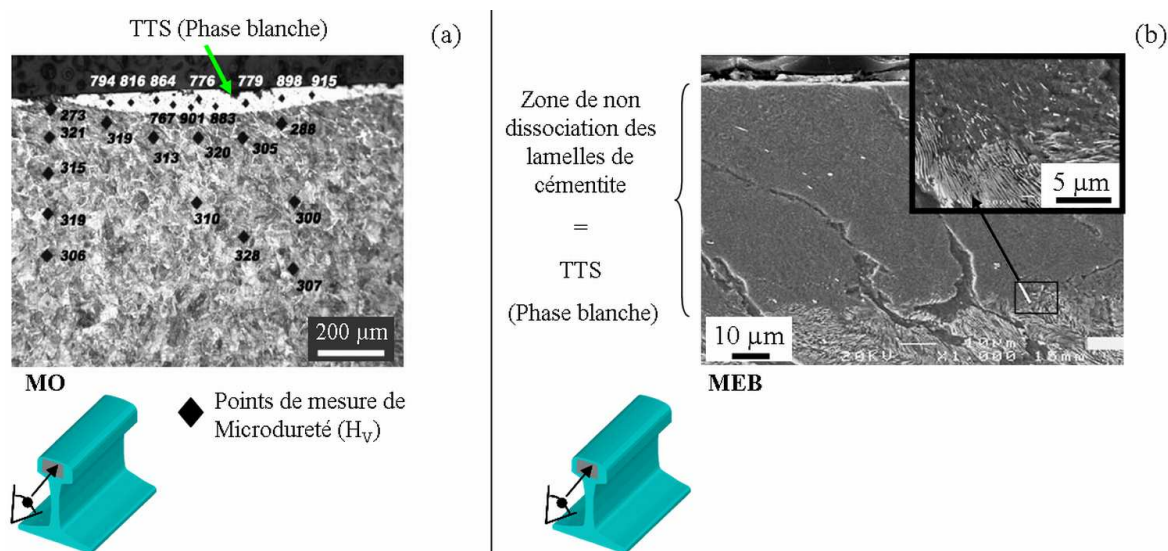


Figure 2–6. Mesure de microdureté volumique des bosses (a) et phases blanches (b) [WILD 03]

L'observation de la microstructure ne permet pas cette fois de mettre en évidence de réorientation significative des lamelles de cémentite. Aucun débit de premier corps  $1^{er} Q^{Bosses}$  ne peut ainsi être identifié au niveau des bosses. Cependant, dans les zones où la dureté est la plus élevée, les lamelles de cémentite ne sont plus dissociables les unes des autres (Figure 2–6b), même après attaque chimique au Nital. Ces zones d'apparence homogène, épaisses de 5 à 20  $\mu m$  et de dureté élevée sont des phases blanches [BERT 97]. Ces dernières sont appelées ainsi car, ne réagissant pas à l'attaque chimique, elles apparaissent blanches lorsqu'elles sont observées en microscopie optique. Usuellement, l'apparition de telles phases est attribuée à la transformation martensitique d'un acier suite à son refroidissement rapide après avoir été porté à une température supérieure à son seuil d'austénitisation (plus de 700  $^{\circ}C$  à pression atmosphérique). Or, la température dans un contact roue-rail atteint rarement plus de 400  $^{\circ}C$  [ERTZ 03]. Il n'est donc pas raisonnable d'attribuer le développement de ces phases blanches à la simple augmentation de température à la surface du rail. Cependant, il a été montré récemment [HAJM 05] que cette transformation microstructurale peut être obtenue à température ambiante si l'acier est soumis conjointement à des sollicitations de cisaillement élevées et à une pression de l'ordre de 1 GPa.

Dans le cas du contact roue-rail, la pression maximale au centre de l'ellipse de contact est effectivement souvent proche de 1 GPa [NICO 01] [AYAS 00]. De plus, les zones où se développent les phases blanches sont toujours corrélées avec les bandes brillantes présentes à la surface du rail dont il a été montré précédemment qu'elles sont significatives de glissements interfaciaux, et donc de contraintes de cisaillement, importants. Des conditions nécessaires à



la formation de phases blanches, appelées aussi Transformations Tribologiques Superficielles (TTS) [HAJM 05] [DESC 05] lorsque celles-ci apparaissent à la surface de contacts frottants, semblent donc être réunies sur les bosses.

## I.2. Circuit tribologique de l'usure ondulatoire établie à la surface du rail

Au travers des études tribologiques et métallurgiques des bosses et des creux, les débits principaux du circuit tribologique de l'usure ondulatoire, celle-ci étant déjà établie à la surface du rail, ont été mis en évidence (Figure 2–7). Les roues n'ayant pu être étudiées, les débits de premiers corps présentés ici ne sont donc caractéristiques que du côté rail, c'est-à-dire là où se développe l'usure ondulatoire. Cependant, les roues se déplaçant sur l'ensemble de la voie, elles sont sujettes à des conditions de contact beaucoup plus variées que le rail qui, étant fixe, subit des conditions de contact relativement reproductibles. L'étude des roues n'aurait finalement permis de déterminer que les débits moyens sur l'ensemble de la voie du côté roue et non les débits particuliers sur une bosse ou dans un creux de l'usure ondulatoire. De plus, les roues des transports urbains ferrés ne développent que rarement ce type d'usure.

Les creux sont caractérisés par des écoulements longitudinaux  $1^{er} Q_{Longi}^{Creux}$  et transversaux  $1^{er} Q_{Lat}^{Creux}$  des premiers corps. Les bosses sont le siège d'écoulements longitudinaux de troisième corps  $3^{ème} Q_{Longi}^{Bosse}$  prépondérants sur les autres écoulements de troisième et de premier corps.

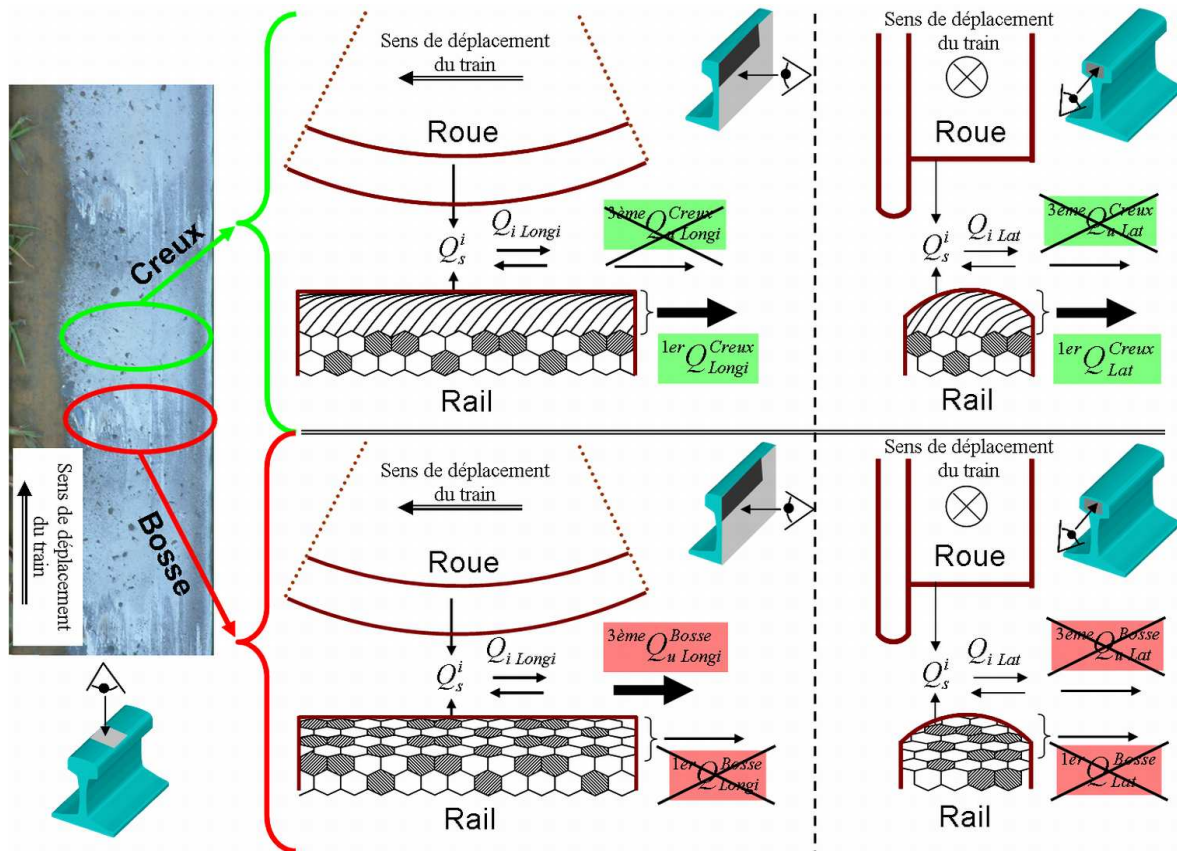


Figure 2–7. Principaux débits du circuit tribologique de l'usure ondulatoire établie à la surface du rail

Finalement, ce circuit tribologique n'est que le reflet du mécanisme de l'usure ondulatoire établie et non de celui conduisant à sa formation. A l'origine de l'activation des débits précédemment décrits, la dynamique locale du contact roue-rail peut en effet être perturbée par la géométrie présente à la surface du rail qui en est sa conséquence. S'affranchir de cette géométrie permettrait alors de mettre en évidence la dynamique locale et les débits initiaux ayant mené à la formation de cette géométrie. Pour ce faire, il est nécessaire d'instrumenter localement le contact dans une zone exempte d'usure ondulatoire mais prompte à en développer. L'instrumentation physique n'étant pas techniquement possible, un modèle numérique de contact roue-rail a alors été développé et utilisé pour pallier ce manque.

## **CHAPITRE II. APPROCHE NUMERIQUE DE LA DYNAMIQUE LOCALE DE CONTACT CONDUISANT A LA FORMATION D'USURE ONDULATOIRE**

Afin de déterminer la dynamique locale de contact responsable de la formation de l'usure ondulatoire des voies rectilignes, un modèle numérique de contact roue-rail sera choisi, précisé puis validé tant d'un point de vue mécanique que thermique. L'utilisation d'un protocole de simulation réaliste permettra ensuite de mettre en évidence des régimes d'instabilités dont les origines seront recherchées. La sensibilité paramétrique et les conséquences de tels régimes seront ensuite déterminées. Finalement leurs conséquences tribologiques seront évaluées en terme de déformations plastiques équivalentes et d'élévations de température dans le rail.

### **II.1. Modèle numérique 2D reproduisant la dynamique locale d'un contact roue-rail évoluant sur des voies rectilignes**

#### II.1.1 Choix d'une échelle de modélisation adaptée

Le choix d'un outil numérique dépend de l'échelle à laquelle le phénomène étudié doit être abordé. En effet, aucun code de calcul actuel n'est capable de modéliser l'ensemble du triplet tribologique, chacune de ses échelles doit encore être traitée indépendamment.

##### II.1.1.1 Des modèles à l'échelle macroscopique

L'échelle **macroscopique** est celle du mécanisme, c'est-à-dire celle des interactions globales entre la voie et le train. Cette échelle est principalement abordée au travers de modélisations multi-corps (Figure 2–8a) qui permettent de simuler le comportement dynamique global du train et de la voie sur de grandes distances avec des temps de calcul faibles. Cependant, ces codes de calcul, utilisant des roues et des rails rigides, ne peuvent déterminer les conditions locales de contact roue-rail : ils les reconstituent ! L'introduction d'artéfacts numériques est alors nécessaire à l'étude de phénomènes, tels que l'usure ondulatoire, prenant naissance dans ce contact (Partie 1 - § I.3.2.2.3).

### II.1.1.2 Des modèles à l'échelle mésoscopique

L'échelle **mésoscopique** est celle des premiers corps, c'est-à-dire celle des interactions locales entre la roue et le rail. Les modélisations quasi-statiques et dynamiques par éléments finis (Figure 2–8b) sont principalement utilisées pour décrire cette échelle car ils permettent d'accéder aux déformations des premiers corps et à la dynamique locale de contact. Ces outils numériques sont limités par la difficulté de prendre en compte d'une part, le comportement global du couple véhicule voie et d'autre part, la couche de troisième corps [LINC 05b]. L'usure ondulatoire étant un phénomène transitoire, l'approche quasi-statique ne peut donc pas convenir, il est alors nécessaire d'utiliser une approche dynamique mais qui est beaucoup plus coûteuse en temps de calculs.

### II.1.1.3 Des modèles à l'échelle microscopique

L'échelle **microscopique** est celle du troisième corps. La modélisation la plus performante du circuit tribologique de ce dernier est la modélisation granulaire (Figure 2–8c) [IORD 02] [FILL 04]. Cependant, au vu des temps de calculs prohibitifs, il n'est actuellement pas possible de modéliser les premiers corps dans leur intégralité par cette méthode. De plus, il n'est pas aisément possible de transposer à cette échelle les interactions avec le mécanisme.

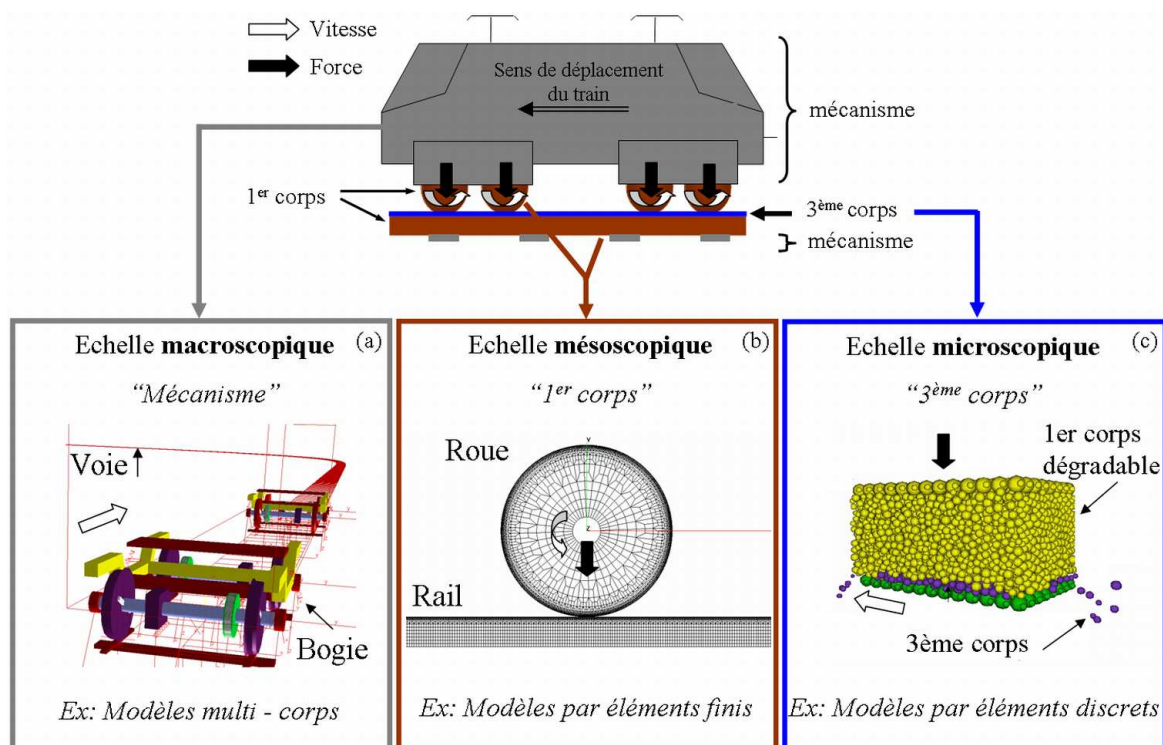


Figure 2–8. Les trois échelles de modélisation en dynamique ferroviaire

### II.1.1.4 Choix du modèle adapté au problème de l'usure ondulatoire

Très souvent, l'usure ondulatoire a été abordée avec des modèles multi-corps dont les algorithmes de résolution du contact roue-rail sont principalement issus des théories de Kalker

qui ne sont pas très bien adaptées à l'étude du présent phénomène. En effet, les conclusions précédentes (§ I.2) montrent qu'il est nécessaire, pour étudier le mécanisme de formation de cette usure, d'utiliser un modèle dynamique restant valable dans le cas de glissements importants et capable de prendre en compte les déformations plastiques des matériaux. Ne vérifiant pas les caractéristiques précédentes (Partie 1 - § I.3.2.2.3), les modèles basés sur les théories de Kalker ne seront donc pas retenus pour cette étude.

Bien que permettant de reproduire fidèlement le circuit tribologique du troisième corps, c'est-à-dire la dégradation des premiers corps et la circulation du troisième corps dans le contact, les modèles granulaires restent pour l'instant cantonnés à l'étude de cas simples (glissement unidirectionnel entre deux plans) sur des domaines de petite taille (quelques mm). Ils ne seront donc pas utilisables dans le cas de l'usure ondulatoire car, d'une part, la géométrie de contact est celle d'un cylindre roulant sur un plan et, d'autre part, l'amplitude du phénomène étudié est grande (quelques cm) devant la taille du domaine modélisable (quelques mm). Ce type de modèle ne sera alors pas retenu.

Permettant de déterminer la dynamique locale naturelle dans le contact roue-rail tout en tenant compte des propriétés mécaniques et thermiques des premiers corps ainsi que d'une partie du mécanisme, les modèles par éléments finis dynamiques semblent finalement être le meilleur compromis entre échelle de calcul et approche locale du phénomène. C'est donc cette catégorie de modèle, mis en œuvre dans le code de calcul *PlastD*, qui sera utilisée dans cette étude pour déterminer le mécanisme de formation de l'usure ondulatoire. Les principaux éléments du logiciel *PlastD*, tant sur le plan de la résolution mécanique que thermique du modèle, sont présentés dans l'Annexe n°1 de ce manuscrit.

## II.1.2 Modèle longitudinal 2D pour reproduire numériquement le mécanisme de formation de l'usure ondulatoire

### II.1.2.1 Description et définition du modèle 2D de contact roue-rail

Lorsqu'un train se déplace sur une voie rectiligne sans osciller latéralement, l'hypothèse consistant à négliger les glissements latéraux  $v_y$  et de spin  $v_z$  devant les glissements longitudinaux  $v_x$  peut être posée. Dans ces conditions, un modèle de contact roue-rail en 2 dimensions dans le plan (XZ) est alors suffisamment représentatif de la réalité (Figure 2-9).

Le rail est ici modélisé par un rectangle en acier (Tableau 2-1) de longueur 4 000 mm et de hauteur 150 mm. La surface opposée à celle de contact est en appui sur chacun de ses nœuds pour lesquels seul le déplacement selon l'axe X est autorisé. A ces mêmes nœuds est imposée une vitesse de translation linéaire  $V^{Rail}$  qui simule l'avance du train et qui reste maintenue constante durant tous les essais.

Les traverses, attaches et semelles élastomères... ne sont pas ici modélisées. Le rôle joué par ces éléments dans le mécanisme de formation de l'usure ondulatoire semble être plus celui d'un pondérateur que d'un déclencheur. En effet, des usures ondulatoires, souvent morphologiquement comparables, continuent de se développer à la surface des rails bien que



les caractéristiques (raideur, élasticité, masse...) des éléments de maintien du rail dans la voie soient variables d'un site à un autre.

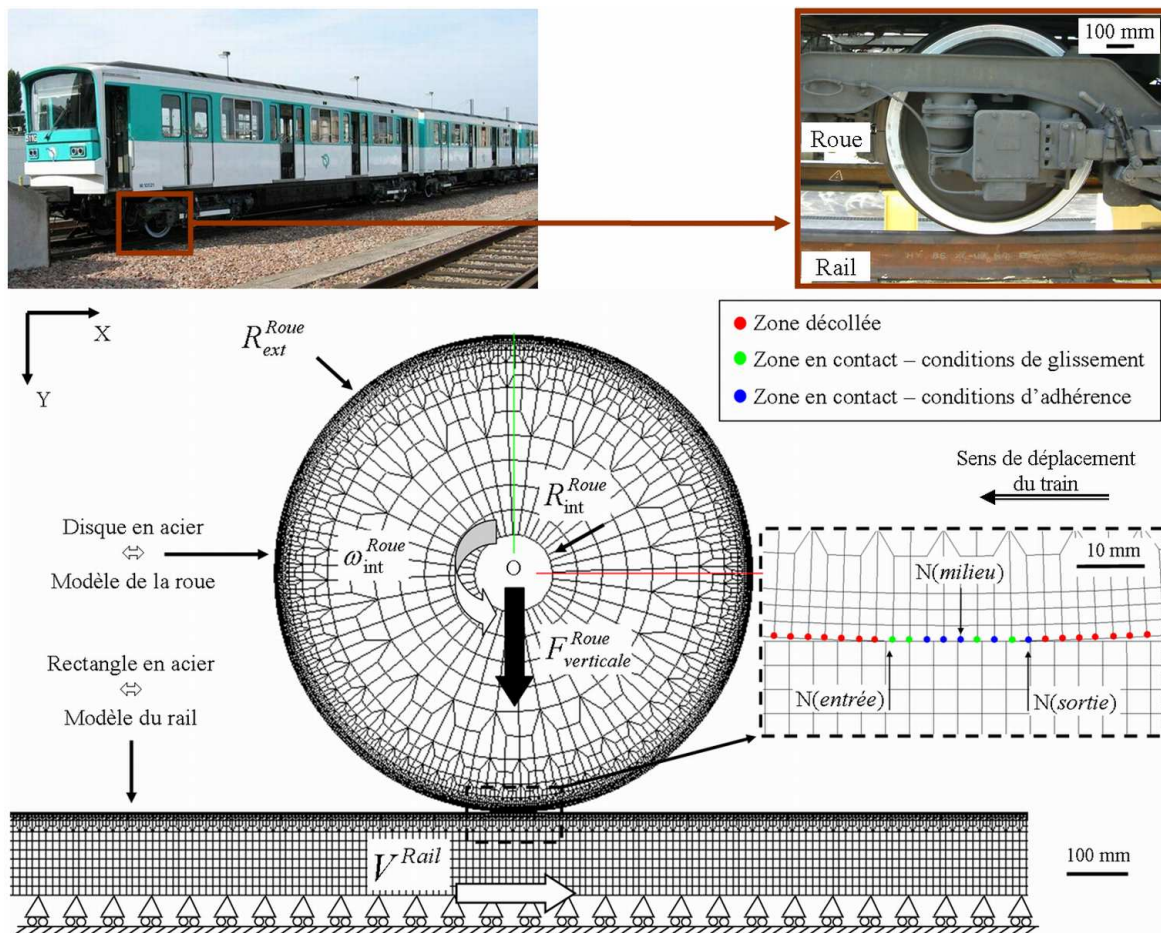


Figure 2-9. Modèle par éléments finis en 2-Dimensions du contact roue-rail longitudinal

La roue est modélisée par un disque en acier (Tableau 2-1) de rayon extérieur  $R_{ext}^{Roue}$  égal à 430 mm et de rayon intérieur  $R_{int}^{Roue}$  égal à 70 mm. Ces valeurs correspondent à l'échelle 1:1 par rapport aux roues réelles de métros et tramways couramment exploités en France. La vitesse de rotation de la roue  $\omega_{int}^{Roue}$  est imposée aux nœuds situés uniquement à l'intérieur de la roue, c'est-à-dire sur le rayon  $R_{int}^{Roue}$ . Afin de simuler les masses verticales subies par la roue ( $[masse \text{ du train} + masse \text{ des voyageurs}] / [\text{nombre de roues du train}]$ ), une force  $F_{verticale}^{Roue}$  est appliquée selon l'axe OZ au centre de la roue (O), techniquement aux nœuds situés sur le rayon  $R_{int}^{Roue}$ . Celle-ci est maintenue constante tout au long des simulations qui seront présentées dans cette étude.

Précédemment, l'introduction de rugosités à la surface du rail permettait d'induire artificiellement des fluctuations des forces dans le contact roue-rail [MULL 00] [NIEL 03b] [ANDE 04]. Se transmettant à l'ensemble du mécanisme, ces fluctuations avaient pour conséquence d'exciter l'un des modes libres du système véhicule-voie. Ce mode était alors

considéré comme le *mécanisme de fixation de la longueur d'onde* de l'usure ondulatoire (Partie 1 - § I.3.2.2.3). Cependant, si ces rugosités sont effectivement à l'origine de la formation de l'usure ondulatoire, alors pourquoi celle-ci n'est-elle pas présente sur l'intégralité des rails d'une voie qui en développe localement ? D'autre part, l'opération de meulage induit la formation de nouvelles rugosités de longueurs d'ondes et de morphologies différentes de celles initialement présentes à la surface du rail ; pourtant l'usure ondulatoire continue à se développer au même endroit et avec les mêmes caractéristiques morphologiques ! Il apparaît donc évident que les rugosités présentes à la surface de la roue et du rail ne peuvent être seules à l'origine de l'usure ondulatoire même si elles peuvent contribuer à son développement. Ainsi, contrairement aux études antérieures, les surfaces de la roue et du rail du modèle de contact présenté dans ces travaux seront toujours complètement lisses au début de chaque simulation.

1er corps Caractéristiques	Roue	Rail
Module d'Young	205 000 MPa	205 000 MPa
Coefficient de Poisson	0.3	0.3
Masse volumique	7 800 kg / m <sup>3</sup>	7 800 kg / m <sup>3</sup>
Dimensions	Rayon intérieur $R_{ext}^{Roue} = 70$ mm Rayon extérieur $R_{int}^{Roue} = 430$ mm	Longueur = 4 000 mm Hauteur = 150 mm

Tableau 2-1. Dimensions et propriétés mécaniques permanentes de la roue et du rail

### II.1.2.2 Des outils d'investigation des conditions locales de contact

L'utilisation d'une méthode de résolution dynamique par éléments finis permet de suivre l'évolution temporelle locale de nombreuses grandeurs physiques en tout nœud se déplaçant dans le contact. Ainsi, trois d'entre elles seront suivies temporellement pour mettre en évidence la dynamique locale de contact.

Tout d'abord, trois statuts géométriques des nœuds des surfaces potentiellement en contact sont définis [LINC 03] [BAIL 05] (Figure 2-9). Le statut de décollement (noté ●) est attribué aux nœuds qui ne sont plus en contact. Les statuts d'adhérence (noté ●) et de glissement (noté ●) sont attribués aux nœuds qui sont en contact. Le premier correspond aux nœuds dont la vitesse d'avance est identique à la vitesse de la surface sur laquelle ils se déplacent. Le second est attribué aux nœuds dont la vitesse d'avance est supérieure ou inférieure à la vitesse de la surface de contact. La vitesse de glissement en chaque nœud  $N(i)$  du contact est notée  $V_{glissement}^{N(i)}$ .

Ensuite, l'évolution temporelle de la force tangentielle locale  $F_{tang}^{N(i)}$  est suivie en chaque nœud  $N(i)$  du contact. Leur somme (Eq. 2-1) peut alors s'apparenter à la force tangentielle

globale  $F_{\text{tang}}^G$  calculée par les théories classiques du contact roulant présentées au cours de la partie précédente (Partie 1 - § I.3.2.2).

$$F_{\text{tang}}^G = \sum_i F_{\text{tang}}^{N(i)} \quad (\text{Eq. 2-1})$$

Afin de déterminer si les phénomènes mis en évidence sont des candidats potentiels à l'activation de l'un des débits du circuit tribologique, il est opportun de calculer la puissance locale dissipée par frottement  $P_f^{N(i)}$  qui est définie par :

$$P_f^{N(i)} = \sigma_{\text{cisaillement}}^{N(i)} S_{\text{contact}}^{N(i)} V_{\text{glissement}}^{N(i)} = F_{\text{tang}}^{N(i)} V_{\text{glissement}}^{N(i)} \quad (\text{Eq. 2-2})$$

avec :

$S_{\text{contact}}^{N(i)}$  : la surface élémentaire en chaque noeud  $N(i)$ , produit de l'épaisseur unitaire du modèle 2D avec l'espacement entre deux noeuds dans le contact, mm,

$\sigma_{\text{cisaillement}}^{N(i)}$  : la contrainte de cisaillement sur la surface élémentaire  $S_{\text{contact}}^{N(i)}$  en chaque noeud définie par  $\sigma_{\text{cisaillement}}^{N(i)} = \frac{F_{\text{tang}}^{N(i)}}{S_{\text{contact}}^{N(i)}}$ , MPa.

La somme à chaque instant  $t$  des puissances locales dissipées par frottement  $P_f^{N(i)}$  est équivalente à la puissance globale dissipée par frottement  $P_f^G$  calculée classiquement [ANDE 04] [NIEL 03b].

$$P_f^G = F_{\text{tang}}^G V_{\text{glissement}}^G = \sum_i P_f^{N(i)} \quad (\text{Eq. 2-3})$$

avec :

$V_{\text{glissement}}^G$  : la vitesse de glissement globale, c'est-à-dire la différence de vitesse imposée globalement aux deux corps en contact, m/sec.

### II.1.2.3 Protocole de simulation et réalité

Sur les voies rectilignes des transports urbains, l'usure ondulatoire est principalement mise en évidence dans des zones d'accélération ou de décélération (§ I.1.1). L'utilisation très courante d'anti-enrayeurs (en traction ou en freinage) permet de réguler, dans ces conditions, le taux de glissement global  $\Gamma^G$  (Eq. 2-4) entre la roue et le rail en le limitant à moins de 10 %. Cependant, aucune régulation ne sera effectuée si des variations rapides de vitesse de l'essieu surviennent en dessous de cette valeur.

$$\Gamma^G = \frac{|R_{\text{ext}}^{\text{Roue}} \omega_{\text{int}}^{\text{Roue}} - V^{\text{Rail}}|}{|V^{\text{Rail}}|} \quad (\text{Eq. 2-4})$$

Pourtant, de nombreuses causes peuvent induire de telles fluctuations. Tout d'abord, l'évolution par paliers de la régulation de tension du moteur de traction peut induire des variations de la vitesse de rotation des essieux qui lui sont reliés. La fréquence de ces

variations est alors comprise, selon les technologies, entre 300 et 1 000 Hz. D'autre part, les oscillations latérales naturelles du train (mouvement de Klingel [AYAS 00]) peuvent venir mettre en contact le boudin d'une roue avec la joue active d'un rail. Un réfrènement de l'essieu peut alors survenir et se répercuter sur la roue opposée. En 1948, **di Tarsa** [ALIA 87] exprimait déjà cette hypothèse : "*chaque choc de boudin contre l'un ou l'autre des rails provoque un freinage local. L'essieu restitue alors l'énergie emmagasinée en provoquant un glissement lorsque la force de rappel de torsion axiale est supérieure au frottement local*". De plus, la compensation d'un taux de glissement global supérieur à 10 % grâce à l'anti-enrayeur induit une variation brusque (quelques dizaines de millisecondes) du couple appliqué à la roue et donc de sa vitesse. Etc.... Finalement, toute condition pouvant entraîner une perturbation rapide de la vitesse de la roue est considérée comme une candidate possible en tant que mécanisme précurseur à la formation de l'usure ondulatoire.

Le protocole de simulation proposé a ici pour objectif de mettre en évidence l'évolution temporelle des conditions locales de contact lorsque des variations rapides de la vitesse de la roue  $\omega_{\text{int}}^{\text{Roue}}$  sont imposées en son centre ( $R = R_{\text{int}}^{\text{Roue}}$ ). Ces simulations se déroulent selon deux étapes (Figure 2–10) : la première a pour objectif de reproduire des conditions imposées de roulement sans glissement ( $\Gamma_{\text{imposé}}^G = 0\%$ ) tandis que la seconde a pour but de reproduire des conditions imposées de roulement avec glissement ( $\Gamma_{\text{imposé}}^G \neq 0\%$ ).

Au début de la première étape ( $t = t_0$ ), c'est-à-dire au début de la simulation, la roue tourne autour de son centre (O) avec une vitesse périphérique ( $R = R_{\text{ext}}^{\text{Roue}}$ ) identique à la vitesse d'avance du rail  $V^{\text{Rail}} = R_{\text{ext}}^{\text{Roue}} \omega_{\text{int}}^{\text{Roue}} = 17 \text{ m/sec}$  mais il n'y a pas encore contact entre les deux solides. Puis pour  $t \in [t_0, t_1[$ , une force normale  $F_{\text{verticale}}^{\text{Roue}}$  est imposée progressivement au centre de la roue selon l'axe vertical OZ jusqu'à atteindre une valeur seuil définie au début de la simulation et qui représente les masses verticales subies par la roue (§ II.1.2.1). L'application de cette force a pour conséquence la mise en contact de la roue et du rail. Cette phase étant transitoire, des effets dynamiques (par exemple : des fluctuations de la force tangentielle) peuvent alors apparaître dans le contact et ainsi perturber la seconde étape. Pour supprimer ce phénomène, les conditions précédentes de roulement sans glissement avec charge normale appliquée sont maintenues constantes durant un temps fixé  $t \in [t_1, t_2[$  appelé *temps de relaxation*. Une étude de la convergence du modèle au travers de son *temps de relaxation* sera présentée ultérieurement (§ II.1.3.1.2). A la fin de cette étape ( $t = t_2$ ), il n'existe pas de glissement dans le contact, la force tangentielle globale  $F_{\text{tang}}^G$  ainsi que la puissance globale dissipée par frottement  $P_f^G$  sont nulles : la roue roule sans glisser sur le rail ( $\Gamma_{\text{imposé}}^G = 0\%$ ).

Au début de la seconde étape ( $t = t_2$ ), la vitesse de rotation imposée au centre de la roue  $\omega_{\text{int}}^{\text{Roue}}$  est rapidement augmentée ( $t \in ]t_2, t_3[$ ) pour atteindre une vitesse maximale prédéfinie. Des conditions globales de roulement avec glissement ( $\Gamma_{\text{imposé}}^G \neq 0\%$ ) sont ainsi imposées aux

deux corps en contact. Ensuite, la nouvelle vitesse de rotation est maintenue constante pendant un temps fixé ( $t \in [t_3, t_4]$ ). Finalement, elle est diminuée aussi rapidement ( $t \in [t_4, t_5]$ ) qu'elle avait été augmentée pour revenir ( $t > t_5$ ) à des conditions imposées de roulement sans glissement ( $\Gamma_{imposé}^G = 0\%$ ). Il est important de noter que les solides en contact sont laissés libre de réagir aux variations de vitesse imposées au centre de la roue.

Par la suite, le temps mis pour augmenter ( $t_2 - t_3$ ) ou diminuer ( $t_4 - t_5$ ) la vitesse  $\omega_{int}^{Roue}$  sera noté  $\Delta t_{app}$ .

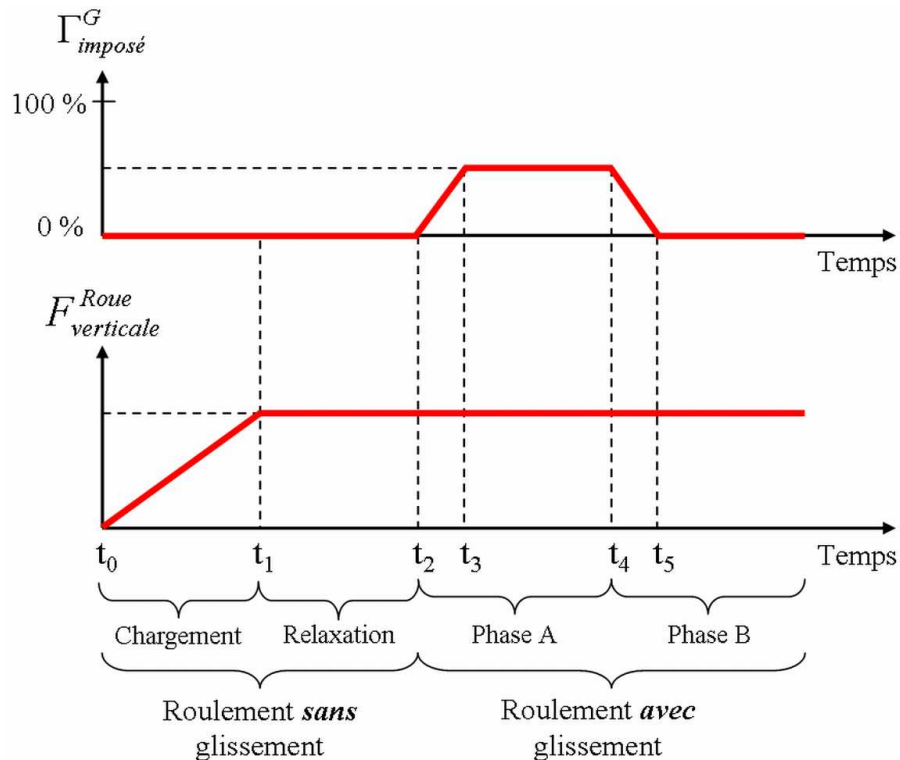


Figure 2–10. Protocole de simulation

### II.1.3 Validation des modèles thermique et mécanique

Avant d'étudier l'évolution de la dynamique locale du contact roue-rail suivant le protocole décrit précédemment, le modèle de contact roue-rail et le protocole de simulation associé nécessitent d'être validés tant du point de vue mécanique que du point de vue thermique.

#### II.1.3.1 Validations du modèle mécanique

##### II.1.3.1.1 Validation du maillage

Comme tous les modèles basés sur une discrétisation par éléments finis, l'influence de la taille des éléments sur l'évolution de grandeurs caractéristiques du système doit être évaluée afin de déterminer le meilleur compromis entre précisions des résultats et temps de calculs.

Eléments Maillages	Nombre total sur l'ensemble du modèle (Roue + Rail)	Taille dans les zones potentielles de contact (mm)
M1	4 404	7 x 7
M2	11 716	3 x 3
M3	15 882	2 x 2
M4	30 626	1 x 1

Tableau 2-2. Caractéristiques des maillages M1, M2, M3 et M4

Ainsi, les performances de trois maillages (M1, M2 et M3 - Tableau 2-2) sont déterminées (Tableau 2-3) en calculant l'erreur relative entre les résultats des simulations utilisant les trois maillages précédents et ceux d'une simulation utilisant des mailles encore plus petites (M4 - Tableau 2-2). Extraites des simulations dans l'intervalle  $t \in [t_3, t_4[$ , les grandeurs physiques utilisées pour ce calcul sont la taille du contact roue-rail, la valeur maximale de la puissance globale dissipée par frottement  $P_f^G$ , la valeur maximale de la force tangentielle globale  $F_{tang}^G$  ainsi que la fréquence  $f$  des régimes d'instabilités qui seront présentées paragraphe II.2.1.

Maillages	M1 – M4	M2 – M4	M3 – M4
Grandeurs physiques			
Fréquence des régimes d'instabilités, $f$	0 %	0 %	0 %
Maximum de la force tangentielle globale, $F_{tang}^G$	5 %	4 %	3 %
Maximum de la puissance globale dissipée par frottement, $P_f^G$	1 183 %	18 %	2 %
Taille du contact	36 %	17 %	4 %

Tableau 2-3. Erreur relative entre différents maillages (M1, M2 et M3) et un maillage plus fin (M4)

L'influence de la taille de maille est particulièrement mise en évidence sur le calcul de la puissance maximale globale dissipée par frottement dont l'erreur relative varie entre 1 183 % et 1.9 % respectivement pour les maillages M1 et M3. Le maillage M3 induisant une erreur relative inférieure à 4 % est finalement le meilleur compromis entre précision et temps de calcul.

#### II.1.3.1.2 Validation du temps de stabilisation

La mise en contact de la roue et du rail par l'augmentation de la charge normale appliquée au centre de la roue induit des perturbations dynamiques à l'échelle du contact pouvant gêner le bon déroulement de la seconde étape de la simulation. Un temps de relaxation ( $t \in [t_1, t_2[$ )

est alors défini (§ II.1.2.3) pour permettre au système d'amortir naturellement ces perturbations. Les temps de calcul étant importants, un temps optimal de relaxation doit être défini. Comme précédemment, la convergence du modèle est évaluée en comparant les résultats obtenus pour des simulations pour différents temps de relaxation (T1, T2, T3 et T4) avec ceux obtenus pour un temps de relaxation plus important (T5). Les grandeurs physiques rentrant dans le calcul d'erreur relative sont les mêmes que précédemment (§ II.1.3.1.1). Les résultats sont regroupés Tableau 2-4.

Temps de relaxation Grandeurs physiques	T1 – T5	T2 – T5	T3 – T5	T4 – T5
Fréquence des régimes d'instabilités, $f$	0 %	0 %	0 %	0 %
Maximum de la force tangentielle globale, $F_{\text{tang}}^G$	6 %	2 %	1 %	0.3 %
Maximum de la puissance globale dissipée par frottement, $P_f^G$	5 %	5 %	4 %	1 %

Tableau 2-4. Erreur relative entre différents temps de relaxation (T1, T2, T3 et T4) et un temps plus long (T5)

Encore une fois l'erreur la plus importante est mise en évidence par le calcul de la puissance globale dissipée par frottement dont l'erreur varie entre 5.4 % et 1.1 % pour respectivement T1 et T4. Même si l'erreur relative d'environ 5 %, calculée pour T1, T2 et T3, met en évidence une bonne convergence des résultats, le temps de relaxation T4 sera choisi pour la suite de l'étude. En effet, choisir T4 permet de certifier que les résultats des simulations en conditions de roulement avec glissement ne seront pas une conséquence de la mise en contact initiale de la roue et du rail.

### II.1.3.2 Validations du modèle thermique

Pour obtenir une indépendance suffisante de la température calculée par rapport à la taille des éléments dans le contact, le module thermique du logiciel *PlastD* nécessite des éléments de plus petite taille que ceux utilisés avec le module mécanique [LINC 05c]. Ceci est tout particulièrement vrai selon l'axe de diffusion de la chaleur dans le massif (OZ). Il est donc nécessaire de définir un nouveau maillage.

Seule la répartition de température dans le rail étant souhaitée, la roue conservera le même maillage que celui utilisé dans le modèle mécanique, c'est-à-dire des éléments carrés de 2 mm de côté dans les zones potentielles de contact. Il est important de préciser que la différence de maillage entre la roue et le rail n'a pas d'influence sur la répartition de température dans le rail. En effet, le coefficient de partage de la chaleur entre les deux solides en contact étant égal à 1, la moitié du flux de chaleur est alors attribuée à la roue et l'autre moitié au rail. D'autre part, pour minimiser les temps de calcul accrus par l'utilisation du module thermique de *PlastD*, des éléments rectangulaires de taille 0.4 mm selon l'axe OX et 0.2 mm selon l'axe OZ sont définis dans les zones potentielles de contact du rail.

Afin de déterminer les performances du maillage thermique, une comparaison est faite entre les résultats issus des simulations avec **PlastD** et ceux issus de la méthode analytique développée récemment par **Ertz** et **Knothe** [ERTZ 02] [ERTZ 03]. Cette dernière permet de déterminer la répartition de température dans un contact roue-rail soumis à des conditions globales constantes de glissement imposé ( $\Gamma_{imposé}^G \neq 0\%$ ). Les deux méthodes analytiques et numériques seront comparées en calculant la température maximale  $\Theta_{max}$  dans le contact.

### II.1.3.2.1 Détermination analytique de la température maximale dans le contact

Dans la méthode de **Ertz** et **Knothe**, il est tout d'abord nécessaire de déterminer la pression maximale de Hertz,  $Ph$  (§ I.1.3.2.1.1). Dans le cas d'un contact en 2-dimensions (Figure 2–11), celle-ci s'exprime par :

$$Ph = \frac{3 F_{Verticale}^{Roue}}{2 \pi a b^*} \quad (\text{Eq. 2-5})$$

avec :

$a$  : la demi-longueur du contact selon l'axe OX, en mm,

$b^*$  : l'épaisseur unitaire du modèle en 2-dimensions,  $b^* = 1mm$ .

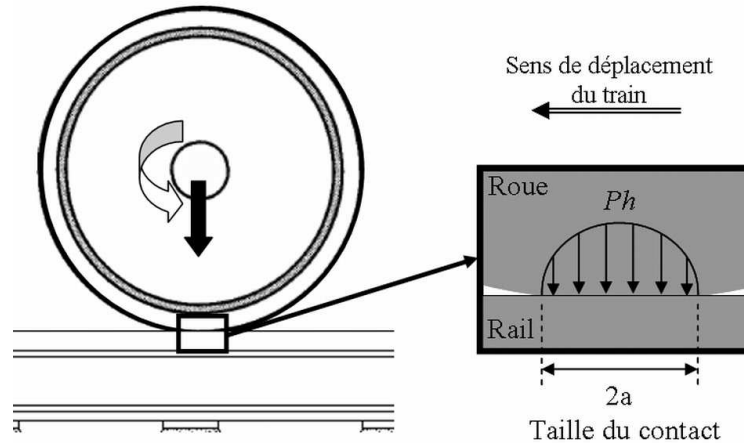


Figure 2–11. Répartition de pression  $Ph$  dans un contact roue-rail en 2D selon la théorie de Hertz

La température maximale, qui est atteinte à la sortie du contact, est alors déterminée par :

$$\Theta_{max} = 1.253 \frac{\varepsilon \mu \nu P_0}{\beta} \sqrt{\frac{a}{\beta}} \quad \text{avec} \quad \nu = V^{Rail} \Gamma_{imposé}^G \quad (\text{Eq. 2-6})$$

avec :

$\varepsilon$  : la chaleur spécifique, en J/kg/K.

$k$  : la conductivité thermique, en W/m/K,

$\beta$  : l'effusivité thermique,  $\beta = \sqrt{k \rho c}$ , en  $W.s^{0.5}/K.m^2$ ,

$\mu$  : le coefficient de frottement.



## II.1.3.2.2 Comparaison entre modèle numérique et modèle analytique

Afin de valider le modèle thermique proposé dans cette étude, un exemple de calcul de température maximale dans le contact en conditions stables de roulement avec glissement imposé est résolu analytiquement (méthode de **Ertz** et **Knothe**) et numériquement (calculs dynamiques par éléments finis, **PlastD**). Les paramètres de cet exemple sont regroupés Tableau 2-5.

Force verticale appliquée au centre de la roue, $F_{\text{verticale}}^{\text{Roue}}$	8 000 N
Taux de glissement global imposé, $\Gamma_{\text{imposé}}^G$	6 % $\Leftrightarrow$ 1m/sec
Coefficient de frottement, $\mu$	0.3
Temps d'application du taux de glissement, $\Delta t_{\text{app}}$	$0.1 \cdot 10^{-3}$ sec
Chaleur spécifique, $c$	450 J/kg/K
Conductivité thermique, $k$	50 W/m/K
Coefficient de partage de la chaleur entre les deux solide	1
Effusivité thermique, $\beta$	$1 \text{ W} \cdot \text{s}^{0.5} / \text{K} \cdot \text{m}^2$

Tableau 2-5. Paramètres de simulation communs aux méthodes analytiques et numériques

Tout d'abord, la température maximale dans le contact calculée par la méthode analytique est  $\Theta_{\text{max}}^{\text{ref}} = 169^\circ\text{C}$  et celle calculée avec le module thermique de **PlastD** est  $\Theta_{\text{max}}^{\text{PlastD}} = 154^\circ\text{C}$ . L'erreur relative est alors inférieure à 9 %. Afin de réduire cette erreur, l'utilisation d'un maillage encore plus fin serait nécessaire. Cependant, ceci aurait pour conséquence une augmentation importante des temps de calcul, qui sont déjà supérieurs à 100 heures par simulation, pour un gain relativement faible.

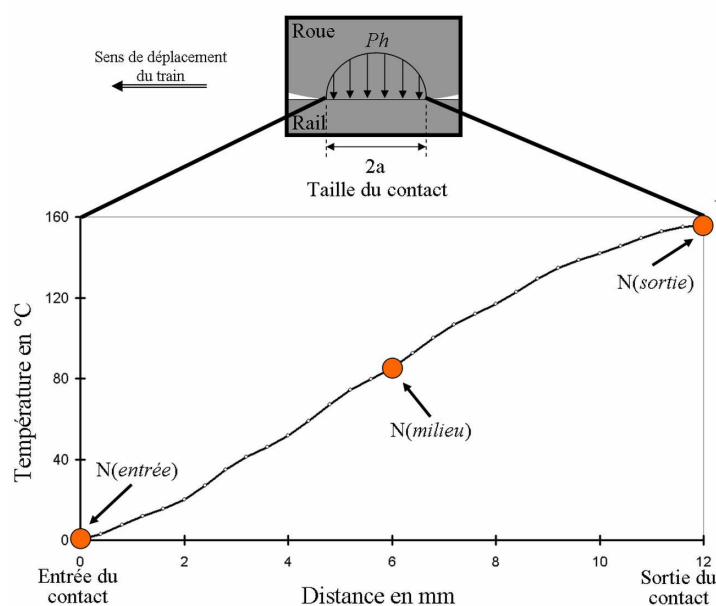


Figure 2-12. Répartition de température dans le contact roue-rail

$$(F_{\text{verticale}}^{\text{Roue}} = 8 \text{ kN}, \Gamma_{\text{imposé}}^G = 6 \%, \Delta t_{\text{app}} = 0.1 \text{ ms}, \mu = 0.3, V^{\text{Rail}} = 17 \text{ m} \cdot \text{sec}^{-1})$$

Le second point de comparaison se réfère à la localisation de la température maximale dans le contact. Avec la méthode analytique de **Ertz** et **Knothe**, celle-ci est atteinte en sortie du contact, c'est-à-dire là où les vitesses de glissement sont les plus élevées. La répartition de température dans le contact calculée avec **PlastD** (Figure 2–12) donne exactement les mêmes résultats qu'avec la méthode précédente : la température maximale est bien atteinte à la sortie du contact roue-rail lorsque celui-ci est soumis à des conditions stables de roulement avec glissement imposé.

En conclusion, tant sur le plan mécanique que thermique, le modèle en 2-dimensions par éléments finis de contact roue-rail proposé dans ce chapitre est validé. Celui-ci sera donc utilisé pour mettre en évidence l'évolution de la dynamique locale dans le contact roue-rail lorsque la vitesse appliquée au centre de la roue  $\omega_{\text{int}}^{\text{Roue}}$  sera rapidement modifiée pour simuler, par exemple, l'accélération d'un train.

## **II.2. Des régimes d'instabilités longitudinaux, origines potentielles de l'usure ondulatoire des voies rectilignes**

Afin de faciliter la mise en évidence de la dynamique locale dans le contact roue-rail, consécutive de la mise en œuvre du protocole défini au paragraphe II.1.2.3, une simulation de référence sera effectuée sur la base de conditions légèrement exacerbées par rapport à la réalité des transports urbains.

Ne consistant qu'à atteindre des conditions de roulement sans glissement dans le contact, la première étape du protocole précédent ne sera pas examinée. Au cours de la seconde étape, deux régimes d'instabilités, c'est-à-dire des fluctuations périodiques persistantes de grandeurs physiques (forces, contraintes, vitesses de glissement...) dans le contact, seront mis en évidence et caractérisés. Le mécanisme conduisant à leur naissance sera alors recherché. L'influence de différents paramètres (coefficient de frottement, force normale...) sur ces régimes d'instabilités sera ensuite déterminée au cours d'une étude paramétrique. Celle-ci montrera par ailleurs que ces régimes d'instabilités perdurent dans le cas de simulations aux conditions représentatives de la réalité des transports urbains ferrés. Dans ce dernier cas, les conséquences de tels régimes seront évaluées du double point de vue mécanique et thermique.

### **II.2.1 Deux régimes d'instabilités**

Afin de mettre en évidence les régimes d'instabilités, une simulation aux paramètres légèrement exacerbés par rapport à la réalité est étudiée. La force normale appliquée au centre de la roue ( $F_{\text{verticale}}^{\text{Roue}} = 25 \text{ kN}$ ) a été fixée pour que la demi-longueur du contact roue-rail  $a$  soit d'environ 10 mm, c'est-à-dire égale à la limite supérieure usuellement admise pour de tels contacts. La validation présentée paragraphe II.1.3 ayant été faite dans le cas le plus défavorable pour le modèle, c'est-à-dire une faible force normale ( $F_{\text{verticale}}^{\text{Roue}} = 8 \text{ kN}$ ) et donc un nombre de nœuds en contact minimum, l'accroissement de la force normale va avoir pour conséquence une augmentation du nombre de nœuds dans le contact et donc une diminution relative de l'influence du maillage sur les résultats : le modèle restera donc valide.

Le taux de glissement  $\Gamma_{imposé}^G$  est ici fixé à 20 % ce qui équivaut à imposer une vitesse relative globale élevée entre la roue et le rail de  $V^{Rail} - R_{ext}^{Roue} \omega_{int}^{Roue} = 3.4 m.sec^{-1}$  avec  $V^{Rail} = 17 m.sec^{-1}$ . L'augmentation de  $\omega_{int}^{Roue}$  nécessaire pour atteindre la valeur de  $\Gamma_{imposé}^G$  est imposée en  $\Delta t_{app} = 0.1 ms$ . Le coefficient de frottement  $\mu$  est fixé à la valeur classique de 0.3 pour un contact roue-rail fonctionnant sous atmosphère sèche.

### II.2.1.1 Description globale des deux régimes d'instabilités, approche temporelle

La seconde étape du protocole décrit précédemment peut être subdivisée selon deux phases élémentaires, la phase A pour  $t \in ]t_2, t_4[$  et la phase B pour  $t \geq t_4$ .

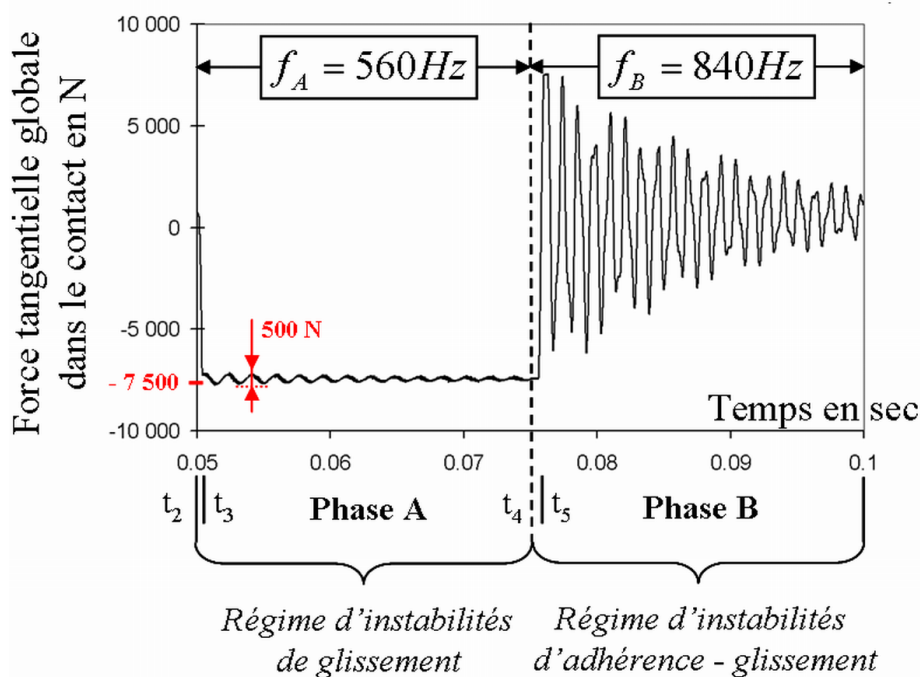


Figure 2–13. Evolution temporelle de la force tangentielle globale dans le contact pour ( $F_{verticale}^{Roue} = 25 kN$ ,  $\Gamma_{imposé}^G = 20 \%$ ,  $\Delta t_{app} = 0.1 ms$ ,  $\mu = 0.3$ ,  $V^{Rail} = 17 m.sec^{-1}$ )

Initialement  $t = t_2$ , la force tangentielle globale dans le contact  $F_{tang}^G$  est nulle, le contact est en condition de roulement sans glissement. Suite à l'augmentation rapide de  $\omega_{int}^{Roue}$  au début de la phase A ( $t \in ]t_2, t_3[$ ),  $F_{tang}^G$  (Figure 2–13) atteint la valeur limite fixée par la loi de Coulomb. Sachant que  $\mu = 0.3$  et  $F_{verticale}^{Roue} = 25 kN$ , cette limite est de 7.5 kN. Pour  $t \in [t_3, t_4[$ , bien que  $\omega_{int}^{Roue}$  soit maintenue constante,  $F_{tang}^G$  oscille périodiquement autour de sa limite à une fréquence fixe  $f_A = 560 Hz$ . L'amplitude des oscillations, d'environ 500 N, est relativement faible devant la valeur moyenne de  $F_{tang}^G$ . D'autre part, la mise en évidence de l'évolution du statut des nœuds dans le contact (Figure 2–14) montre que 100 % du contact est glissant : il ne comporte pas de zone d'adhérence ou de décollement.

Ces oscillations périodiques de fréquence fixe apparaissant dans un contact en glissement complet définissent alors un *régime d'instabilités de glissement*.

Au début de la phase B ( $t \in ]t_2, t_3[$ ), la décroissance rapide de  $\omega_{\text{int}}^{\text{Roue}}$  induit de fortes fluctuations de  $F_{\text{tang}}^G$  (Figure 2–13) même si celle-ci tend à revenir à une valeur nulle, caractéristique de conditions de roulement sans glissement dans le contact. Ces fluctuations sont de nouveau périodiques mais leur fréquence,  $f_B = 840\text{Hz}$ , est sensiblement plus élevée que précédemment. L'évolution du statut des nœuds dans le contact (Figure 2–14) montre que le contact n'est plus en glissement complet mais qu'il comporte une alternance de zones d'adhérence et de glissement.

Ces oscillations périodiques de fréquence fixe apparaissant dans un contact en adhérence-glissement définissent alors un *régime d'instabilités d'adhérence-glissement*.

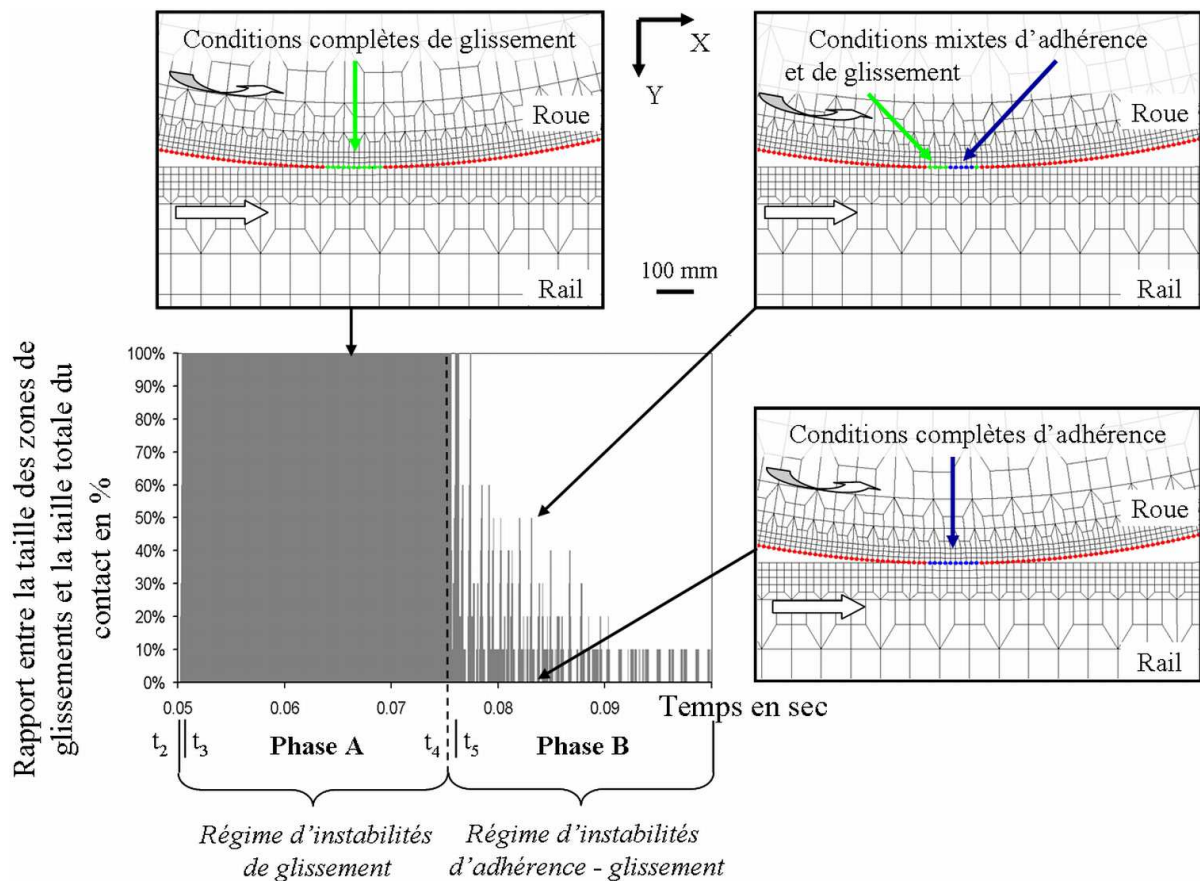


Figure 2–14. Evolution temporelle du rapport entre la taille des zones de glissements dans le contact et la taille totale du contact en pourcent

$$(F_{\text{verticale}}^{\text{Roue}} = 25 \text{ kN}, \Gamma_{\text{imposé}}^G = 20 \%, \Delta t_{\text{app}} = 0.1 \text{ ms}, \mu = 0.3, V^{\text{Rail}} = 17 \text{ m} \cdot \text{sec}^{-1})$$

L'étude de l'évolution de  $F_{\text{tang}}^G$  au cours du temps, a donc permis d'identifier deux *régimes d'instabilités*, l'un de *glissement* et l'autre d'*adhérence-glissement*. C'est dans ce dernier cas que les oscillations de  $F_{\text{tang}}^G$  sont de plus fortes amplitudes. Présentant une alternance périodique de zones d'adhérence et de glissement dans le contact, ce régime peut être à

l'origine de l'activation de débits périodiques de premier ou de troisième corps, potentiellement capables de former les creux et les bosses de l'usure ondulatoire. Pour vérifier cette hypothèse, la puissance globale dissipée par frottement dans le contact  $P_f^G$  est suivie temporellement durant les phases A et B (Figure 2–15).

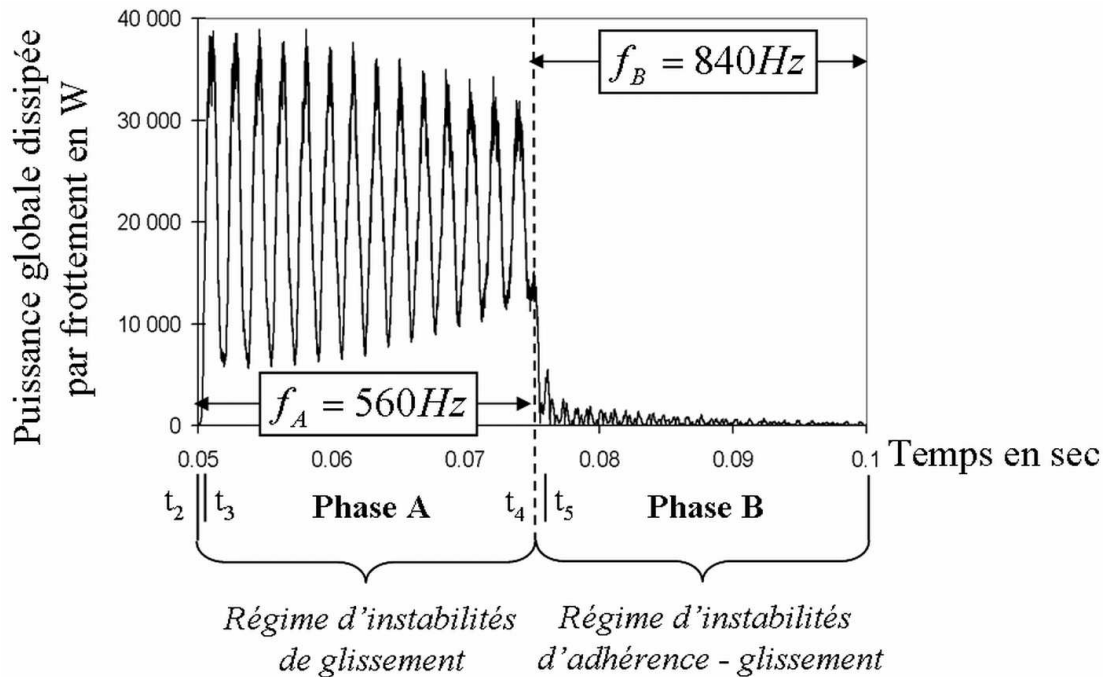


Figure 2–15. Evolution temporelle de la puissance globale dissipée par frottement dans le contact

$$(F_{verticale}^{Roue} = 25 \text{ kN}, \Gamma_{imposé}^G = 20 \%, \Delta t_{app} = 0.1 \text{ ms}, \mu = 0.3, V^{Rail} = 17 \text{ m} \cdot \text{sec}^{-1})$$

Contrairement à l'évolution temporelle de  $F_{tang}^G$ ,  $P_f^G$  présente des fluctuations périodiques de fortes amplitudes tout le long de la phase A alors que  $P_f^G$  décroît très rapidement pour devenir nulle au cours de la phase B. Ceci peut s'expliquer en calculant la puissance théorique dissipée par frottement  $P_f^G$  (théorique) (Eq. II-3) :

- Phase A, pour  $t \in [t_3, t_4[$ ,  $P_f^G$  (théorique - Phase A) = 25 500 W
- Phase B, pour  $t \geq t_5$ ,  $P_f^G$  (théorique - Phase B) = 0 W

Le régime d'instabilités mis en évidence au cours de la phase B est naturellement peu énergétique car le contact roue-rail tend à revenir à des conditions de roulement sans glissement dont la puissance dissipée par frottement est nulle. En effet, il n'existe plus de vitesse relative imposée aux deux corps en contact.

Le régime d'instabilités mis en évidence au cours de la phase A est naturellement énergétique car des conditions de roulement avec glissement sont imposées au système. La puissance dissipée dans le contact a pour maximum  $P_f^G$  (MAX - Phase A)  $\approx 38\,000$  W, minimum  $P_f^G$  (MIN - Phase A)  $\approx 6\,000$  W et moyenne  $P_f^G$  (MOY - Phase A)  $\approx 22\,000$  W. Bien que

légèrement inférieure, cette dernière est proche de la puissance théorique  $P_f^G$  (théorique - Phase A) = 25 500 W.

En conclusion, contrairement à ce que l'évolution de  $F_{\text{tang}}^G$  tendait à suggérer, le régime d'instabilités le plus apte à activer des débits périodiques de premier ou de troisième corps à l'origine de la formation d'usure ondulatoire est le régime d'instabilités de glissement.

### II.2.1.2 Description locale des deux régimes d'instabilités, approche temporelle

Afin de comprendre pourquoi les instabilités mises en évidence au cours de la phase A sont plus énergétiques que celles de la phase B, une description à l'échelle du contact des deux régimes d'instabilités est nécessaire. Ainsi, au cours de chaque phase, l'évolution de la vitesse locale de glissement  $V_{\text{glissement}}^{N(i)}$  (Figure 2–16), de la contrainte locale de cisaillement  $\sigma_{\text{cisaillement}}^{N(i)}$  (Figure 2–17) et de la puissance locale dissipée par frottement  $P_f^{N(i)}$  (Figure 2–18) va être déterminée en trois nœuds  $N(i)$  caractéristiques du contact : son entrée  $N(\text{entrée})$ , son centre  $N(\text{centre})$  et sa sortie  $N(\text{sortie})$ .

#### - Phase A : régime d'instabilités de glissement

De l'entrée au milieu du contact (Figure 2–16), la contrainte locale de cisaillement  $\sigma_{\text{cisaillement}}^{N(i)}$  augmente sensiblement en valeur absolue pour atteindre son maximum -380 MPa autour de  $N(\text{centre})$ . A partir de ce point, et jusqu'à la sortie du contact,  $\sigma_{\text{cisaillement}}^{N(i)}$  diminue très rapidement jusqu'à un minimum -50 MPa à  $N(\text{sortie})$ . Au cours de cette phase,  $\sigma_{\text{cisaillement}}^{N(i)}$  reste toujours négative en tous les nœuds du contact. De plus,  $\sigma_{\text{cisaillement}}^{N(i)}$  est quasiment constante le long de la première moitié du contact, entre  $N(\text{entrée})$  et  $N(\text{centre})$ , tandis qu'elle est périodique de faible amplitude (crête à crête maximum de 40 MPa) pour la seconde moitié. La fréquence de ces périodicités reste la même que celle précédemment mise en évidence lors du calcul de la puissance globale  $P_f^G$ , c'est-à-dire  $f_A = 560\text{Hz}$ .

L'évolution de la vitesse relative en chaque nœud du contact  $V_{\text{glissement}}^{N(i)}$  (Figure 2–17) est très différente de celle de  $\sigma_{\text{cisaillement}}^{N(i)}$ . En effet, quel que soit le nœud  $N(i)$  considéré dans le contact,  $V_{\text{glissement}}^{N(i)}$  est sujette aux mêmes fluctuations périodiques de grandes amplitudes (crête à crête maximum de 5.5 m/sec) dont la fréquence est de nouveau  $f_A = 560\text{Hz}$ .

La combinaison des effets de  $V_{\text{glissement}}^{N(i)}$  et  $\sigma_{\text{cisaillement}}^{N(i)}$  est mise en évidence par le biais du calcul de la puissance locale dissipée par frottement  $P_f^{N(i)}$  (Figure 2–18). Des oscillations périodiques de fortes amplitudes de  $P_f^{N(i)}$  (crête à crête maximum de 3 800 W), rappelant celles de  $V_{\text{glissement}}^{N(i)}$ , existent pour l'ensemble des nœuds du contact. Leur amplitude est cependant pondérée de façon identique à celle de  $\sigma_{\text{cisaillement}}^{N(i)}$ . De même, la valeur moyenne de

$P_f^{N(i)}$ , se comportant comme  $\sigma_{\text{cisaillement}}^{N(i)}$ , s'accroît modérément de l'entrée au milieu du contact où elle atteint son maximum pour ensuite décroître jusqu'à un minimum à sa sortie.

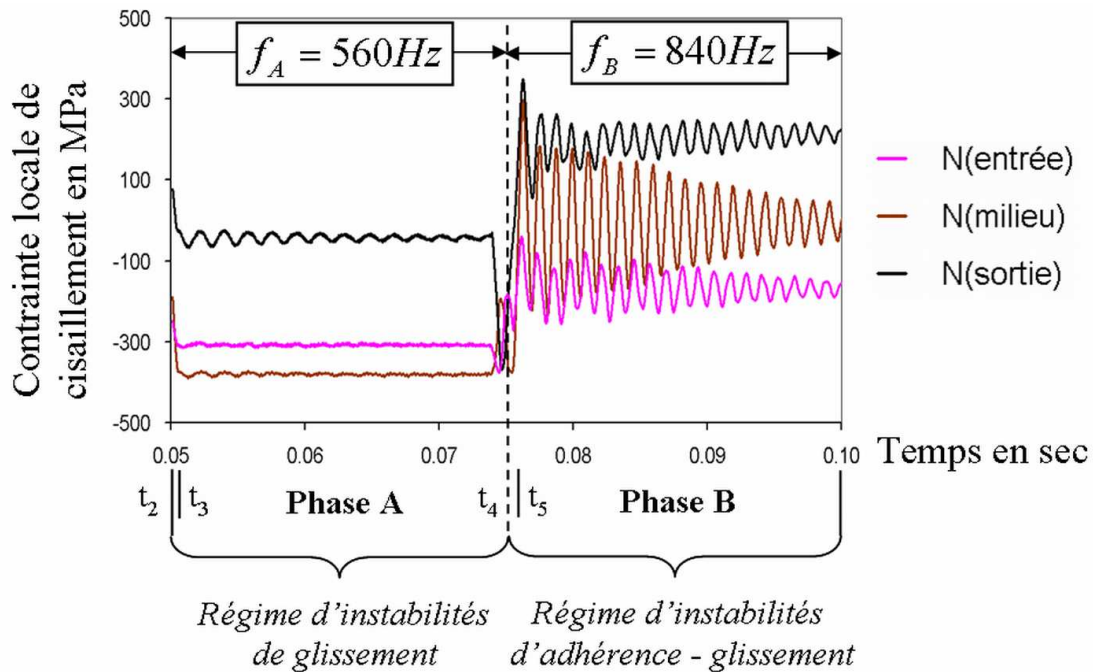


Figure 2–16. Evolution temporelle de la contrainte locale de cisaillement en N(entrée), N(milieu) et N(sortie)

$$(F_{\text{verticale}}^{\text{Roue}} = 25 \text{ kN}, \Gamma_{\text{imposé}}^G = 20 \%, \Delta t_{\text{app}} = 0.1 \text{ ms}, \mu = 0.3, V^{\text{Rail}} = 17 \text{ m} \cdot \text{sec}^{-1})$$

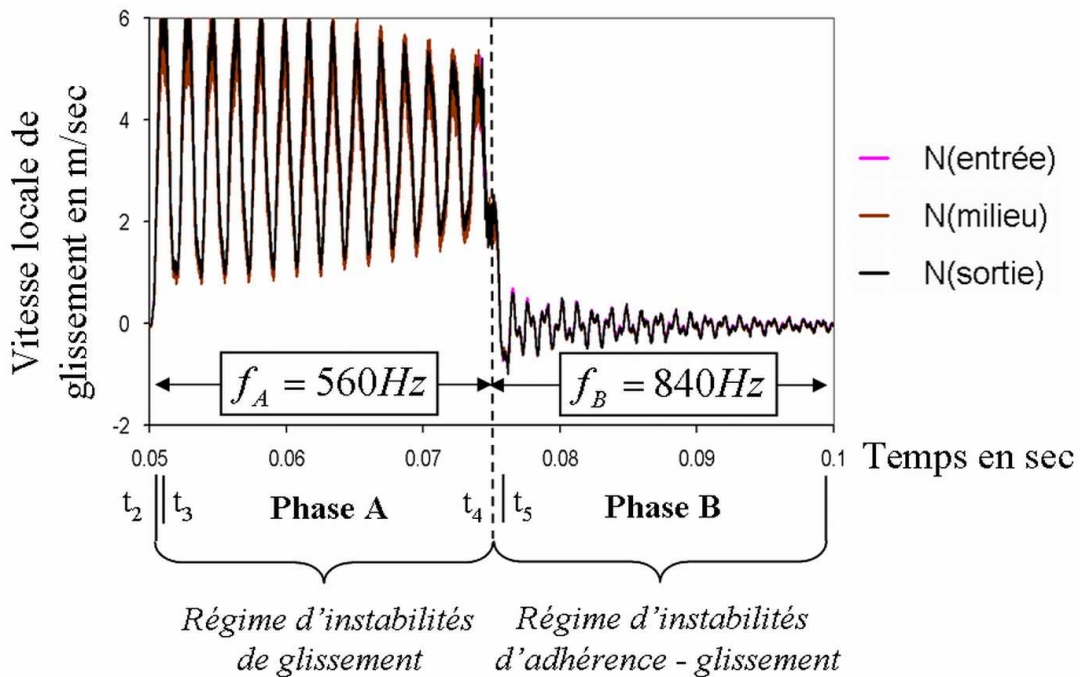


Figure 2–17. Evolution temporelle de la vitesse locale de glissement en N(entrée), N(milieu) et N(sortie)

$$(F_{\text{verticale}}^{\text{Roue}} = 25 \text{ kN}, \Gamma_{\text{imposé}}^G = 20 \%, \Delta t_{\text{app}} = 0.1 \text{ ms}, \mu = 0.3, V^{\text{Rail}} = 17 \text{ m} \cdot \text{sec}^{-1})$$



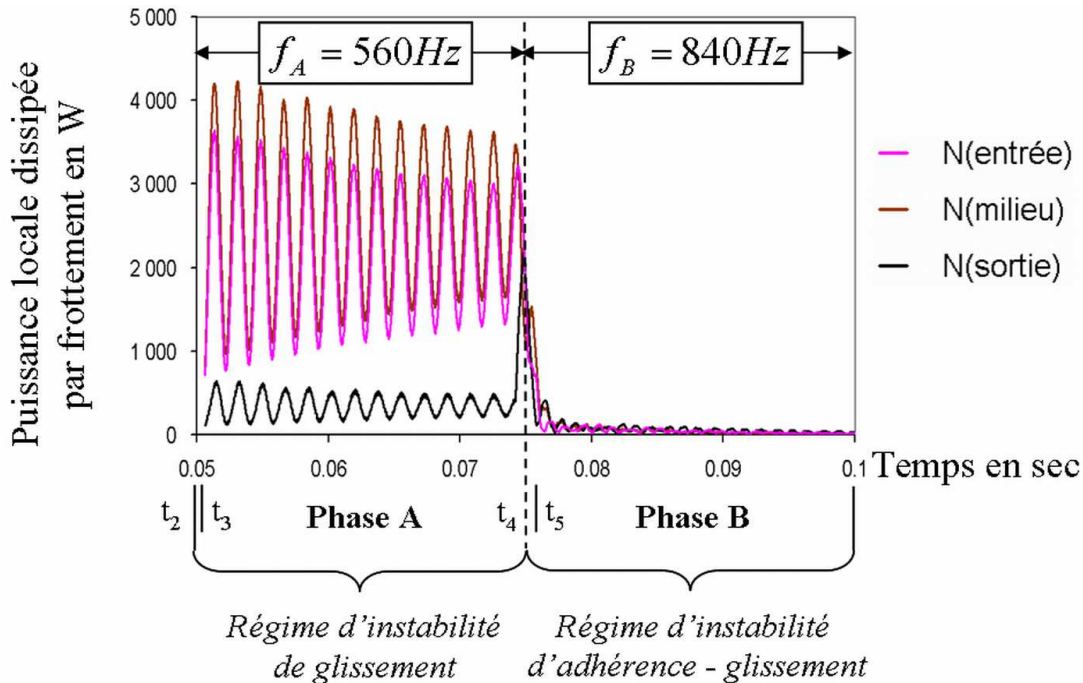


Figure 2–18. Evolution temporelle de la puissance locale dissipée par frottement en N(*entrée*), N(*milieu*) et N(*sortie*)

$$(F_{\text{verticale}}^{\text{Roue}} = 25 \text{ kN}, \Gamma_{\text{imposé}}^G = 20 \%, \Delta t_{\text{app}} = 0.1 \text{ ms}, \mu = 0.3, V^{\text{Rail}} = 17 \text{ m} \cdot \text{sec}^{-1})$$

- Phase B : régime d'instabilités d'adhérence-glissement

Dès que la vitesse appliquée au centre de la roue  $\omega_{\text{int}}^{\text{Roue}}$  est revenue à sa vitesse initiale ( $t = t_2$ ), alors  $\sigma_{\text{cisaillement}}^{N(i)}$  (Figure 2–16) en chaque nœud du contact oscille périodiquement autour de sa valeur de roulement sans glissement.  $\sigma_{\text{cisaillement}}^{N(i)}$  varie quasiment linéairement de l'entrée à la sortie du contact entre, respectivement, - 150 MPa et 200 MPa. La fréquence des oscillations est  $f_B = 840 \text{ Hz}$  et leur amplitude maximale est de +/- 500 MPa au centre du contact.

Contrairement à la phase A, les vitesses locales de glissement  $V_{\text{glissement}}^{N(i)}$  (Figure 2–17) sont proches de zéro, c'est-à-dire que la roue tend à rouler sans glisser sur le rail. Cependant des fluctuations périodiques de faibles amplitudes (crête à crête maximum de 1.5 m/sec) existent mais sont rapidement amorties. Comme précédemment, leur fréquence est  $f_B = 840 \text{ Hz}$ .

Hormis une fluctuation ponctuelle importante à la transition de phase ( $t = t_4$ ),  $P_f^{N(i)}$  atteint très rapidement des valeurs proches de zéro (Figure 2–18). De très faibles fluctuations périodiques subsistent cependant à la fréquence  $f_B = 840 \text{ Hz}$ . Celles-ci sont liées à l'apparition périodique de zones de glissement à l'avant du contact (Figure 2–14) dont la puissance dissipée par frottement est non nulle.



En conclusion, le régime d'instabilités de glissement de la phase A est caractérisé par des fluctuations périodiques de grandes amplitudes de la puissance globale dissipée par frottement  $P_f^G$  dont la valeur moyenne est élevée. Celles-ci sont la conséquence de contraintes locales de cisaillement  $\sigma_{cisaillement}^{N(i)}$  périodiques de faible amplitude couplées avec des vitesses locales de glissement  $V_{glissement}^{N(i)}$  périodiques de forte amplitude, à la fréquence  $f_A = 560Hz$ .

Le régime d'instabilités d'adhérence glissement de la phase B est caractérisé par une valeur de  $P_f^G$  proche de zéro. Celle-ci est la conséquence de contraintes locales de cisaillement  $\sigma_{cisaillement}^{N(i)}$  périodiques de forte amplitude couplées avec des vitesses locales de glissement  $V_{glissement}^{N(i)}$  proches de zéro.

### II.2.1.3 Origine des instabilités, approche fréquentielle

Chacun des deux régimes d'instabilités est caractérisé par sa propre fréquence  $f_A = 560Hz$  et  $f_B = 840Hz$ . Aucune entrée périodique n'existant dans le modèle numérique, les fréquences précédentes ne peuvent être que propres au couple roue-rail.

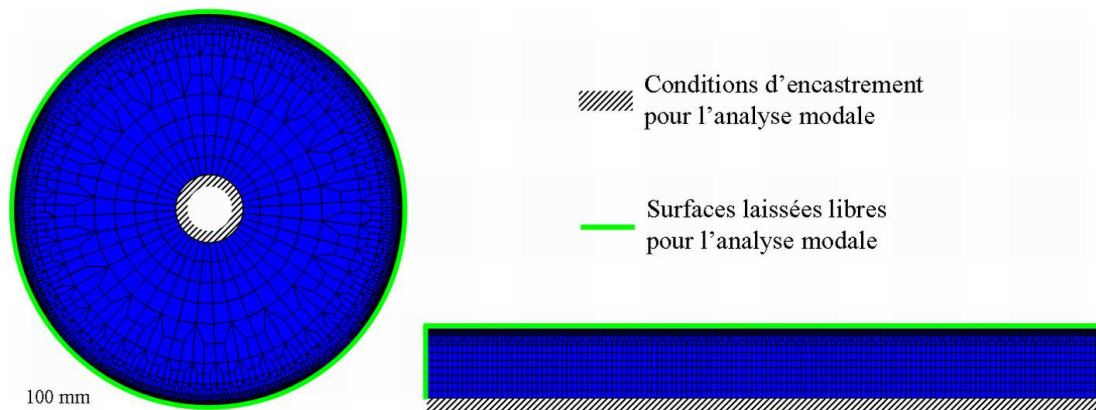


Figure 2–19. Conditions limites du Modèle **Abaqus** pour le calcul des modes libres de la roue et du rail

Afin de déterminer les fréquences propres libres de la roue et du rail indépendamment, des analyses modales séparées sont effectuées pour la roue et pour le rail avec le logiciel **Abaqus** (Figure 2–19). Les maillages sont directement exportés de **PlastD**. Les conditions limites sont telles que les nœuds auxquels était imposée une vitesse ( $\omega_{int}^{Roue}$  ou  $V^{Rail}$ ) sont maintenant encastres. Les surfaces potentielles de contact restent libres.

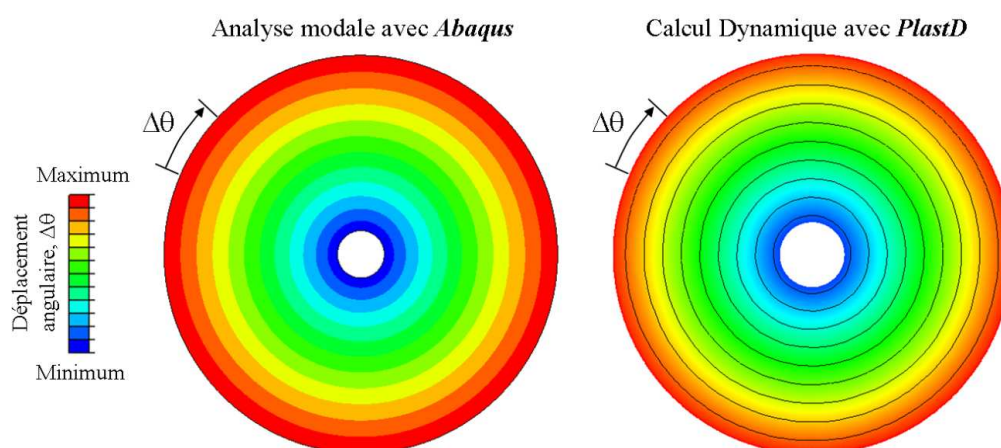
Les cinq premiers modes libres de la roue et du rail sont regroupés Tableau 2-6. Contrairement à tous les autres modes libres de la roue et du rail, seul le 1<sup>er</sup> mode de torsion de la roue autour de son axe possède une fréquence  $f_{roue-libre}^{1er-mode} = 563 Hz$  similaire à celle du régime d'instabilités de glissement de la phase A,  $f_A = 560Hz$ .

Analyses modales Modes	ROUE libre	RAIL libre
1 <sup>er</sup>	<b>563 Hz</b>	5 136 Hz
2 <sup>ème</sup>	1 738 Hz	5 140 Hz
3 <sup>ème</sup>	2 981 Hz	5 377 Hz
4 <sup>ème</sup>	4 271 Hz	5 576 Hz
5 <sup>ème</sup>	4 370 Hz	5 850 Hz

Tableau 2-6. Fréquences des 5 premiers modes libres de la roue et du rail

De plus, le champ de déplacements angulaires de la roue au cours de la phase A (Figure 2–20), calculé avec *PlastD*, évolue de façon comparable à celui du 1<sup>er</sup> mode de torsion de la roue libre, calculé avec *Abaqus*.

Il est donc possible de conclure que le 1<sup>er</sup> mode de torsion de la roue libre est le mécanisme qui impose la longueur d'onde du régime d'instabilités de glissement.

Figure 2–20. Comparaison des champs de déplacements de l'analyse modale de la roue libre (*Abaqus*) avec celui du calcul dynamique lors du régime d'instabilités de glissement (*PlastD*)

Aucune fréquence de mode libre de la roue ou du rail ne peut cependant être rapprochée de celle du régime d'instabilités d'adhérence-glissement de la phase B. Ce régime est caractérisé par l'existence simultanée de zones d'adhérence et de glissement dans le contact. Dans les zones d'adhérence mises en évidence précédemment (§ II.2.1.1 et Figure 2–14), la roue et le rail se déplacent à la même vitesse comme s'ils étaient physiquement liés. Un modèle d'analyse modal couplé roue-rail (Figure 2–21) est donc nécessaire pour tenir compte de cette condition. Ainsi, la roue et le rail sont maintenant couplés au travers de leur surface de contact par des éléments "colle" qui n'autorisent localement aucun déplacement relatif entre les surfaces. Les autres conditions limites sont reprises de l'analyse modale précédente.

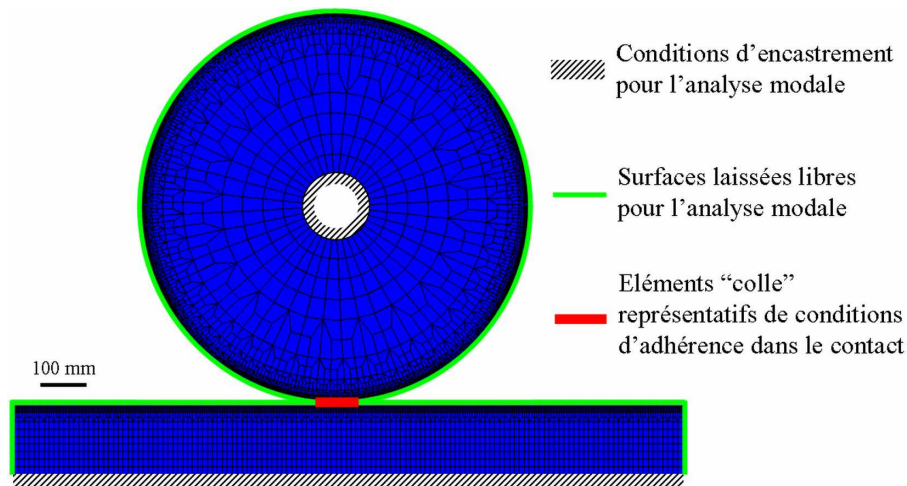


Figure 2–21. Conditions limites du Modèle *Abaqus* pour le calcul des modes de la roue et du rail couplés

Les cinq premiers modes couplés sont regroupés Tableau 2-7. De nouveau, le 1<sup>er</sup> mode de torsion de la roue autour de son axe possède une fréquence  $f_{\text{couplé}}^{\text{1er-mode}} = 850 \text{ Hz}$  similaire à celle du régime d'instabilités de glissement étudié,  $f_B = 840 \text{ Hz}$ . L'accroissement de la fréquence de ce mode peut s'expliquer par l'existence de conditions limites plus contraignantes en torsion pour la roue du fait de son couplage avec le rail.

Analyses modales Modes	ROUE et RAIL couplés
1 <sup>er</sup>	<b>850 Hz</b>
2 <sup>ème</sup>	1 798 Hz
3 <sup>ème</sup>	1 932 Hz
4 <sup>ème</sup>	2 997 Hz
5 <sup>ème</sup>	3 075 Hz

Tableau 2-7. Fréquences des 5 premiers modes de la roue et du rail couplés

De la même façon que précédemment, le champ de déplacements angulaires de la roue au cours de la phase B (Figure 2–22) évolue de façon comparable à celui du 1<sup>er</sup> mode de torsion couplé roue-rail.

Donc, le 1<sup>er</sup> mode de torsion couplé roue-rail est le mécanisme qui fixe la longueur d'onde du régime d'instabilités d'adhérence-glissement de la phase B.

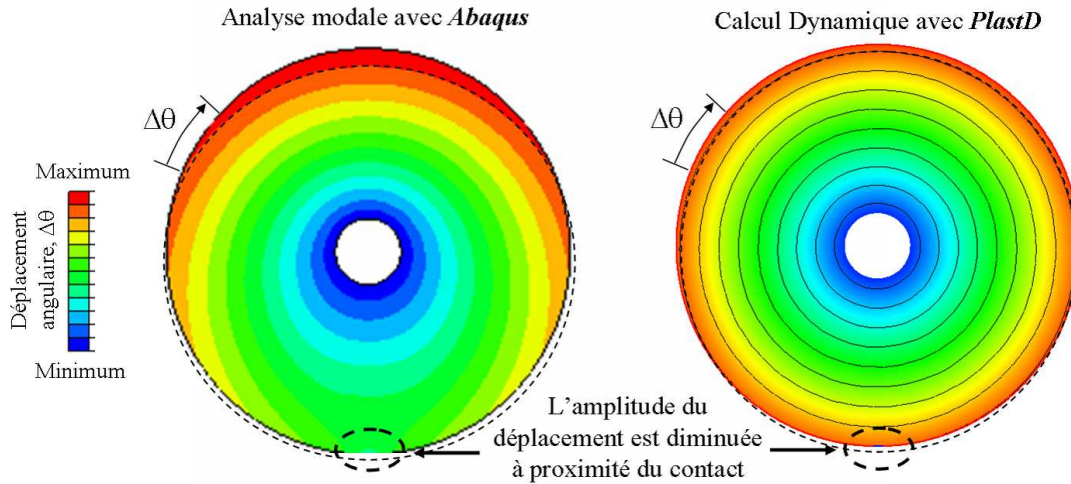


Figure 2–22. Comparaison des champs de déplacements de l'analyse modale de la roue couplée au rail (*Abaqus*) avec celui du calcul dynamique lors du régime d'instabilités de glissement (*PlastD*)

Pour conclure, la modification rapide de la vitesse appliquée au centre de la roue  $\omega_{\text{int}}^{\text{Roue}}$  excite le premier mode de torsion de la roue dont la fréquence dépend des conditions locales de contact, glissement complet ou adhérence-glissement. Dans le premier cas, la fréquence est égale à celle du premier mode de torsion de la roue libre  $f_{\text{roue-libre}}^{\text{1er-mode}}$ . Dans le second cas, la fréquence est égale au premier mode de torsion de la roue couplée avec le rail au travers de leur contact  $f_{\text{couplé}}^{\text{1er-mode}}$ .

## II.2.2 Etude paramétrique des régimes d'instabilités

Les régimes d'instabilités ont été mis en évidence précédemment par le biais de simulations aux conditions légèrement exacerbées. Afin de montrer leur maintien et leur évolution (amplitude et fréquence) dans des conditions se rapprochant de la réalité du contact roue-rail des transports urbains, une étude paramétrique doit maintenant être menée.

Les différents paramètres pris en compte sont alors le taux de glissement global imposé  $\Gamma_{\text{imposé}}^G$ , le temps d'application de ce dernier  $\Delta t_{\text{app}}$ , le coefficient de frottement  $\mu$  et la charge verticale appliquée à la roue  $F_{\text{verticale}}^{\text{Roue}}$ . Chacune de ces études paramétriques suivra dans le contact l'évolution temporelle de la force tangentielle globale  $F_{\text{tang}}^G$  et de la puissance globale dissipée par frottement  $P_f^G$ . Pour la suite, il est important de noter que  $F_{\text{tang}}^G$  et  $P_f^G$  sont nuls lorsque le contact se trouve dans des conditions de roulement sans glissement.

### II.2.2.1 Influence du taux de glissement global imposé

Une première étude est menée pour déterminer l'influence du taux de glissement global imposé  $\Gamma_{\text{imposé}}^G$  sur les régimes d'instabilités de glissement et d'adhérence-glissement (Figure 2–23). Trois valeurs de  $\Gamma_{\text{imposé}}^G$  sont ainsi étudiées : un élevé de 20 %, un moyen de 5 % et un

faible de 1 %. Les valeurs de 5 % et 1 % peuvent apparaître aisément dans le contact roue-rail (§ II.1.2.3) car les anti-enrayeurs n'interviennent que pour des valeurs de  $\Gamma_{imposé}^G$  supérieures à 10 %. Pour cette série de simulations,  $F_{verticale}^{Roue}$  est fixé à 25 kN,  $\mu$  à 0.3 et  $\Delta t_{app}$  à 0.1 ms.

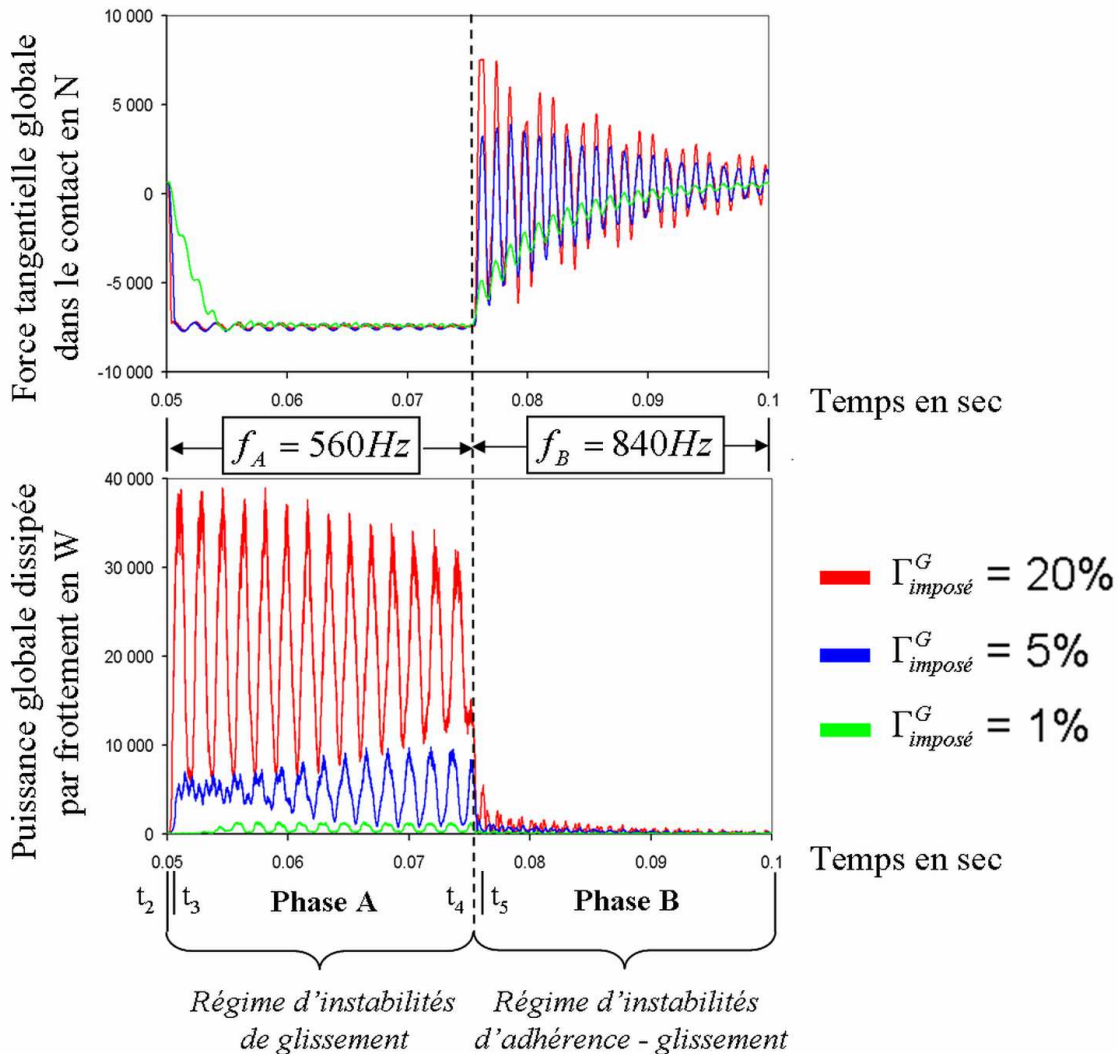


Figure 2–23. Influence du taux de glissement global imposé (20 %, 5 % et 1 %) sur les régimes d'instabilités

$$(F_{verticale}^{Roue} = 25 \text{ kN}, \Delta t_{app} = 0.1 \text{ ms}, \mu = 0.3, V^{Rail} = 17 \text{ m} \cdot \text{sec}^{-1})$$

Mis en évidence au travers de l'évolution de  $P_f^G$  au cours de la phase A, le régime d'instabilités de glissement existe quel que soit  $\Gamma_{imposé}^G$  variant entre 20 % et 1 %. Les fluctuations périodiques conservent un même fréquence :  $f_A = 560Hz$ . La valeur moyenne de  $P_f^G$  ainsi que l'amplitude de ses oscillations décroissent proportionnellement avec celle de  $\Gamma_{imposé}^G$ . D'autre part, plus  $\Gamma_{imposé}^G$  est faible, plus le temps d'apparition des premières oscillations est important. Dans le cas  $\Gamma_{imposé}^G = 1\%$ , la roue requiert plus de temps pour



accumuler une énergie de torsion (due à la différence de vitesse entre la roue et le rail) suffisante pour que des conditions de glissement total soient atteintes dans le contact.

De même, le régime d'instabilités d'adhérence-glissement de fréquence  $f_B = 840\text{Hz}$  est mis en évidence au travers de l'évolution de  $F_{\text{tang}}^G$  au cours de la phase B. De nouveau, l'amplitude des oscillations de  $F_{\text{tang}}^G$  diminue avec  $\Gamma_{\text{imposé}}^G$  mais pas de façon proportionnelle. Lorsque  $\Gamma_{\text{imposé}}^G$  est faible (ici 1 %), la valeur moyenne de  $F_{\text{tang}}^G$  n'est plus constante et proche de zéro comme dans les autres cas, mais elle diminue lentement de sa valeur maximale vers zéro. Ceci montre que dans ce cas, le système relaxe progressivement l'énergie de torsion accumulée au cours de la phase A.

### II.2.2.2 Influence du temps d'application du taux de glissement

Une seconde étude est menée pour déterminer l'influence du temps d'application  $\Delta t_{\text{app}}$  de  $\Gamma_{\text{imposé}}^G$  sur les régimes d'instabilités de glissement et d'adhérence-glissement (Figure 2–24). Afin de représenter, soit des phénomènes périodiques dont la fréquence est comprise entre 100 et 10 000 Hz, soit des défauts de la voie dont la taille est comprise entre 1.7 et 170 mm avec  $V^{\text{Rail}} = 17\,000\text{ mm/sec}$ , trois  $\Delta t_{\text{app}}$  ont été définis : un long de 10 ms, un moyen de 1 ms et un court de 0.1 ms. Pour cette série de simulations,  $F_{\text{verticale}}^{\text{Roue}}$  est fixé à 25 kN,  $\mu$  à 0.3 et  $\Gamma_{\text{imposé}}^G$  à 5 %.

Mise en évidence au travers de l'évolution temporelle de  $P_f^G$  au cours de la phase A, la valeur moyenne ( $P_f^G \sim 5\,000\text{ W}$ ) et la fréquence ( $f_A = 560\text{Hz}$ ) des oscillations restent similaires quel que soit le  $\Delta t_{\text{app}}$  considéré, montrant ainsi que le régime d'instabilités de glissement existe toujours. D'autre part, l'amplitude des oscillations diminue faiblement en fonction de  $\Delta t_{\text{app}}$ , moins de 20 % lorsque  $\Delta t_{\text{app}}$  est multiplié par 100.

Caractéristiques du régime d'instabilités d'adhérence-glissement, de fortes oscillations périodiques de  $F_{\text{tang}}^G$  à la fréquence  $f_B = 840\text{Hz}$  sont mises en évidence uniquement lorsque  $\Delta t_{\text{app}}$  est égal à 0.1 ms et 1 ms. Dans ce cas, l'amplitude des fluctuations (environ 8 500 N) ainsi que leur valeur moyenne (environ 0 N) n'évoluent pas avec  $\Delta t_{\text{app}}$ . D'autre part, lorsque  $\Delta t_{\text{app}}$  est suffisamment long (au moins 10 ms), le régime d'adhérence-glissement n'est plus aussi distinct. Les oscillations de  $F_{\text{tang}}^G$  ne sont plus aussi marquées et sa valeur moyenne suit une décroissance similaire à celle qui avait été mise en évidence pour un  $\Gamma_{\text{imposé}}^G$  faible.

D'autre part, l'augmentation de  $\Delta t_{\text{app}}$  joue le rôle d'un offset dans l'apparition des phénomènes pour chacun des deux régimes d'instabilités.

Finalement, il est supposé que pour  $\Delta t_{\text{app}}$  très grand (supérieur à 1 seconde), c'est-à-dire que la vitesse de rotation au centre de la roue est imposée très progressivement, il n'y aura pas d'accumulation d'énergie de torsion dans la roue suffisante pour exciter un des modes du

couple roue-rail : aucun des régimes d'instabilités décrits précédemment n'apparaîtra, la roue sera alors en un régime stable de roulement avec glissement.

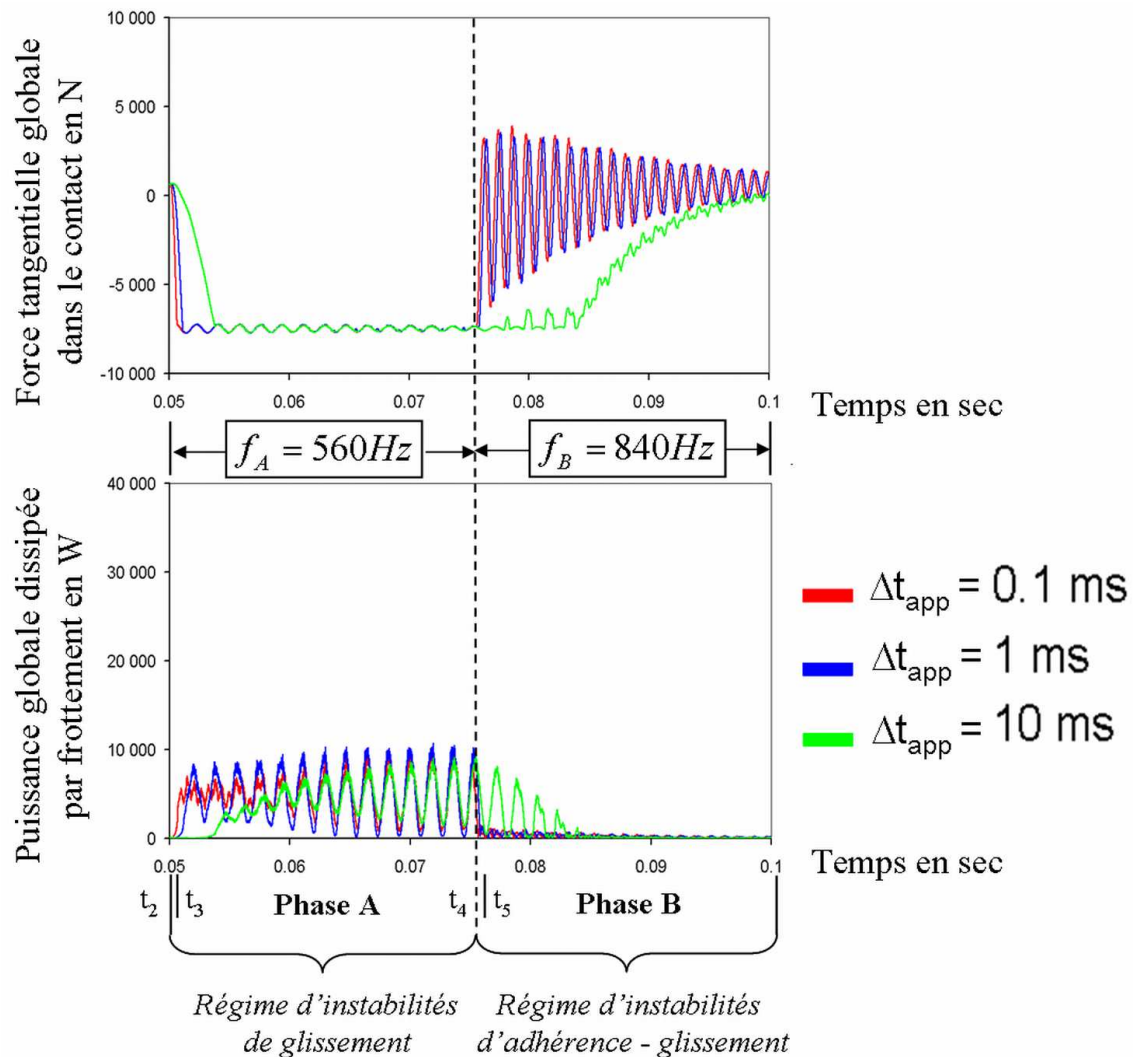


Figure 2–24. Influence du temps d'application (0.1 ms, 1 ms et 10 ms) du taux de glissement global sur les régimes d'instabilités

$$(F_{\text{verticale}}^{\text{Roue}} = 25 \text{ kN}, \Gamma_{\text{imposé}}^G = 20 \%, \mu = 0.3, V^{\text{Rail}} = 17 \text{ m} \cdot \text{sec}^{-1})$$

### II.2.2.3 Influence du coefficient de frottement

Une troisième étude est menée pour déterminer l'influence du coefficient de frottement  $\mu$  sur les régimes d'instabilités de glissement et d'adhérence-glissement (Figure 2–25). Trois valeurs de  $\mu$  sont ainsi étudiées : une élevée de 0.5, une moyenne de 0.3 et une faible de 0.1. Le coefficient de frottement égal à 0.3 est celui classiquement admis pour un contact roue-rail non pollué (contact acier-acier) et évoluant dans une atmosphère sèche. Pour cette série de simulations,  $F_{\text{verticale}}^{\text{Roue}}$  est fixé à 25 kN,  $\Gamma_{\text{imposé}}^G$  à 5 % et  $\Delta t_{\text{app}}$  à 0.1 ms.

Quel que soit le coefficient de frottement employé, l'évolution de  $P_f^G$  est caractéristique de l'existence d'un régime d'instabilités de glissement au cours de la phase A. L'augmentation de  $\mu$  opère alors un accroissement proportionnel de  $P_f^G$  tant en valeur moyenne qu'en amplitude. La fréquence des oscillations de  $P_f^G$  est de nouveau  $f_A = 560\text{Hz}$ .

Pour la phase B, le régime d'instabilités d'adhérence-glissement est retrouvé quelle que soit la valeur du frottement  $\mu$  étudiée. La valeur moyenne et l'amplitude des oscillations de  $F_{\text{tang}}^G$  décroissent avec  $\mu$  mais de façon non proportionnelle. La fréquence des oscillations reste inchangée :  $f_B = 840\text{Hz}$ .

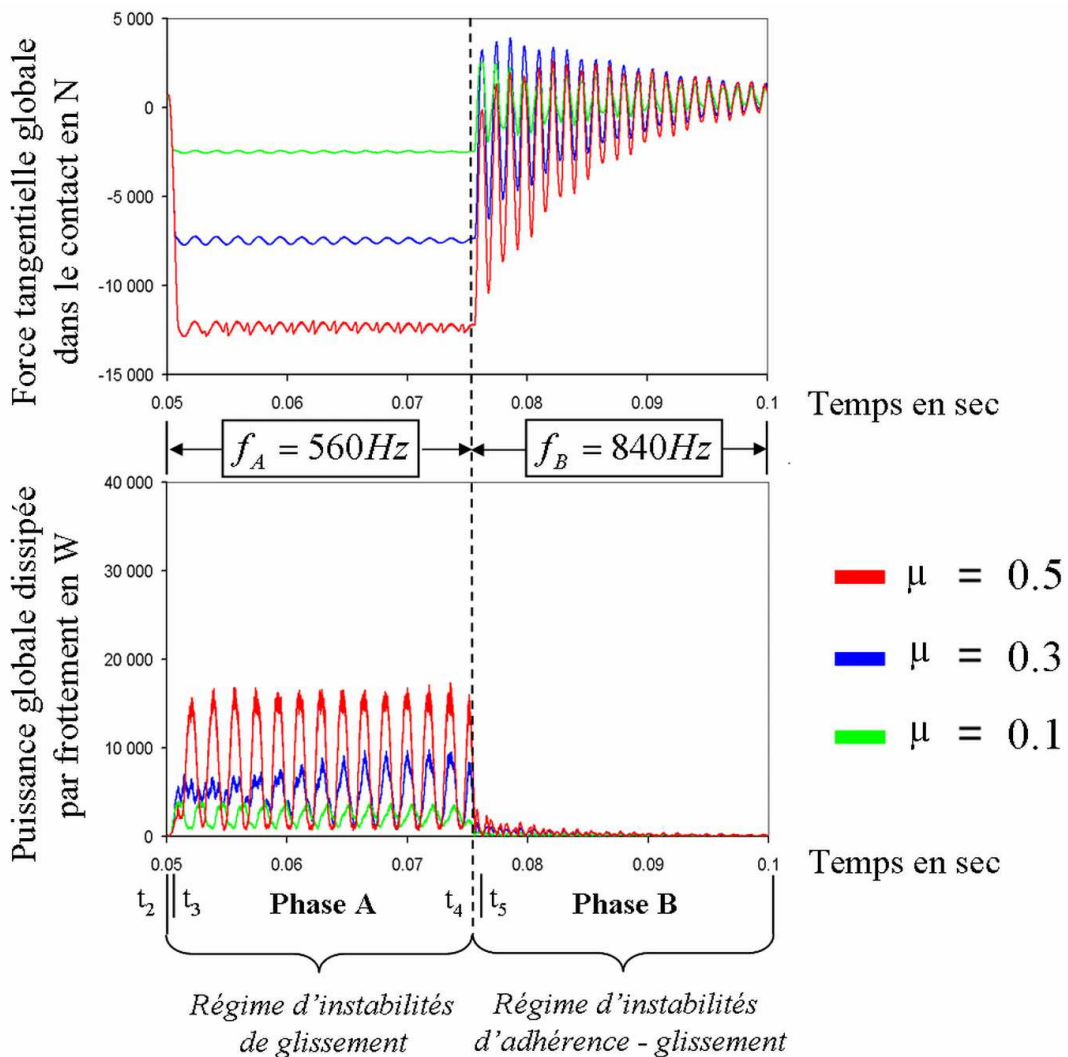


Figure 2–25. Influence du coefficient de frottement (0.1, 0.3 et 0.5) sur les régimes d'instabilités

$$(F_{\text{verticale}}^{\text{Roue}} = 25 \text{ kN}, \Gamma_{\text{imposé}}^G = 20 \%, \Delta t_{\text{app}} = 0.1 \text{ ms}, V^{\text{Rail}} = 17 \text{ m} \cdot \text{sec}^{-1})$$

#### II.2.2.4 Influence de la force normale appliquée au centre de la roue

Les calculs précédents ont été effectués sur la base des paramètres du cas de référence (§ II.2.1) dont la force normale ( $F_{\text{verticale}}^{\text{Roue}} = 25\text{kN}$ ) avait été augmentée pour mieux mettre en



évidence les régimes d'instabilités. Avant d'étudier les conséquences tribologiques de ces régimes (§ II.2.3), il est donc nécessaire de montrer que ceux-ci existent toujours même pour des forces normales plus faibles et représentatives de la réalité des transports urbains ferrés. Cette quatrième étude a donc pour objectif de déterminer l'influence de la force normale appliquée au centre de la roue  $F_{verticale}^{Roue}$  sur les régimes d'instabilités de glissement et d'adhérence-glissement (Figure 2–25).

Ainsi, deux  $F_{verticale}^{Roue}$  de 15 kN et de 5 kN sont comparées au cas de référence de 25 kN. Ces deux forces normales ont été choisies car les tailles de contact roue-rail obtenues bornent celles usuellement notées dans le cas des transports urbains ferrés [KNOT 01] [GOME 03]. En effet, selon la théorie de Hertz (Partie 1 - § I.3.2.1.1), les demi-longueurs de contact  $a$  sont égales respectivement à 9 et 4.5 mm et les pressions maximales de Hertz correspondantes à 795 et 530 MPa. Pour cette série de simulations,  $\Gamma_{imposé}^G$  est fixé à 5 %,  $\mu$  à 0.3 et  $\Delta t_{app}$  à 0.1 ms.

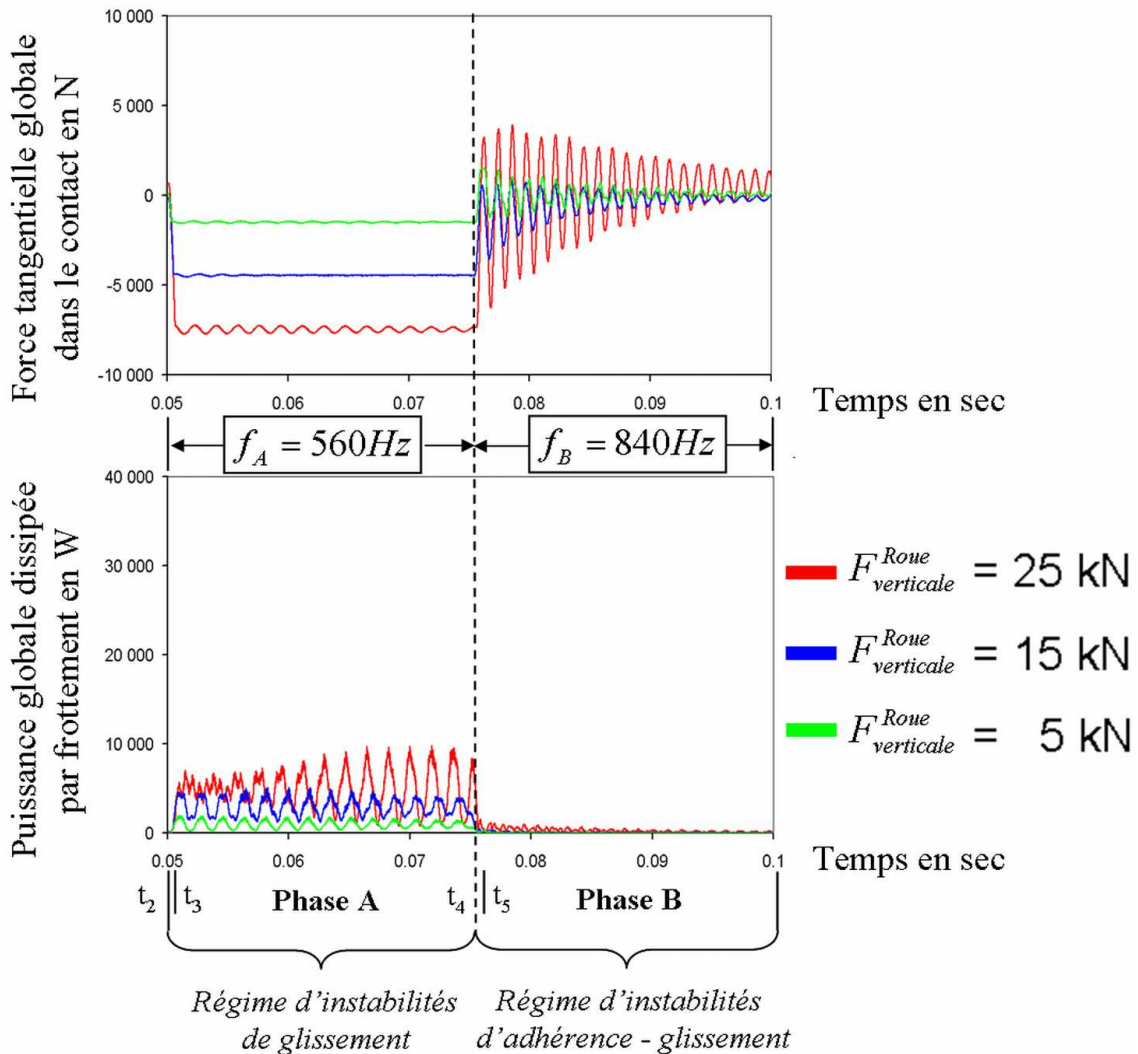


Figure 2–26. Influence de la charge normale globale (5 kN, 15 kN et 25 kN) sur les régimes d'instabilités

$$(\Gamma_{imposé}^G = 20 \%, \Delta t_{app} = 0.1 \text{ ms}, \mu = 0.3, V^{Rail} = 17 \text{ m} \cdot \text{sec}^{-1})$$

Pour les deux régimes d'instabilités, la décroissance de charge agit de la même façon que la décroissance du coefficient de frottement étudiée au paragraphe précédent. La seule différence réside dans la non proportionnalité de la diminution de l'amplitude des oscillations de  $P_f^G$  et  $F_{\text{tang}}^G$  avec cette décroissance.

### II.2.2.5 Synthèse

En conclusion, quel que soit le changement effectué, dans l'amplitude étudiée ici, sur l'un ou l'autre des paramètres précédents, des *régimes d'instabilités de glissement et d'adhérence-glissement* sont toujours mis en évidence au cours des phases A et B. Le tableau de synthèse (Tableau 2-8) récapitule l'influence (++ : très influent, + : peu influent, - : aucune influence) des différents paramètres étudiés sur ces régimes.

Après les avoir décrites et étudiées paramétriquement, les conséquences tribologiques (déformations plastiques équivalentes, accroissement de température) des régimes d'instabilités doivent désormais être évaluées.

Caractéristiques des régimes d'instabilités Grandeurs physiques influentes	Existence		Fréquence		Amplitude		Valeur moyenne		Offset	
	Glis.	Adh.-Glis.	Glis.	Adh.-Glis.	Glis.	Adh.-Glis.	Glis.	Adh.-Glis.	Glis.	Adh.-Glis.
Taux de glissement global imposé, $\Gamma_{\text{imposé}}^G$	oui	oui	563 Hz	840 Hz	++	++	++	++	++	-
Temps d'application du taux de glissement, $\Delta t_{\text{app}}$	oui	oui	563 Hz	840 Hz	+	++	-	++	++	++
Coefficient de frottement, $\mu$	oui	oui	563 Hz	840 Hz	++	++	++	++	-	-
Force verticale, $F_{\text{verticale}}^{\text{Roue}}$	oui	oui	563 Hz	840 Hz	++	++	++	++	-	-

Tableau 2-8. Tableau de synthèse sur l'influence des différents paramètres sur les régimes d'instabilités

### II.2.3 Conséquences des régimes d'instabilités

Afin de pouvoir comparer les résultats des modélisations avec ceux des études tribologiques et métallurgiques précédentes (I.1), des simulations aux paramètres représentatifs des conditions dans lesquelles cette usure ondulatoire s'est développée (Tableau 2-9) sont désormais effectuées. Les conséquences des régimes d'instabilités décrits précédemment sont alors évaluées d'un point de vue tribologique en terme de déformations plastiques équivalentes du matériau et de variations de température à la surface du rail.

Force verticale appliquée au centre de la roue, $F_{\text{verticale}}^{\text{Roue}}$	8 000 N $\Leftrightarrow$ a = 6 mm $Ph = 636 \text{ MPa}$
Taux de glissement global imposé, $\Gamma_{\text{imposé}}^G$	6 % $\Leftrightarrow$ 1m/sec
Temps d'application du taux de glissement, $\Delta t_{\text{app}}$	$0.1 \cdot 10^{-3}$ sec
Coefficient de frottement, $\mu$	0.3
Limite d'élasticité du matériau (Rail), $R_e$	455 MPa
Charge à la rupture du matériau (Rail), $R_m$	900 Mpa $\Leftrightarrow$ Acier 900A

Tableau 2-9. Principales caractéristiques des simulations réalistes

### II.2.3.1 Approche élasto-plastique du problème

Pour caractériser les conséquences de ces régimes d'instabilités en terme de déformations plastiques équivalentes  $\varepsilon^p$ , une loi d'élasto-plasticité (Annexe 1) est alors introduite pour le matériau constituant le rail (Tableau 2-9). La roue effectuant plus d'une révolution sur l'ensemble de la simulation ( $t > t_0$ ) (Figure 2–10), lui introduire une telle loi pourrait indirectement perturber les simulations lorsque  $t > t_2$ . En effet, des déformations plastiques équivalentes non-homogènes de la surface de la roue, conséquences des effets transitoires (§ II.1.2.3) dues à la phase de chargement initiale ( $t \in [t_0, t_1[$ ), pourraient alors passer dans le contact et donc venir modifier les conditions de simulation souhaitées. Ayant par ailleurs vérifié que la taille du contact roue-rail restait inchangée avec l'une ou l'autre des lois, la roue sera alors considérée avec un comportement purement élastique.

#### II.2.3.1.1 Des déformations plastiques équivalentes périodiques du rail

Au cours des phases A et B, des déformations plastiques équivalentes périodiques du rail sont mises en évidence (Figure 2–27a et b). En comparaison, des simulations de roulement sans glissement, utilisant les mêmes paramètres, n'en font apparaître aucune (Figure 2–27c). D'autre part, des simulations de roulement avec le même glissement imposé mais en régime stabilisé mettent en évidence une homogénéité des déformations plastiques équivalentes (Figure 2–27d). Comme le montrent les travaux de **Linck** [LINC 05a], le régime stabilisé est obtenu par l'introduction d'un amortissement de Rayleigh (Annexe 1), pour les matériaux constituant la roue et le rail, beaucoup plus élevé (x100) que dans la réalité (usuellement de 0.66 % pour de l'acier) afin d'empêcher toute instabilité de se développer dans le contact.

Après avoir précisé les différences d'allure entre les déformations plastiques équivalentes périodiques  $\varepsilon^p$  apparaissant au cours des phases A et B, l'origine de ces dernières sera recherchée.

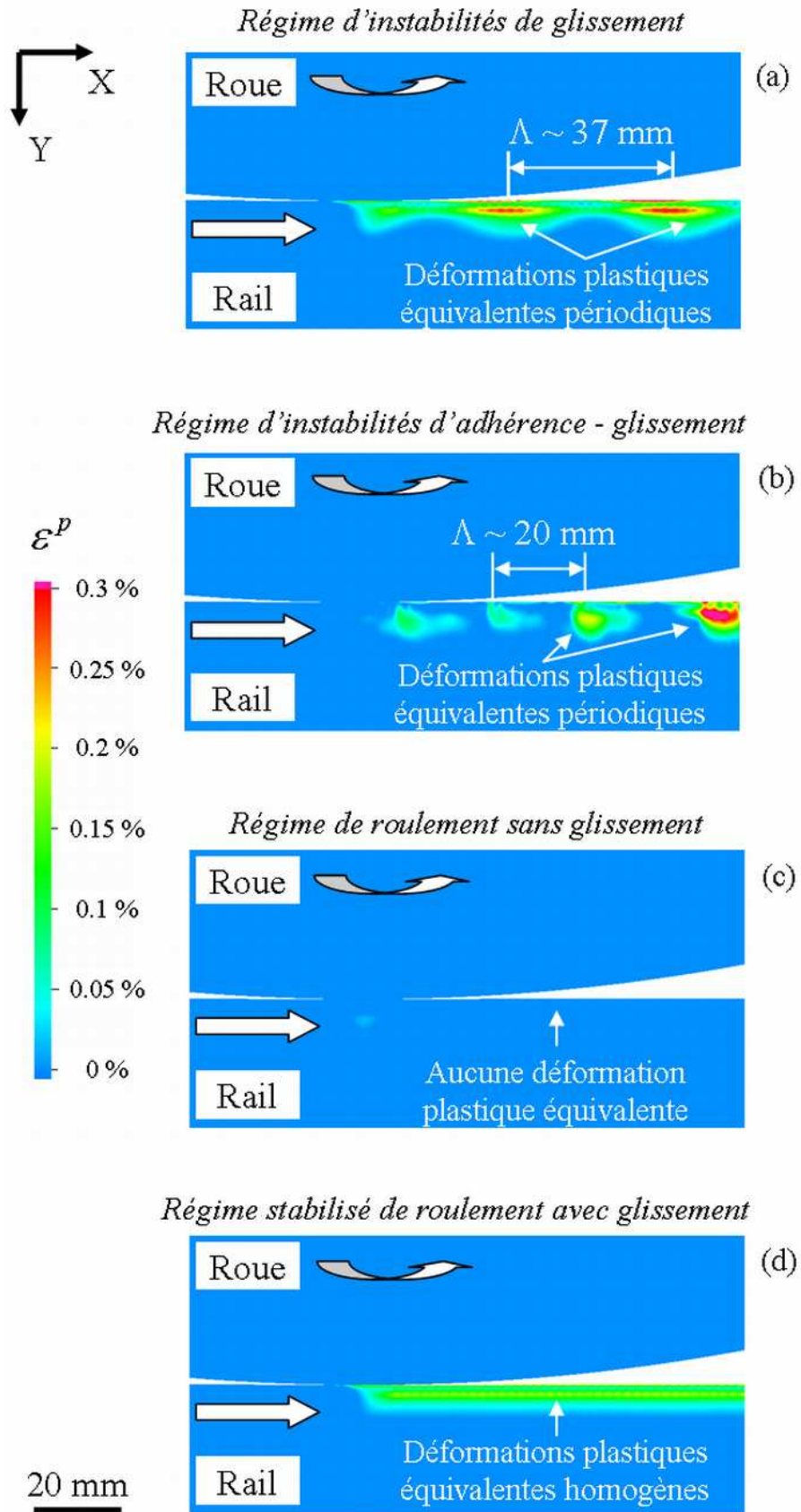


Figure 2-27. Déformations équivalentes en régime d'instabilités de glissement (a), d'adhérence-glissement (b), de roulement sans glissement (c) et stabilité de roulement avec glissement (d)

Comme pour le régime stabilisé de roulement avec glissement (Figure 2–27d), les déformations plastiques équivalentes  $\varepsilon^p$  conséquentes du régime d'instabilités de glissement possèdent deux maxima. Le premier est localisé à la surface du rail et le second à une profondeur de 2 mm par rapport à cette dernière (Figure 2–27a). A cette profondeur, la valeur de  $\varepsilon^p$  évolue entre 0.28 % et 0.09 % tandis que pour le régime stabilisé de roulement avec glissement, elle est égale à 0.17 %. De même,  $\varepsilon^p$  varie en surface entre 0.33 % et 0.09 % pour le régime d'instabilités de glissement et est égal à 0.23 % pour le régime stabilisé de roulement avec glissement. Les valeurs moyennes des  $\varepsilon^p$  caractéristiques des deux régimes sont ici égales. Ainsi, les valeurs maximales des déformations plastiques équivalentes sont toujours plus élevées dans le cas du régime d'instabilités de glissement que dans le cas du régime stabilisé de roulement avec glissement : les instabilités exacerbent les déformations plastiques.

Pour le régime d'instabilités d'adhérence-glissement (Figure 2–27b), les remarques précédentes ne semblent plus tout à fait valables. Bien que, comme précédemment, deux maxima de  $\varepsilon^p$  existent, le second se décale d'une profondeur de 2 mm de la surface du rail à 3.5 mm. D'autre part, la valeur maximale de  $\varepsilon^p$ , environ 0.25 %, est très proche de celle du régime stabilisé de roulement avec glissement ( $\varepsilon^p = 0.23$  %). La différence entre le maximum de surface et celui de sous-surface est identique à ce qui avait été observé au cours de la phase A, soit 0.05 %. Entre deux maxima, la valeur de  $\varepsilon^p$  est cette fois égale à 0 % : ceci peut être corrélé avec les zones d'adhérence dans le contact. Finalement, contrairement au régime d'instabilités précédent, le régime d'instabilités d'adhérence-glissement a pour conséquence uniquement de moduler les déformations plastiques équivalentes et non de les exacerber. Les valeurs maximales sont alors proches de celles du régime stabilisé de roulement avec glissement.

Afin de comprendre l'origine de ces déformations plastiques équivalentes, un parallèle est dressé entre les deux paramètres caractéristiques des régimes d'instabilités ( $\sigma_{\text{cisaillement}}^{N(i)}$  et  $V_{\text{glissement}}^{N(i)}$ ) et la géométrie déformée du rail après passage de la roue. L'évolution temporelle de  $V_{\text{glissement}}^{N(i)}$  étant uniforme quel que soit le nœud suivi dans le contact (§ II.2.1.2), seules les données correspondantes au nœud de sortie du contact N(sortie) seront présentées. Par ailleurs,  $\sigma_{\text{cisaillement}}^{N(i)}$  variant selon le régime d'instabilités entre l'entrée et la sortie du contact (§ II.2.1.2), les données relatives aux trois nœuds N(entrée), N(milieu) et N(sortie) seront donc précisées.

Le profil de surface du rail induit par le régime d'instabilités de glissement est périodique et régulier (Figure 2–28a). Son amplitude crête à crête est d'environ 4  $\mu\text{m}$ . Les creux apparaissent au même endroit que les déformations plastiques maximales décrites précédemment à la surface du rail. D'autre part, les déformations en sous-surface sont

légèrement déphasées par rapport à celles de la surface. En effet, les conditions de glissement complet dans le contact induisent une orientation de la transmission des efforts dont l'angle par rapport à la surface de contact dépend du coefficient de frottement.

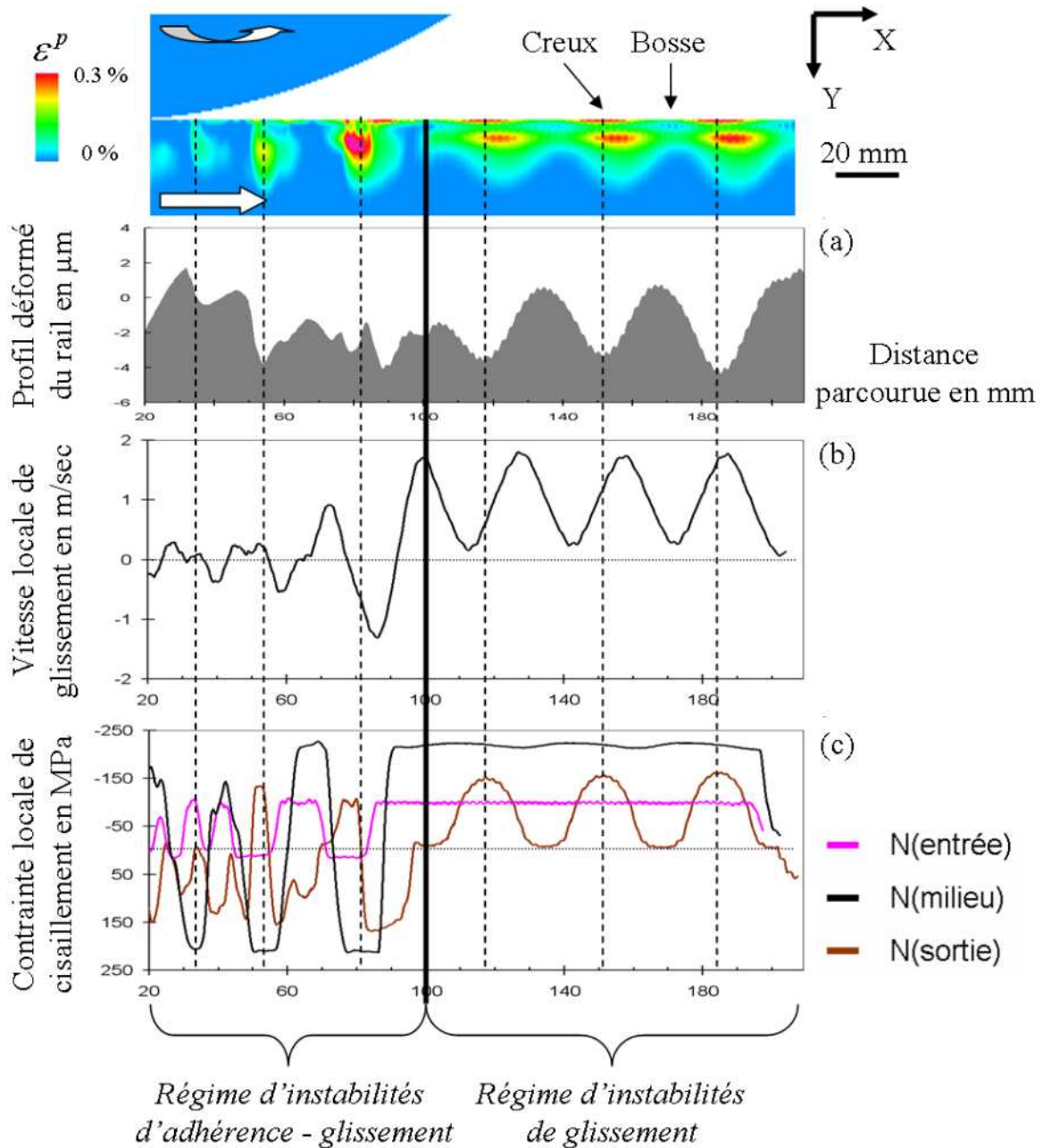


Figure 2-28. Relation entre le profil déformé du rail et les grandeurs locales dans le contact

Les extremums de la vitesse locale de glissement à la sortie du contact (Figure 2-28b) ne sont pas en phase avec ceux de la surface déformée du rail : ils ne peuvent donc être à l'origine de la formation de ce profil.

A l'opposé, l'évolution spatiale de  $\sigma_{\text{cisaillement}}^{N(i)}$  au nœud N(sortie) se corrèle aisément avec les extrema de la surface déformée (Figure 2-28c). Physiquement, lorsque la contrainte de

cisaillement  $\sigma_{\text{cisaillement}}^{N(i)}$  est suffisamment élevée, des déformations plastiques équivalentes apparaissent à la surface du rail. Ces dernières sont ici caractérisées par un déplacement de la matière orienté selon le sens du cisaillement, c'est-à-dire vers l'arrière du contact : le déplacement des nœuds  $N(i)$  à la surface du rail est ici plus important que ceux situés en sous-surface. La matière est donc ici "*repoussée par cisaillement*" vers l'arrière du contact, formant ainsi un creux dont la profondeur maximale est atteinte là où  $\sigma_{\text{cisaillement}}^{N(i)}$  est maximale. Les bosses sont donc formées par le déplacement de la matière des creux : elles ne sont donc pas le siège de déformations plastiques importantes.

Le profil de surface du rail induit par le régime d'instabilités d'adhérence-glisserment ne possède plus une périodicité aussi régulière que le précédent (Figure 2–28a). L'amplitude maximale mesurée entre deux extremums consécutifs est d'environ 5  $\mu\text{m}$ . Les zones de déformations plastiques équivalentes maximales en surface et en sous-surface sont cette fois alignées verticalement car le contact tend à revenir à des conditions de roulement sans glissement. Ces zones peuvent de plus être rapprochées d'un creux du profil surfacique du rail. Comme précédemment, il n'y a pas de corrélation possible entre l'évolution de  $V_{\text{glissement}}^{N(i)}$  et la géométrie déformée du rail (Figure 2–28b). Ce sont de nouveau les zones où la contrainte de cisaillement est maximale qui sont à l'origine de la formation des creux et donc des bosses.

Contrairement au régime précédent, les variations périodiques les plus importantes de  $\sigma_{\text{cisaillement}}^{N(i)}$  (Figure 2–28c) sont cette fois le fait de la moitié avant du contact, entre  $N(\text{entrée})$  et  $N(\text{milieu})$ , c'est-à-dire là où les zones d'adhérence et de glissement s'alternent.

En conclusion, les déformations plastiques périodiques induites par les régimes d'instabilités de glissement et d'adhérence-glisserment sont la conséquence de modulations de la contrainte de cisaillement respectivement à la sortie et à l'entrée du contact.

#### II.2.3.1.2 Influence de la limite d'élasticité du matériau

Différentes nuances d'acier de rail sont proposées aux réseaux ferroviaires. La nuance la plus couramment utilisée est la 900 A, c'est-à-dire un acier dont la limite d'élasticité ( $R_e$ ) est d'environ 450 MPa et la charge à la rupture ( $R_m$ ) de 900 MPa. Les déformations plastiques équivalentes  $\varepsilon^p$  mises en évidence précédemment montrent que la limite d'élasticité du matériau utilisé pour le rail n'est pas forcément adaptée. Deux limites élastiques hautes (700 MPa) et basses (200 MPa) ont alors été testées dans le but de déterminer leur influence sur la formation des déformations plastiques équivalentes périodiques. Les paramètres des simulations sont ceux définis Tableau 2-9. Les résultats de ces simulations sont présentés Figure 2–29.



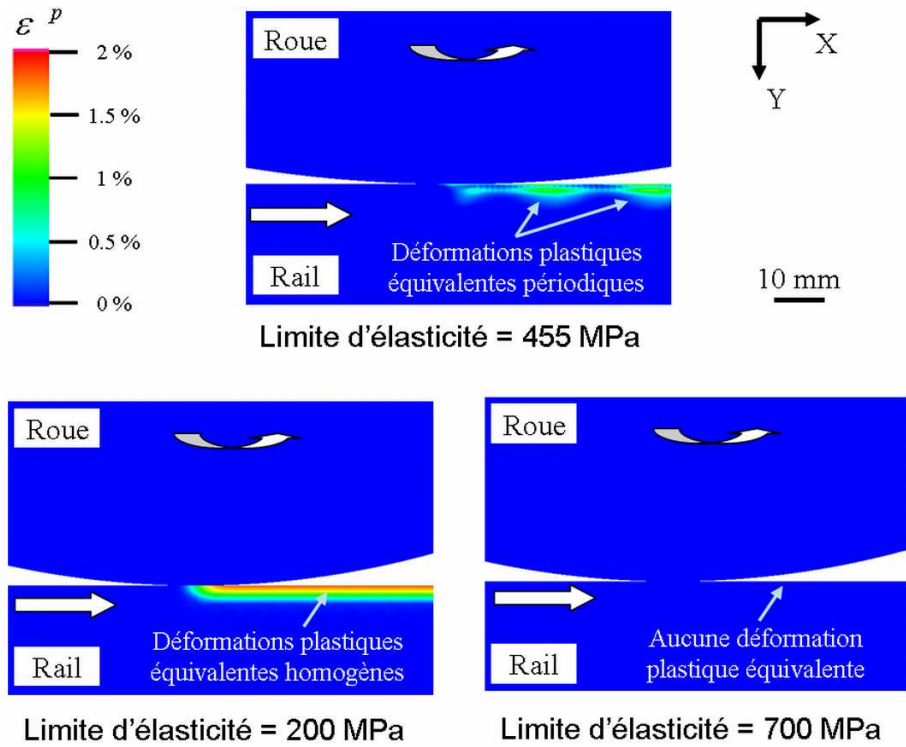


Figure 2–29. Influence de la loi limite d'élasticité sur les déformations plastiques équivalentes périodiques

Tout d'abord, quelle que soit la limite d'élasticité  $R_e$  considérée, les régimes d'instabilités décrits précédemment restent inchangés (Figure 2–30).

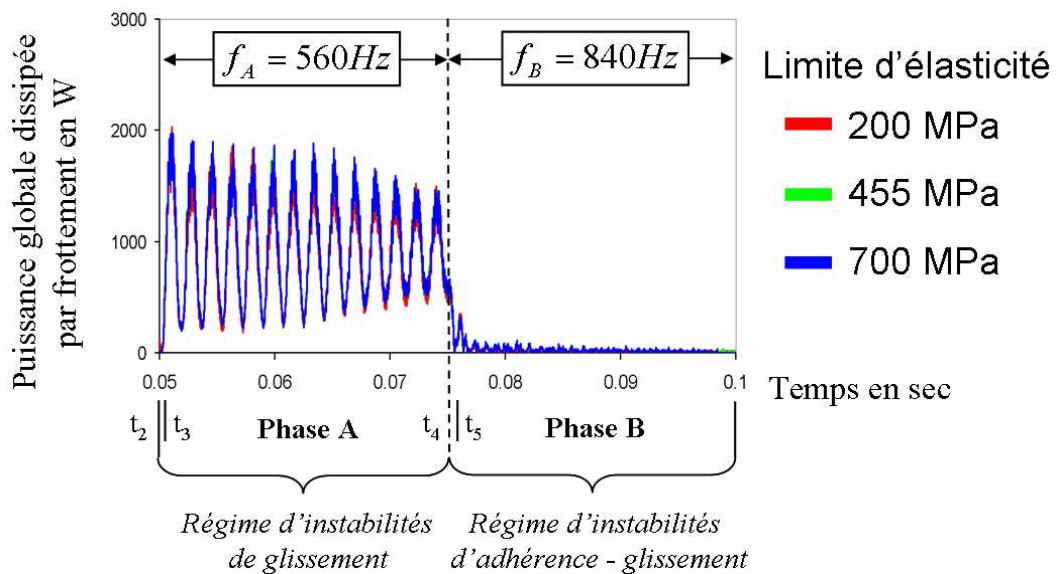


Figure 2–30. Evolution temporelle de la puissance globale dissipée par frottement dans le contact en fonction de la limite d'élasticité du matériau constituant le rail

Ensuite, lorsque la limite élastique est élevée (700 MPa), les régimes d'instabilités ne sont pas suffisamment énergétiques pour solliciter le matériau dans son domaine plastique (Figure 2–29) : aucune déformation plastique équivalente n'est alors mise en évidence. Dans le cas



d'une limite d'élasticité basse (200 MPa), le matériau du rail rentre dans son domaine plastique dès que la force normale est appliquée au centre de la roue (Figure 2–29). Les déformations plastiques équivalentes périodiques précédentes laissent alors place à des déformations plastiques équivalentes homogènes. En effet les variations de  $\varepsilon^p$  induites par les régimes d'instabilités sont alors d'une amplitude négligeable devant celles induites par le simple chargement verticale de la roue.

La limite d'élasticité agit alors finalement comme un "amortisseur" des conséquences des régimes d'instabilités.

### II.2.3.1.3 Influence du taux de glissement

Les simulations présentées dans ce chapitre tendant à reproduire les conditions réelles d'exploitation en cas d'accélération ou de décélération d'un train, l'influence du taux de glissement sur les déformations plastiques équivalentes périodiques précédentes doit alors être évaluée. Trois taux de glissement globaux imposés sont choisis pour obtenir des vitesses globales de glissement imposées de 0.5 m/sec ( $\Gamma_{imposé}^G = 3\%$ ), 1 m/sec ( $\Gamma_{imposé}^G = 6\%$ ) et 2 m/sec ( $\Gamma_{imposé}^G = 12\%$ ).

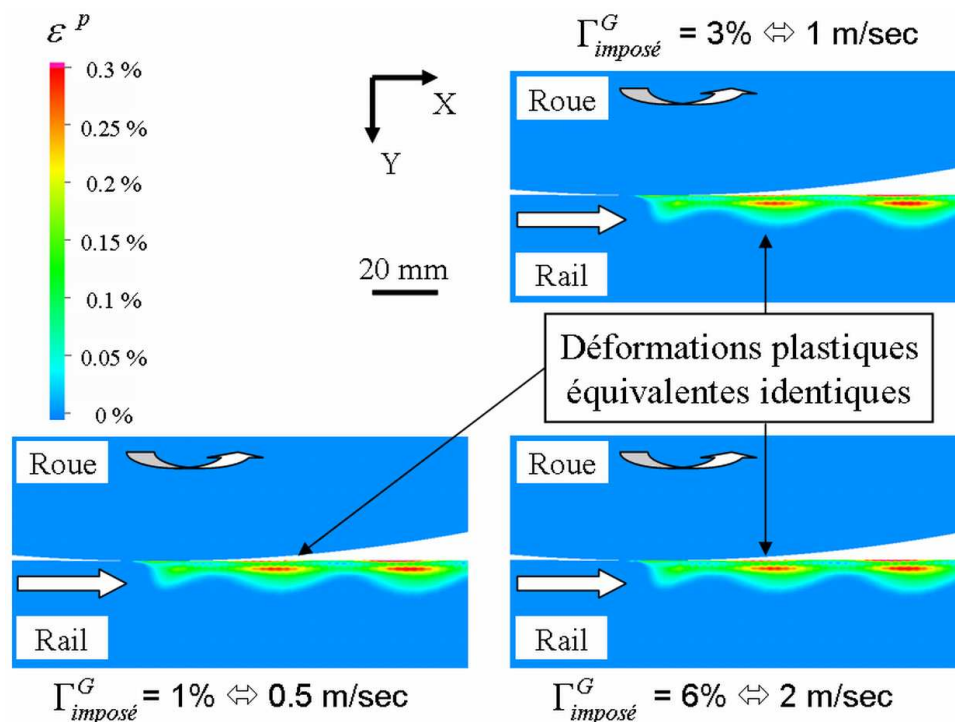


Figure 2–31. Influence du taux de glissement global sur les déformations plastiques équivalentes périodiques induites par le régime d'instabilités de glissement (Phase A)

Comme le montre la Figure 2–31, les déformations plastiques équivalentes  $\varepsilon^p$  obtenues au cours de la phase A restent inchangées tant dans leur localisation que dans leur amplitude. En effet, le contact restant en glissement complet au cours de cette phase, la contrainte de

cisaillement maximale à la sortie du contact sera celle autorisée par la loi de Coulomb. Le coefficient de frottement restant inchangé quel que soit l'essai, la contrainte de cisaillement maximale sera finalement la même quel que soit le taux de glissement imposé.

Au cours de la phase B (Figure 2–32), la valeur maximale de  $\varepsilon^p$  évolue sensiblement avec la vitesse de glissement globale imposée. Lorsque celle-ci augmente, la zone de glissement qui apparaît à l'avant du contact (Figure 2–14) est plus étendue. Le matériau est alors plus fortement sollicité en cisaillement. Ceci a finalement pour conséquence d'induire des déformations plastiques équivalentes plus élevées que pour des vitesses de glissement globales plus faibles.

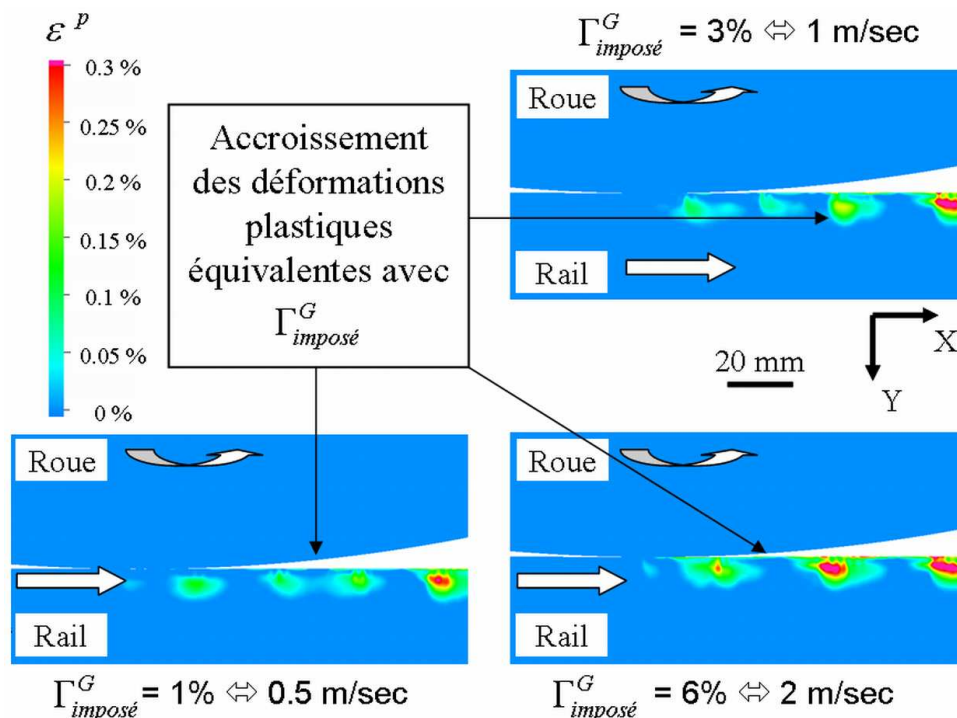


Figure 2–32. Influence du taux de glissement global sur les déformations plastiques équivalentes périodiques induites par le régime d'instabilités d'adhérence-glisement (Phase B)

#### II.2.3.1.4 Synthèse

En conclusion, l'introduction d'une loi d'élasto-plasticité réaliste a permis de mettre en évidence des déformations plastiques équivalentes périodiques à la surface et dans le volume du rail. Celles-ci sont la conséquence de l'existence de régimes d'instabilités de glissement et d'adhérence-glisement dans le contact. D'autre part, il a été montré que la limite d'élasto-plasticité agit comme un "amortisseur" des conséquences des régimes d'instabilités. Haute, elle empêche les déformations plastiques équivalentes d'apparaître car on ne dépasse jamais la limite d'élasticité du matériau. Basse, elle les homogénéise car le matériau est en permanence sollicité dans son domaine plastique. Dans la réalité, l'existence de la couche de troisième corps à la surface du rail peut jouer, en fonction de sa rhéologie, un rôle similaire à la limite d'élasticité. Dans le futur, cet aspect devra être pris en compte dans les modélisations pour

améliorer un peu plus la compréhension de la dynamique locale du contact roue-rail. Finalement, la variation du taux de glissement global n'a pas d'influence sur les déformations plastiques équivalentes conséquentes du *régime d'instabilités de glissement*. Au contraire, plus le taux de glissement global imposé est important, plus celles issues du *régime d'instabilités d'adhérence-glissement* sont étendues et élevées.

### II.2.3.2 Approche thermique du problème

Les simulations utilisées précédemment sont désormais reprises d'un point de vue thermomécanique. La loi d'élasto-plasticité à température ambiante d'un acier de type 900 A reste conservée pour le matériau constituant le rail. La roue reste toujours considérée élastique. Les propriétés thermiques des matériaux composant la roue et le rail sont celles présentées Tableau 2-5.

#### II.2.3.2.1 Une répartition périodique de la température à la surface du rail

L'élévation de température dans le contact consécutive du *régime d'instabilités de glissement* est périodique et régulière (Figure 2-33). Atteinte à la surface du rail, la température maximale oscille entre 250°C et 65°C. La température moyenne correspondante est de 157.5°C ce qui est proche des 154°C obtenus au cours du régime de glissement stabilisé (§ II.1.3.2.2). Comme pour l'approche élasto-plastique, le suivi de  $V_{\text{glissement}}^{N(i)}$  et  $\sigma_{\text{cisaillement}}^{N(i)}$  permet de comprendre l'origine de l'accroissement périodique de la température dans le contact roue-rail. Contrairement aux résultats précédents, aucun parallèle ne peut être dressé entre l'évolution de  $\sigma_{\text{cisaillement}}^{N(i)}$  et celle de la température maximale dans le contact. *A contrario*, les maxima et minima de  $V_{\text{glissement}}^{N(i)}$  correspondent exactement à ceux de la répartition de température dans le rail.  $V_{\text{glissement}}^{N(i)}$  est donc à l'origine des modulations périodiques de la température.

Le même résultat reste valable pour le *régime d'instabilités d'adhérence-glissement*. Cependant, le contact tendant à revenir à des conditions de roulement sans glissement,  $V_{\text{glissement}}^{N(i)}$ , et par conséquent la température dans le contact, tend alors rapidement vers zéro.

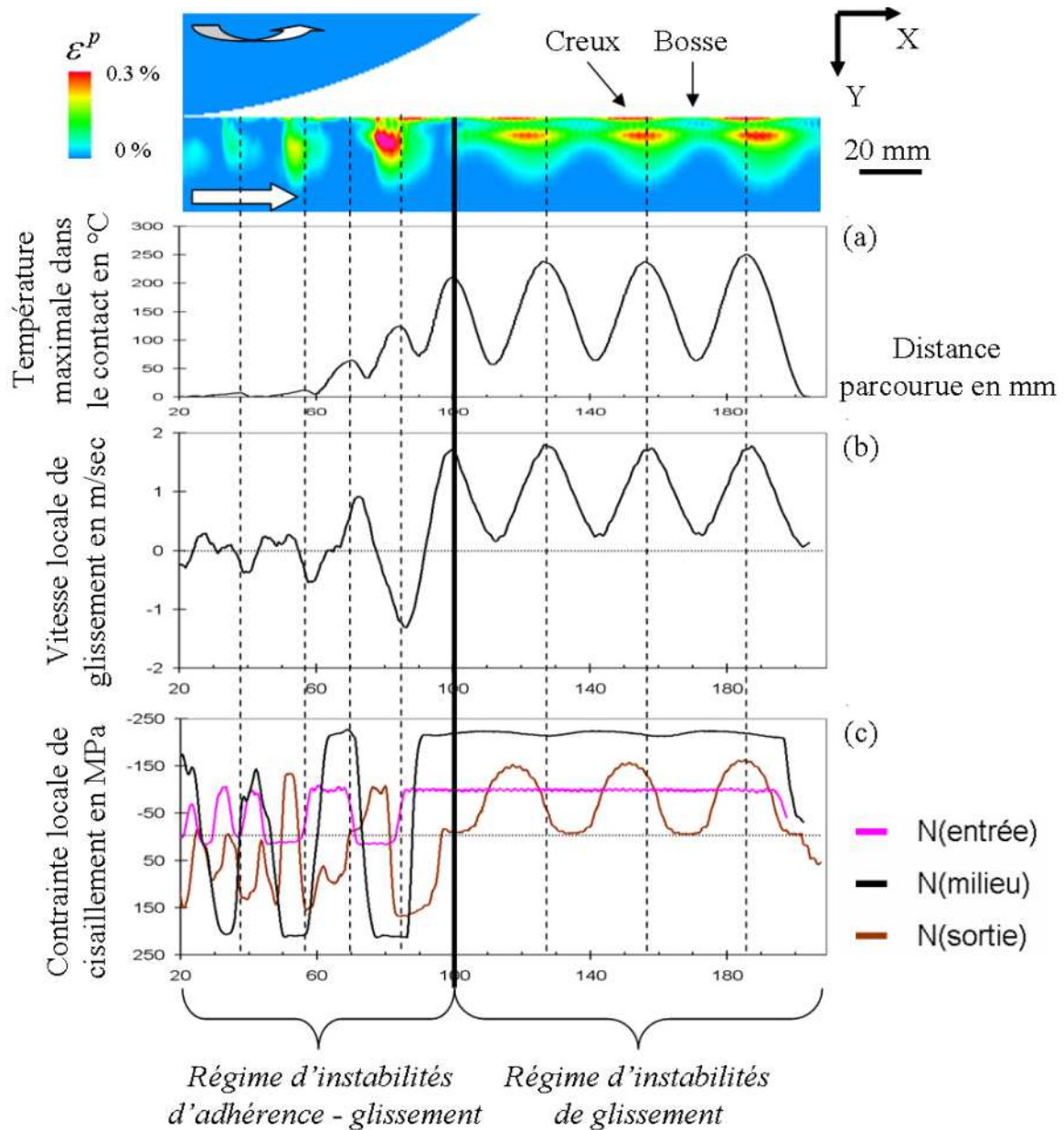


Figure 2-33. Relation entre la température maximale dans le contact et les grandeurs locales dans le contact

Pour les deux régimes d'instabilités, l'augmentation de température due à l'apparition de déformations plastiques équivalentes est inférieure à 1°C. Elle est donc négligeable devant celles dues aux conditions locales de glissement dans le contact.

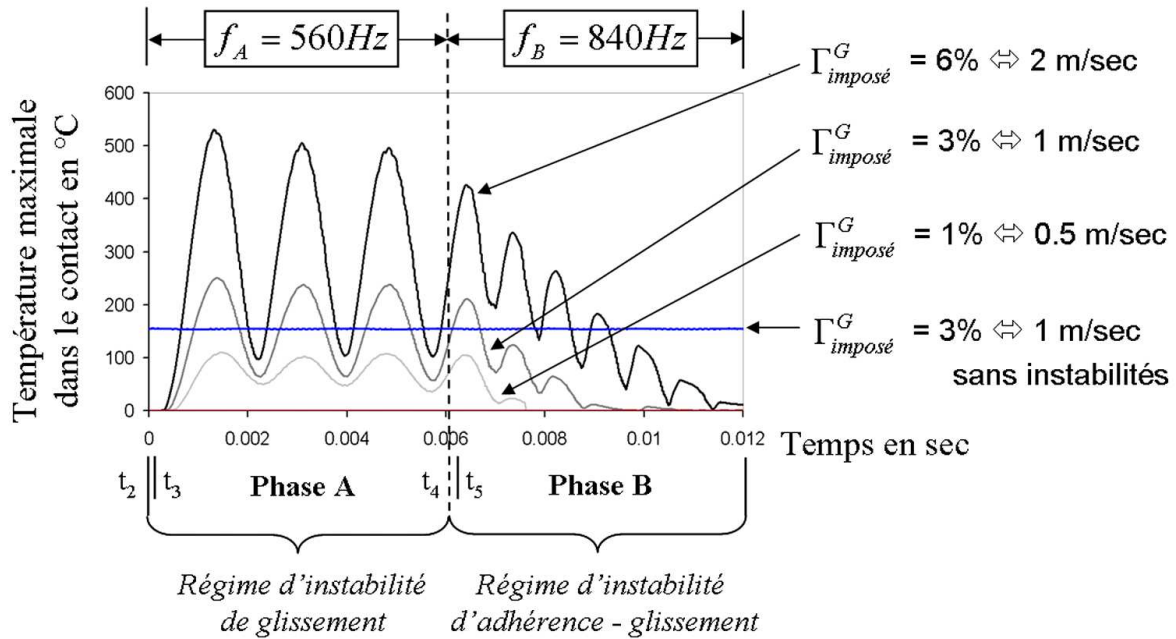


Figure 2–34. Influence du taux de glissement sur la température maximale dans le contact

### II.2.3.2.2 Influence du taux de glissement

L'influence de  $\Gamma_{imposé}^G$  sur l'élévation de température dans le contact roue-rail est maintenant évaluée. Pour ce faire, les trois mêmes taux de glissement que ceux utilisés au paragraphe II.2.3.1.3 sont repris. Les résultats des simulations (Figure 2–34) montrent que la température dans le rail est directement dépendante de  $\Gamma_{imposé}^G$  pour les deux régimes d'instabilités.

Cependant, les deux régimes ne réagissent pas de façon similaire à la variation de  $\Gamma_{imposé}^G$ .

Au cours du régime d'instabilités de glissement, les minima de température restent sensiblement les mêmes, entre 60°C et 100°C, quel que soit  $\Gamma_{imposé}^G$  (Figure 2–35). Au contraire, les maxima évoluent pratiquement proportionnellement avec  $\Gamma_{imposé}^G$ . Ces derniers varient alors entre 110°C pour  $\Gamma_{imposé}^G = 0.5 \text{ m/sec}$  et 530°C pour  $\Gamma_{imposé}^G = 2 \text{ m/sec}$ .

Au cours du régime d'instabilités d'adhérence-glissement, les minima et maxima de température dans le contact décroissent quasiment proportionnellement avec  $\Gamma_{imposé}^G$ . Les valeurs présentées Figure 2–35 sont ici prises au début de la phase B.

Finalement, quel que soit le régime d'instabilités étudié, l'évolution de la température maximale dans le contact est donc fortement dépendante du taux de glissement global imposé  $\Gamma_{imposé}^G$ . Ceci est en accord avec la réalité. En effet, en cas de patinage intense d'un train au démarrage, la température dans le contact roue-rail peut être suffisante pour amorcer une fusion locale de l'acier [NICO 01] et faire apparaître des zones bleuies (Figure 2–2) à la surface du rail.

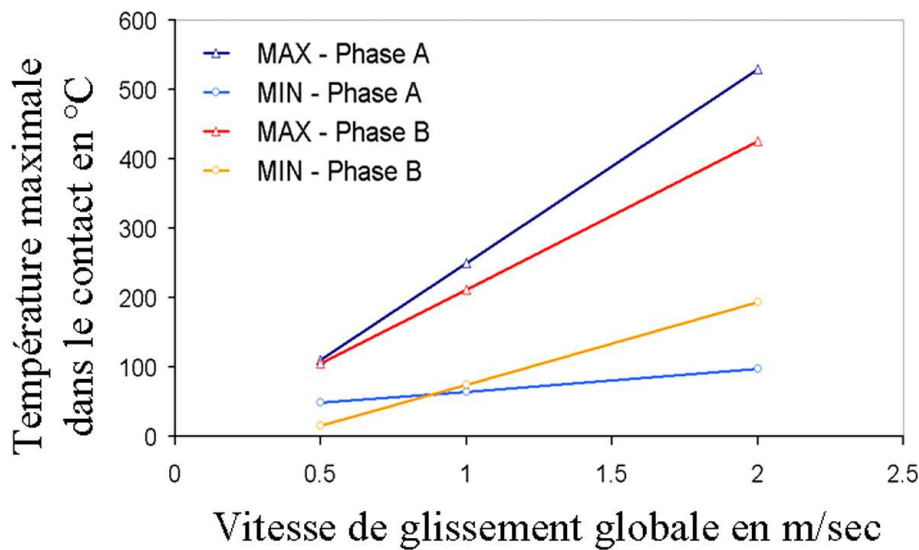


Figure 2-35. Relation entre la vitesse de glissement globale et les extrêmes de la température maximale dans le contact

#### II.2.3.2.3 Synthèse

En conclusion, les simulations précédentes ont permis de montrer que les *régimes d'instabilités de glissement et d'adhérence glissement* sont à l'origine d'une augmentation périodique de la température à la surface du rail. Celle-ci est principalement due à des variations périodiques importantes des vitesses locales de glissement dans le contact et non à la formation de déformations plastiques équivalentes. D'autre part, étant caractérisé par des conditions de glissement complet, le *régime d'instabilités de glissement* est celui qui est à l'origine des plus fortes élévations de température dans le contact ; ses maxima sont ici proportionnels à  $\Gamma_{imposé}^G$ .

Après avoir mis en évidence les conséquences des régimes d'instabilités dans des conditions proches de la réalité du contact roue-rail des transports urbains ferrés, il est désormais possible de compléter l'approche tribologique et métallurgique initiale par les résultats issus des simulations précédentes et ainsi mettre en exergue le mécanisme de formation de l'usure ondulatoire des voies rectilignes.

## CHAPITRE III. CIRCUIT TRIBOLOGIQUE MENANT A LA FORMATION DE L'USURE ONDULATOIRE DES VOIES RECTILIGNES

Au cours de la partie précédente, les conséquences tribologiques des régimes d'instabilités ont été évaluées et permettent désormais de décrire le mécanisme de formation de l'usure ondulatoire reproduite numériquement. Afin de déterminer si cette dernière est représentative du phénomène physique décrit au Chapitre I de cette partie, leurs caractéristiques sont finalement comparées.

### III.1. Circuit tribologique de l'usure ondulatoire reproduite numériquement

Dans un premier temps, une modification transitoire de la vitesse de rotation de la roue  $\omega_{\text{int}}^{\text{Roue}}$  est induite à l'échelle du mécanisme (essieu, moteur,...) par :

- une variation de la vitesse de rotation du moteur (régulateur de tension, accélération, freinage rhéostatique),
- un réfrènement de l'essieu par l'apparition d'un contact joue active de rail-boudin de roue sur la file opposée au rail développant de l'usure ondulatoire,
- un réfrènement de l'essieu par action du freinage,
- ...

Ne permettant pas, dans les premiers instants, de modifier la vitesse globale du train  $V^{\text{Rail}}$ , cette variation rapide de  $\omega_{\text{int}}^{\text{Roue}}$  impose alors un glissement global  $\Gamma_{\text{imposé}}^G$  entre les deux premiers corps en contact, la roue et le rail. Cette différence de vitesse est transmise au contact par l'intermédiaire du voile de la roue. L'existence d'un coefficient de frottement non nul à l'interface entre les deux premiers corps permet, dans premier temps, de conserver des zones d'adhérence dans le contact. L'accommodation de la vitesse relative entre les deux premiers corps se fait alors ici par accumulation d'énergie élastique de torsion dans le voile de la roue. Aucun débit de premier ou de troisième corps, pouvant donner lieu à la formation d'usure ondulatoire, n'est activé jusqu'à présent.

Lorsque les efforts tangentiels, induits dans le contact par la torsion de la roue, deviennent plus élevés que la force tangentielle maximale admissible par la loi de Coulomb, alors le contact devient complètement glissant. La roue peut finalement dissiper son énergie de torsion en excitant l'un de ses modes, ici son premier mode libre de torsion : c'est le *régime d'instabilités de glissement*.

L'excitation de ce mode a pour conséquence, à l'échelle du contact, de moduler périodiquement les contraintes locales de cisaillement ainsi que les vitesses locales de glissement.

Lorsque les contraintes locales de cisaillement sont maximales, la matière à la surface du rail est "*repoussée par cisaillement*" plastiquement vers la sortie du contact (§ II.2.3.1.1) : un creux, déformé plastiquement, et une bosse, non déformée plastiquement, sont ainsi formés. Ce mécanisme est répété périodiquement à la même fréquence que celle du mode de torsion de la roue. Un débit périodique longitudinal de premier corps, correspondant au repoussement de la matière par cisaillement (§ II.2.3.1.1), est ainsi mis en évidence (Figure 2–36) : il est maximum dans les creux  ${}^{\text{1er}}Q_{\text{Longi}}^{\text{Creux}}$  et minimum sur les bosses  ${}^{\text{1er}}Q_{\text{Longi}}^{\text{Bosse}}$ . De cette modulation du débit de premier corps résulte la formation d'une géométrie périodique permanente à la surface du rail.

L'existence d'une modulation périodique des vitesses locales de glissement a pour conséquence des variations périodiques rapides (moins d'1ms entre un minimum et un maximum) et de grande amplitude (plus de 200°C pour  $\Gamma_{\text{imposé}}^G = 5\%$ ) de la température dans



le contact. La localisation des maxima des vitesses locales de glissement à proximité des bosses induit alors conjointement une augmentation de température et un débit d'usure longitudinal de troisième corps plus important sur les bosses  ${}^3\text{ème} Q_{u \text{ Longi}}^{\text{Bosses}}$  que dans les creux  ${}^3\text{ème} Q_{u \text{ Longi}}^{\text{Creux}}$  (Figure 2–36).

L'usure ondulatoire induite par le *régime d'instabilités de glissement* est donc caractérisée d'une part, par un débit longitudinal périodique de premier corps, plus important dans les creux  ${}^1\text{er} Q_{u \text{ Longi}}^{\text{Creux}}$  que sur les bosses  ${}^1\text{er} Q_{u \text{ Longi}}^{\text{Bosses}}$ , et d'autre part, par une variation périodique de grande amplitude de la température à la surface du rail couplé avec un débit d'usure longitudinal périodique de troisième corps, plus élevé sur les bosses  ${}^3\text{ème} Q_{u \text{ Longi}}^{\text{Bosses}}$  que dans les creux  ${}^3\text{ème} Q_{u \text{ Longi}}^{\text{Creux}}$ .

Dans un second temps, la vitesse de rotation de la roue  $\omega_{\text{int}}^{\text{Roue}}$  est de nouveau modifiée transitoirement pour revenir à des conditions de roulement sans glissement ( $\Gamma_{\text{imposé}}^G = 0\%$ ) à l'échelle du mécanisme : l'objectif est ici de simuler soit l'arrêt d'une accélération, soit le décollement rapide du boudin de la roue de la joue active du rail.

Dans les premiers instants, cette décroissance rapide de  $\omega_{\text{int}}^{\text{Roue}}$  ne permet pas au contact de revenir à des conditions complètes d'adhérence, caractéristiques des conditions de roulement sans glissement : il y a alternance de zones d'adhérence et de glissement à l'avant du contact, l'arrière restant en adhérence. Cette différence entre la vitesse imposée au centre de la roue et celle existant à l'échelle du contact (adhérence-glissement) donne de nouveau lieu à une accumulation d'énergie élastique de torsion dans le voile de la roue. Cette énergie est encore une fois dissipée par la roue au travers de l'excitation de l'un de ses modes. Du fait de l'existence de zones d'adhérence dans le contact, le mode excité précédemment devient alors un mode couplé roue-rail dont la fréquence est plus élevée : c'est le *régime d'instabilités d'adhérence-glissement*.

De nouveau, des modulations des vitesses locales de glissement et des contraintes locales de cisaillement apparaissent dans le contact.

Les débits de premiers corps à l'origine de la formation des bosses et des creux restent similaires à ceux précédemment décrits. Cependant, l'alternance rapide de zones d'adhérence et de glissement dans le contact tend à perturber la régularité de la géométrie formée à la surface du rail.

Les variations périodiques des vitesses locales de glissement sont rapidement atténuées pour traduire des conditions de roulement sans glissement. Associés à ces dernières, la température à la surface du rail ainsi que le débit d'usure longitudinal de troisième corps sur les bosses  ${}^3\text{ème} Q_{u \text{ Longi}}^{\text{Bosses}}$  diminuent de la même façon.

L'usure ondulatoire induite par le *régime d'instabilités d'adhérence-glissement* est donc caractérisée d'une part, par un débit longitudinal pseudopériodique de premier corps, plus



important dans les creux  $1^{er} Q_{Longi}^{Creux}$  que sur les bosses  $1^{er} Q_{Longi}^{Bosse}$ , et d'autre part, par une diminution rapide de la température à la surface du rail et du débit longitudinal périodique de troisième corps, plus élevés sur les bosses  $3^{eme} Q_{u Longi}^{Bosse}$  que dans les creux  $3^{eme} Q_{u Longi}^{Creux}$ .

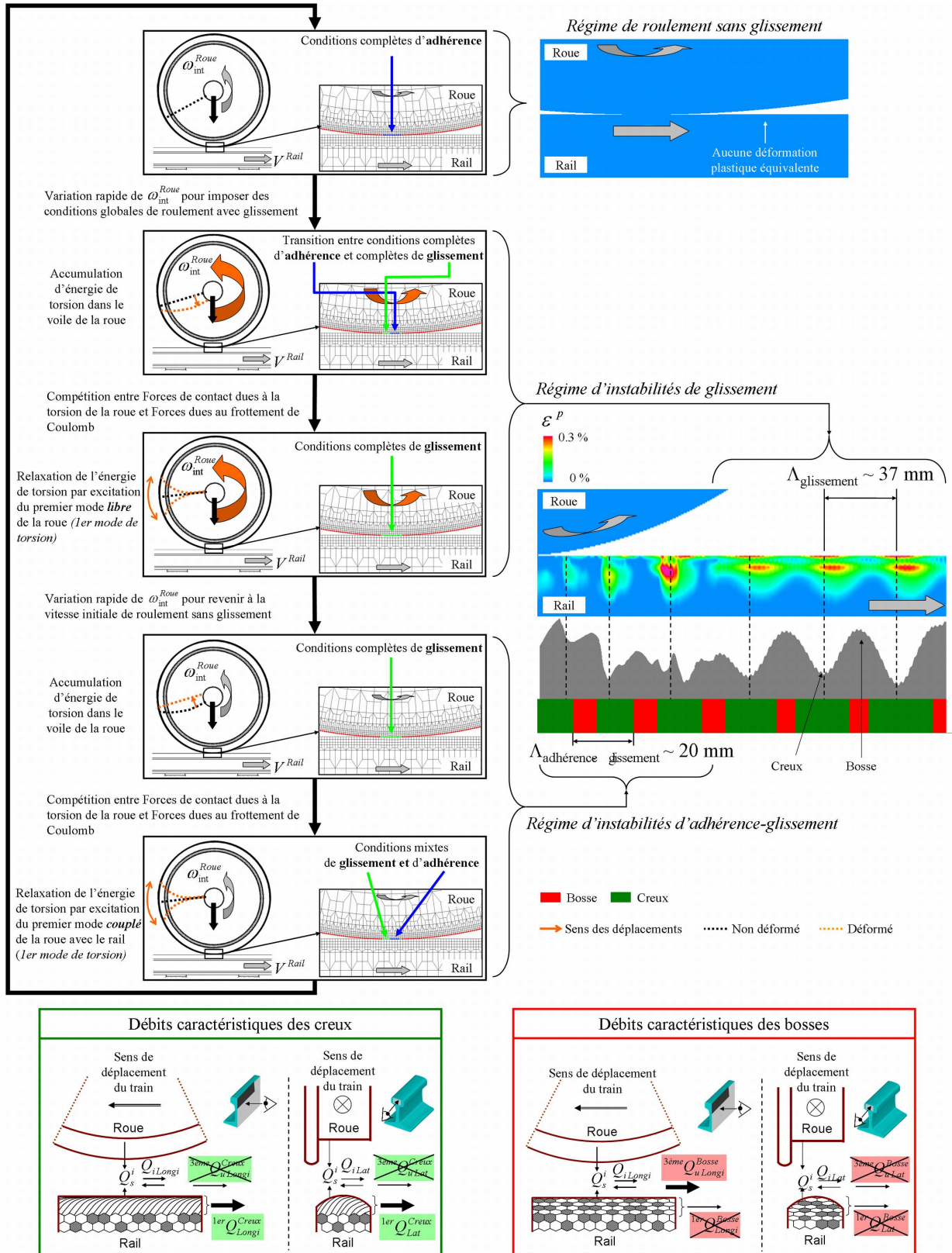


Figure 2-36. Circuit tribologique de l'usure ondulatoire pour le passage de la première roue

### III.2. Origine de l'usure ondulatoire des voies rectilignes

Afin de déterminer si effectivement l'un ou l'autre des deux régimes d'instabilités peut être à l'origine de l'usure ondulatoire présente sur les voies rectilignes, une confrontation entre les résultats des études numériques et ceux des études tribologiques et métallurgiques (I.1) est nécessaire (Figure 2–37).

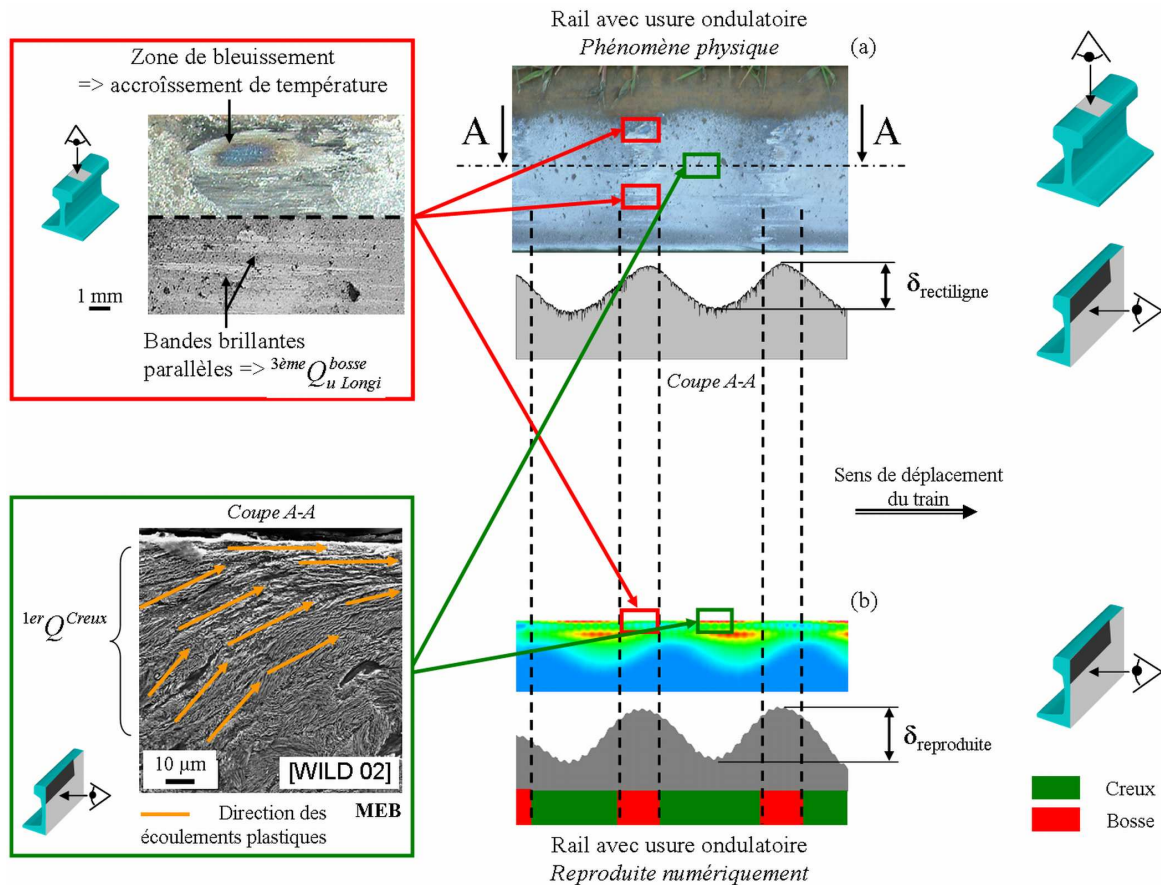


Figure 2–37. Confrontation entre usure ondulatoire réelle (a) et reproduite numériquement (b)

Les conséquences du régime d'instabilités d'adhérence-glissement sont de faibles amplitudes, rapidement atténuées et irrégulières. L'usure ondulatoire étant un phénomène étendu caractérisé par une longueur d'onde  $\Lambda$  régulière, ce régime ne peut être à son origine.

A contrario, les conséquences régulières et soutenues du régime d'instabilités de glissement font de ce dernier un candidat potentiel à l'origine de la formation de l'usure ondulatoire.

Physiquement, des débits d'usure longitudinaux de troisième corps caractéristiques de la présence de glissements élevés dans le contact, sont mis en évidence à la surface des bosses 3<sup>ème</sup> Q<sub>u Longi</sub><sup>Bosse</sup> (Figure 2–37a). Sur ces dernières, des zones bleues connotent l'existence d'une augmentation de température importante à la surface du rail. D'autre part, les études

métallurgiques ont montré que les creux sont le siège d'un débit longitudinal de premiers corps  ${}^{1er}Q_{Longi}^{Creux}$ .

Numériquement, des glissements longitudinaux élevés existent à proximité des bosses et ont pour conséquence d'une part, l'activation d'un débit d'usure longitudinal de troisième corps  ${}^{3eme}Q_{u Longi}^{Bosse}$  et d'autre part, une augmentation de température importante dans le contact. De plus, les creux sont formés par un déplacement de la matière constituant le rail par déformation plastique : ils sont donc le siège d'un débit de premier corps longitudinal  ${}^{1er}Q_{Longi}^{Creux}$  non nul.

En conclusion, la corrélation entre simulations et réalité est donc suffisante pour conclure que l'usure ondulatoire des voies rectilignes peut être une conséquence de l'activation d'un régime d'instabilités de glissement consécutif d'une modification transitoire de la vitesse de rotation de la roue. Cependant, un modèle plus complet (Figure 2–8) permettant d'une part, d'intégrer des premiers corps dégradables [FILL 04] et d'autre part, de tenir compte du mécanisme dans son ensemble (incluant l'axe transversal) serait nécessaire pour confirmer les résultats de cette étude.

**PARTIE 3. L'USURE ONDULATOIRE DES VOIES  
COURBES**



**PARTIE 3. L'USURE ONDULATOIRE DES VOIES COURBES..... 111**

**CHAPITRE I. Caractérisation du circuit tribologique de l'usure ondulatoire établie par une approche physique de la dynamique locale de contact .....114**

I.1. Caractérisation tribologique et métallurgique de l'usure ondulatoire .....	114
I.1.1 Caractéristiques principales du site étudié.....	114
I.1.2 Caractérisation surfacique de l'usure ondulatoire.....	115
I.1.3 Caractérisation volumique de l'usure ondulatoire.....	118
I.1.4 Du mécanisme de formation des micro-creux de l'usure ondulatoire .....	121
I.2. Circuit tribologique de l'usure ondulatoire établie à la surface du rail.....	124

**CHAPITRE II. Détermination expérimentale de l'origine des débits latéraux .....125**

II.1. Introduction .....	125
II.2. Validation morphologique du nouveau site instrumenté .....	126
II.3. Détails expérimentaux .....	127
II.3.1 Capteurs de forces et de déplacements .....	127
II.3.2 Principe de fonctionnement de la synchronisation entre grandeurs physiques mesurées et géométrie de l'usure ondulatoire .....	128
II.4. Approche fréquentielle .....	129
II.4.1 Particularité des analyses FFT.....	129
II.4.2 Caractérisation d'une zone exempte d'usure ondulatoire .....	130
II.4.3 Caractérisation d'une zone affectée d'usure ondulatoire.....	131
II.4.4 Différentiation entre roue menante et roue menée .....	131
II.5. Approche temporelle, corrélation entre mesures et géométrie de l'usure ondulatoire .....	133
II.5.1 Relations entre déplacements verticaux et géométrie de l'usure ondulatoire .....	133
II.5.2 Relations entre déplacements transversaux et géométrie de l'usure ondulatoire .....	134

**CHAPITRE III. Influence de la géométrie périodique sur le circuit tribologique de l'usure ondulatoire...136**

III.1. Introduction.....	136
III.2. Conditions expérimentales .....	136
III.3. Validation tribologique .....	138
III.4. Suivi morphologique de l'usure ondulatoire reproduite sur banc d'essai.....	139

**CHAPITRE IV. Circuit tribologique menant à la formation de l'usure ondulatoire des voies courbes.....141**

Ce chapitre a pour objectif de déterminer les causes menant à l'apparition d'usure ondulatoire sur la table de roulement des rails des voies courbes des transports urbains ferrés tels que les tramways et les métros.

Dans un premier temps, les caractéristiques tribologiques et métallurgiques de ce phénomène seront déterminées tant à la surface que dans le volume du rail. Les principaux débits du circuit tribologique de cette usure ondulatoire seront ainsi mis en évidence *a posteriori*, c'est-à-dire lorsque cette usure est déjà établie.

Afin de déterminer l'origine de ces débits, des mesures sur sites en conditions réelles d'exploitation seront effectuées à l'échelle des premiers corps sur des voies affectées par cette usure. Cependant, la présence de la géométrie périodique de l'usure ondulatoire sur la table de roulement du rail peut avoir pour conséquence de modifier les débits à l'origine de sa formation. Retrouver ces débits originaux nécessite donc de s'affranchir cette géométrie.

S'appuyant sur les résultats des mesures précédentes, des essais sur banc seront alors effectués dans le but de suivre la naissance de l'usure ondulatoire et de déterminer l'influence de sa géométrie sur les débits du circuit tribologique défini initialement.

Finalement, le circuit tribologique décrivant le mécanisme de formation de l'usure ondulatoire des voies courbes sera précisé.

## **CHAPITRE I. CARACTERISATION DU CIRCUIT TRIBOLOGIQUE DE L'USURE ONDULATOIRE ETABLIE PAR UNE APPROCHE PHYSIQUE DE LA DYNAMIQUE LOCALE DE CONTACT**

### **I.1. Caractérisation tribologique et métallurgique de l'usure ondulatoire**

Avant d'étudier la surface et le volume des rails présentant de l'usure ondulatoire par une double approche tribologique et métallurgique, il est important de préciser les caractéristiques du site étudié.

#### I.1.1 Caractéristiques principales du site étudié

Dans le cas des transports urbains ferrés, les voies courbes affectées par de l'usure ondulatoire ont usuellement un rayon inférieur à 600 m [ISHI 02], elles sont alors appelées "courbes de faible rayon". Contrairement à l'usure ondulatoire des voies rectilignes, les zones où celle-ci se développe, en courbe, ne peuvent être directement reliées aux conditions d'exploitations de type freinage ou accélération. De plus, les trains circulant sur ces voies courbes n'ont *a priori* en commun que leur faible vitesse d'exploitation (souvent inférieure à 80 km/h) et leur charge à l'essieu peu importante (environ 10 tonnes/essieu).

Dans le cadre de la présente étude, une courbe d'une ligne métro dont le rayon de courbure  $R_{site1}$  est égal à 75 m a été sélectionnée et sera désormais appelé site 1. Ce dernier possède la particularité de développer de l'usure ondulatoire sur sa file basse (Figure 3–1a) tandis que sa file haute en reste exempte (Figure 3–1b). D'autre part, les rails de la voie

étudiée ont été renouvelés au début de l'étude afin de s'affranchir de toute possibilité de formation d'usure ondulatoire par hystérésis, conséquence d'un mauvais meulage.

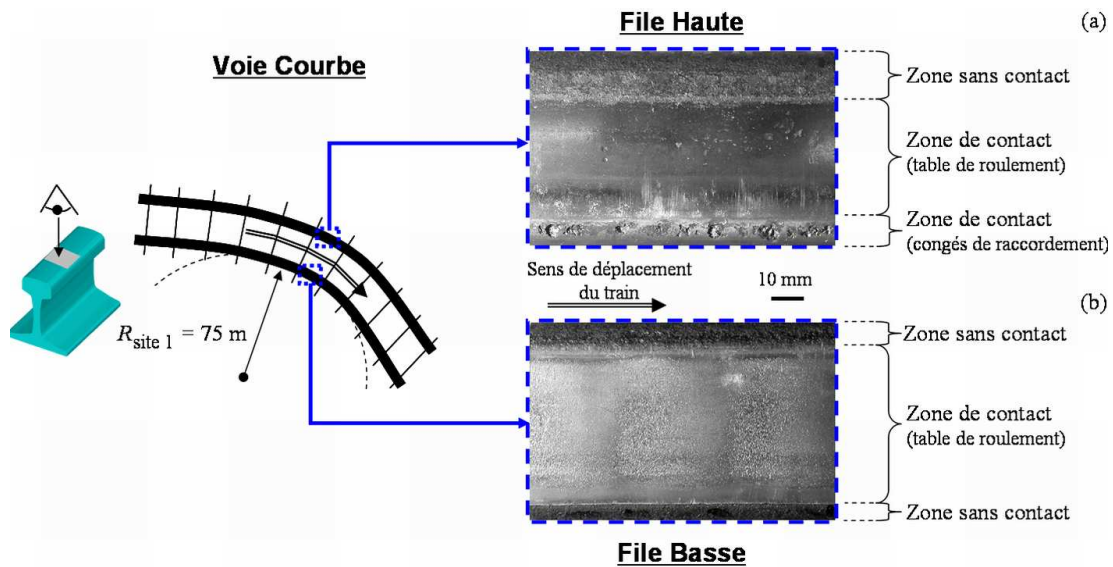


Figure 3–1. Surface du rail en file haute (a) et usure ondulatoire en file basse (b) du site 1

### I.1.2 Caractérisation surfacique de l'usure ondulatoire

Géométriquement, cette usure ondulatoire est caractérisée par une longueur d'onde  $\Lambda_{\text{site 1}}$  d'environ 40 mm (Figure 3–2). Son amplitude  $\delta_{\text{site 1}}$  atteint 85  $\mu\text{m}$  après 7 mois d'exploitation ce qui équivaut au passage d'environ 5.5 millions de tonnes à la surface du rail.

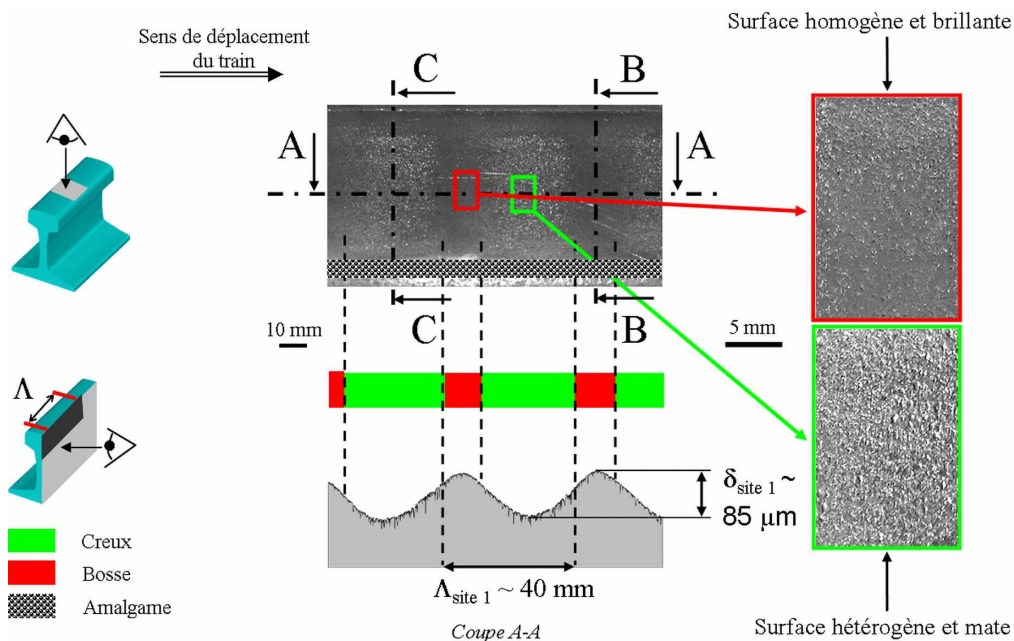


Figure 3–2. Caractérisation surfacique de l'usure ondulatoire des voies courbes en file basse sur le site 1



Comme le montre la Figure 3–2, deux morphologies distinctes permettent de différencier les creux et les bosses de cette usure ondulatoire qui affecte uniquement la table de roulement des rails en file basse. De plus, la présence d'un amalgame (particules métalliques, huile,...) est mise en évidence entre la table de roulement et la joue active du rail. Ce dernier sera étudié au § I.1.4.

- *Caractérisation surfacique des bosses*

L'observation oculaire des bosses montre une surface homogène et d'aspect brillant (Figure 3–2) qui ne traduit aucun écoulement surfacique majeur de troisième corps. Des observations plus approfondies (Figure 3–3a) au Microscope Electronique à Balayage (MEB) ne permettent pas, non plus, la mise en évidence de fronts d'écoulements de troisième corps qui traduiraient la prépondérance de l'un de ses débits devant les autres. L'aspect des bosses est ici similaire à celui de la surface de la file haute (Figure 3–3c), là où ne se développe que l'usure classique des rails.

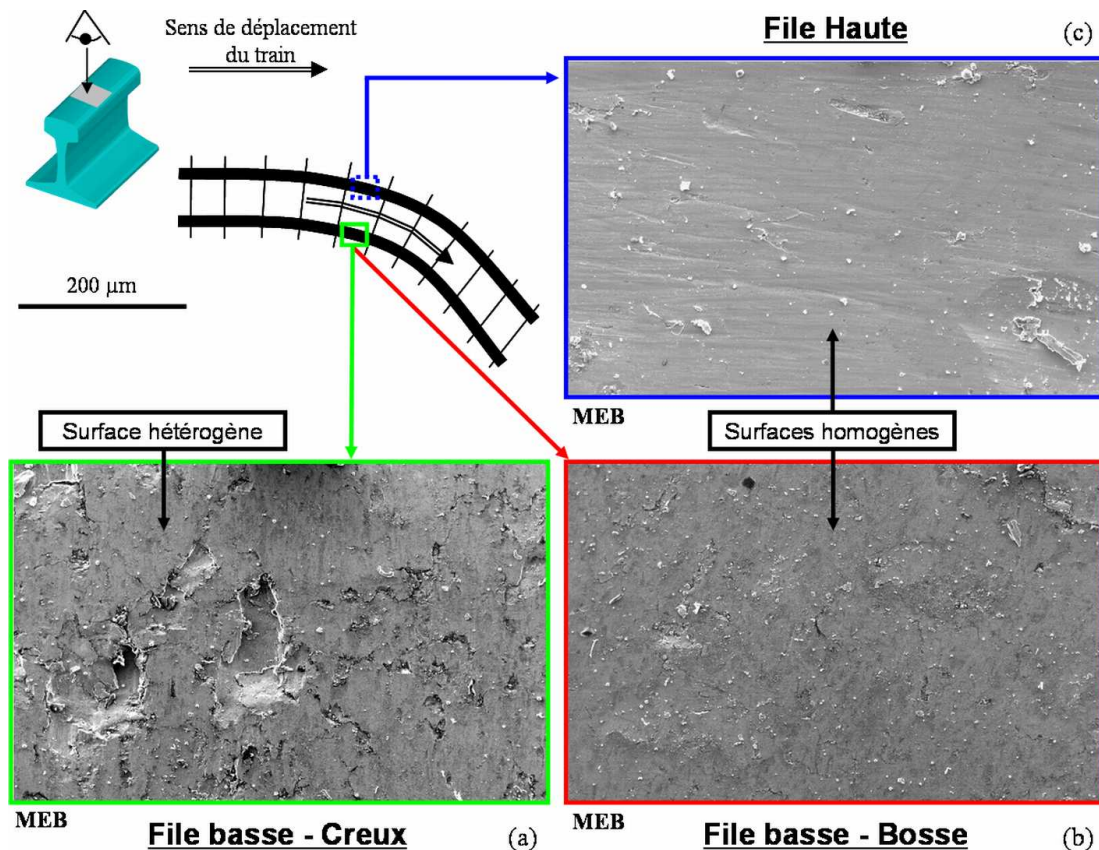


Figure 3–3. Observation surfacique des creux (a) et bosses (b) de l'usure ondulatoire en file basse et de la file haute (c) qui en est exempte

Les débits d'usure longitudinale  $Q_{u Longi}^{3ème Bosse}$  et latérale  $Q_{u Lat}^{3ème Bosse}$  de troisième corps ne semblent donc pas être ici différents de ceux menant à l'usure classique des rails [BERT 04], identique à celle observée en file haute.

- Caractérisation surfacique des creux

Contrairement aux bosses, la surface des creux est hétérogène et d'aspect mat (Figure 3–2). Afin de caractériser les phénomènes pouvant être à l'origine de cette hétérogénéité, des observations au MEB sont effectuées (Figure 3–3b). Ainsi, deux particularités sont mises en évidence.

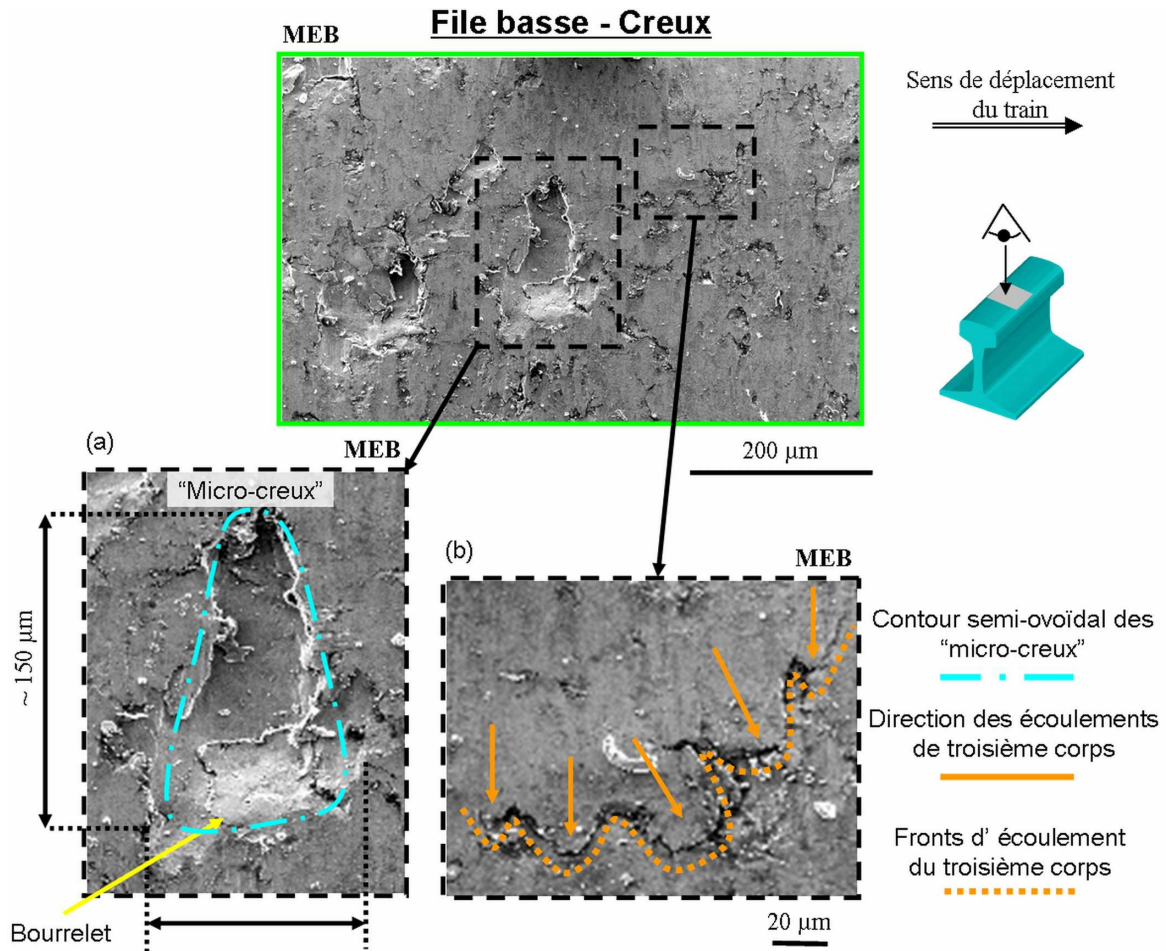


Figure 3–4. "Micro-creux" (a) et fronts d'écoulement de troisième corps (b) caractéristiques de la surface des creux de l'usure ondulatoire

Tout d'abord, de nombreux fronts d'écoulements de troisième corps, d'une longueur de quelques dizaines de micromètres, sont présents à la surface du rail (Figure 3–4b) avec une orientation perpendiculaire au sens de déplacement du train, plus précisément de la joue active vers la joue non active. Ceux-ci indiquent clairement l'existence d'un débit d'usure latéral  $Q_{u\text{ Lat}}^{3\text{ème Creux}}$ .

Ensuite, de nombreux "micro-creux" de forme semi-ovoïdale sont mis en évidence à la surface du rail (Figure 3–4a). D'une longueur comprise entre 100 et 200 μm et d'une largeur entre 50 et 100 μm, ces derniers sont orientés selon la même direction que les fronts d'écoulements de troisième corps, c'est-à-dire perpendiculairement au sens de déplacement du

train. Selon cette direction, les micro-creux présentent une asymétrie. En effet, la matière semble être repoussée vers l'extérieur de la voie, formant ainsi un bourrelet du côté de la joue non active du rail (Figure 3–4a). Ce dernier peut finalement se détacher de la surface du rail et ainsi contribuer au débit d'usure latéral dans les creux de l'usure ondulatoire  ${}^3\text{ème } Q_{u \text{ Lat}}^{\text{Creux}}$ .

Dans les creux de l'usure ondulatoire, la présence conjointe de micro-creux et d'écoulements surfaciques de troisième corps orientés latéralement indique une prépondérance des glissements latéraux  $v_y$  sur les glissements longitudinaux  $v_x$  (Partie 1 - § I.3.2.1.2). De plus, les écoulements de troisièmes corps étant "rectilignes", ils ne peuvent donc être la conséquence de glissements de spin  $v_z$  qui auraient pour conséquence de les "incurver".

Les glissements latéraux  $v_x$  induisent ici un débit d'usure latéral plus élevé dans les creux  ${}^3\text{ème } Q_{u \text{ Lat}}^{\text{Creux}}$  que sur les bosses  ${}^3\text{ème } Q_{u \text{ Lat}}^{\text{Bosse}}$ . D'autre part, rien n'indique l'existence d'un débit d'usure longitudinal sur les bosses  ${}^3\text{ème } Q_{u \text{ Longi}}^{\text{Bosse}}$  ou dans les creux  ${}^3\text{ème } Q_{u \text{ Longi}}^{\text{Creux}}$  différent de ce lui menant à l'usure classique des rails [BERT 04].

D'après les observations surfaciques, l'usure ondulatoire des voies courbes semble donc être la conséquence d'une modulation du débit d'usure latéral entre les bosses  ${}^3\text{ème } Q_{u \text{ Lat}}^{\text{Bosse}}$  et les creux  ${}^3\text{ème } Q_{u \text{ Lat}}^{\text{Creux}}$ . Afin de confirmer cette hypothèse, il est nécessaire de caractériser l'évolution microstructurale du matériau dans le volume du rail.

### I.1.3 Caractérisation volumique de l'usure ondulatoire

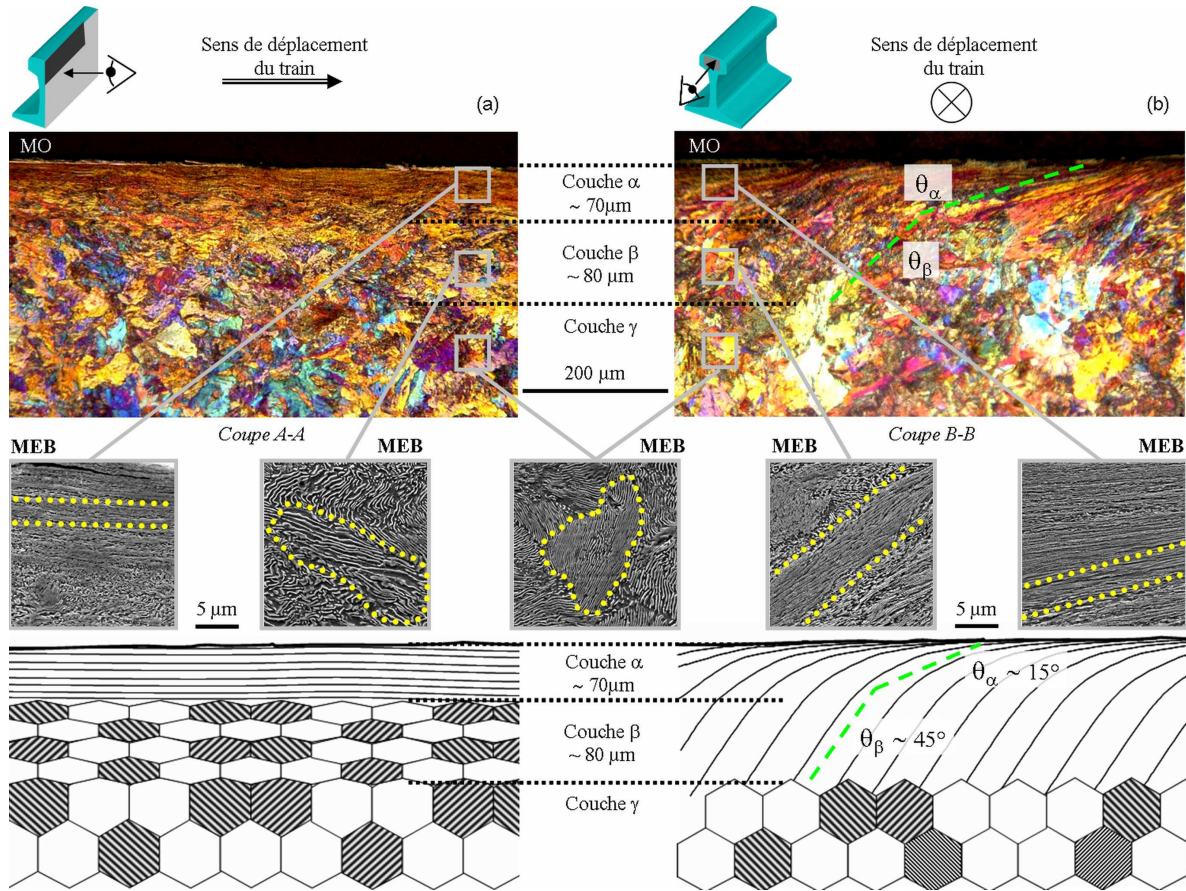
Comme décrit dans la Partie 2 - § I.1.3, la mise en évidence de l'évolution microstructurale du matériau est rendu possible grâce à une attaque chimique de la surface à observer, celle-ci ayant été préalablement polie. Les coupes des bosses et des creux de l'usure ondulatoire seront effectuées longitudinalement et perpendiculairement au sens d'avance du train (Figure 3–2). Celles-ci seront observées soit par Microscopie Optique en lumière polarisée (noté **MO** sur les figures), soit par Microscopie Electronique à Balayage (noté **MEB** sur les figures).

#### *- Caractérisation volumique des bosses*

Les coupes longitudinales des bosses (Figure 3–5a) montrent que la microstructure du matériau évolue en fonction de sa distance à la surface de contact. Au-delà d'une profondeur de 150  $\mu\text{m}$  par rapport à la surface, le matériau garde sa structure originelle d'acier perlitique (couche  $\gamma$ ), Cf. Partie 2 - § I.1.3. D'une profondeur de 150  $\mu\text{m}$  à la surface, les grains métallurgiques sont de plus en plus écrouis selon l'axe vertical (couche  $\beta$ ) jusqu'à se transformer en une couche d'aspect fibreux [NICO 01] orientée parallèlement à la surface du rail et d'une épaisseur d'environ 70  $\mu\text{m}$  (couche  $\alpha$ ). L'écrouissage (couche  $\beta$ ) se caractérise par une diminution de la taille des grains de perlite constituant l'acier du rail induisant un rapprochement des lamelles de cémentite au sein de chaque grain. L'aspect fibreux de la



couche  $\alpha$  a pour origine une réorientation des plans de cémentite, originellement aléatoire d'un grain à l'autre, selon une unique direction qui est ici parallèle à la surface de contact.



Dans un second temps, des coupes transversales de bosses sont observées (Figure 3-5b). De nouveau, les trois couches précédentes sont mises en évidence. Au-delà d'une profondeur de  $150\ \mu\text{m}$  par rapport à la surface, le matériau garde comme précédemment sa structure originelle d'acier perlitique (couche  $\gamma$ ). La couche  $\beta$  n'est plus uniquement caractérisée par un simple écrouissage vertical mais est cette fois orientée de la joue active vers la joue non active : par conséquent, la matière s'écoule plastiquement latéralement. L'angle  $\theta_\beta$  formé entre cette couche et la surface de contact est d'environ  $45^\circ$ . A partir d'une profondeur de  $70\ \mu\text{m}$  jusqu'à la surface de contact, la couche  $\alpha$  est caractérisée par un fibrage orienté qui prolonge celui de la couche  $\beta$  mais avec cette fois-ci un angle  $\theta_\alpha$  plus aigu, d'environ  $15^\circ$  par rapport à la surface. Les couches  $\alpha$  et  $\beta$  peuvent être ici considérées comme une seule et unique couche " $\alpha + \beta$ " qui est le siège d'un gradient non linéaire de déformation plastique d'angle initial  $45^\circ$  et d'angle final  $15^\circ$ .

Finalement, l'écrouissage (couche  $\beta$ ) et le fibrage (couche  $\alpha$ ) mis en évidence par les observations des coupes longitudinales des bosses ne sont que "l'empreinte" du gradient de déformation plastique latéral (couche  $\alpha + \beta$ ) dont l'angle décroît de façon non proportionnelle

avec la distance à la surface de contact. Ce gradient d'écoulement plastique latéral indique l'existence d'un débit transversal de premier corps  ${}^{1er} Q_{Lat}^{Bosse}$ . D'autre part, il n'est pas ici mis en évidence de débit longitudinal de premier corps  ${}^{1er} Q_{Longi}^{Bosse}$ .

- *Caractérisation volumique des creux*

Des conclusions similaires aux précédentes sont obtenues lors de l'observation des coupes longitudinales (Figure 3–6a) ou transversales (Figure 3–6b) des creux de l'usure ondulatoire. Ainsi, un débit transversal de premier corps, identique au précédent, est déterminé dans les creux  ${}^{1er} Q_{Lat}^{Creux}$ . De plus, il n'est toujours pas mis en évidence de débit longitudinal de premier corps  ${}^{1er} Q_{Longi}^{Creux}$ .

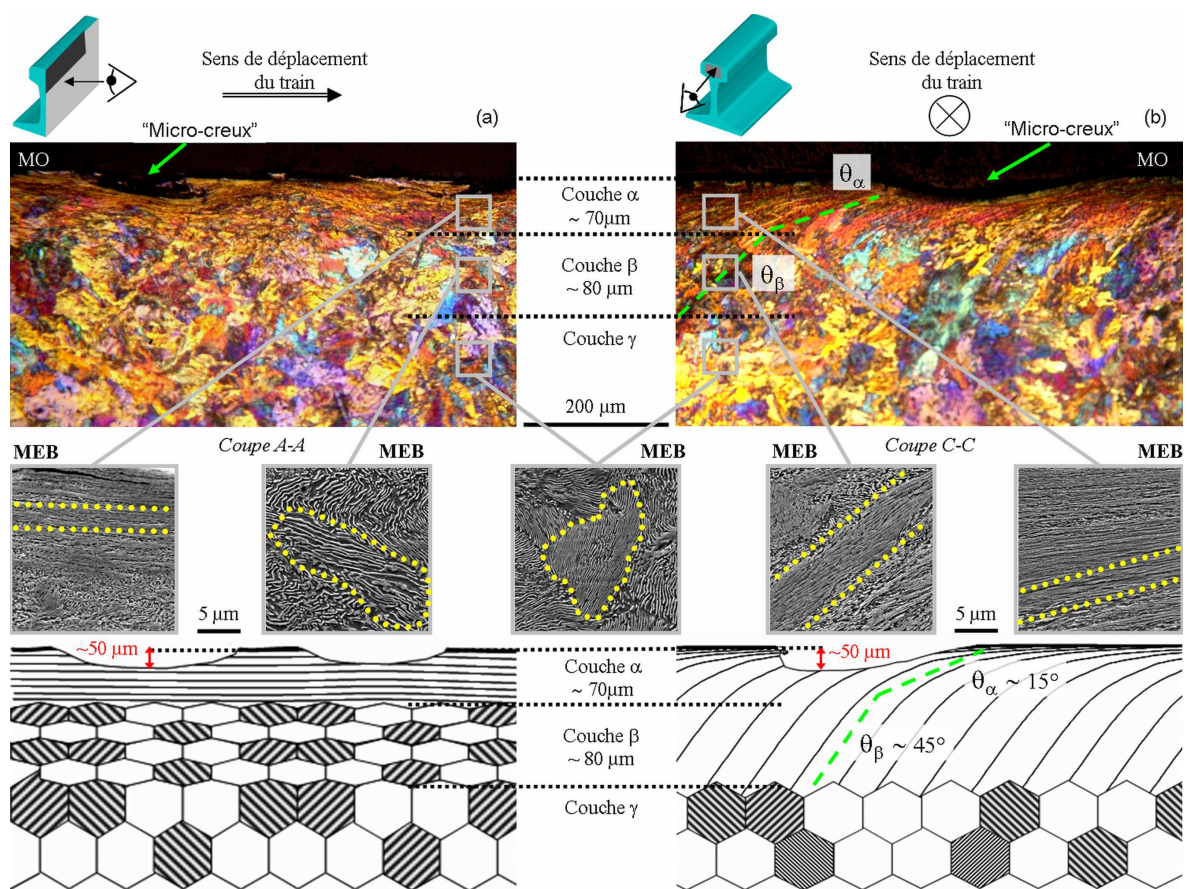


Figure 3–6. Coupe longitudinale (a) et transversale (b) d'un creux de l'usure ondulatoire

*A contrario*, des discontinuités de la couche  $\alpha$  sont cette fois observées au plus proche de la surface de contact. Celles-ci ont une longueur comprise entre 100 et 200  $\mu\text{m}$  et une largeur entre 50 et 100  $\mu\text{m}$ . Caractérisés par une asymétrie transversale, ces discontinuités sont l'empreinte volumique des micro-creux dont la profondeur est principalement inférieure à 50  $\mu\text{m}$ .

Bien que considérés à l'origine de ce type d'usure ondulatoire par **Ishida** [ISHI 02] et **Matsumoto** [MATS 02], les écoulements plastiques latéraux constituant le débit latéral de premier corps  $^{1er} Q_{Lat}$  ne peuvent pas expliquer, du fait de leur homogénéité sur les bosses et dans les creux, la formation des creux qui est le véritable cœur du problème.

Mise en évidence au cours des observations volumiques et surfaciques des rails, la différence essentielle entre les bosses et les creux réside dans l'existence des micro-creux à la surface de ces derniers. Il est donc essentiel à la compréhension du mécanisme de formation de l'usure ondulatoire de déterminer l'origine des micro-creux.

#### I.1.4 Du mécanisme de formation des micro-creux de l'usure ondulatoire

Au cours des observations des coupes longitudinales et transversales des rails, des particules en cours de détachement de la couche  $\alpha$  sont mises en évidence (Figure 3–7). Ces dernières possèdent les mêmes propriétés géométriques que les micro-creux et sont principalement constituées du matériau fibreux de la couche  $\alpha$ , dont elles sont issues. Conséquence de l'existence de glissements latéraux dans le contact (§I.1.2), ce détachement de particules de la surface du rail forme un débit source interne latéral de troisième corps  $^{3eme} Q_{s Lat}^i$ . Selon le circuit tribologique décrit au Chapitre I - § I.2, une fois détachées, ces particules peuvent soit rester dans le contact, formant ainsi un débit de recirculation  $Q_r$ , soit en être définitivement éjectées, formant un débit d'usure  $Q_u$ .

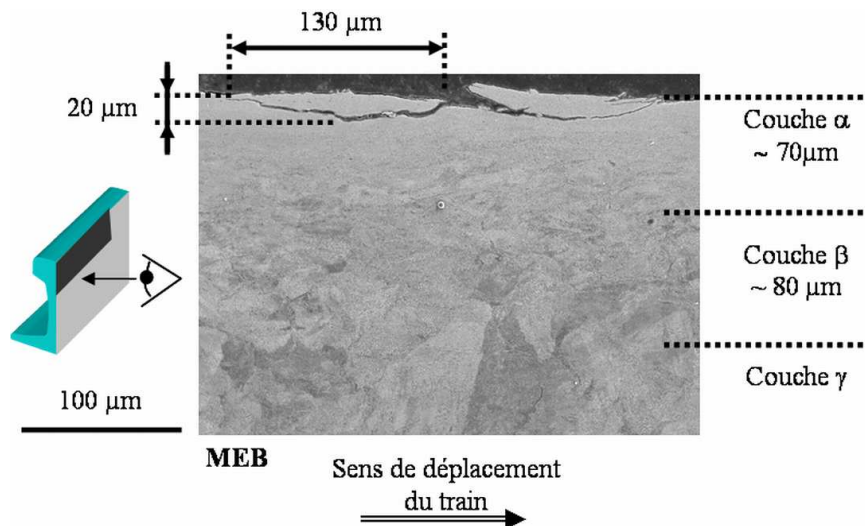


Figure 3–7. Particule en cours de détachement de la couche  $\alpha$

Dans ce dernier cas, les particules éjectées peuvent être piégées et protégées de l'oxydation en se mêlant au lubrifiant appliqué sur la joue active du rail en courbe. L'amalgame ainsi formé se retrouve alors stocké dans les zones de non-contact entre la roue et le rail. Dans le cas présent, une partie de cet amalgame s'est accumulé sur le congé de raccordement de la table de roulement à la joue active du rail (Figure 3–2). Après avoir éliminé les corps gras le



constituant, son étude est effectuée. Celui-ci est constitué de nombreuses particules métalliques qui peuvent être regroupées selon trois catégories :

- les *particules mono-couche* (Figure 3–8a) sont constituées du matériau fibreux constituant la couche  $\alpha$  et ont les mêmes dimensions que les micro-creux.
- les *particules mono-feuillet* (Figure 3–8b) ont une longueur et une largeur de quelques dizaines de micromètres, c'est-à-dire 5 à 10 fois plus petites que les *particules mono-couche*. Leur épaisseur est comprise entre quelques centaines de nanomètres et quelques micromètres. Ces particules sont souvent constituées d'un matériau fibreux proche de celui de la couche  $\alpha$ .
- les *particules multi-feuillets* (Figure 3–8c) sont le résultat de l'agglomération de nombreuses *particules mono-feuillet*. Leurs dimensions sont alors très variables. Leur longueur et largeur sont comprises entre quelques dizaines et quelques centaines de micromètres, leur épaisseur entre quelques micromètres et quelques dizaines de micromètres.

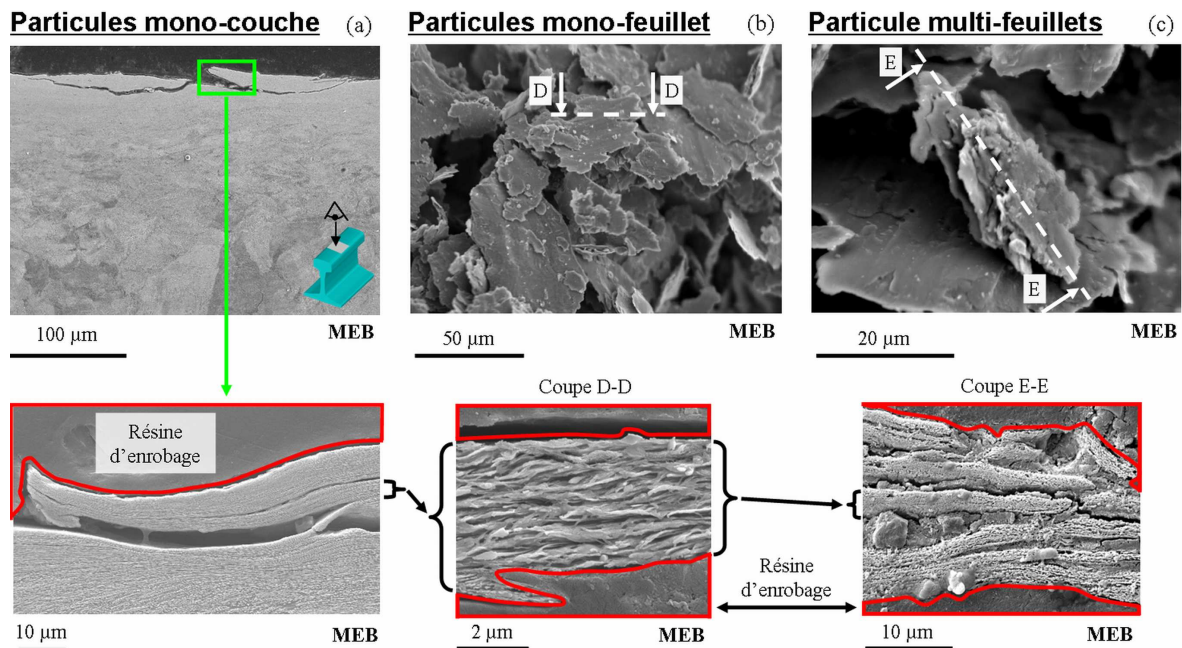


Figure 3–8. Particule mono-couche (a), mono-feuillet (b) et multi-feuillets (c)

Les *particules mono-couche* ne sont quasiment pas présentes dans l'amalgame collecté. En effet, lors du détachement de ces particules de la surface du rail, il existe une très faible probabilité pour qu'elles soient aussitôt éjectées en dehors des zones de contact entre la roue et le rail. Ainsi, avant d'être piégées dans le lubrifiant de la joue active du rail, elles sont sollicitées de nombreuses fois par le contact ; ceci a pour conséquence leur laminage et leur fragmentation. Ainsi de nouvelles particules plus petites, mais composées d'un matériau structurellement similaire, sont formées : ce sont les *particules mono-feuillet*. Ces dernières constituent la grande majorité des particules extraites de l'amalgame. De nouveau, ces particules peuvent soit être éjectées des zones de contact, soit recirculer. Dans ce dernier cas,

les conditions de contact sont parfois suffisantes pour que plusieurs particules *mono-feuillet* s'assemblent, formant ainsi une particule *multi-feuillets*. Celle-ci pourra alors de nouveau être éjectée ou recirculer, et ainsi de suite...

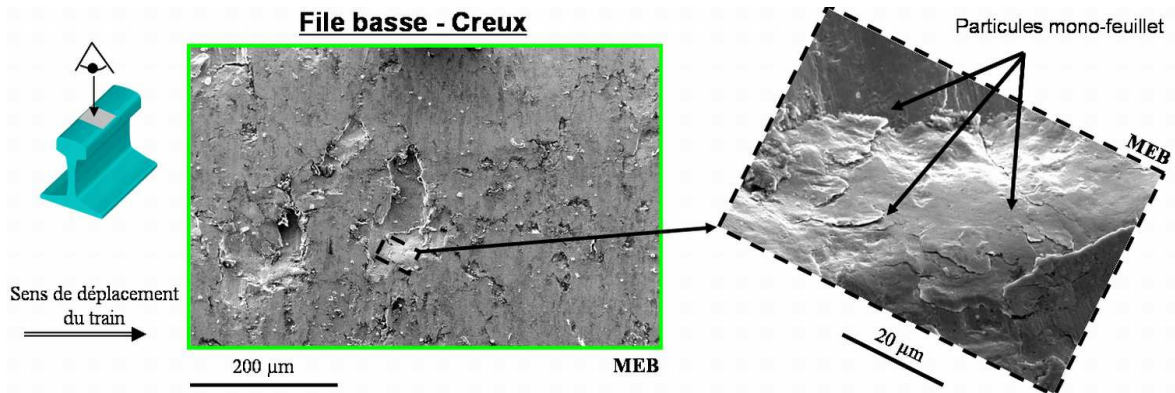


Figure 3-9. Particules mono-feuillet comblant un micro-creux à la surface du rail

D'autre part, la recirculation des particules dans le contact peut avoir pour conséquence le comblement des micro-creux (Figure 3-9). Sous l'action des pressions et contraintes de cisaillement élevées dans le contact, les particules peuvent devenir comme solidaires de la surface du rail ce qui aboutit à la formation d'un troisième corps constitué de différentes couches (Figure 3-10c).

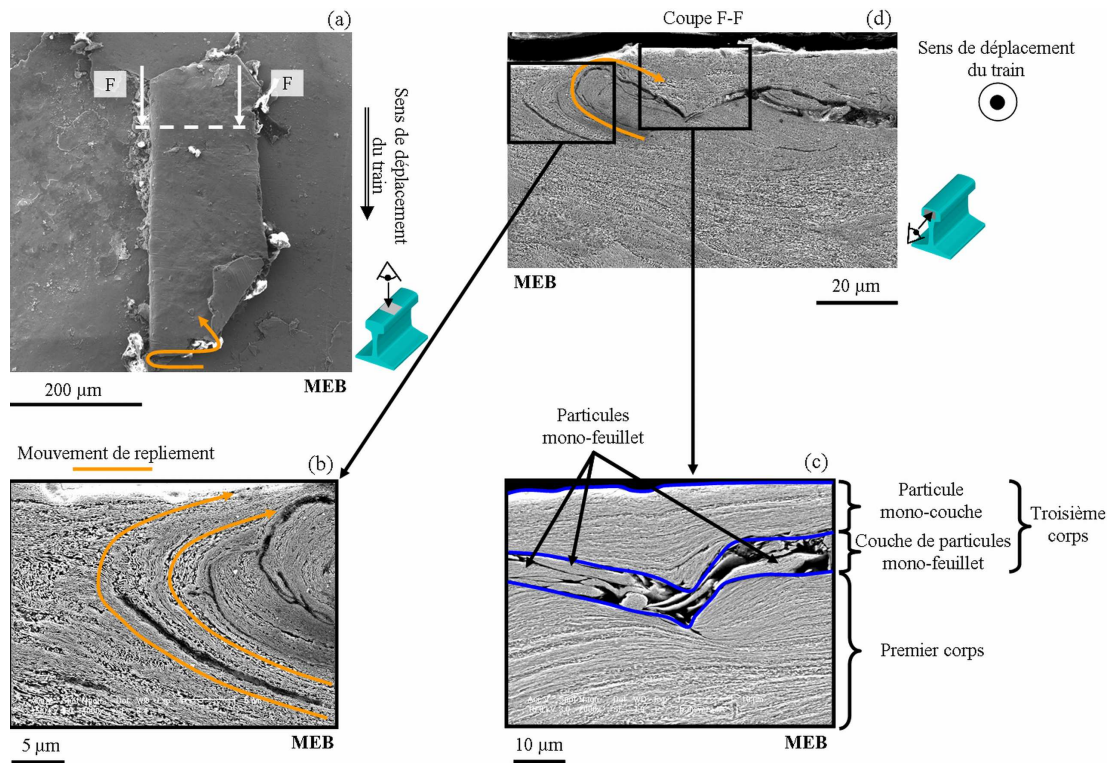


Figure 3-10. Couche de troisième corps repliée à la surface (a) et dans le volume (b) des creux de l'usure ondulatoire. Troisième corps multicouches (c). Vue d'ensemble en coupe transverse (d).



De plus, mises en évidence au cours des observations surfacique des creux (§ I.1.2), les sollicitations latérales dans le contact s'additionnent au mécanisme de recollement des particules à la surface du rail en créant des zones de repliement au sein de la couche de troisième corps. Ces zones sont alors observées aussi bien en surface (Figure 3–10a) que dans le volume du rail (Figure 3–10b et Figure 3–10d).

En conclusion, les micro-creux sont formés par un détachement de particules mono-couches, à partir de la couche  $\alpha$  du rail, dont la fragmentation, consécutive des sollicitations de glissements latéraux dans le contact roue-rail, donne naissance à des particules plus petites, dites mono-feuillets. Lorsqu'elles ne sont pas éjectées des zones de contact, ces particules sont de nouveau sollicitées et peuvent alors s'agglomérer sous la forme de particules multi-feuillets. Chacune de ces particules peut finalement soit venir combler les micro-creux initiaux, et intégrer à la couche de troisième corps, soit être éjectées définitivement du contact.

## I.2. Circuit tribologique de l'usure ondulatoire établie à la surface du rail

Au travers des études tribologiques et métallurgiques des bosses et des creux, les débits principaux du circuit tribologique de l'usure ondulatoire, celle-ci étant déjà établie à la surface du rail, ont été mis en évidence (Figure 3–11). Les roues n'ayant pu être étudiées, les débits de premiers corps et les débits sources de troisièmes corps présentés ne sont donc caractéristiques que du côté rail, c'est-à-dire là où l'usure ondulatoire se développe. Cependant, il est important de préciser que les roues des trains roulant sur les sites étudiés ne développaient pas d'usure ondulatoire sur leur table de roulement, cette dernière étant en effet un phénomène plutôt peu fréquent dans les transports urbains ferrés.

Mis en évidence uniquement dans les creux, le détachement de particules de la couche  $\alpha$  forme un débit source interne de troisième corps  ${}^{3\text{ème}}Q_{s\text{ Lat}}^{i\text{ Creux}}$  qui est la conséquence de glissement latéraux  $v_y$  prépondérants devant les glissements longitudinaux  $v_x$  et de spin  $v_z$  dans le contact. La circulation, la recomposition et finalement le recollage des particules mono et multi-feuillets à la surface du rail forment un débit de recirculation du troisième corps  ${}^{3\text{ème}}Q_r^{\text{Creux}}$  dans le contact.

D'autre part, deux débits latéraux identiques de premier corps sont mis en évidence au niveau des bosses  ${}^{1\text{er}}Q_{\text{Lat}}^{\text{Bosses}}$  et des creux  ${}^{1\text{er}}Q_{\text{Lat}}^{\text{Creux}}$ , appelés par la suite  ${}^{1\text{er}}Q_{\text{Lat}}$ . Au contraire, il n'est pas déterminé de débit longitudinal de premier corps  ${}^{1\text{er}}Q_{\text{Longi}}$ . Finalement, le seul débit d'usure mis en évidence est le débit d'usure latéral dans les creux  ${}^{3\text{ème}}Q_{u\text{ Lat}}^{\text{Creux}}$ . Ce dernier est principalement constitué de particules issues directement de  ${}^{3\text{ème}}Q_{s\text{ Lat}}^{i\text{ Creux}}$  ou de  ${}^{3\text{ème}}Q_r^{\text{Creux}}$ .

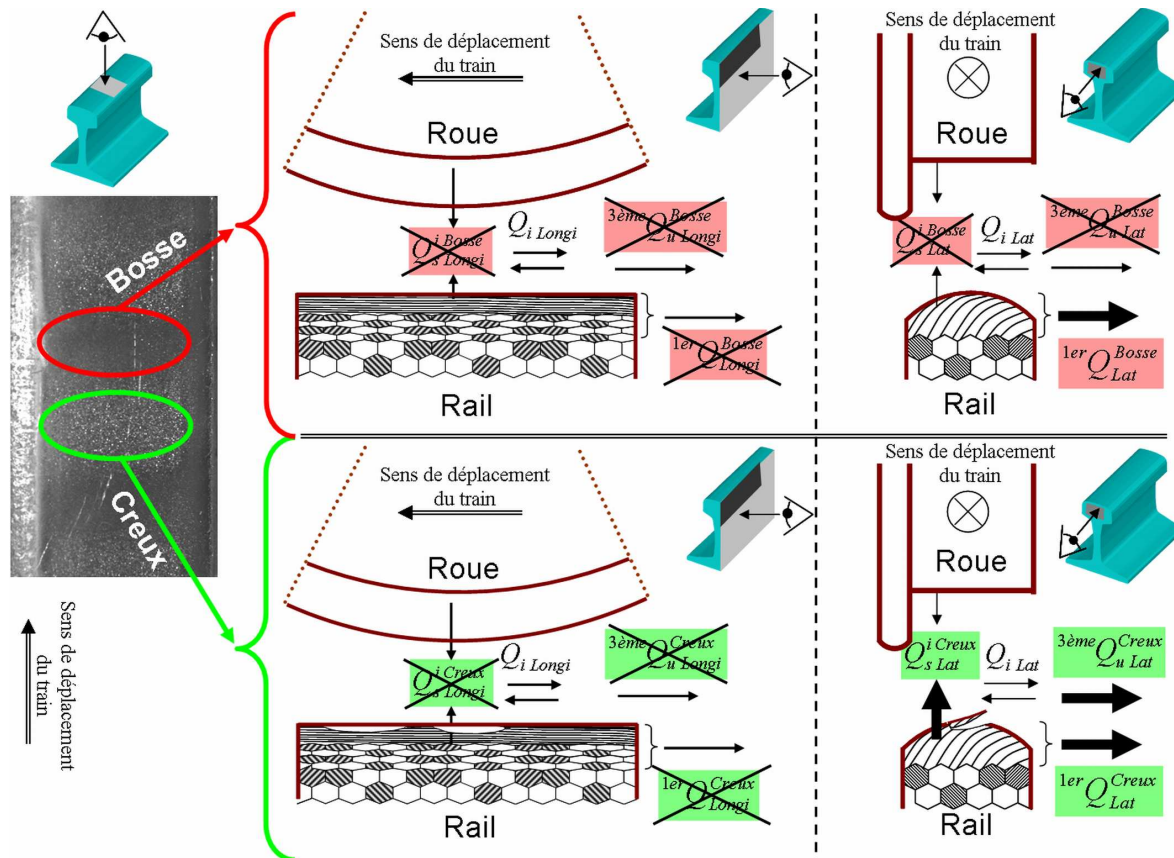


Figure 3-11. Principaux débits du circuit tribologique de l'usure ondulatoire établie à la surface du rail

L'origine des glissements latéraux  $v_y$  ne peut être déterminée par le biais des analyses tribologiques et métallurgiques *a posteriori* des surfaces et volumes du rail. Ceux-ci pouvant avoir pour conséquence l'activation du débit d'usure latéral dans les creux  $3^{\text{ème}} Q_{u\text{ Lat}}^{\text{Creux}}$ , candidat à la formation de l'usure ondulatoire, il est donc nécessaire de déterminer son origine. Contrairement au chapitre précédent, une instrumentation physique à l'échelle des premiers corps a été possible. Cette dernière permet d'accéder à leur comportement dynamique, et donc de déterminer l'origine des glissements  $v_y$ , lors du passage d'un train sur une zone affectée d'usure ondulatoire.

## CHAPITRE II. DETERMINATION EXPERIMENTALE DE L'ORIGINE DES DEBITS LATERAUX

### II.1. Introduction

Par le biais d'une instrumentation dynamique à l'échelle des premiers corps, cette partie a pour objectif, d'une part, de valider les conclusions précédentes sur l'influence des glissements latéraux sur l'activation du débit d'usure latéral dans les creux et, d'autre part, de déterminer l'origine de ces glissements.

Cependant, il n'a pas été possible d'instrumenter le site 1 dont l'usure ondulatoire a été étudiée précédemment ; il a donc été nécessaire de sélectionner un site instrumentable, appelé site 2. Afin de comparer les résultats issus des analyses tribologiques et métallurgiques avec ceux issus des mesures dynamiques, une comparaison morphologique entre l'usure ondulatoire développée sur le site 1 et celle du site 2, sera tout d'abord effectuée. Dans un second temps, le principe de l'instrumentation à l'échelle des premiers corps sera exposé. Ensuite, les résultats des mesures seront analysés fréquemment et comparés aux résultats issus de la bibliographie. Finalement, une analyse temporelle des mesures permettra de mettre en relation le comportement dynamique des premiers corps avec la géométrie de l'usure ondulatoire et ainsi de localiser les effets latéraux pouvant induire l'activation du débit d'usure latéral dans les creux.

## II.2. Validation morphologique du nouveau site instrumenté

Bien que possédant des caractéristiques quelque peu différentes du site 1, le site 2 est affecté d'une usure ondulatoire (Figure 3–12) aux propriétés proches de celle étudiée précédemment (Figure 3–2). N'ayant pu collecter d'échantillon de rail issu du site 2, les comparaisons seront effectuées par observation oculaire.

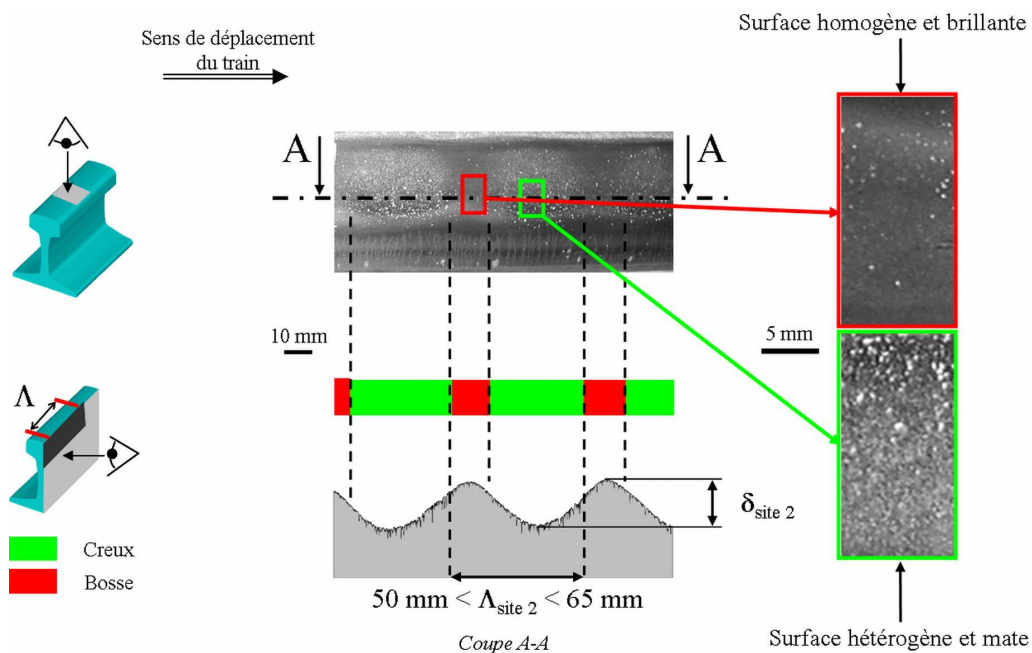


Figure 3–12. Caractérisation surfacique de l'usure ondulatoire des voies courbes en file basse sur le site 2

Tout d'abord, le site 2 développe comme précédemment de l'usure ondulatoire uniquement sur sa file basse. Sa longueur d'onde  $\Lambda_{\text{site 2}}$  est comprise entre 50 et 65 mm. Bien que légèrement plus élevées que  $\Lambda_{\text{site 1}}$ , cette longueur d'onde reste dans l'amplitude classique 20 – 100 mm de l'usure ondulatoire dite à "ondes courtes". La vitesse des trains étant plus élevée sur le site 2 que sur le site 1, la longueur d'onde conséquente d'un phénomène à même fréquence [GRAS 93] sera alors logiquement plus élevée sur le site 2 que sur le site 1.

D'autre part, sur les deux sites, les bosses possèdent une surface homogène et d'aspect brillant et les creux, une surface hétérogène et d'aspect mat. Dans les creux, l'hétérogénéité de la surface semble avoir pour origine l'existence de micro-creux similaires à ceux mis en évidence sur le site 1, cependant leur taille et orientation ne peut être déterminée précisément à cette échelle.

Bien que de plus amples investigations eussent été nécessaires pour conclure définitivement quant à l'équivalence des usures ondulatoires des sites 1 et 2, celles-ci n'ont pas été techniquement possibles ; aucun échantillon de rail n'a pu être collecté pour analyse en laboratoire. Cependant, le rapprochement morphologique par observation oculaire présenté précédemment est très concluant. Ainsi, pour la suite, les usures ondulatoires présentes sur les sites 1 et 2 seront considérées similaires et, par conséquent, les conclusions de leurs études seront comparées.

### **II.3. Détails expérimentaux**

L'instrumentation dynamique locale du contact n'étant pas possible (Partie 1 - § I.3.1), de nombreuses instrumentations à l'échelle des premiers corps ont été effectuées par le passé pour accéder à leur comportement dynamique dans les zones développant de l'usure ondulatoire [GRAS 96] [ISHI 02] [MATS 02]. Cependant l'interprétation des résultats a été quasiment exclusivement effectuée dans le domaine fréquentiel en mettant en évidence les fréquences prépondérantes des phénomènes mesurés grâce à leur analyse par des transformées de Fourier rapides (Fast Fourier Transform = FFT). Une telle approche ne permet cependant pas de mettre en relation l'évolution des grandeurs physiques mesurées avec la géométrie de l'usure ondulatoire et donc de déterminer les phénomènes à l'origine de sa formation.

Le système de mesure mis en œuvre sur le site 2 (Figure 3–13) a été développé pour compenser ce manque. Pour ce faire, le rail est équipé d'un ensemble de capteur de forces et de déplacements dont l'enregistrement est synchronisé avec celui d'une caméra rapide qui permet de retrouver le positionnement de la roue par rapport au rail et donc de localiser l'évolution des grandeurs physiques mesurées en fonction de la géométrie surfacique du rail.

#### II.3.1 Capteurs de forces et de déplacements

Le système de mesure de force (Figure 3–13) est constitué de quatre capteurs piézoélectriques triaxiaux précontraints entre deux plaques d'acier. Ce système se positionne entre le rail et une traverse qui a été modifiée pour le loger. Développé et validé par Railtech International, ce système permet de mesurer au pied du rail des forces verticales de +/- 40 kN et de +/- 20kN selon les autres axes avec une précision de 0.1 N. L'effort vertical étant transmis par le contact roue-rail à l'ensemble des traverses à proximité, les forces mesurées en une traverse ne sont donc pas quantitativement représentatives de celles régnant dans le contact roue-rail. Cependant, leur évolution temporelle reste similaire.

D'autre part, deux capteurs lasers sont mis en œuvre pour mesurer le déplacement vertical du pied du rail ainsi que le déplacement latéral de sa tête du côté de sa joue non active (Figure 3–13). Ces capteurs ont une résolution de 6 µm.

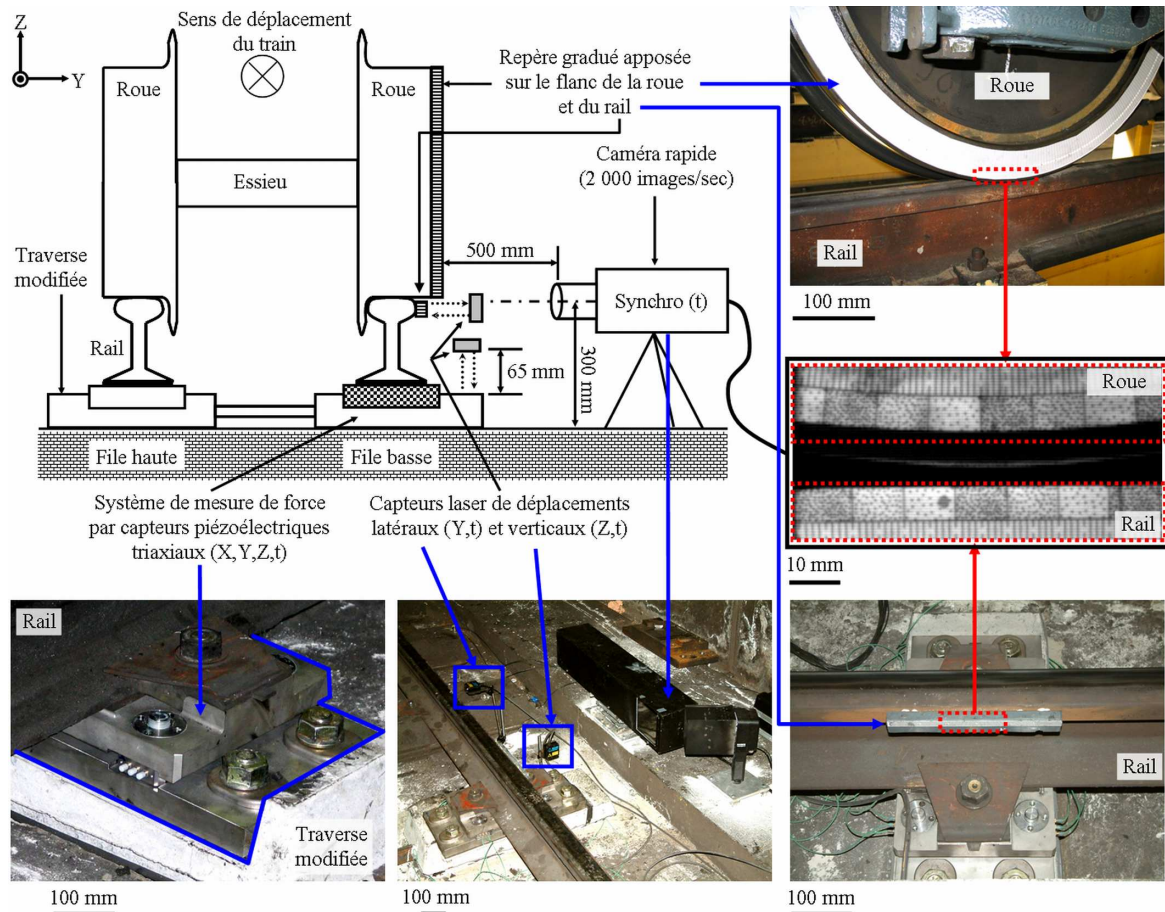


Figure 3–13. Principe des mesures verticales et transversales de forces et déplacements synchronisées avec une visualisation par caméra rapide de la position du contact roue-rail

### II.3.2 Principe de fonctionnement de la synchronisation entre grandeurs physiques mesurées et géométrie de l'usure ondulatoire

La synchronisation entre les données acquises par les capteurs et la géométrie de l'usure ondulatoire est obtenue en déterminant la position de la roue à la surface du rail pour chaque valeur acquise. Pour réaliser cette opération, un repère gradué est apposé conjointement sur le flanc de la roue et sur la joue active de la portion de rail à étudier. Focalisant sur cette dernière, une caméra suit le déplacement de la roue au fur et à mesure de sa progression dans la zone étudiée, sa position instantanée peut alors être déterminée (Figure 3–13). Une acquisition synchronisée entre les signaux vidéos et ceux des capteurs permet finalement de déterminer l'évolution des forces et déplacements tout au long de la géométrie de l'usure ondulatoire.

La caméra rapide ne pouvant acquérir avec une résolution suffisante plus de 2 000 images par secondes, la précision finale obtenue est alors d'environ 8.5 mm pour une vitesse moyenne de train de 17 m/sec. L'usure ondulatoire mesurant en moyenne 60 mm, le nombre de points de mesure par période est alors d'environ 7, ce qui permet de discerner le comportement sur les bosses et dans les creux.

## II.4. Approche fréquentielle

Avant de présenter la relation entre mesures et géométrie de l'usure ondulatoire, des analyses fréquentielles des données temporelles acquises par les capteurs de forces et de déplacements sont effectuées. Ces analyses seront comparées à celles faites récemment par **Ishida** [ISHI 02] sur des mesures effectuées dans des zones présentant une usure ondulatoire similaire à celle de la présente étude.

La vitesse moyenne des trains dans cette zone étant de 17 m/sec et  $\Lambda_{\text{site 2}}$  étant comprise entre 50 et 65 mm, la bande de fréquence correspondante à l'usure ondulatoire est de 240 Hz à 310 Hz. Sur les analyses fréquentielles, les phénomènes mis en évidence dans cette plage de fréquence sont alors soit à l'origine de l'usure ondulatoire, soit la conséquence de sa géométrie. D'autre part, au vu de la plage de fréquence étudiée, le théorème de Shannon est respecté. En effet, celui-ci précise que la fréquence d'acquisition des mesures (ici 2 000 Hz) doit être au moins deux fois supérieure à celle du phénomène étudié (ici entre 240 Hz et 310 Hz).

Plusieurs analyses fréquentielles seront présentées au cours de cette partie. Tout d'abord, le spectre fréquentiel d'une zone sans usure ondulatoire sera précisé. Celui-ci servira de référence pour mettre en valeur les fréquences caractéristiques d'une zone présentant de l'usure ondulatoire. Finalement, la distinction comportementale entre les deux essieux d'un même bogie sera déterminée.

### II.4.1 Particularité des analyses FFT

Contrairement aux études précédentes [ISHI 02] [VADI 98], les analyses FFT n'ont pas été effectuées sur l'ensemble des données acquises lors du passage d'un train mais ont été restreinte à celles relatives au passage d'une seule roue dans une zone de +/- 300 mm autour de la traverse instrumentée. En effet, ceci permet de ne pas prendre en considération les vibrations libres du rail entre deux passages de roue. De plus cette méthode d'analyse focalisée a pour avantage de permettre la distinction entre chacune des roues constituant un même bogie.

Cependant cette restriction a comme désavantage de réduire le nombre de points de mesures entrant dans l'analyse FFT de plusieurs milliers à 64 points. Afin de mettre en évidence l'influence de cette méthode sur les fréquences relatives à l'usure ondulatoire, une analyse FFT de l'acquisition complète lors du passage d'un train est comparée à celle de l'analyse focalisée sur une roue avant d'un bogie du même train. Les deux analyses FFT sont regroupées sur la Figure 3-14. Bien évidemment, la résolution fréquentielle de l'analyse FFT à 64 points (32 fréquences – histogrammes noirs) est beaucoup plus faible que l'analyse complète (6 500 fréquences – courbe grise).

En dessous d'une fréquence de 100 Hz, il y a divergence des méthodes, l'analyse focalisée n'est donc pas valable. Au-delà de cette limite, l'évolution des deux spectres de fréquences est similaire, y compris dans la plage correspondante à l'usure ondulatoire. La méthode d'analyse localisée est donc validée et sera donc utilisée pour toutes les analyses présentées par la suite.



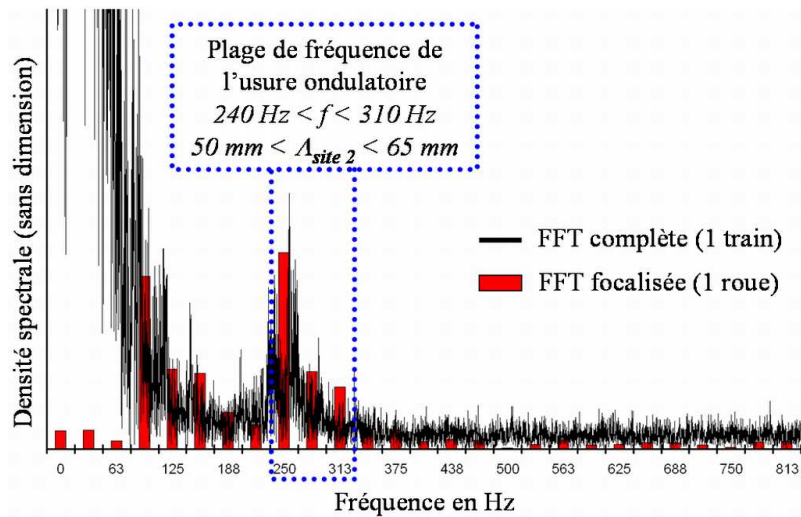


Figure 3–14. Comparaison des analyses FFT sur l'ensemble des données acquise au passage d'un train et celles sur les données focalisées autour d'une roue.

#### II.4.2 Caractérisation d'une zone exempte d'usure ondulatoire

L'avantage principal du site 2 est qu'il est caractérisé par une alternance de zones affectées d'usure ondulatoire et de zones en étant exemptes. Ainsi, un spectre fréquentiel de référence en force et en déplacement a pu être déterminé en effectuant une première série de mesures dans une zone exempte d'une telle usure. Les résultats des analyses par FFT sont présentés Figure 3–15.

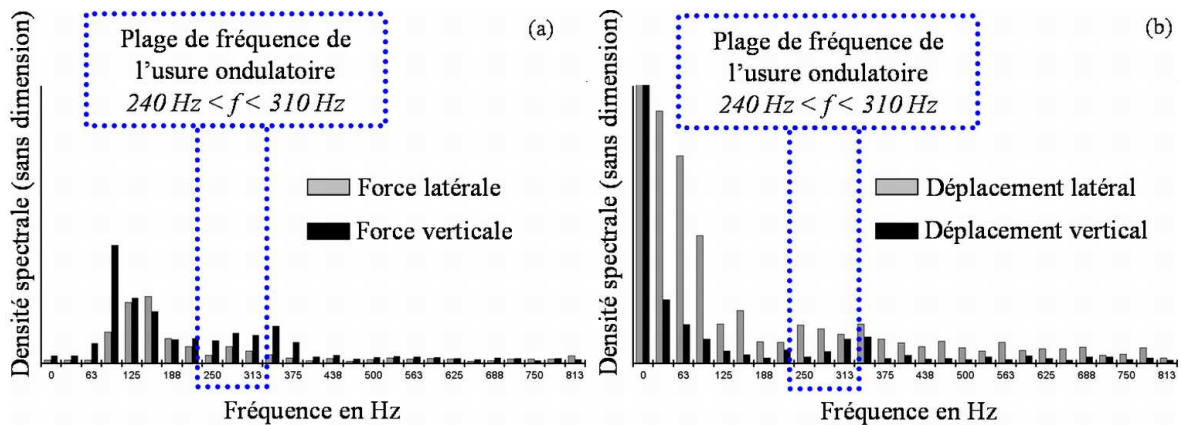


Figure 3–15. Analyse FFT des déplacements et forces selon l'axe vertical et transversal d'une zone de référence, exempte d'usure ondulatoire

Comme précisé au paragraphe précédent, les fréquences inférieures à 100 Hz ne sont pas représentatives d'une réalité physique, par conséquent elles ne seront pas étudiées. Dans la plage de fréquences relative à l'usure ondulatoire (entre 240 Hz et 310 Hz), aucune fréquence prépondérante ne peut être mise en évidence que ce soit en force ou en déplacement, verticalement ou longitudinalement. Ceci correspond bien au fait que la zone étudiée n'est pas affectée d'usure ondulatoire. Au-delà de cette plage, il n'existe toujours pas de fréquence

prépondérante. La portion de voie étudiée n'est donc affectée d'aucun phénomène périodique de fréquence supérieure à celle de l'usure ondulatoire.

Comme cela était pressenti, la zone exempte d'usure ondulatoire ne possède pas de fréquence prépondérante dans la plage 100 – 800 Hz, accessible avec un tel système de mesure.

#### II.4.3 Caractérisation d'une zone affectée d'usure ondulatoire

Située à 6 mètres de la précédente (c'est-à-dire 8 traverses espacées de 0.75 m), la zone désormais étudiée est affectée d'usure ondulatoire. Des mesures et analyses similaires aux précédentes sont alors effectuées. Leurs résultats sont présentés Figure 3–16.

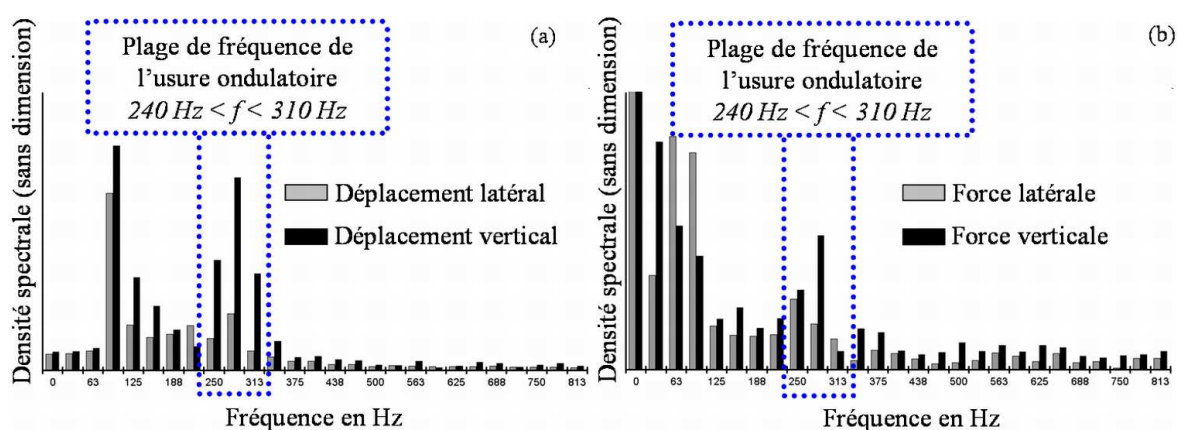


Figure 3–16. Analyse FFT des forces (a) et déplacements (b) selon l'axe vertical et transversal d'une zone d'usure ondulatoire

Dans la plage de fréquence de l'usure ondulatoire, des pics sont mis en évidence sur les analyses des forces (Figure 3–16a) et déplacements (Figure 3–16b) verticaux. Ceux-ci peuvent être expliqués par la géométrie de l'usure ondulatoire présente à la surface du rail. En effet, lorsqu'une roue passe au droit d'une telle zone, la périodicité du défaut géométrique induit une périodicité de même fréquence du déplacement du rail et de la force verticale.

De plus, les analyses des données transversales montrent qu'il existe aussi des forces et déplacements latéraux périodiques dans la plage de fréquence caractéristique de l'usure ondulatoire. Ceux-ci ne peuvent être directement reliés à la géométrie du phénomène.

En conclusion, une zone d'usure ondulatoire est caractérisée par une combinaison de variations périodiques de forces et déplacements verticaux et transversaux, dont les fréquences sont incluses dans la même plage que celle de l'usure ondulatoire. Ces résultats sont similaires à ceux obtenus par **Ishida** [ISHI 02].

#### II.4.4 Différentiation entre roue menante et roue menée

L'inscription en courbe d'un bogie à essieux rigides (les roues sont liées par un axe monobloc) donne lieu à une différence de comportement entre son essieu avant, dit menant, et son essieu arrière, dit mené (Figure 3–17). Le terme "menant" ne présume ici en rien de la



motricité de l'essieu : il exprime uniquement la position de l'essieu dans le bogie par rapport au sens de circulation de ce dernier. Dans le cas de l'usure ondulatoire des voies courbes, il est alors intéressant de mettre en évidence les différences éventuelles de comportement entre ces deux catégories d'essieu. Grâce à l'utilisation de la caméra rapide, il est possible de différencier chacune des catégories d'essieu, et donc de roue. Les données relatives à chaque type de roue (menante ou menée) ont donc pu être sélectionnées et analysées.

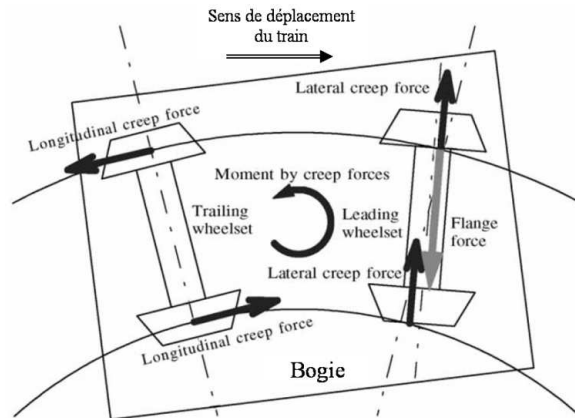


Figure 3–17. Inscription d'un bogie en courbe [MATS 02]

Dans le cas des roues menées (Figure 3–18), l'analyse des forces et déplacements verticaux montre qu'il existe toujours des pics dans la plage de fréquence de l'usure ondulatoire. En effet, la géométrie du phénomène restant inchangée, son influence sur ces derniers perdure. A l'inverse, l'analyse des déplacements et forces transversaux ne présente plus de pics. Les roues menées ne semblent donc pas être à l'origine des effets latéraux mis en évidence précédemment.

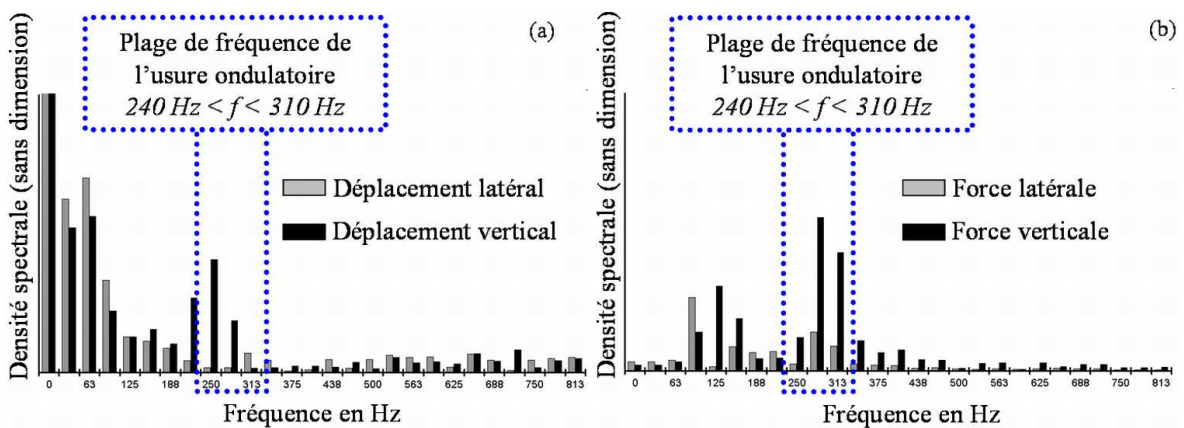


Figure 3–18. Analyse FFT des déplacements (a) et forces (b) selon l'axe vertical et transversal pour une roue menée

Dans le cas des roues menantes (Figure 3–19), l'analyse fréquentielle des déplacements et des forces verticaux et transversaux montrent tous deux l'existence de pics dans la plage de

fréquence de l'usure ondulatoire. Ce sont donc les roues menantes qui sont à l'origine des périodicités latérales.

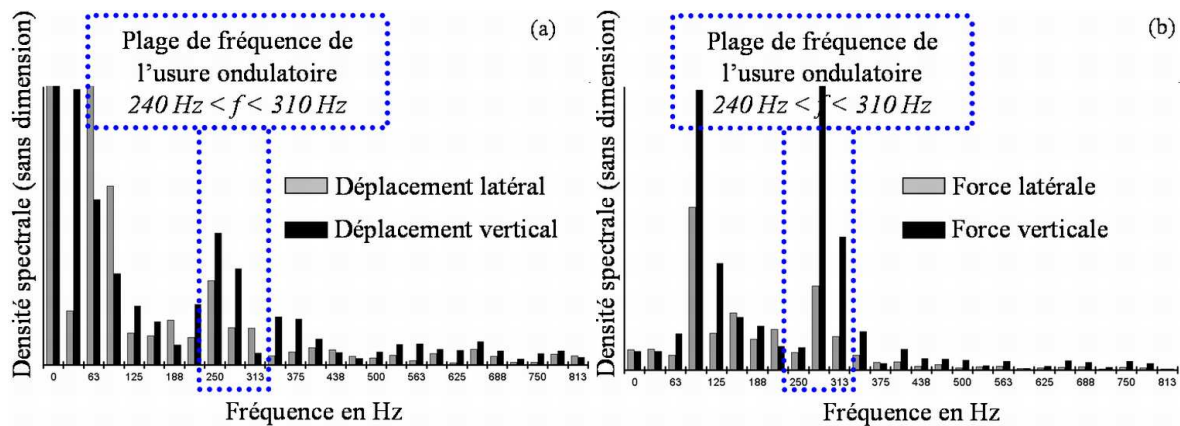


Figure 3-19. Analyse FFT des déplacements et forces selon l'axe vertical et transversal pour une roue menante

En conclusion, les analyses fréquentielles des mesures temporelles de forces et de déplacements au niveau du rail ont permis de mettre en évidence, pour les roues menantes uniquement, l'existence d'une périodicité latérale identique à celle de l'usure ondulatoire.

Les analyses fréquentielles faites sur le site 2 tendent ainsi à corroborer les observations tribologiques et métallurgiques des rails issus du site 1 : l'usure ondulatoire est caractérisée par des phénomènes périodiques latéraux. Cependant, de telles analyses ne permettent de déterminer ni l'amplitude, ni la forme, ni la localisation de telles périodicités. Une corrélation entre mesures temporelles et géométrie de l'usure ondulatoire est alors nécessaire.

## II.5. Approche temporelle, corrélation entre mesures et géométrie de l'usure ondulatoire

Grâce à l'emploi d'une caméra rapide, une corrélation entre les données mesurées temporellement et la géométrie de l'usure ondulatoire est possible. Afin de mettre en évidence le comportement dynamique des premiers corps au plus proche de leur contact, seules les mesures de déplacements, et tout particulièrement celles selon l'axe transversal, seront présentées ici.

### II.5.1 Relations entre déplacements verticaux et géométrie de l'usure ondulatoire

Sur la Figure 3-20 sont représentés les déplacements verticaux du rail induits par le passage d'une roue menée (triangles gris) et d'une roue menante (ronds noirs) sur une zone présentant de l'usure ondulatoire. L'image mise en parallèle est celle de la table de roulement du rail sur lequel les roues sont passées.

D'une façon générale, les déplacements verticaux sont négatifs ce qui indique que le rail tend à s'enfoncer de 1 à 1.5 mm sous l'action de la masse du train. D'autre part, leur évolution temporelle est périodique et de longueur d'onde identique à celle de l'usure ondulatoire. Ainsi, lorsqu'une roue passe sur une bosse, le déplacement vertical du rail est maximal et lorsqu'elle

passé dans un creux, celui-ci est minimal. L'amplitude crête à crête de ce déplacement est ici comprise entre 50 et 200  $\mu\text{m}$ .

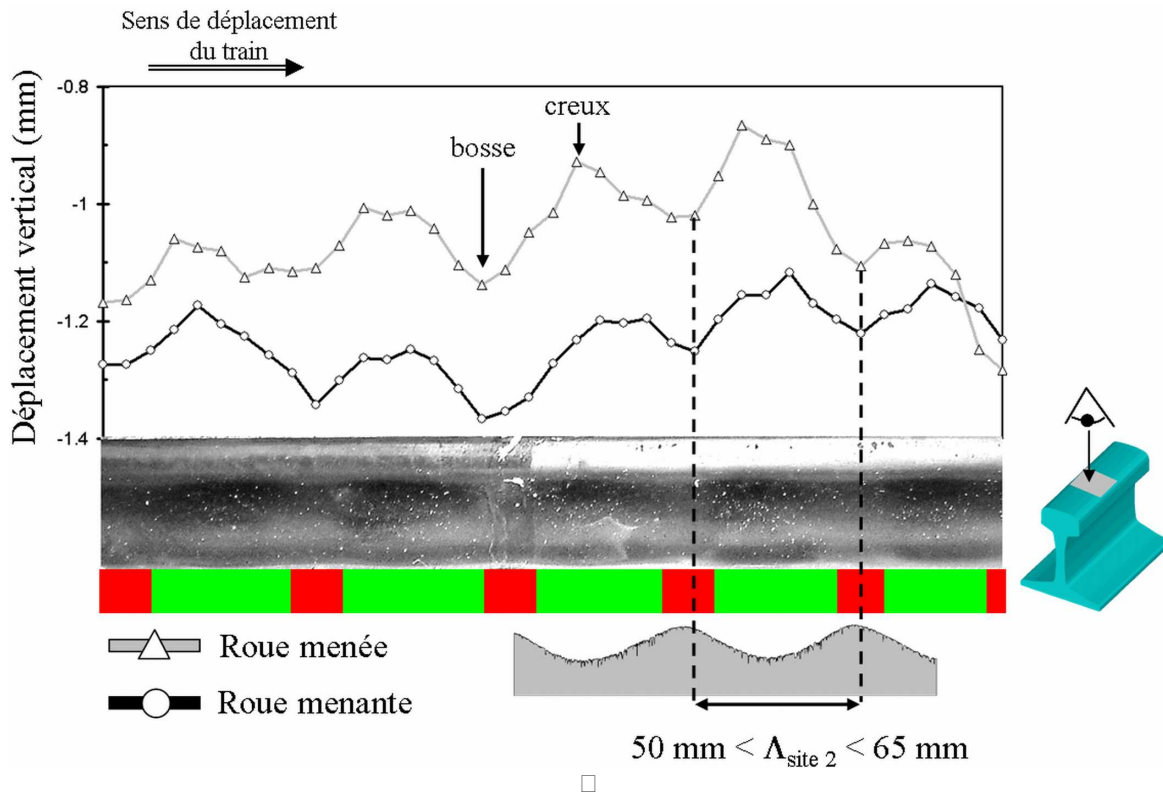


Figure 3–20. Corrélation entre déplacements verticaux avec la géométrie de l'usure ondulatoire

Comme cela était attendu, les déplacements verticaux du rail correspondent précisément à la géométrie de l'usure ondulatoire présente à sa surface : ces résultats valident ainsi la synchronisation mesures / géométrie.

### II.5.2 Relations entre déplacements transversaux et géométrie de l'usure ondulatoire

Selon les analyses fréquentielles (§ II.4.4), le comportement des roues menantes est caractérisé par des déplacements latéraux périodiques lorsque celles-ci roulent sur un rail présentant de l'usure ondulatoire. C'est pourquoi l'évolution des déplacements transversaux d'une roue menée (triangles gris) et d'une roue menante (ronds noirs) a été mise en parallèle de la géométrie du phénomène (Figure 3–21). Sur cette figure, l'accroissement de la valeur du déplacement latéral signifie que le rail se déplace vers l'extérieur de la voie.

D'une façon générale, les déplacements latéraux du rail sont toujours positifs et de plusieurs centaines de micromètres, quelle que soit la roue étudiée : le rail est donc toujours déplacé vers l'extérieur de la voie.

Plus particulièrement, la courbe correspondante à la roue menée ne présente aucune périodicité relative à l'usure ondulatoire, comme cela avait déjà été précisé au cours des analyses fréquentielles. À l'inverse, celle correspondant à la roue menante est périodique mais ses oscillations ne sont pas sinusoïdales. Par conséquent, le minimum du déplacement latéral

du rail est atteint lors de la transition entre les bosses et les creux. A partir de ce point, celui-ci s'inverse rapidement, en environ 1 ms, pour atteindre son maximum, c'est-à-dire que le rail est de nouveau repoussé vers l'extérieur de la voie. Puis, il s'inverse de nouveau pour rejoindre le prochain minimum. L'amplitude entre les minima et les maxima est comprise entre 50 et 150  $\mu\text{m}$

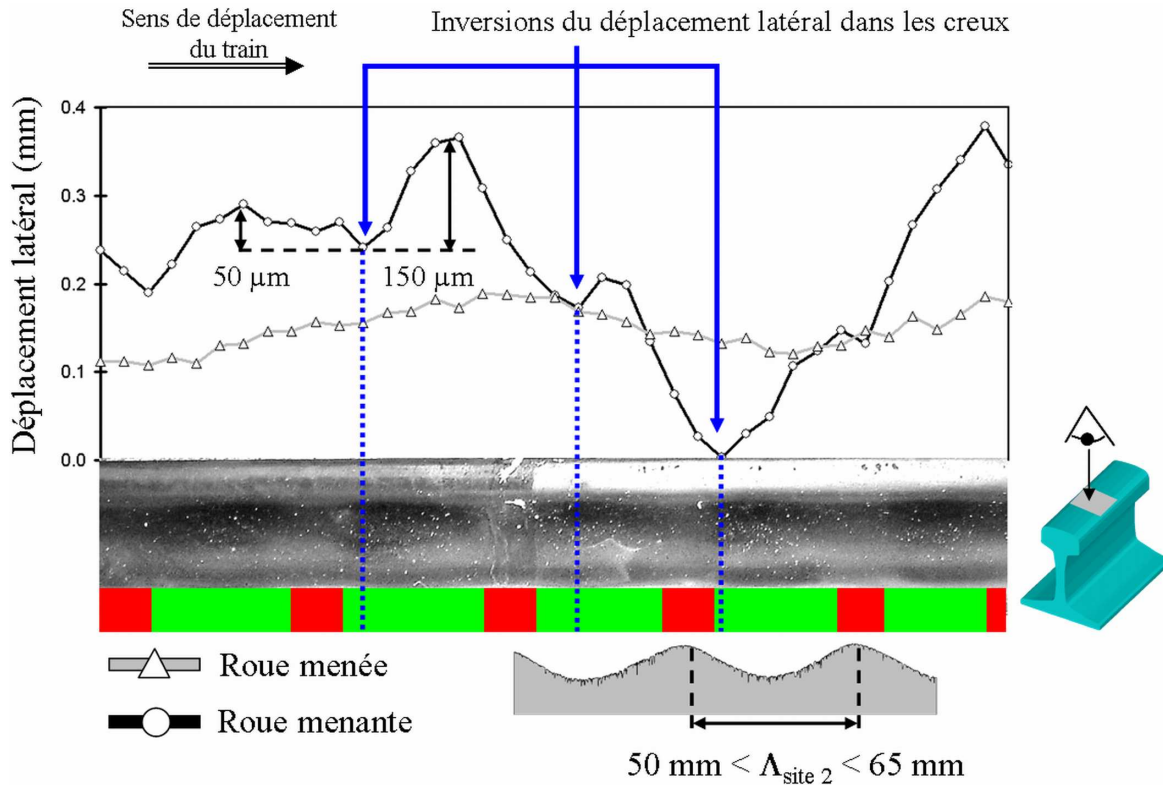


Figure 3-21. Corrélation entre déplacements transversaux avec la géométrie de l'usure ondulatoire

En conclusion, le rail étant, quelle que soit la roue, déplacé vers l'extérieur de la voie, il entraîne l'activation d'un débit latéral de premier corps  $^{1er} Q_{Lat}$ , caractéristique des files basses des courbes. Lorsqu'une roue menante passe au droit d'une zone d'usure ondulatoire, les analyses fréquentielles mettent en évidence une excitation latérale du rail de même fréquence que celle de l'usure ondulatoire. De plus, grâce à la synchronisation entre géométrie du rail et mesures de déplacements, cette excitation a pu être caractérisée. Celle-ci correspond à une inversion rapide du déplacement latéral du rail dans les creux. Bien que n'ayant pu instrumenter la roue, et donc déterminer le mouvement relatif roue-rail, l'analyse du comportement dynamique du rail couplée avec les observations tribologiques et métallurgiques précédentes montrent qu'il existe des glissements latéraux à l'interface roue-rail plus importants dans les creux que sur les bosses ; ces glissements ont alors pour conséquence l'activation d'un débit d'usure latéral plus important dans les creux  $^{3eme} Q_{u Lat}^{Creux}$  que sur les bosses  $^{3eme} Q_{u Lat}^{Bosse}$ .

Les observations et mesures effectuées précédemment (§ III.1 et § III.2) ont permis de montrer que l'usure ondulatoire établie à la surface du rail est caractérisée par un débit d'usure latéral dans les creux prépondérants sur les autres débits du circuit tribologique. Le circuit ainsi défini n'est cependant que le reflet du mécanisme de l'usure ondulatoire déjà établie et non de celui menant à sa formation. En effet, à l'origine de l'activation des débits précédemment décrits, la dynamique locale du contact roue-rail peut être perturbée par la géométrie formée à la surface du rail : il est donc nécessaire de s'en affranchir. Pour cela, deux méthodes sont possibles. La première serait d'effectuer de nouveau les mesures sur le site 2 mais après meulage de la surface du rail. La deuxième méthode consisterait à reproduire et à suivre la formation de l'usure ondulatoire sur banc d'essai dans des conditions représentatives de celles du site 2.

Bien que la première méthode ait été mise en oeuvre, des problèmes techniques n'ont pas permis une exploitation correcte de ses résultats, ceux-ci ne seront donc pas présentés dans ce manuscrit. La méthode finalement utilisée pour s'affranchir de l'influence de la géométrie sur les débits du circuit tribologique est celle consistant à reproduire de l'usure ondulatoire sur banc d'essai.

## **CHAPITRE III. INFLUENCE DE LA GEOMETRIE PERIODIQUE SUR LE CIRCUIT TRIBOLOGIQUE DE L'USURE ONDULATOIRE**

### **III.1. Introduction**

Réalisés en partenariat avec Lucchini Sidermeccanica, ces essais au banc ont été effectués sur un simulateur de contact roue-rail à l'échelle 1:1, validé industriellement, et dont le principe de fonctionnement ainsi que le protocole d'essai seront décrit au cours d'un premier paragraphe. Une fois reproduite, l'usure ondulatoire sera validée tribologiquement en comparant sa morphologie avec celles observées sur les sites 1 et 2. Finalement les différentes étapes de la formation de l'usure ondulatoire seront décrites et permettront de déduire l'influence de sa géométrie sur le circuit tribologique mis en évidence au cours des chapitres précédents.

### **III.2. Conditions expérimentales**

L'essieu équipé de ses deux roues est entraîné en rotation par deux rails circulaires liés rigidement entre eux et mis en mouvement par un unique moteur électrique (Figure 3–22). Les deux rails sont usinés dans la même nuance d'acier (900 A) que ceux étudiés précédemment. De plus, l'essieu est identique à ceux équipant les bogies des trains circulant sur les sites n°1 et 2.

Afin de reproduire les paramètres de voie ayant mené aux conclusions précédentes, les charges, vitesses, ... mesurées dynamiquement sur le site n°2 ont été utilisées comme données d'entrée des essais. Ces paramètres sont regroupés Figure 3–23.

D'autre part, la simulation du comportement d'un essieu avant d'un bogie en courbe requiert d'imposer trois paramètres supplémentaires.

Le premier doit reproduire le glissement longitudinal de l'ordre d'1% [MATS 02] imposé par la différence de distance à parcourir entre la file haute et la file basse d'une courbe. Ceci est réalisé géométriquement par une légère différence de diamètre entre les deux rails du simulateur ( $D1 \neq D2$ ).

Le deuxième tend à reproduire les conditions de contact entre le boudin de la roue et la joue active du rail du côté de la file haute de la courbe. La poutre est ainsi déplacée latéralement jusqu'à obtenir d'une part, un contact sur la joue active du rail qui simulera la file haute et d'autre part, une valeur d'effort latéral proche de celle mesurée en voie [SAUL 05] [TASS 91a], c'est-à-dire environ 10 000 N.

Le troisième doit reproduire l'angle d'inscription en courbe du bogie [MATS 02] [TASS 91a]. Un angle  $\xi$  de 5 mRad est alors imposé à la poutre (Figure 3–22) sur laquelle sont attachées les suspensions reliées à l'essieu. La valeur de cet angle a été fixée pour que l'effort latéral du critère précédent reste respecté.

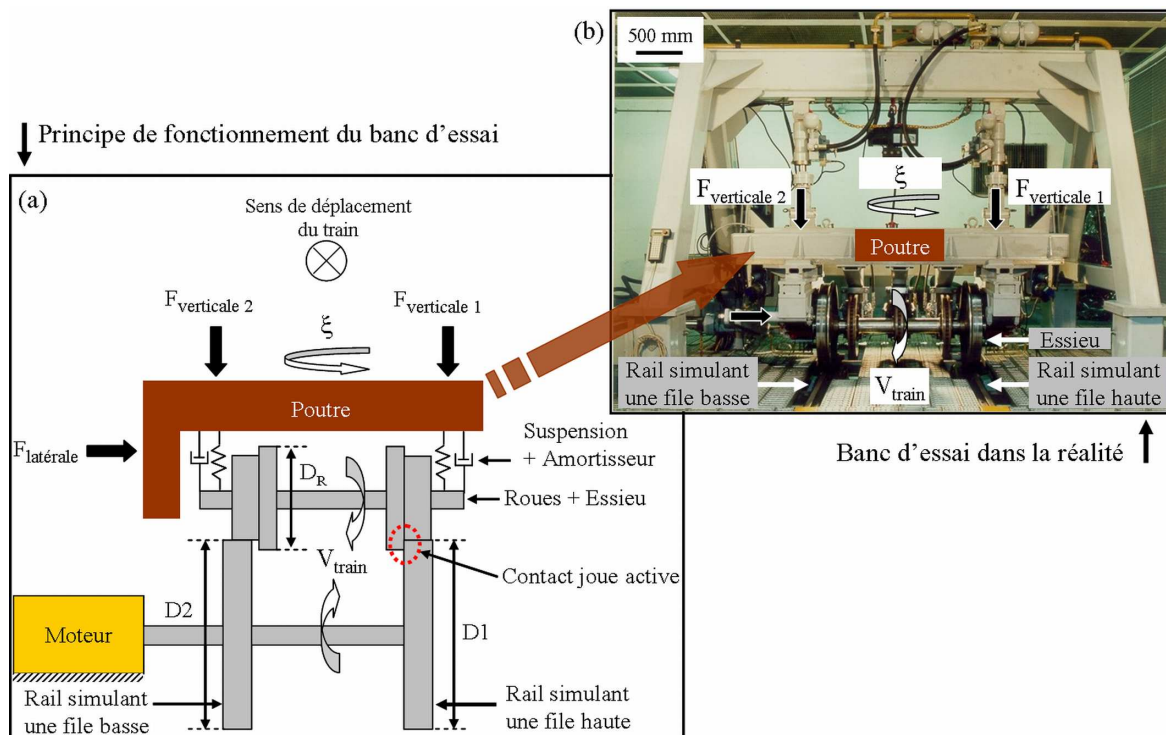


Figure 3–22. Banc d'essai à l'échelle 1:1, principe de fonctionnement (a) et réalité (b)

La procédure d'essai consiste en une mise en rotation et en charge progressive du système sans angle  $\xi$  ni contact du boudin de la roue sur la joue active du rail. Cet angle est ensuite progressivement imposé, en environ 1 minute, jusqu'à reproduire les conditions du site n°2. Ces dernières seront alors maintenues constantes durant chaque phase de l'essai (§III.4) : aucune excitation périodique n'est définie comme paramètre d'entrée. Afin d'observer la surface du rail à différents stades de l'essai, une procédure d'arrêt n'utilisant que l'inertie du



système a été utilisée. Aucun freinage forcé, et donc aucun glissement longitudinal parasite, n'a été imposé lors de ces phases.

<b>Diamètre de la roue, <math>D_R</math></b>	796 mm
<b>Diamètre du rail simulant la file haute, <math>D_1</math></b>	2010 mm
<b>Diamètre du rail simulant la file basse, <math>D_2</math></b>	1986 mm
<b>Force verticale en file haute, <math>F_{\text{verticale } 1}</math></b>	45 000 N
<b>Force verticale en file basse, <math>F_{\text{verticale } 2}</math></b>	45 000 N
<b>Force latérale, <math>F_{\text{latérale}}</math></b>	10 000 N
<b>Angle d'inscription en coube, <math>\xi</math></b>	5 mRad
<b>Glissement longitudinal imposé géométriquement (<math>D_1 \neq D_2</math>), <math>v_y</math></b>	~ 1 %
<b>Vitesse d'avance du train, <math>V_{\text{train}}</math></b>	16.5 m/sec

Figure 3–23. Paramètres d'essais utilisés pour reproduire de l'usure ondulatoire

### III.3. Validation tribologique

Au bout de 377 km parcourus par l'essieu, l'essai est arrêté. Le rail simulant la file haute est le siège d'une usure classique [BERT 04]. Comme cela était souhaité, seul le rail simulant la file basse a développé de l'usure ondulatoire. La morphologie de cette dernière possède des caractéristiques similaires à celle apparaissant naturellement à la surface des rails des sites n°1 et 2 (Figure 3–24).

Tout d'abord la longueur d'onde de l'usure ondulatoire "reproduite"  $\Lambda_{\text{repro}}$  est d'environ 50 mm ce qui est proche de celle du site 1 (§ I.1.2) et du site 2 (§ II.2). D'autre part, les bosses ont une surface homogène et un aspect brillant tandis que celle des creux est hétérogène et d'aspect mat. De plus, l'observation à plus fort grossissement de la surface des creux permet de mettre en évidence des micro-creux d'une forme et d'une taille similaire à ceux précédemment observés (§ I.1.2).

Cependant une différence subsiste entre essai et réalité. Indicatrice de la direction privilégiée des sollicitations dans le contact, l'orientation des "micro-creux" est d'environ 30° par rapport au sens de circulation contre 90° observé dans la réalité (Figure 3–24). Une différence dans l'équilibre entre les glissements longitudinaux et transversaux dans le contact roue-rail est donc mise en évidence entre les conditions de contact reproduites et celles originales du site 2.

D'une façon générale, cette différence n'a pas pour conséquence une modification majeure de la morphologie globale de l'usure ondulatoire dont les caractéristiques restent alors très proches de celles observées sur site. L'essai simulant les conditions de contact d'un essieu menant se déplaçant sur le site 2 est donc validé. Par conséquent, le suivi de la naissance de l'usure ondulatoire sera considéré comme représentatif de la réalité.



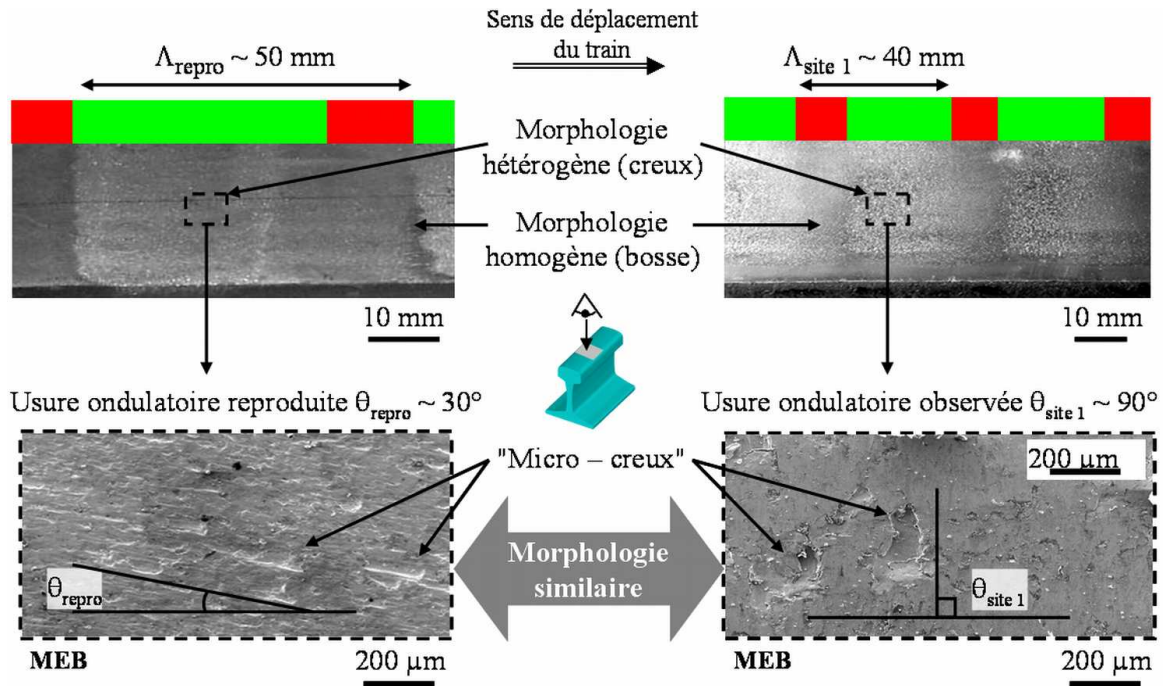


Figure 3–24. Comparaison entre usure ondulatoire reproduite et usure ondulatoire naturelle

### III.4. Suivi morphologique de l'usure ondulatoire reproduite sur banc d'essai

La naissance de l'usure ondulatoire sur le rail simulant la file basse s'est déroulée selon quatre phases principales (Figure 3–25). Celles-ci ont été déterminées par simple observation oculaire de la surface des rails au cours de l'essai. En effet, il était impossible d'extraire un échantillon du rail sans affecter la suite de l'essai ou sans devoir changer les rails dont le coût de fabrication et de montage est prohibitif.

La première phase est caractérisée par la présence de deux zones circonférentielles bien distinctes à la surface du rail. L'une, d'aspect brillant et strié, est une zone de non-contact entre la roue et le rail. La morphologie observée est alors celle du rail avant le début de l'essai. L'autre, d'aspect mat, caractérise la zone moyenne de contact entre la roue et le rail au cours de cette phase. Comme le décrit **Chollet** [CHOL 91], cette dernière morphologie est particulière aux simulations mettant en œuvre un angle de dérive, c'est-à-dire représentant l'inscription en courbe d'un train. La table de roulement du rail opposé, file haute, présente un aspect brillant et homogène. La différence d'aspect entre les deux files correspond bien à ce qui est observé en courbe sur les sites 1 et 2 lorsque l'usure ondulatoire se développe (Figure 3–1).

La seconde phase montre un élargissement de la zone moyenne de contact entre la roue et le rail. La présence de nombreuses particules métalliques autour du rail ainsi que l'aspect mat et hétérogène de sa surface, plus marqué qu'au cours de la première phase, traduisent l'existence d'un débit d'usure  ${}^3\text{eme } Q_u$  important mais visuellement homogène sur l'ensemble de zone de contact de la table de roulement du rail. L'orientation longitudinale ou transversale de ce débit ne peut être déterminé à cette échelle d'observation.

La table de roulement de la troisième phase conserve l'aspect mat et hétérogène de la seconde. Cependant, la largeur de la zone de contact est maintenant affectée d'une modulation périodique d'une longueur d'onde  $\Lambda_{\text{repro}} \sim 50$  mm. Cette périodicité traduit l'existence d'une modulation latérale du débit d'usure homogène précédent qui devient alors un débit d'usure latéral  ${}^{\text{3ème}}Q_{u \text{ Lat}}$  modulé périodiquement. Il est important de noter que la géométrie de l'usure ondulatoire n'est pas visible et ne modifie pas encore de façon suffisamment significative les conditions de contact pour que ses conséquences soient mises en évidence à cette échelle.

Au cours de la quatrième phase, une géométrie d'usure ondulatoire similaire à celle observée sur les sites 1 et 2 devient visible à la surface du rail. Cette dernière a pour conséquence la transformation de la morphologie observée phase 3. En effet, la zone la plus étroite de la bande moyenne de contact de cette phase a vu son aspect mat et hétérogène devenir brillant et homogène. La géométrie correspondante est alors celle d'une bosse, ce qui est en adéquation avec les observations sur site. Il ne semble plus exister de prépondérance d'un glissement par rapport à un autre, c'est une usure plus classique des rails [BERT 04]. La morphologie des creux reste inchangée : mate et hétérogène, c'est-à-dire caractéristique d'un débit d'usure latéral important  ${}^{\text{3ème}}Q_{u \text{ Lat}}^{\text{Creux}}$ .

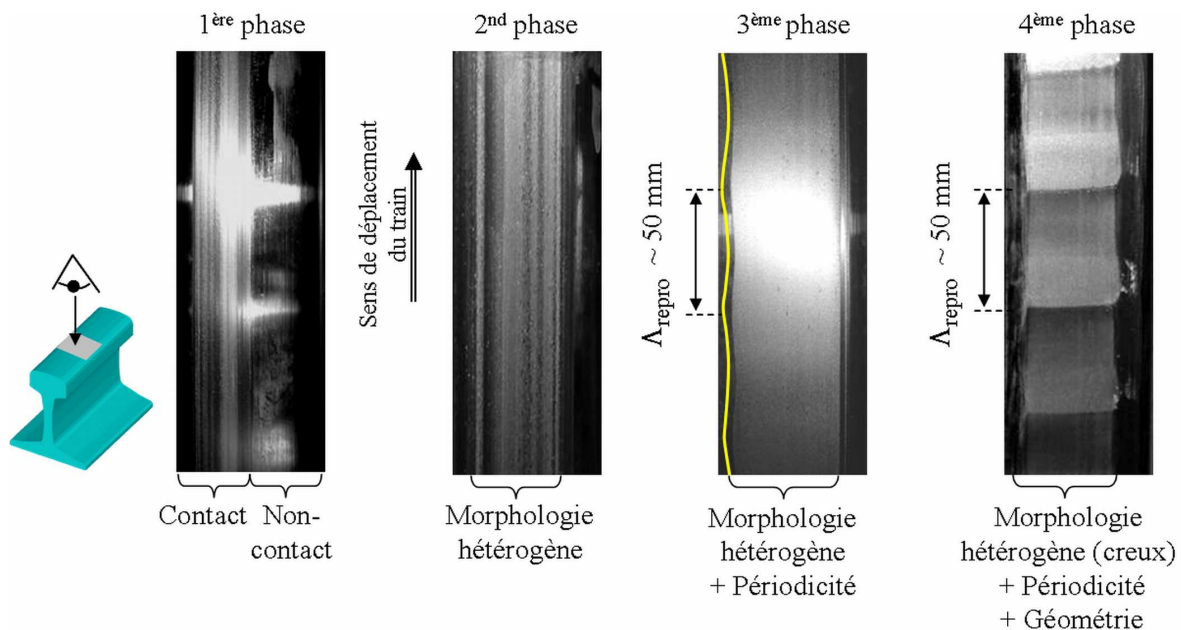


Figure 3–25. Les quatre phases de formation de l'usure ondulatoire

L'usure ondulatoire est donc définie par une modulation du débit d'usure latéral, ce dernier est plus important dans le creux que sur les bosses. Ces résultats correspondent exactement à ceux issus des observations tribologiques et métallurgiques initiales.

La géométrie de l'usure ondulatoire a donc pour conséquence de modifier le débit d'usure latéral, et tout particulièrement sur les bosses où il est suffisamment faible pour que ses conséquences ne soient plus discernables de celles de l'usure classique de la table de roulement du rail.

## CHAPITRE IV. CIRCUIT TRIBOLOGIQUE MENANT A LA FORMATION DE L'USURE ONDULATOIRE DES VOIES COURBES

Au travers des trois études précédentes (tribologiques-métallurgiques, mesures sur site et reproduction de l'usure ondulatoire sur banc d'essai), les composantes principales du circuit tribologique menant à la formation de l'usure ondulatoire des voies courbes ont pu être déterminées (Figure 3–26) et vont maintenant être récapitulées.

Lorsque le bogie s'inscrit dans une courbe, chacun de ses essieux vient en contact avec la joue active du rail en file haute ce qui interdit l'apparition de glissements latéraux importants dans le contact roue-rail. En revanche, le contact en file basse restant exclusivement sur la table de roulement du rail, des mouvements relatifs latéraux entre la roue et le rail sont autorisés. Dans ce dernier cas, des glissements latéraux  $v_y$  sont induits par l'inscription en courbe du bogie (Figure 3–17) et tout particulièrement dans les courbes de faible rayon. Ceux-ci ont pour conséquence l'activation combinée d'un débit latéral de premier corps  ${}^{1er} Q_{Lat}$  et d'un débit source interne latéral de troisième corps  ${}^{3eme} Q_{s Lat}^i$ , dans un premier temps homogènes sur l'ensemble de la zone de contact : il y a accommodation des mouvements relatifs à la fois dans le volume et en surface du rail.

- Le débit latéral de premier corps  ${}^{1er} Q_{Lat}$  se traduit par un écoulement plastique latéral de la matière constituant le rail qui affecte les premières centaines de micromètres sous la surface de contact.
- Le débit source interne latéral de troisième corps  ${}^{3eme} Q_{s Lat}^i$  est caractérisé par un détachement de particules mono-couche de la table de roulement du rail. Celles-ci peuvent circuler dans le contact : c'est le débit de recirculation  ${}^{3eme} Q_r$ . Dans ce cas, elles peuvent être laminées et fractionnées, créant ainsi des particules mono-feuillet, puis recombinaées sous forme de particules multi-feuillets. Lors de leur recirculation dans le contact, chacune de ces particules peut venir combler un micro-creux formé par le détachement des particules mono-couche de la surface du rail. Sous l'action des glissements latéraux  $v_y$ , ces particules peuvent être définitivement éjectées de la surface du contact du rail ce qui définit le débit d'usure latéral  ${}^{3eme} Q_{u Lat}$ .

Pour une raison qui n'a pu être expliquée avec les moyens d'essais mis en œuvre au cours de cette étude, les glissements latéraux dans le contact deviennent périodiques, induisant alors une modulation de même nature du débit d'usure latéral  ${}^{3eme} Q_{u Lat}$ . Là où le débit d'usure est le plus important, la surface est creusée plus rapidement que là où il est le moins important. Ainsi, une géométrie périodique se forme à la surface du rail. Celle-ci implique une modification du débit d'usure latéral. En effet, la formation des bosses diminue suffisamment  ${}^{3eme} Q_{u Lat}^{Bosse}$  pour ne plus en déceler les conséquences : il n'y a plus de détachement de particules

mono-couche sur les bosses. *A contrario*, le débit d'usure latéral dans les creux  $3^{ème} Q_{u Lat}^{Creux}$  reste inchangé, le détachement de particule existe toujours.

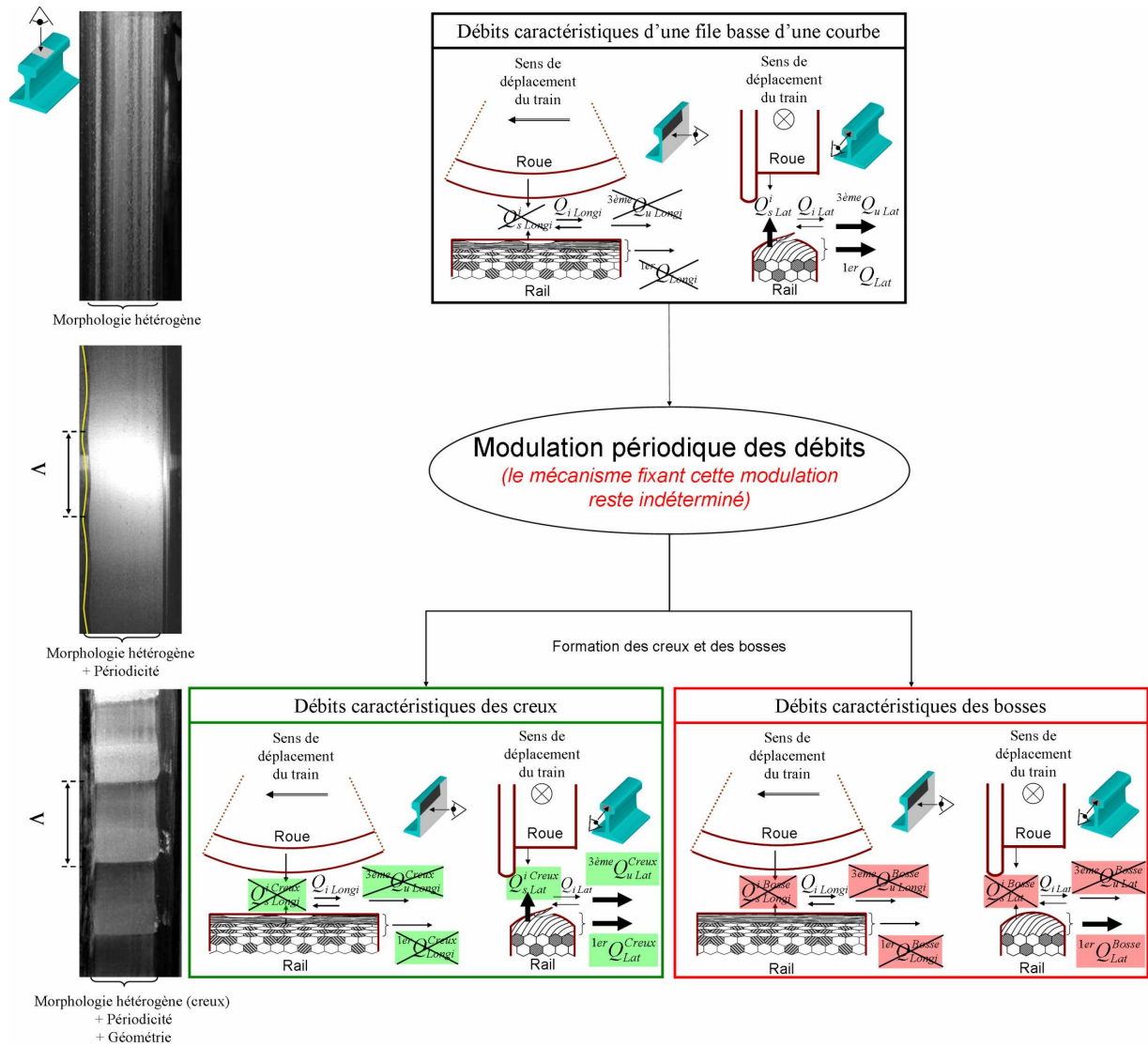


Figure 3–26. Circuit tribologique de l'usure ondulatoire, de sa formation à sa pérennisation

En conclusion, la formation de l'usure ondulatoire des voies courbes est la conséquence d'une modulation périodique du débit d'usure latéral  $3^{ème} Q_{u Lat}$ , plus faible sur les bosses que dans les creux. Celui-ci est constitué de particules qui sont détachées puis éjectées de la table de roulement du rail sous l'action de sollicitations de glissements latéraux  $v_y$  périodiques dans le contact roue-rail.

Le mécanisme de fixation de la longueur d'onde à l'origine de cette modulation n'a pu être déterminé par l'instrumentation physique à l'échelle des premiers corps mise en œuvre au cours de cette étude. Afin de compenser ce manque, un modèle numérique similaire à celui utilisé pour traiter de l'usure ondulatoire des voies rectiligne (Partie 2) pourrait être défini. L'accès à la dynamique locale dans le contact roue-rail permettrait certainement la mise en évidence, en son sein, de régimes d'instabilités de type glissement ou adhérence-glissement.

De nouveau, une analyse modale du mécanisme permettrait de déterminer le mode libre ou couplé à l'origine d'une telle périodicité.

Cependant, l'inconvénient principal du présent problème est qu'il mêle à la fois des effets dynamiques longitudinaux (avance du train) et transversaux (glissements latéraux  $v_y$ ). Il serait donc nécessaire de modéliser le contact roue-rail en 3 dimensions, accroissant alors les temps de calculs de façon exorbitante. D'autre part, les déplacements, vitesses, accélérations, couples, charges dynamiques,... au niveau de l'essieu étudié devraient être préalablement déterminés afin de tenir compte de la dynamique globale due à l'inscription en courbe du véhicule. Celle-ci semble en effet jouer un rôle très important dans la formation d'une telle usure ondulatoire. Pour cela, des modèles à l'échelle du mécanisme sont nécessaires. Un couplage entre les modèles à l'échelle des premiers corps et du mécanisme serait donc à développer afin de comprendre le mécanisme de formation de l'usure ondulatoire des voies en courbe dans son intégralité.



**CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES**





Depuis plus d'un siècle, les rails des transports urbains ferrés (tramways, métros) sont affectés d'une usure périodique de leur surface de contact appelée "usure ondulatoire". Cette usure génère d'importantes nuisances sonores et vibratoires qui contraignent les exploitants à de coûteux meulages de la surface des rails pour gommer cette usure.

Devenu ainsi un enjeu économique majeur, ce phénomène a été de nombreuses fois étudié. Influencés par la remarquable périodicité de sa géométrie, les études se sont concentrées sur l'analyse vibratoire globale du système véhicule-voie au détriment de l'étude des interactions locales au sein du contact roue rail, pourtant épicerie du phénomène.

Afin de pallier ce manque, la démarche adoptée au cours de cette d'étude est donc centrée sur l'analyse tribologique des interactions dynamiques locales dans le contact roue-rail. Basée sur les notions de triplet tribologique et de circuit tribologique, cette nouvelle approche de l'usure ondulatoire a pour objectif de déterminer les différents débits de premiers et de troisième corps menant à la formation de cette géométrie périodique. Bien qu'applicable à tous les types d'usure ondulatoire, la présente étude a cependant été restreinte aux deux catégories prépondérantes dans les transports urbains : celle affectant les rails des voies rectilignes dans les zones d'accélération ou de décélération, c'est-à-dire là où les glissements roue-rail sont préférentiellement longitudinaux  $v_x$ , ainsi que celle affectant les rails des voies courbes de faible rayon (typiquement  $< 600$  m), c'est-à-dire là où il existe une combinaison complexe de glissements longitudinaux  $v_x$ , transversaux  $v_y$  et de spin  $v_z$ .

Dans un premier temps, l'usure ondulatoire des voies rectilignes a été étudiée. Initialement, des analyses tribologiques et métallurgiques de la surface de rails ayant développés une telle usure ont permis de déterminer, *a posteriori*, les principaux débits du circuit tribologique de l'usure ondulatoire déjà établie. Ainsi, les creux sont le siège d'écoulements longitudinaux  $1^{er} Q_{Longi}^{Creux}$  et latéraux  $1^{er} Q_{Lat}^{Creux}$  de premiers corps tandis que les bosses sont le siège d'écoulements longitudinaux de troisième corps  $3^{ème} Q_{u Longi}^{Bosse}$ . Cependant, comme l'usure ondulatoire était déjà établie, l'influence de sa géométrie périodique sur les débits à l'origine de sa formation n'a pu être déterminée par ces premières analyses.

Afin de lever cette indétermination, un modèle numérique dynamique par éléments finis de contact roue-rail a été développé, compensant ainsi le manque d'instrumentation physique à l'échelle du contact qui est un milieu confiné. Ce modèle longitudinal en 2-dimensions reproduit des conditions globales de glissement imposé en faisant varier transitoirement la vitesse de rotation appliquée au centre de la roue. Cette variation a ici pour objectif de reproduire, à l'échelle des premiers corps (la roue et le rail), des conditions d'accélération ou de décélérations induites par exemple, par une variation de la vitesse de rotation du moteur (régulation de tension, freinage rhéostatique,...) ou encore par un réfrènement de l'essieu conséquent de l'apparition d'un contact joue active de rail – boudin de roue sur la file opposée à celle développant de l'usure ondulatoire.

Au cours de ces simulations, deux régimes d'instabilités ont pu être caractérisés. Tout d'abord, un régime d'instabilités de glissement est mis en évidence lorsque les conditions

initiales de roulement sans glissement, imposées globalement à l'ensemble roue-rail, sont modifiées transitoirement pour atteindre des conditions de roulement avec glissement. Ce régime d'instabilités est caractérisé par des conditions de glissement complet dans le contact ainsi qu'une excitation du premier mode de torsion libre de la roue. Très énergétique, ce régime est à l'origine d'une part, de l'apparition de déformations plastiques périodiques qui créent les creux de la géométrie périodique ainsi formée à la surface du rail et d'autre part, d'augmentations de température très importantes localisées à proximité des bosses de cette même géométrie.

Lors de la transition inverse (retour à des conditions imposées de roulement sans glissement), un régime d'instabilités d'adhérence-glissement est mis en évidence. Celui-ci est caractérisé par des conditions d'adhérence-glissement dans le contact ainsi que l'excitation du premier mode de torsion couplé de la roue avec le rail. Comme précédemment, ce régime d'instabilités donne lieu d'une part, à des déformations plastiques à l'origine de la création de creux et d'autre part, à des accroissements de température à proximité des bosses de la géométrie ainsi formée à la surface du rail. Cependant, ce régime d'instabilités étant moins énergétique que le régime d'instabilités précédent, les déformations plastiques deviennent alors non-périodiques et les accroissements de températures à proximité des bosses de plus faible amplitude.

Une comparaison entre les conséquences de ces deux régimes d'instabilités, c'est-à-dire les déformations plastiques et les accroissements de températures, et les analyses tribologiques et métallurgiques initiales de l'usure ondulatoire montrent que le régime d'instabilités de glissement est très probablement à l'origine de la formation de l'usure ondulatoire des voies rectilignes en phase d'accélération ou de décélération. Là où les débits de premiers corps  $^{1er} Q$  sont les plus importants, la matière est "repoussée par cisaillement" en dehors du contact : un creux est alors formé. Les bosses ne sont que la conséquence du déplacement de la matière des creux et sont le siège d'écoulements longitudinaux de troisième corps  $^{3ème} Q_{u Longi}^{Bosse}$  qui se traduisent par la présence, à la surface du rail, de bandes brillantes parallèles longitudinales.

Dans un deuxième temps, l'usure ondulatoire des voies courbes de faible rayon a été étudiée. Comme précédemment, des analyses tribologiques et métallurgiques de la surface de rails ayant développé une telle usure ont permis de déterminer, *a posteriori*, les principaux débits du circuit tribologique de l'usure ondulatoire établie. Ainsi, deux débits de premiers corps, orientés vers l'extérieur de la voie, sont mis en évidence tant au niveau des bosses que des creux, définissant alors un débit latéral global de premier corps  $^{1er} Q_{Lat}$ . Ce débit n'est pas modulé périodiquement, il n'évolue pas en fonction de la géométrie de l'usure ondulatoire. D'autre part, les creux sont caractérisés par l'existence d'un débit d'usure latéral  $^{3ème} Q_{u Lat}^{Creux}$  qui est principalement constitué de particules issues directement de  $^{3ème} Q_{s Lat}^{i Creux}$  ou de  $^{3ème} Q_r^{Creux}$ .

Contrairement à l'usure ondulatoire des voies rectilignes, l'origine des glissements menant à l'activation de ces débits n'a pas pu corrélée avec l'existence de sollicitations transitoires à

l'échelle des premiers corps (par exemple: une accélération,...). Par conséquent, pour déterminer l'origine de ces glissements, une instrumentation sur site des premiers corps a été effectuée. Cette instrumentation a mis en évidence que ces glissements sont la conséquence de l'écartement progressif de la voie par l'essieu "menant" au cours de l'inscription en courbe du bogie. Ces glissements sont prépondérants pour la roue qui se déplace sur la file basse, où l'usure ondulatoire se développe. Cependant, les mesures ayant permis d'aboutir à cette conclusion n'ont pu être menées que dans une zone ayant préalablement développée de l'usure ondulatoire, il n'a donc pas encore été possible de déterminer l'influence de la géométrie périodique de cette usure sur les glissements latéraux  $v_y$ , et donc sur les débits de premier et de troisième corps, qui sont à l'origine de la formation de cette même géométrie.

Afin de lever cette indétermination, les conditions susceptibles d'avoir conduit à la formation de l'usure établie ont été reproduites sur un banc d'essai à l'échelle 1:1. Pour cela les valeurs des paramètres d'entrée de ces essais, tels que la vitesse d'avance du train, la charge normale appliquée à l'essieu,... sont celles mesurées sur site.

Le suivi de l'évolution de la morphologie surfacique du rail au cours de l'essai au banc a permis de montrer qu'initialement le comportement en courbe d'un bogie induit des glissements latéraux qui activent conjointement un débit latéral de premier corps  $^{1er} Q_{Lat}$  et un débit d'usure latéral de troisième corps  $^{3eme} Q_{u Lat}$  homogènes sur l'ensemble du rail. Par la suite, une modulation périodique de ces débits est mise en évidence. L'origine de cette modulation se situant plus probablement à l'échelle du mécanisme qu'à celle des premiers corps, seules ses conséquences, pour un mécanisme donné, ont donc pu être déterminées. Bien que n'aboutissant pas, dans un premier temps, à la formation d'une géométrie périodique à la surface du rail, cette modulation a finalement pour conséquence la formation des creux, là où le débit d'usure latéral était le plus important  $^{3eme} Q_{u Lat}^{Creux}$ , et des bosses, là où il était le moins important  $^{3eme} Q_{u Lat}^{Bosse}$ . La géométrie périodique ainsi formée modifie finalement les débits qui l'ont créée. Ainsi, le débit d'usure latéral  $^{3eme} Q_{u Lat}^{Bosse}$  sur les bosses diminue suffisamment pour qu'il ne soit plus possible, *in fine*, de discerner le détachement de particules de la surface du rail qui le constituait initialement.

Afin de comprendre dans son intégralité le mécanisme menant à la formation de l'usure ondulatoire des voies courbes, il sera nécessaire de déterminer le mécanisme fixant la longueur d'onde de ce phénomène. Pour cela un modèle numérique de contact roue-rail pourra être de nouveau utilisé pour mettre en évidence l'existence de régimes d'instabilités potentiellement à l'origine de cette longueur d'onde. Cependant, mêlant à la fois des effets dynamiques longitudinaux (avance du train) et transversaux (glissements latéraux  $v_y$ ), le modèle de contact roue-rail utilisé précédemment devra être adapté en 3-dimensions, accroissant alors les temps de calculs et le nombre de degrés de liberté des premiers corps à contrôler.

Finalement, l'étude de ces deux catégories d'usure ondulatoire a permis de montrer que, selon les glissements existant au sein du contact roue-rail, différents débits de premiers  $^{1er} Q$

et de troisièmes <sup>3ème</sup>  $Q$  corps peuvent être activés, donnant *in fine* des morphologies d'usure très différentes. Afin d'empêcher l'activation de ces débits, et donc la formation de ces usures, il pourrait être opportun de déplacer l'accommodation des mouvements relatifs entre les premiers corps de leur interface vers le mécanisme qui les contient, par exemple par déformation élastique de certaines pièces telles que les suspensions, etc....

Bien qu'appliquée dans cette étude au cas particulier de l'usure ondulatoire des transports urbains, la démarche d'analyse tribologique du contact roue-rail proposée est applicable d'une façon plus générale à l'ensemble des phénomènes d'usure roue-rail. Le couplage entre les analyses tribologiques et métallurgiques des surfaces ayant frottées et le modèle dynamique à l'échelle des premiers corps permet d'identifier les principaux débits constituant le circuit tribologique menant à la formation de telles usures.

Cependant, l'outil numérique actuel n'est capable de modéliser que les interactions dynamiques locales de contact à l'échelle des premiers corps [LINC 05a] [BAIL 03], c'est-à-dire sans prendre en compte la couche de troisième corps. Or, comme l'ont montré **Fillot** [FILL 04] et **Iordanoff** [IORD 02], la rhéologie de cette couche est fortement dépendante des sollicitations (glissement, pression,...) auxquelles elle est soumise. Par conséquent le frottement local *mobilisé* dans le contact est alors fonction des sollicitations. C'est pourquoi, il semble nécessaire de développer des outils numériques capables de modéliser la formation, l'évolution et la rhéologie du troisième corps dans le contact, tout en conservant la prise en compte de la dynamique locale de contact.

D'autre part, le mécanisme dans lequel sont inclus les deux premiers corps peut, par sa flexibilité, venir modifier les interactions de contact. Celui-ci n'étant actuellement pris en compte dans le modèle, il serait donc opportun de coupler l'outil numérique actuel, performant à l'échelle des premiers corps, avec des outils de calculs performants à l'échelle du mécanisme, tels que les modèles multi-corps. Ce couplage permettra, *in fine*, de modéliser le triplet tribologique dans son intégralité et ainsi améliorer notre compréhension des phénomènes d'usure.

**REFERENCES**





- [AHLB 91] **AHLBECK D.R., DANIELS L.E.**, *Investigation of rail corrugation on the Baltimore metro*, Wear, 1991, Vol. 144, pp. 197-210.
- [ALIA 87] **ALIAS J.**, *Le Rail*, Eyrolles, Paris, France, 1987, 677 p.
- [ANDE 04] **ANDERSSON C., JOHANSSON A.**, *Prediction of rail corrugation generated by three dimensional wheel-rail interaction*, Wear, 2004, Vol. 257, pp. 423-434.
- [ANDR 58] **ANDREWS H.I.**, *The contact between a locomotive driving wheel and the rail*, Wear, 1958-59, Vol. 2, pp. 458-484.
- [AYAS 00] **AYASSE J.-B., CHOLLET H., MAUPU J.-L.**, *Paramètres caractéristiques du contact roue-rail*, Rapport No. 225, Arcueil : INRETS, 2000, 77 p.
- [BAIL 03] **BAILLET L.**, *Modélisation tribologique par éléments finis de la dynamique des contacts*, HDR, Lyon : INSA de Lyon, Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Solides, 2003, 66 p.
- [BAIL 05] **BAILLET L., LINCK V., D'ERRICO S., et al.**, *Finite element simulation of dynamic instabilities in frictional sliding contact*, Transaction of ASME : Journal of Tribology, 2005, Vol. 127, pp. 652-657.
- [BERT 88] **BERTHIER Y.**, *Mécanismes et tribologie*, Thèse ès Science, Lyon : INSA de Lyon, 1988, 71 p.
- [BERT 97] **BERTRAND J.P., GALTIER A., GUELTON N. et al.**, *Phase blanche dans les rails*, MPM 97 N 1126, Maizière les Metz : IRSID, 1997, 37 p.
- [BERT 04] **BERTHIER Y., DESCARTES S., BUSQUET M. et al.**, *The role and effects of the third body in the wheel-rail interaction*, Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct., 2004, Vol. 27, pp. 423-436.
- [BOIT 78] **BOITEUX M.**, *Adhérence des locomotives sous l'angle de leur construction et de leur exploitation : Etat actuel des connaissances relatives à l'adhérence entre roue et rail*, B44 RP14, Utrecht : ERRI, 1978, 67 p.
- [BOIT 90] **BOITEUX M.**, *Adhérence en freinage et anti-enrayeurs : Lois fondamentales de l'adhérence en freinage*, B164 RP2, Utrecht : ERRI, 1990, 77 p.
- [BOLD 91] **BOLD P.E., BROWN M.W., ALLEN R.J.**, *Shear mode crack growth and rolling contact fatigue*, Wear, 1991, Vol 144, pp. 307-317.
- [BOUC 93] **BOUCHEZ P.**, *Wagon G69 à essieux, validation du code VOCO*, MEP2 RN 93027/93 P2-1, Paris: SNCF, 1993, 27 p.
- [BOWE 88] **BOWER A.F.**, *The influence of crack face friction and trapped fluid on surface initiated rolling contact fatigue cracks*, Transaction of ASME : Journal of Lubrication Technology, 1988, Vol. 110, pp. 704-711.
- [BOWE 89] **BOWER A.F.**, *Cyclic hardening properties of hard drawn copper and rail steel*, Journal of Mechanics and Physics of Solids, 1989, Vol. 37, pp. 455-470
- [BRIT 61] **BRITISH RAILWAYS RESEACH DEPARTMENT**, *Bibliography on corrugation of rails*, Derby : British Rail Research, 1961.
- [BUCH 00] **BUCHER F., KLIMPEL T., JOHNSON K.L.**, *Two Dimensional Normal- and Tangential Rail/Wheel Contact with Rough Surfaces*, Proc. of the 27<sup>th</sup> Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Lyon, 2000, pp. 551-562.

- [CARS 71] **CARSON R.M., JOHNSON K.L.**, *Surface corrugations spontaneously generated in a rolling contact disc*, Wear, 1971, Vol. 17, pp. 59–72.
- [CART 26] **CARTER F. W.**, *On the Action of a Locomotive Driving Wheel*, Proc. of the Royal Society, Serie A112, London, 1926, pp. 151-157
- [CHOL 91] **CHOLLET H.**, *Etude en similitude mécanique des efforts tangents au contact roue – rail*, Thèse de Doctorat, Paris : Université Paris 6, 1991, 159 p.
- [CLAI 00] **CLAIR D.**, *Analyse et modélisation des effets mécaniques dans le processus d'usure par impacts/glislements. Application à des contacts de géométrie conforme*, Thèse de Doctorat, Lyon : INSA de Lyon, 2000, 274 p.
- [CLAR 88] **CLARK R.A., SCOTT G.A., POOLE W.**, *Short wave corrugations – an explanation based on stick-slip vibrations*, Applied Mechanics Rail Transportations Symposium, AMD Vol. 96, RTD Vol. 2, ASME, 1988, pp. 141-148.
- [COLL 02] **COLLETTE C.**, *Usure ondulatoire des rails dans les transports urbains*, rapport de stage de DEA, DEA en Sciences Appliquées, Bruxelles : ULB, 2002, 81 p.
- [COUL 1785] **COULOMB C.A.**, *Théorie des machines simples*, Mémoire de Mathématique et de Physique de l'Académie Royale, Paris : Acad. Royale des Sciences, 1785, pp. 161-342.
- [DELF 91] **DELFOSE P.**, *Very high speed tests on the French railway track*, Vehicle System Dynamics, 1991, Vol. 20, pp. 185-206.
- [DESC 05] **DESCARTES S., DESRAYAUD C., NICCOLINI E., ET AL.**, *Presence and role of the third body in a wheel–rail contact*, Wear, 2005, Vol. 258, pp 1081-1090.
- [EGAN 05] **EGANA J.I., VINOLAS J., GIL-NEGRETE N.**, *Effect of liquid high positive friction (HPF) modifier on wheel-rail contact and rail corrugation*, Tribology International, 2005, Vol. 38, pp. 769-774.
- [ERTZ 02] **ERTZ M., KNOTHE K.**, *A comparison of analytical and numerical methods for the calculation of temperatures in wheel-rail contact*, Wear, 2002, Vol. 253, pp. 498-508.
- [ERTZ 03] **ERTZ M., KNOTHE K.**, *Thermal stresses and shakedown in wheel-rail contact*, Archive of Applied Mechanics, 2003, Vol. 72, pp. 715–729.
- [FILL 04] **FILLOT N.**, *Etude mécanique de l'usure -Modélisation par éléments discrets des débits de troisième corps-*, Thèse de Doctorat, Lyon : INSA de Lyon, 2004, 197 p.
- [FRED 86] **FREDERICK C.O.**, *A rail corrugation theory*, Proc. of the 2<sup>nd</sup> Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail–Wheel Systems, Kingston, 1986, pp. 181-211.
- [GHON 88] **GHONEM H., KALOUSEK J.**, *Study or surface crack initiation due to biaxial compression/shear loading*, Engineering Fracture Mechanics, 1988, Vol. 30, N° 5, pp. 667-683.
- [GODE 84] **GODET M.**, *The 3rd body approach: a mechanical view of wear*, Wear, 1984, Vol. 100, pp. 437-452.
- [GOME 03] **GOMEZ I., VADILLO E.G.**, *A linear model to explain short pitch corrugation on rails*, Wear, 2005, Vol. 255, pp. 1127–1142.

- [GOUI 04] **GOUIDER M.**, *Tribologie des composites Carbone/Carbone : échelles et contributions relatives de la mécanique et de la physico-chimie*, Thèse de Doctorat, Lyon : INSA de Lyon, 2004, 276 p.
- [GRAS 82a] **GRASSIE S.L., GREGORY R.W., JOHNSON K.L.**, *The behaviour of railway wheelsets and track at high frequencies of excitation*, Journal of Mechanical Engineering Science, 1982, Vol. 24, N° 2, pp. 103-111.
- [GRAS 82b] **GRASSIE S.L., GREGORY R.W., HARRISON D., et al.**, *The dynamic response of railway track to high frequency vertical excitation*, Journal of Mechanical Engineering Science, 1982, Vol. 24, N° 2, pp. 77-90.
- [GRAS 82c] **GRASSIE S.L., GREGORY R.W., JOHNSON K.L.**, *The dynamic response of railway track to high frequency lateral excitation*, Journal of Mechanical Engineering Science, 1982, Vol. 24, N° 2, pp. 90-95.
- [GRAS 83] **GRASSIE S.L.**, *Mechanics for corrugation initiation involving variations in (a) longitudinal traction and (b) spin moment and frictional dissipation*, Seminar of the Institution of Mechanical Engineering on Rail Corrugation, London, 1983.
- [GRAS 89] **GRASSIE S.L.**, *Corrugation on Australian National: cause, measurement and rectification*, Proc. of the 4<sup>th</sup> International Heavy Haul Railway Conference on Railways in Action, Barton, 1989, pp. 188-192.
- [GRAS 93] **GRASSIE S.L., KALOUSEK J.**, *Rail corrugations: characteristics, causes and treatments*, Proc. IMechE Part F, 1993, Vol. 207, pp. 57– 68.
- [GRAS 96] **GRASSIE S.L.**, *Short wavelength corrugation: field trials and measuring technology*, Wear, 1996, Vol. 191, pp. 149–160.
- [GRAS 05] **GRASSIE S.L.**, *Rail corrugation: advances in measurement, understanding and treatment*, Wear, 2005, Vol. 258, pp. 1224–1234.
- [GROH 02] **GROHMANN H.D., HEMPELMANN K., GROß-THEBING A.**, *A new type of RCF, experimental investigations and theoretical modelling*, Wear, 2002, Vol. 253, pp. 67–74.
- [HAIN 63] **HAINES J., OLLERTON E.**, *Contact stress distribution on elliptical contact surfaces subjected to radial and tangential forces*, Proc. Int. Mech. Eng., 1963, Vol. 177, pp. 95-114.
- [HAJM 05] **HAJ MOURAD A.H.**, *Analyse physique de la formation des transformations tribologiques superficielles –cas de matériaux métalliques sollicités sur un dispositif à enclumes de « Bridgman »-*, Thèse de Doctorat, Lyon : INSA de Lyon, 2005, 178 p.
- [HECK 02] **HECKL A.**, *Curve squeal of train wheels: unstable modes and limit cycles*, Proc. R. Soc. Lond. A, 2002, Vol. 458, pp. 1949-1965
- [HEIN 02] **HIENSCH M., NIELSEN J.C.O., VERHEIJEN E.**, *Rail corrugation in The Netherlands—measurements and simulations*, Wear, 2002, Vol. 253, pp. 140–149.
- [HEMP 96] **HEMPELMANN K., KNOTHE K.**, *An extended linear model for the prediction of short-pitch corrugation*, Wear, 1996, Vol. 191, pp. 161–169.
- [HERT 1882] **HERTZ H.**, *Über die Berührung fester elastischer Körper*, Journal für reine und angewandte Mathematik, 1882, Vol. 92, pp. 156-171.
- [HOBB 67] **HOBBS A.E.W.**, *A survey of creep*, TN DYN 52, Derby : British Rail Research, 1967.

- [IORD 02] **IORDANOFF I., SEVE B., BERTHIER Y.**, *Solid Third Body Analysis Using a Discrete Approach: Influence of Adhesion and Particle Size on the Macroscopic Behavior of the Contact*, Transaction of ASME: Journal of Tribology, 2002, Vol. 124, pp. 530-538.
- [ISHI 02] **ISHIDA M., MOTOB T., TAKIKAWA M.**, *The effect of lateral creepage force on rail corrugation on low rail at sharp curves*, Wear, 2002, 253, pp. 172-177.
- [JASC 99] **JASCHINSKI A., CHOLLET H., IWNICKI S., WICKENS A., VON WÜRZEN J.**, *The Application of Roller Rigs to Railway Vehicle Dynamics*, Vehicle System Dynamics, 1999, Vol. 31, pp. 345-392.
- [JIN 05] **JIN X.S., WEN Z.F., WANG K.Y.**, *Effect of track irregularities on initiation and evolution of rail corrugation*, Journal of Sound and Vibration, 2005, Vol. 285, pp. 121-148.
- [JOHN 58] **JOHNSON K. L.**, *The effect of a tangential contact force upon the rolling motion of an elastic sphere on a plane*, Transaction of ASME: Journal of Applied Mechanics, 1958, Vol. 25, pp. 339-346.
- [JOHN 75] **JOHNSON K.L., GRAY G.G.**, *Development of corrugations on surfaces in rolling contact*, Proc. Inst. Mech. Eng., 1975, Vol. 189, pp. 45-58.
- [JOHN 85] **JOHNSON K.L.**, *Contact Mechanics*, Cambridge: Cambridge University Press, 1985, 452 p.
- [KALO 92] **KALOUSEK J., JOHNSON K.L.**, *An investigation of short pitch wheel and rail corrugations on the Vancouver mass transit system*, Proc. IMechE Part F, 1992, Vol. 206, pp. 127-135.
- [KALO 00] **KALOUSEK J., GRASSIE S.L.**, *Rail corrugation: causes and cures*, International Railway Journal, 2000, July, pp. 24-26.
- [KALK 67] **KALKER J.J.**, *On the rolling contact of two elastic bodies*, Thèse de Doctorat, DELFT : université de DELFT, 1967, 155 p.
- [KALK 79] **KALKER J.J.**, *The computation of three dimensional contact with dry friction*, Int. J. Num. Meth. Eng, 1979, Vol. 14, pp. 1293-1307.
- [KALK 82] **KALKER J.J.**, *A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact*, Vehicle System Dynamics, 1982, Vol. 11, pp. 1-13.
- [KALK 91] **KALKER J.J.**, *Wheel-rail rolling contact theory*, Wear, 1991, Vol. 144, pp. 243-261.
- [KALK 92] **KALKER J.J.**, *Modification of the Two-Body Contact Conditions to Account for the Third Body*, 18th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Lyon, 1991, pp. 183-189.
- [KALK 97] **KALKER J.J., DEKKING F.M., VOLLEBREGT E.A.H.**, *Simulation of Rough, Elastic Contacts*, Transaction of ASME: Journal of Applied Mechanics, 1997, Vol. 64, No. 2, pp. 361-368.
- [KNOT 01] **KNOTHE K., WILLE R., ZASTRAU B.W.**, *Advanced Contact Mechanics – Road and Rail*, Vehicle System Dynamics, Vol. 35, N° 4-5, pp. 361-407.
- [LINC 03] **LINCK V., BAILLET L., BERTHIER Y.**, *Modeling the consequences of local kinematics of the first body on friction and on third body sources in wear*, Wear, 2003, vol. 255, pp. 299-308.

- [LINC 05a] **LINCK V.**, *Modélisation numérique temporelle d'un contact frottant : Mise en évidence d'instabilités locales de contact -Conséquences tribologiques-*, Thèse de Doctorat, Lyon : INSA de Lyon, 2005, 223 p.
- [LINC 05b] **LINCK V., BAYADA G., BAILLET L., ET AL.**, *Finite element analysis of a contact with friction between an elastic body and a thin soft layer*, Transaction of ASME : Journal of Tribology, 2005, Vol. 127, pp. 1-8.
- [LINC 05c] **LINCK V., SAULOT A., BAILLET L.**, *Consequence of contact local kinematics of sliding bodies on surface temperatures generated*, soumis au Journal Tribology International.
- [LIU 03] **LIU Q.Y., ZHANG B., ZHOU Z.R.**, *An experimental study of rail corrugation*, Wear, 2003, Vol. 255, pp. 1121–1126.
- [LOGS 80] **LOGSTON C.F. Jr, ITAMI G.S.**, *Locomotive Friction-Creep Studies*, Transaction of ASME : Journal of Engineering for Industry, 1980, Vol. 102, pp. 275-281.
- [MAIR 75] **MAIR R.I.**, *Natural Frequency of Rail Track and its Relationship to Rail Corrugation*, BHP International Group Rail Research Papers, The Institution of Engineers, Melbourne, 1975, pp. 6-11.
- [MATS 02] **MATSUMOTO A., SATO Y., ONO H., et al**, *Creep force characteristics between rail and wheel on scaled model*, Wear, 2002, Vol. 253, pp. 199–203.
- [MEEH 05] **MEEHAN P.A., DANIEL W.J.T., CAMPEY T.**, *Prediction of the growth of wear-type rail corrugation*, Wear, 2005, Vol. 258, pp. 1001–1013.
- [MULL 00] **MÜELLER S.**, *A linear wheel–rail model to investigate stability and corrugation on straight track*, Wear, 2000, Vol. 243, pp. 122–132.
- [NICO 01] **NICCOLINI E.**, *Adhérence roue-rail en traction réalité tribologique en condition de démarrage*, Thèse de Doctorat, Lyon : INSA de Lyon, 2001, 245 p.
- [NICO 02] **NICCOLINI E., BERTHIER Y.**, *Wheel–rail adhesion: what is the tribological reality?*, Proc. of the 5th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems, Tokyo, 2000, pp. 219–225.
- [NIEL 03a] **NIELSEN J.C.O., LUNDEN R., JOHANSSON A., VERNERSSON T.**, *Train-track interaction and mechanisms of irregular wear on wheel and rail surfaces*, Vehicule System Dynamics, 2003, Vol. 40, pp 3-54
- [NIEL 03b] **NIELSEN J.C.O.**, *Numerical prediction of rail roughness growth on tangent railway tracks*, Journal of Sound and Vibration, 2003, Vol. 267, pp. 537-548
- [OOST 03] **OOSTERMEIJER K.**, *Causation of rail corrugation and contributing factors*, Proc. the 6<sup>th</sup> Wheel Rail Research Congress, Edinbourg, 2003, sur CD-ROM
- [OHYA 89] **OHYAMA T.**, *Some Basic Studies on the Influence of Surface Contamination on Adhesion Force Between Wheel and Rail at Higher Speeds*, Quarterly Report of Railway Technical Research Institute, 1989, Vol. 30, No. 3, pp. 127-135.
- [PAU 02] **PAU M., AYMERICH F., GINESU F.**, *Distribution of contact pressure in wheel–rail contact area*, Wear, 2002, Vol. 253, pp. 265-274.
- [PETE 71] **PETERSON L.A., FREEMAN W.H., WANDRISCO J.M.**, *Measurement and analysis of wheel-rail forces*, Proc. of the ASME Winter Annual Meeting, Washington D.C., 1971, pp. 2-20.

- [POOL 86] **POOLE W.**, *The measurement of the contact area between opaque objects under static and dynamic rolling conditions*, Proc. of the 2<sup>nd</sup> Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail–Wheel Systems, Kingston, 1986, pp. 59–72.
- [REYN 1886] **REYNOLDS O.**, *On the theory of lubrication and its application to mr. beauchamps tower's experiments, including an experimental determination of the viscosity of olive oil*, Phil. Trans. Roy. Soc. Of London, 1886, Vol. 177, p. 157-234
- [SATO 02] **SATO Y., MATSUMOTO A., KNOTHE K.**, *Review on rail corrugation studies*, Wear, 2002, Vol. 253, pp. 130–139.
- [SAUL 05] **SAULOT A., DESCARTES S., DESMYTER D., et al.**, *A tribological characterization of the “damage mechanism” of low rail corrugation on sharp curved track*, Wear, 2005, article sous presse
- [SHEN 83] **SHEN Z. Y., HEDRICK J. K., ELKINS J. A.**, *A comparison of alternative creep-force models for rail vehicle dynamic analysis*, Proc. 8th IAVSD Symposium on the Dynamics of Vehicles, Cambridge (USA), 1983, pp. 591–605
- [SNCF 91] **SNCF**, *Catalogue des défauts de rails*, Annexe 1 à la NG EF 2 C 33 n°2, Paris : SNCF, 1991, 106 p.
- [SUDA 93] **SUDA Y.**, *The mechanics for self-generation of corrugation*, Japanese Journal of Tribology, 1993, Vol. 38, N°12, pp. 1553-1563.
- [SUDA 02] **SUDA Y., HANAWA M., OKUMURA M. et al.**, *Study on rail corrugation in sharp curves of commuter line*, Wear, 2002, Vol. 253, pp. 193–198.
- [TASS 91a] **TASSILY E., VINCENT N.**, *Rail corrugation: analytical model and field tests*, Wear, 1991, Vol. 144, pp. 163-178
- [TASS 91b] **TASSILY E., VINCENT N.**, *A linear model for the corrugation of rails*, Journal of Sound and Vibration, 1991, Vol. 150, N° 1, pp. 25-45.
- [UE 02] Directive 2002/49/EC of the European Parliament and of the Council of 25 June 2002 relating to the assessment and management of environmental noise.
- [VADI 98] **VADILLO E.G., TARRAGO J.A., ZUBIAURRE G.G., et al.**, *Effect of sleeper distance on rail corrugation*, Wear, 1998, Vol. 217, pp. 140-146.
- [VALD 87] **VALDIVIA A.**, *A Linear Dynamic Wear Model to Explain the Initiating Mechanism of Corrugation*, Proc. of the 10<sup>th</sup> IAVSD Symposium on the Dynamics of Vehicles on Roads and on Tracks, Prague, 1987, pp. 493-496.
- [VERM 64] **VERMEULEN P. J., JOHNSON K. L.**, *Contact of non-spherical bodies transmitting tangential forces*, Journal of Applied Mechanics, 1964, Vol. 31, pp. 338-340.
- [WILD 03] **WILD E., WANG L., HASSE B., et al.**, *Microstructure alterations at the surface of a heavily corrugated rail with strong ripple formation*, Wear, 2003, Vol. 254, pp. 876–883.
- [ZANH 92] **ZANHOU Y., XIANJI S., ZHENG L.**, *Application of pseudocastics experiment method in research of wheel–rail contact stress*, Proc. of the International Wheelset Congress, Sydney, 1992, pp. 257–263

**ANNEXES**



Cette annexe a pour but de présenter les principaux éléments constituant le code de calcul par éléments finis dynamiques *PlastD* qui est utilisé pour cette étude comme outil d'investigation numérique des conditions locale du contact roue - rail. Ce code est développé au laboratoire depuis plusieurs années par **Baillet** pour la partie mécanique [BAIL 02] et par **Linck** pour la partie thermique [LINC 05a]. Les informations regroupées dans cette partie sont plus amplement détaillées dans la thèse de Linck [LINC 05a] dont elles sont majoritairement extraites.

## I. Partie mécanique du code *PlastD*

Utilisé pour simuler le contact frottant entre deux corps ( $\Omega_1, \Omega_2$ ), *PlastD* est un code de calcul dynamique par éléments finis exprimé en formulation explicite. La discrétisation spatiale utilise la méthode des éléments finis basée sur une formule variationnelle en déplacement pour résoudre les équations aux dérivées partielles de l'équation d'équilibre. Le schéma d'intégration temporelle de cette équation est la méthode des différences centrées avec amortissement numérique  $\beta_2$  et la méthode de résolution du contact est basée sur la méthode des multiplicateurs de Lagranges.

### I.1 Formulation variationnelle et discrétisation

Soit un corps élastique représenté par un domaine  $\Omega$  de  $\mathcal{R}^2$ , de frontière  $\Gamma$  (Figure A 1-1). Soit  $n$  la normale extérieure à  $\Gamma$ . La frontière est divisée en trois parties disjointes  $\Gamma_u, \Gamma_F$  et  $\Gamma_c$ . Sur la frontière  $\Gamma_u$  on impose un champs de déplacement  $U$ , sur  $\Gamma_F$  on impose des forces surfaciques  $F$ . Les densités volumiques de forces extérieures (telles que le poids) sont notées  $f_{vol}$ . La frontière  $\Gamma_c$  est candidate au contact, on note  $F^c$  les forces surfaciques de contact.

$$\Gamma = \Gamma_u \cup \Gamma_F \cup \Gamma_c$$

$$\Gamma_u \cap \Gamma_F \cap \Gamma_c = \emptyset$$

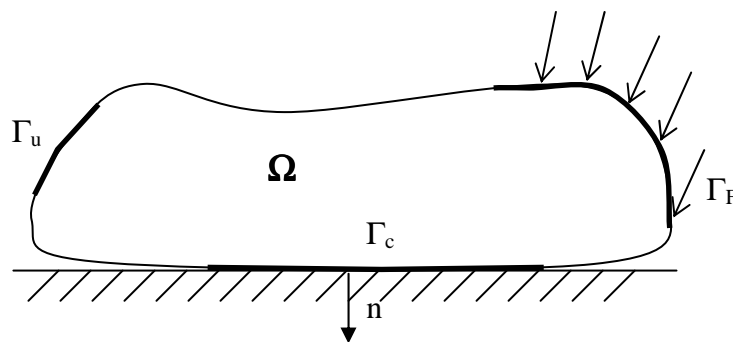


Figure A 1-1. Exemple de corps élastique ( $\Omega$ ) en contact sur une fondation rigide [LINC 05a]

Dérivée du principe des puissances (ou travaux) virtuelles [DUVA 76] [ODEN 85] [DAUT 87], la formulation variationnelle faible associée à la recherche du champ de déplacement  $u$  et de tenseur des contraintes  $\underline{\underline{\sigma}}$  sur le domaine  $\Omega$  peut s'exprimer sous la forme :

$$\int_{\Omega} \underline{\underline{\sigma}} : \delta \underline{\underline{\varepsilon}}^* d\Omega - \int_{\Omega} f \delta \underline{\underline{u}}^* d\Omega - \int_{\Gamma_c} F \delta \underline{\underline{u}}^* d\Gamma + \int_{\Omega} \rho \ddot{\underline{\underline{u}}} \delta \underline{\underline{u}}^* d\Omega - \int_{\Gamma_c} F^c \delta \underline{\underline{u}}^* d\Gamma = 0 \quad (\text{Eq. A 1-1})$$

avec :

$\delta \underline{\underline{\varepsilon}}^*$  : le tenseur du taux de déformations virtuelles,

$\delta \underline{\underline{u}}^*$  : le vecteur des vitesses virtuelles.

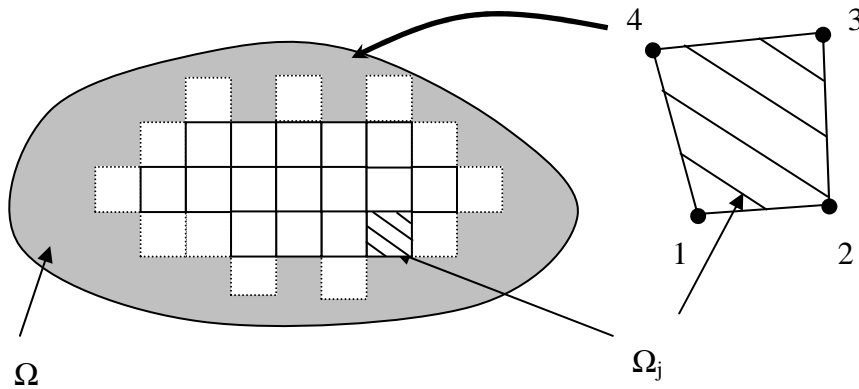


Figure A 1-2. Représentation de la discrétisation spatiale en éléments quadrangles à 4 nœuds [LINC 05a]

Afin de faciliter la résolution de l'équation (Eq. A 1-1), le domaine  $\Omega$  est discrétisé en sous – domaines  $\Omega_i$  (avec  $\Omega = \bigcup_{\text{elts } j} \Omega_j$ ) appelés éléments finis [ODEN 72] [BATH 82] [DHAT 84]

[ZIEN 00] [ODEN 85]. Dans **PlastD**, la discrétisation spatiale décompose  $\Omega$  en éléments quadrangles à 4 nœuds (Figure A 1-2).

Dans chaque sous – domaine  $\Omega_j$ , les approximations nodales du champ de déplacements  $u$ , du champ de vitesses  $\dot{u}$  et du champ d'accélération  $\ddot{u}$  sont définies respectivement par les équations suivantes :

$$u_j = \sum_k N^k u_j^k \quad (\text{Eq. A 1-2})$$

$$\dot{u}_j = \sum_k N^k \dot{u}_j^k \quad (\text{Eq. A 1-3})$$

$$\ddot{u}_j = \sum_k N^k \ddot{u}_j^k \quad (\text{Eq. A 1-4})$$

où  $N^k$  représente les fonctions d'interpolation (fonctions de forme) des déplacements  $u_j$  au nœud  $k$  (elles dépendent des coordonnées spatiales mais pas du temps). Les vecteurs  $u_j^k$ ,  $\dot{u}_j^k$  et  $\ddot{u}_j^k$  représentent respectivement le déplacement, la vitesse et l'accélération du nœud  $k$  de l'élément  $\Omega_j$ .

La forme discrétisée de la formulation variationnelle faible de l'équation d'équilibre est ainsi obtenue à l'instant  $t$  :

$$M \ddot{u}_t + C \dot{u}_t + F_t^{\text{int}} = F_t^{\text{ext}} \quad (\text{Eq. A 1-5})$$

avec :

$M$  : la matrice de masse cohérente,

$$M = A \int_j \rho N N^T d\Omega_j \quad (\text{Eq. A 1-6})$$

$C$  : la matrice d'amortissement de Rayleigh,

$F_t^{\text{int}}$  : le vecteur des forces internes à l'instant  $t$ ,

$$F_t^{\text{int}} = A \int_j B^T \sigma d\Omega_j \quad (\text{Eq. A 1-7})$$

$F_t^{\text{ext}}$  : le vecteur des forces extérieures à l'instant  $t$ ,

$$F_t^{\text{ext}} = A \int_j N^T f d\Omega_j + A \int_j N^T F dS_j + A \int_j N^T F_c dS_j \quad (\text{Eq. A 1-8})$$

Enfin,  $A$  symbolise le passage des intégrales élémentaires aux intégrales sur l'ensemble du maillage et  $B$  est la matrice des gradients  $B^k$  des fonctions de forme  $N^k$  :

$$B^k = \frac{\partial N^k}{\partial x} \quad (\text{Eq. A 1-9})$$

## I.2 Intégration temporelle : Méthode explicite (méthode $\beta$ -2)

Afin de résoudre dans le temps l'équation d'équilibre discrétisée spatialement (Eq. A 1-5), un schéma d'intégration temporel explicite basé sur la méthode des différences centrées avec amortissement  $\beta_2$  est utilisé. L'introduction de l'amortissement  $\beta_2$  permet de minimiser l'apparition sur les données physiques étudiées (déplacements, contraintes, ...) de hautes fréquences inhérentes à la résolution du schéma numérique.

En écrivant  $F_t^{\text{int}} = K u_t$ , l'équation (Eq. A 1-5) s'écrit, à l'instant  $t$ , sous la forme:

$$M \ddot{u}_t + C \dot{u}_t + K u_t = F_t^{\text{ext}} \quad (\text{Eq. A 1-10})$$

Il est possible de simplifier cette équation en prenant l'expression de la vitesse à  $t - \Delta t / 2$  :

$$\dot{u}_{t-\frac{\Delta t}{2}} = \frac{u_t - u_{t-\Delta t}}{\Delta t} \quad (\text{Eq. A 1-11})$$

L'équation d'équilibre devient donc :

$$M \ddot{u}_t + C \dot{u}_{t-\frac{\Delta t}{2}} + K u_t = F_t^{\text{ext}} \quad (\text{Eq. A 1-12})$$

L'algorithme explicite des différences centrées exprime les vitesses et les accélérations au temps  $t$  en fonction des déplacements aux temps  $t + \Delta t$ ,  $t$  et  $t - \Delta t$  :

$$\dot{u}_t = \frac{1}{(1+2\beta_2)\Delta t} (2\beta_2 u_{t+\Delta t} - 2(1-\beta_2)u_{t-\Delta t} + 2(1-2\beta_2)u_t + \Delta t(2\beta_2-1)\dot{u}_{t-\Delta t}) \quad (\text{Eq. A 1-13})$$

$$\ddot{u}_t = \frac{2}{\Delta t^2} (u_{t+\Delta t} - u_t + \Delta t \dot{u}_t) \quad (\text{Eq. A 1-14})$$

En remplaçant les vitesses et les accélérations par leurs expressions dans l'équation (Eq. A 1-1), on obtient l'expression du déplacement à  $t+\Delta t$  :

$$u_{t+\Delta t} = \frac{(1+2\beta_2)}{2} M^{-1} \Delta t^2 \left( F_t^{\text{ext}} - F_t^{\text{int}} - C \dot{u}_{t-\frac{\Delta t}{2}} \right) + (3-2\beta_2)u_t - 2(1-\beta_2)u_{t-\Delta t} + \Delta t(2\beta_2-1)\dot{u}_{t-\Delta t} \quad (\text{Eq. A 1-15})$$

Pour résoudre ce système il est nécessaire d'inverser la matrice de masse  $M$  à chaque pas de temps. Cette procédure étant coûteuse en temps de calcul, on utilise une matrice de masse concentrée [OWEN 80], [ZIEN 00]. Cette matrice est diagonale et donc immédiatement inversible.

### I.3 Résolution du contact : Méthode des multiplicateurs de Lagrange

La méthode de résolution du contact implantée dans *PlastD* est la méthode des multiplicateurs de Lagrange [DHAT 84] [COOK 02] qui permet de respecter parfaitement la condition de non pénétration et d'éviter les problèmes liés au choix des coefficients de pénalisation. Cette méthode nécessite d'une part l'introduction d'inconnues supplémentaires (multiplicateurs de Lagrange) et d'autre part la définition d'une surface maître et d'une surface esclave définissant les surfaces potentiellement en contact. Les conditions de contact sont alors imposées aux nœuds esclaves qui ne doivent pas pénétrer dans le domaine délimité par les surfaces maîtres.

La formulation matricielle semi – discrétisée de l'équation d'équilibre à l'instant  $t+\Delta t$  s'écrit sous la forme :

$$\begin{cases} M \ddot{u}_{t+\Delta t} + C \dot{u}_{t+\Delta t} + F_{t+\Delta t}^{\text{int}} + {}^T G_{t+\Delta t}^{\text{dep}} \cdot {}^{\text{ML}} \lambda_{t+\Delta t} - F_{t+\Delta t}^{\text{ext}} = 0 \\ G_{t+\Delta t}^{\text{dep}} \cdot \{X_t + u_{t+\Delta t} - u_t\} \leq 0 \end{cases} \quad (\text{Eq. A 1-16})$$

avec :

${}^{\text{ML}} \lambda_t$  : le vecteur des multiplicateurs de Lagrange associés à chaque nœud en contact,

$${}^{\text{ML}} \lambda_t = [{}^{\text{ML}} \lambda_t^n, {}^{\text{ML}} \lambda_t^t]^T \quad (\text{Eq. A 1-17})$$

$G_{t+\Delta t}^{\text{dep}}$  : la matrice globale obtenue par assemblage des matrices élémentaires des contraintes de contact en déplacement,

$X_{t+\Delta t}$  : le vecteur des coordonnées à  $t+\Delta t$ ,

$$X_{t+\Delta t} = \{X_t + u_{t+\Delta t} - u_t\} \quad (\text{Eq. A 1-18})$$

La résolution de ces équations permet de déterminer les incréments de déplacement ainsi que les multiplicateurs de Lagrange. Ces derniers correspondent aux forces de contact agissant sur les nœuds esclaves [ARNO 01] et sont tels que :

$$F_{t+\Delta t}^c = G_{t+\Delta t}^{\text{dep T ML}} \lambda_{t+\Delta t} \quad (\text{Eq. A 1-19})$$

#### I.4 Propriétés des matériaux

En supplément des propriétés physiques classiques des matériaux (coefficient de poisson, module d'young, densité,...), **PlastD** intègre la possibilité de définir un amortissement structural de la matière et de prendre en compte son comportement élasto – plastique.

##### I.4.1 Amortissement structural : Amortissement de Rayleigh

L'amplitude des mouvements libres d'un système mécanique diminue au cours du temps pour finalement devenir nul. Cette diminution d'amplitude est la conséquence de l'amortissement structural, c'est-à-dire l'ensemble des pertes énergétiques dues aux forces de résistances qui s'opposent au mouvement (par exemple : les frottements internes à la microstructure du matériau).

Prenons par exemple le cas d'une poutre encastree-libre en vibration libre. L'extrémité libre de la poutre est écartée en flexion de sa position d'équilibre puis abandonnée sans vitesse initiale (Figure A 1-3). La poutre se met alors à osciller de façon sinusoïdale à la fréquence du premier mode (mode de flexion). Dans le cas de la poutre encastree-libre cette fréquence est égale à :

$$f_1 = \frac{X_1^2}{2\pi L^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho S}} \quad \text{avec } X_1^2 = 3.516 \quad \text{et} \quad I = \frac{bh^3}{12} \quad (\text{Eq. A 1-20})$$

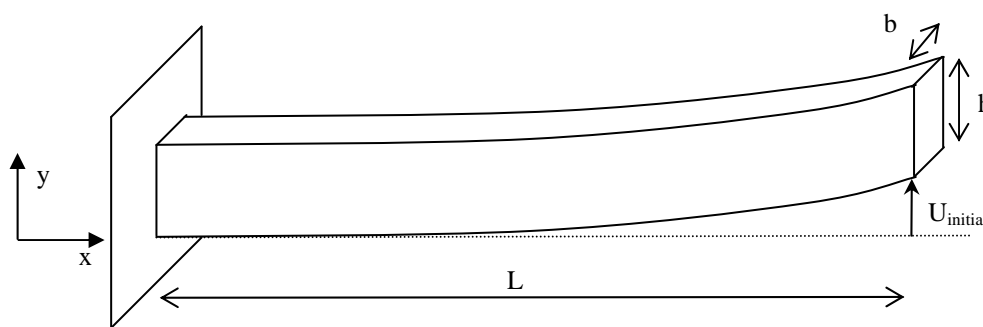


Figure A 1-3. Cas d'étude d'une poutre encastree-libre soumise à un déplacement en son extrémité libre [LINC 05a]

Du fait des efforts résistants, l'amplitude du mouvement diminue jusqu'au retour à la position d'équilibre. Cette décroissance est gouvernée par le facteur d'amortissement  $\zeta$  (Figure A 1-4). En mesurant les déplacements  $y_p$  et  $y_{p+q}$  à  $p$  et à  $p+q$  périodes on obtient la relation suivante :

$$\zeta = \frac{1}{2\pi q} \ln \left( \frac{y_p}{y_{p+q}} \right) \quad (\text{Eq. A 1-21})$$

Expérimentalement ce facteur peut donc être déterminé par la méthode du "lâcher". Le retour à l'équilibre se fait d'autant plus rapidement et avec moins d'oscillations que le facteur d'amortissement  $\zeta$  est grand.

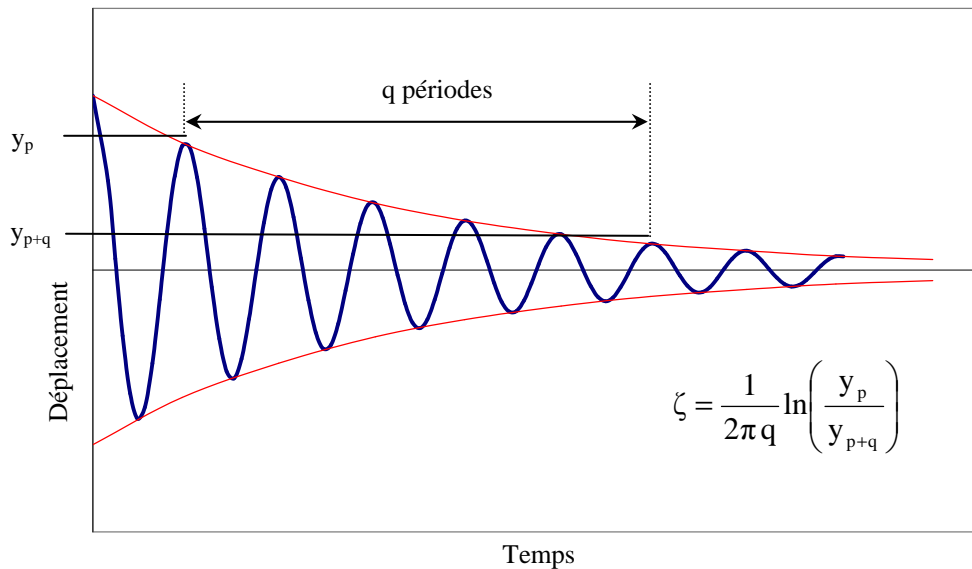


Figure A 1-4. Réponse libre de la poutre encastree-libre soumise à un déplacement en son extrémité libre (1<sup>er</sup> mode de flexion). Calcul de l'amortissement de la réponse. [LINC 05a]

Il existe différentes façons d'introduire cet amortissement structural dans un code d'éléments finis. Selon **Lazan** [LAZA 68], l'amortissement des pièces en acier monolithique, tels que les rails, est bien modélisé par un amortissement de Rayleigh. Souvent utilisé [ZIEN 00] [BATH 82], ce dernier est introduit dans l'algorithme de résolution précédent au paragraphe I.2 sous la forme d'une matrice d'amortissement [C], liée au vecteur des vitesses dans l'équation d'équilibre (Eq. A 1-16). La matrice [C] est alors une combinaison linéaire des matrices de masse et de raideur :

$$[C] = \alpha_R [M] + \beta [K] \quad (\text{Eq. A 1-22})$$

Les coefficients  $\alpha_R$  (exprimé en  $s^{-1}$ ) et  $\beta$  (exprimé en s) ne sont pas connus a priori et doivent être déterminés expérimentalement. Le facteur d'amortissement  $\zeta$  dépend alors de  $\alpha_R$  et de  $\beta$  :

$$\zeta = \frac{1}{2} \left( \frac{\alpha_R}{\omega} + \beta \omega \right) \quad (\text{Eq. A 1-23})$$

avec :

$\omega$  : la pulsation propre ( $\omega = 2\pi f$ )

L'inconvénient de l'amortissement de Rayleigh est qu'il dépend de la fréquence de vibration (Eq. A 1-23). Il est donc a priori nécessaire de connaître la fréquence de vibration étudiée pour connaître les valeurs de  $\alpha_R$  et  $\beta_R$  à entrer dans le code pour obtenir le facteur d'amortissement structural  $\zeta$  souhaité.

#### I.4.2 Comportement élasto – plastique des matériaux

Des déformations plastiques des matériaux sont mises en évidence au cours de analyses métallurgiques de rails présentant de l'usure ondulatoire (Partie 1). Il est donc important de modéliser le comportement élasto – plastique de l'acier. Trois lois d'élasto – plasticité (Figure A 1-5) sont principalement utilisées dans les codes de calcul :

- La loi « élastique – parfaitement plastique » (Figure A 1-5a) considère la déformation plastique équivalente  $\varepsilon^p$  infinie si la limite contrainte limite d'élasticité  $\sigma_0$  est dépassée,
- La loi « élastique – plastique linéaire » (Figure A 1-5b) définit une relation linéaire entre la contrainte équivalente  $\sigma_{eq}$  et la déformation plastique équivalente  $\varepsilon^p$  au-delà de la limite  $\sigma_0$ ,
- La loi « élastique – plastique non linéaire » (Figure A 1-5c) définit une relation non-linéaire entre la contrainte équivalente  $\sigma_{eq}$  et la déformation plastique équivalente  $\varepsilon^p$  au-delà de la limite  $\sigma_0$ ,

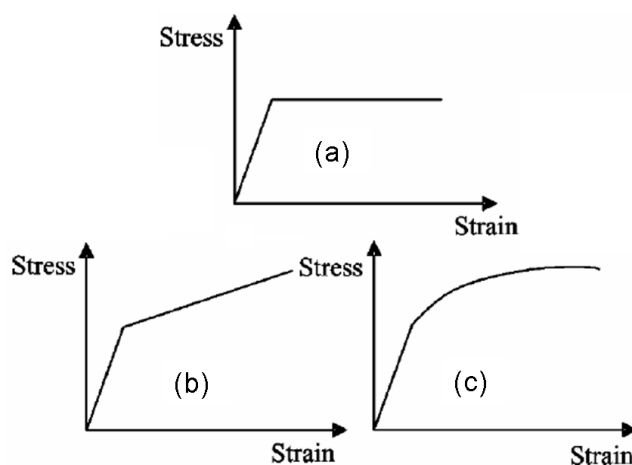


Figure A 1-5. Les trois lois classiques d'élasto-plasticité

Dans le cas de l'étude de l'usure ondulatoire, l'objectif inhérent à l'utilisation d'une loi d'élasto – plasticité réside dans la mise en évidence des prémisses de la formation des bosses et des creux soit par une alternance de zones plastifiées et non – plastifiées, soit par l'existence de zones sur – plastifiées au sein d'une zone de plastification homogène de la sous – surface du rail. L'utilisation d'une loi « élastique – parfaitement plastique » lissant l'amplitude des plasticités au-delà de la limite d'élasticité, elle ne sera donc pas utilisée pour cette étude. La loi « élastique – plastique non linéaire » est d'une part complexe à mettre en œuvre et d'autre part amène un niveau de résolution inutile pour la présente étude. Permettant

de mettre en évidence simplement les différences de niveau de plastification du matériau, la loi « élastique – plastique linéaire » est choisie pour modéliser le comportement de l'acier.

Ainsi, la loi d'élasto – plasticité utilisée dans *PlastD* est une loi d'écrouissage isotrope qui linéarise la relation entre la contrainte équivalente de Von-Mises  $\sigma_{eq}$  et la déformation plastique équivalente  $\varepsilon^p$  selon la relation suivante :

$$\sigma_{eq} = \sigma_0 + H \cdot \varepsilon^p \quad (\text{Eq. A 1-24})$$

avec :

$\sigma_0$  : Limite d'élasticité, MPa  
 $H$  : Coefficient directeur du comportement plastique

## II. Partie thermique du code *PlastD*

Au cours de cette partie les éléments principaux du module simulant le couplage thermomécanique utilisé dans *PlastD* seront présentés. Ce module, développé par **Linck** [LINC 05a], s'inspire du code explicite déjà existant, baptisé *Pollux*, qui permet le couplage thermo-elasto-visco-plastique du procédé de formage des métaux [MICH 93]. Ce code développé en axisymétrie a été étendu au cas de déformation plane.

### II.1 Le problème thermique

- Le domaine de résolution :

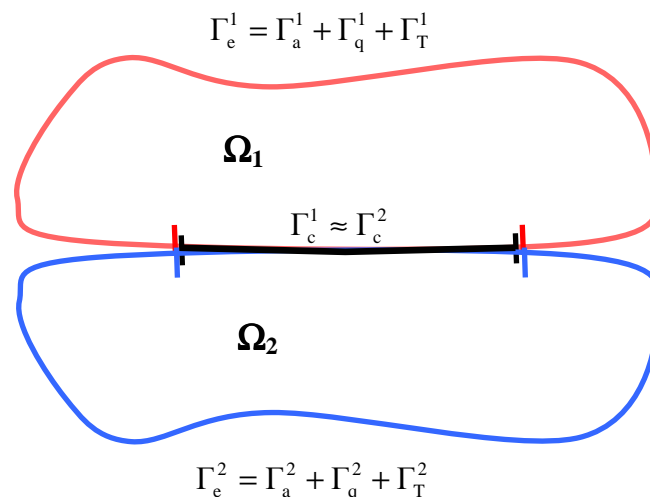


Figure A 1-6. Définition du domaine de résolution thermique.  $\Gamma_c^i$  surface de contact,  $\Gamma_a^i$  frontière adiabatique,  $\Gamma_q$  frontière convective,  $\Gamma_T$  frontière à température imposée

Le domaine de résolution du problème thermique Figure A 1-6 correspond au domaine mécanique. Le corps élastique  $\Omega_i$  est délimité par une surface extérieure  $\Gamma_e^i$  et une surface en contact  $\Gamma_c^i$  correspondant à la surface en contact du domaine mécanique. La surface



extérieure  $\Gamma_e^i$  correspond à la surface sur laquelle sont appliquées les conditions limites. Elle correspond donc à l'union des surfaces  $\Gamma_a^i$ ,  $\Gamma_q^i$  et  $\Gamma_T^i$  sur lesquelles sont appliquées les différentes conditions limites présentées ci-dessous.

- Les conditions limites :

Les conditions limites à appliquer sur la frontière extérieure du corps  $\Omega_i$  peuvent être de trois types.

- Une frontière adiabatique  $\Gamma_a^i$  : frontière sur laquelle le flux thermique la traversant est nul.
- Une frontière convective  $\Gamma_q^i$  : frontière sur laquelle un flux par convection  $q_c$  est imposé.

La convection est le mécanisme le plus important de transfert d'énergie entre la surface du solide et un liquide ou un gaz environnant. Le flux de convection  $q_c$  est fonction de la température  $T$  à la frontière  $\Gamma_q$ , de la température  $T_\infty$  du milieu infini (gazeux ou liquide) avec lequel il y a échange de chaleur ainsi que d'un coefficient  $\alpha_c$  issu de l'expérimentation appelé coefficient de convection et exprimé en  $W/m^2/K$ .

$$q_c = \alpha_c (T - T_\infty) \quad (\text{Eq. A 1-25})$$

- Une frontière à température imposée  $\Gamma_T^i$ .

Dans certaines applications il est possible de prendre en compte des frontières à flux imposés par rayonnement. Le rayonnement correspond à l'échange de chaleur d'un corps à haute température à un autre corps à basse température lorsque les corps sont séparés dans l'espace. Cependant, dans les cas où les températures des corps sont proches de celle de l'atmosphère le flux par rayonnement peut être négligé. Le rayonnement n'a donc pas été pris en compte dans le code puisque dans les applications considérées l'élévation de température des corps n'est pas très importante. Il faut toutefois noter que certaines applications, comme la simulation le freinage aéronautique nécessiterons d'ajouter le flux par rayonnement.

- L'équation de la chaleur :

A l'intérieur du domaine  $\Omega_i$ , la transmission de la chaleur se fait par conduction et par l'apport des sources de chaleur. A chaque point  $M$  du domaine  $\Omega_i$  et en tout instant  $t$ , le champ de température du domaine doit satisfaire l'équilibre du transfert thermique. Le champ de température est alors solution de l'équation de la chaleur :

$$\rho c_p \frac{dT}{dt} = \text{div}(k \text{ grad } T) + Q \quad (\text{Eq. A 1-26})$$

avec  $\rho$  la masse volumique ( $\text{kg/m}^3$ ),  $c_p$  la chaleur spécifique (ou capacité thermique massique) ( $\text{J/kg/K}$ ),  $k$  la conductivité thermique ( $\text{W/m/K}$ ),  $T$  la température ( $\text{K}$ ),  $Q$  le flux volumique des sources de chaleur ( $\text{W/m}^3$ ) et  $t$  le temps (s).

- Les puits et sources de chaleur :

Les sources de chaleur (appelées également puits de chaleur) correspondent à la source interne d'énergie provenant de la contribution mécanique. Il existe deux sources principales de chaleur : la déformation plastique et le contact avec frottement.

Le flux des sources de chaleur  $Q$  peut alors s'écrire en fonction d'une fraction  $f_p$  de la puissance de déformation plastique et de la puissance dissipée au contact :

$$Q = f_p \underline{\underline{\sigma}} : \underline{\underline{d}}^P - \sigma^t \cdot V_{\text{gliss}} \quad (\text{Eq. A 1-27})$$

avec  $\underline{\underline{\sigma}}$  le tenseur des contraintes,  $\underline{\underline{d}}^P$  le tenseur des taux de déformations plastiques,  $\sigma^t$  la contrainte tangentielle au niveau du contact et  $V_{\text{gliss}}$  la vitesse de glissement au niveau du contact.

- La formulation faible :

Il est alors possible d'écrire la forme variationnelle faible associée à l'équation différentielle de la chaleur présentée Eq. A 1-26. L'équation suivante est alors obtenue :

$$\int_{\Omega_1 \cup \Omega_2} \rho c_p \dot{T} v \, d\Omega + \int_{\Omega_1 \cup \Omega_2} k \, \text{grad} T \, \text{grad} v \, d\Omega = \int_{\Gamma_q} k \, \text{grad} T \, \vec{n} \cdot v \, d\Gamma + \int_{\Omega_1 \cup \Omega_2} Q v \, d\Omega \quad (\text{Eq. A 1-28})$$

avec  $v$  une fonction test et  $\vec{n}$  la normale extérieure à la surface  $\Gamma_q$ .

La loi de Fourier (Eq. A 1-29) permet d'introduire le flux appliqué à la surface par convection.

$$-k \, \text{grad} T \, \vec{n} = q_c = \alpha_c (T - T_\infty) \quad (\text{Eq. A 1-29})$$

En introduisant les terme de couplage mécanique, la formulation faible de l'équation de la chaleur devient alors :

$$\int_{\Omega_1 \cup \Omega_2} \rho c_p \frac{dT}{dt} v \, d\Omega + \int_{\Omega_1 \cup \Omega_2} k \, \text{grad} T \, \text{grad} v \, d\Omega = - \int_{\Gamma_q} \alpha_c (T - T_\infty) v \, d\Gamma + \int_{\Omega_1 \cup \Omega_2} Q v \, d\Omega \quad (\text{Eq. A 1-30})$$

avec :

$$\int_{\Omega_1 \cup \Omega_2} Q v \, d\Omega = \int_{\Omega_1 \cup \Omega_2} f_p (\underline{\underline{\sigma}} : \underline{\underline{d}}^P) v \, d\Omega - \int_{\Gamma_c} \sigma^t u^t v \, d\Gamma \quad (\text{Eq. A 1-31})$$

## II.2 Discrétisation spatiale et temporelle

Une discrétisation spatiale de type éléments finis sur des éléments triangulaires à trois nœuds est réalisée sur le domaine  $\Omega$  (Figure A 1-6). En effet, une étude réalisée par [MICH 90] a montré que ce type d'éléments donne entière satisfaction tout en étant peu coûteux en temps de calcul pour la résolution du problème de diffusion de la chaleur.

Cette discrétisation a été développée par **Zienkiewicz** [ZIEN 00]. Dans chaque sous-domaine  $\Omega_j$  l'approximation du champ de température  $T_j$  ainsi que des champs de flux  $\dot{T}_j$  sont déterminés par les équations suivantes :

$$T_j = \sum_k N^k T_j^k \quad (\text{Eq. A 1-32})$$

$$\dot{T}_j = \sum_k N^k \dot{T}_j^k \quad (\text{Eq. A 1-33})$$

où  $N^k$  représentent les fonctions d'interpolation (fonctions de forme) des températures au nœud  $k$ . Ces fonctions de forme sont linéaires. Les vecteurs  $T_j^k$  et  $\dot{T}_j^k$  représentent respectivement la température et le flux de température du nœud  $k$  de l'élément  $\Omega_j$ .

La fonction test  $v$  présentée Eq. A 1-28 est choisie égale à ces fonctions de forme.

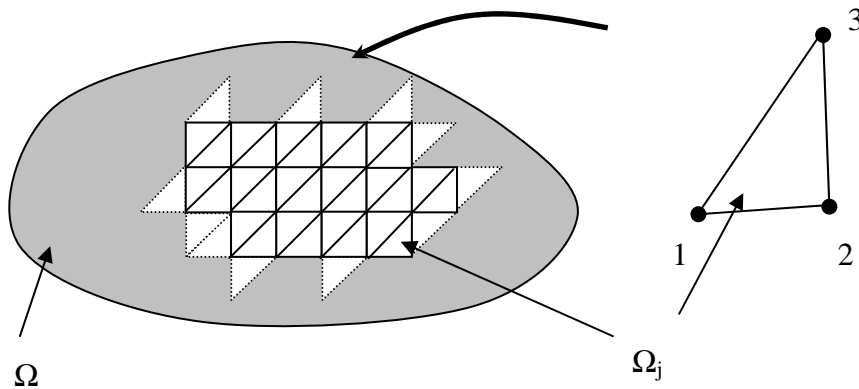


Figure A 1-7. Représentation de la discrétisation spatiale en éléments triangles à 3 nœuds

La formulation faible de l'équation de la chaleur peut alors se mettre sous forme du système matriciel suivant :

$$\text{ther } \mathbf{M}^{ij} \dot{T}^j + \mathbf{H}^{ij} T^j = f_{\text{ther}}^i \quad (\text{Eq. A 1-34})$$

La matrice  $\text{ther } \mathbf{M}$ , correspondant au terme d'énergie interne, est définie par l'équation (Eq. A 1-35) avec  $c_p$  la chaleur spécifique du matériau ( $\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ) :

$$\text{ther } \mathbf{M}^{ij} = \int_{\Omega} \rho c_p N^i N^j d\Omega \quad \text{pour } i \text{ et } j \text{ allant de } 1 \text{ à } 3 \quad (\text{Eq. A 1-35})$$

Afin de simplifier la résolution de l'équation (Eq. A 1-34), cette matrice est rendue cohérente.

La matrice  $\mathbf{H}$  comprend le terme de conduction du problème de diffusion de la chaleur avec  $k$  le coefficient de conduction du matériau ( $\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ). Elle s'exprime de la façon suivante :

$$\mathbf{H}^{ij} = \int_{\Omega} k \text{grad } N^i \text{ grad } N^j d\Omega \quad \text{pour } i \text{ et } j \text{ allant de } 1 \text{ à } 3 \quad (\text{Eq. A 1-36})$$

Le vecteur  $f_{ther}$  correspond quant à lui aux flux imposés par convection (avec  $\alpha$  le coefficient de convection et  $T_\infty$  la température du milieu convectif) sur les surfaces externes ainsi qu'aux sources d'énergie interne  $Q$  :

$$f_{ther}^i = - \int_{\Gamma} \alpha_c (T^i - T_\infty) N^i d\Gamma + \int_{\Omega} Q N^i d\Omega \quad (\text{Eq. A 1-37})$$

Comme pour la résolution du problème mécanique, un schéma d'intégration explicite est mis en place pour résoudre l'équation de la chaleur (Eq. A 1-34). La dérivée partielle des températures nodales par rapport au temps est approchée par un schéma aux différences finies sur un incrément de temps  $\Delta t$  :

$$\dot{T}_t = \frac{T_{t+\Delta t} - T_t}{\Delta t} = \frac{\Delta T_{t+\Delta t}}{\Delta t} \quad (\text{Eq. A 1-38})$$

A chaque pas de temps l'équation de la chaleur (Eq. A 1-34) est résolue afin de déterminer le nouvel incrément de température  $\{\Delta T_{t+\Delta t}\}$ .

$$\Delta T_{t+\Delta t} = M^{-1} [f_t - H T_t] dt \quad (\text{Eq. A 1-39})$$

La stabilité de ce schéma explicite est alors conditionnée par la taille de l'incrément de temps  $\Delta t$ . Celui-ci doit alors vérifier le critère de stabilité suivant [KENN 83] :

$$\Delta t \leq \frac{l_{\min}^2}{2D} \quad \text{avec} \quad D = \frac{k}{\rho c_p} \quad (\text{Eq. A 1-40})$$

où  $D$  représente la diffusivité thermique du matériau et  $l_{\min}$  la longueur minimale des éléments.

### II.3 Couplage thermomécanique

La mise en œuvre du couplage des phénomènes mécaniques et thermiques peut être réalisée de différentes façons. Une première méthode consiste en un couplage complet [LUGT 86]. Dans cette méthode la variation de température pendant un incrément de temps  $\Delta t$  est prise en compte et intervient en tant qu'inconnue nodale supplémentaire du système. Ce type de méthode est souvent associé à un algorithme de résolution implicite. Une deuxième méthode consiste en un couplage séquentiel : à chaque pas de temps  $t$  on effectue la résolution du système mécanique isotherme à la température déterminée à  $t-\Delta t$  suivi de la résolution du système thermique à géométrie fixe venant d'être déterminé. Dans ce cas on considère donc qu'il n'y a pas d'évolution de la température pendant la résolution du système mécanique. Pour que cette hypothèse soit valable il est nécessaire que le pas de temps soit petit. Cette méthode est usuellement utilisée avec un schéma d'intégration explicite.

La résolution du problème mécanique étant faite explicitement dans notre code, nous avons choisi cette dernière méthode pour le couplage thermomécanique. Le problème mécanique étant résolu sur des éléments quadrangles à 4 nœuds alors que le problème thermique l'est sur des éléments triangulaires à 3 nœuds, il est nécessaire de coupler les deux types de maillage. En effet, les températures nodales sont connues sur les nœuds des éléments triangulaires et il est nécessaire de connaître la température des nœuds des quadrangles afin de

pouvoir prendre en compte la dilatation du maillage mécanique. Pour cela chaque élément quadrangle mécanique est divisé en deux éléments triangulaires correspondant au maillage thermique. Chaque nœud des triangles correspond donc à un nœud du quadrangle (Figure A 1-8). L'algorithme de résolution explicite est présenté à paragraphe I.2. Le pas de temps est alors choisi avec le critère de stabilité de la résolution mécanique. En effet ce critère est plus restrictif que celui pour la résolution thermique.

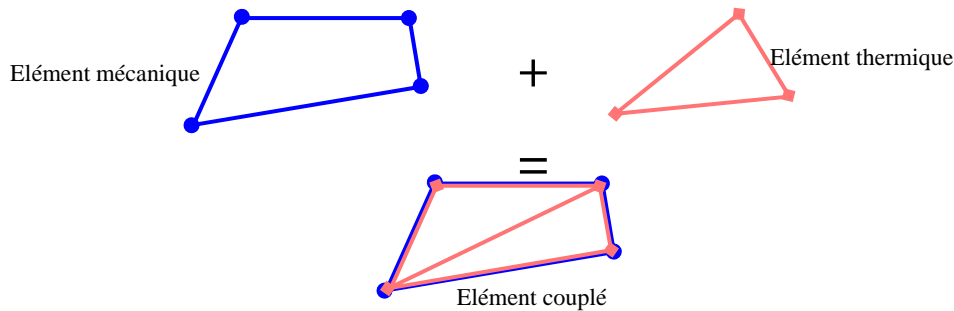


Figure A 1-8. Couplage du maillage mécanique et thermique

Lors de la résolution du problème thermique, l'aspect le plus difficile à modéliser est la transmission de la chaleur au niveau du contact. Cette transmission peut se décomposer en deux parties :

- la conduction thermique à travers l'interface de contact lorsque les températures des surfaces des corps en contact sont différentes
- la dissipation d'énergie (et donc de chaleur) dans le contact par frottement.

Le problème de conduction thermique est le plus facile à traiter. Pour cela un modèle de conductance thermique de contact est souvent utilisé. Celui-ci est présenté paragraphe II.3.1.

Pour le problème de la génération de flux de chaleur par frottement, la quantité facilement mesurable *a priori* est l'énergie totale dissipée à l'interface par frottement. Le problème se pose ensuite de savoir comment cette énergie totale se répartit dans les corps en contact.

### II.3.1 Flux de conduction à l'interface de contact

Pour la conduction thermique dans le contact, le modèle le plus utilisé correspond à introduire une conductance thermique de contact  $h_c$  ( $W/m^2/K$ ) (inverse d'une résistance thermique de contact). Le flux de conduction ( $q_k^i$ ) traversant l'interface de contact et rentrant dans le corps  $i$  est alors égale à :

$$q_k^i = h_c^i (T_i - T_0) \quad \text{avec } i \text{ allant de } 1 \text{ à } 2 \quad (\text{Eq. A 1-41})$$

avec  $T_0$  la température intrasèque de l'interface et  $T_i$  la température de surface du corps  $i$ .

En faisant l'hypothèse que l'interface à une capacité calorifique nulle, les conditions thermiques de contact sont :

$$q_k^1 + q_k^2 = 0 \quad (\text{Eq. A 1-42})$$

En combinant les équations l'équation (Eq. A 1-41) et l'équation (Eq. A 1-42), une nouvelle expression pour le flux de conduction traversant la surface de contact  $\Gamma_c$  et rentrant dans le corps  $i$  est obtenue. Celle-ci s'exprime uniquement en fonction des températures de surface des deux corps :

$$q_k^1 = \frac{h_c^1 h_c^2}{h_c^1 + h_c^2} (T_1 - T_2) \quad \text{et} \quad q_k^2 = \frac{h_c^1 h_c^2}{h_c^1 + h_c^2} (T_2 - T_1) \quad (\text{Eq. A 1-43})$$

La conductance thermique de contact permet de rendre compte d'une surface de contact réelle plus faible que la surface de contact apparente. En effet, dans un contact réel, du fait des irrégularités de surface, seule une partie de l'interface de contact se trouve réellement en contact. La conduction à travers la surface de contact se fait principalement au niveau de ces zones de contact. Ceci va générer une résistance thermique du contact (inverse de la conductance). La conductance thermique dépend donc des pressions de contact, de l'état de déformation des surfaces, des propriétés des matériaux... Si l'on choisi une conductance de contact très importante, alors le contact sera considéré comme parfait (surface réelle en contact=surface apparente en contact).

**Johansson** [JOHA 93] puis **Ireman** [IREM 02] proposent de faire apparaître directement la contrainte normale au niveau du contact dans ces équations en introduisant une nouvelle conductance thermique de contact  $\vartheta_c$  en W/N/K. L'expression du flux de conduction traversant la surface de contact  $\Gamma_c$  et rentrant dans le corps  $i$  devient alors :

$$q_k^1 = \frac{\vartheta_c^1 \vartheta_c^2}{\vartheta_c^1 + \vartheta_c^2} \sigma^n (T_1 - T_2) \quad \text{et} \quad q_k^2 = \frac{\vartheta_c^1 \vartheta_c^2}{\vartheta_c^1 + \vartheta_c^2} \sigma^n (T_2 - T_1) \quad (\text{Eq. A 1-44})$$

### II.3.2 Dissipation d'énergie à l'interface

L'hypothèse de contact parfait est définie par une température moyenne des deux surfaces en contact identique. Cette hypothèse implique que la partition du flux entre les deux corps en contact est simplement dictée par les caractéristiques des différents matériaux ainsi que celles des surfaces d'échanges avec l'environnement. Le partage du flux total dissipé au contact ( $Q_f$ ) se fait donc via un coefficient de partage  $p$ . Celui-ci correspond à la fraction du flux entrant dans le corps 1 ( $q_f^1$ ). La fraction complémentaire ( $1-p$ ) entre alors dans le corps 2 ( $q_f^2$ ) avec :

$$q_f^1 = p Q_f \quad \text{et} \quad q_f^2 = (1-p) Q_f \quad (\text{Eq. A 1-45})$$

Le coefficient de partage, pour le cas du frottement entre deux corps semi-infinis de même surface de contact a été défini par **Vernotte** [VERN 56] comme une fonction des effusivités thermiques ( $\xi_i$ ) :

$$p = \frac{\xi_1}{\xi_1 + \xi_2} \quad \text{et} \quad 1-p = \frac{\xi_2}{\xi_1 + \xi_2} \quad (\text{Eq. A 1-46})$$

Le coefficient d'effusivité thermique du corps  $i$  est défini en fonction des caractéristiques thermiques du matériau  $i$  :

$$\xi_i = \sqrt{\rho_i c_{pi} k_i} \quad (\text{Eq. A 1-47})$$

avec :

- $\rho_i$  : la densité, kg/m<sup>3</sup>,  
 $c_{pi}$  : la chaleur spécifique, J/kg/K,  
 $k_i$  : la conductivité thermique, W/m/K.

En 1958, **Carslaw** [CARS 58] propose un coefficient de partage lorsque les surfaces de contact sont différentes entre les deux premiers corps, ce qui est par exemple le cas du contact plaquette de frein/ disque de frein. Dans ce cas, l'expression du coefficient de partage de flux  $p$  devient :

$$p = \frac{S_1 \xi_1}{S_1 \xi_1 + S_2 \xi_2} \quad (\text{Eq. A 1-48})$$

avec :

- $S_1$  : l'aire de la surface de frottement du corps 1 et  $S_2$  celle du corps 2.

Le coefficient de partage des flux peut également s'exprimer en fonction des conductances de contact des deux corps :  $h_c^i$  en W/m<sup>2</sup>/K ou  $\vartheta_c^i$  en en W/N/K. Le coefficient de partage de flux  $p$  est alors :

$$p = \frac{h_c^1}{h_c^1 + h_c^2} \quad \text{ou} \quad p = \frac{\vartheta_c^1}{\vartheta_c^1 + \vartheta_c^2} \quad (\text{Eq. A 1-49})$$

### III. Bibliographie relative à l'Annexe 1

- [ARNO 01] **ARNOULT E., GUILLOTEAU I., PESEUX B., BONINI J.**, *Présentation d'un nouvel élément fini de contact*, Mécanique & Industries, 2001, Vol. 2, N°1, pp. 33-42.
- [BAIL 02] **BAILLET L., SASSI T.**, *Finite element method with Lagrange multipliers for contact problems with friction*, C.R. Acad. Sci. Paris, 2002, Vol. 334, pp. 917-922.
- [BATH 82] **BATHE K.J.**, *Finite element procedures in engineering analysis*, New York Prentice Hall, 1982, 735 p.
- [CARS 58] **CARSLAW H.S., JAEGER C.**, *Conduction of heat in solids*, Oxford : Clarendon Press, 1958, 510 p.
- [COOK 02] **COOK R.D., MALKUS D.S., PLESHA M.E. WITT R.J.**, *Concepts and applications of finite element analysis*, 4<sup>th</sup> edition, New York : John Wiley & sons, 2002, 719 p.
- [DAUT 87] **DAUTRAY R., LIONS J.L.**, *Analyse mathématique et calcul numérique pour les sciences et techniques*, Paris : Edition Masson, 1987, 1302 p.

- 
- [DHAT 84] **DHATT G., TOUZOT G.,** *Une présentation de la méthode des éléments finis, 2<sup>ème</sup> édition*, Paris : Maloine, 1984, 543 p.
- [DUVA 76] **DUVAUT G., LIONS J.L.,** *Inequalities in Mechanics and physics*, Berlin : Springer, 1976, 397 p.
- [IREM 02] **IREMAN P., KLARBRING A., STROMBERG N.,** *Finite element algorithms for thermoelastic wear problems*, European Journal of Mechanics A/Solids, 2002, Vol. 21, pp.423-440.
- [JOHA 93] **JOHANSSON L., KLARBRING A.,** *Thermoelastic frictional contact problems: modelling, FE-approximation and numerical realization*, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1993, Vol. 105, pp. 181-210.
- [KENN 83] **KENNEDY F.E., COLIN F., FLOQUET, GLOVSKI R.,** *Improved techniques for finite element analysis of sliding surface temperatures*, 10<sup>th</sup> Leeds Lyon Symposium on Tribology, 1983, pp. 138-150.
- [LAZA 68] **LAZAN B.,** *Damping of materials and members in structural mechanics*, Oxford : Pergamon Press, 1968, 317 p.
- [LINC 05a] **LINCK V.,** *Modélisation numérique temporelle d'un contact frottant : Mise en évidence d'instabilités locales de contact -Conséquences tribologiques-*, Thèse de Doctorat, Lyon : INSA de Lyon, 2005, 223 p.
- [LUGT 86] **VAN DER LUGT J., HUÉTINK J.,** *Thermal Mechanically coupled Finite Element Analysis in Metal-Forming Processes*, Comp. Methods Appl. Mech. Eng., 1986, Vol. 54, pp. 145-160.
- [MICH 90] **MICHEL B.,** *Simulation de l'évolution des températures lors d'une opération de matriçage par la méthode des Eléments Finis*, Mémoire de DEA, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, Laboratoire de Mécanique des Solides, 1990, 88 p.
- [MICH 93] **MICHEL B.,** *Modélisation thermo-elasto-visco-plastique de procédés de formage des métaux*, Thèse sci. : Institut National des Sciences Appliquées de Lyon et Univ. Lyon I, 1993, 173 p.
- [ODEN 72] **ODEN J.T.,** *Finite elements of nonlinear continua* New York : McGraw-Hill, 1972, 409 p.
- [ODEN 85] **ODEN J.T., MARTINS J.A.C.,** *Models and computational methods for dynamic friction phenomena*, Comp. Meth. Appl. Mech. And Engng, 1985, Vol. 52, pp. 527-634.
- [OWEN 80] **OWEN D.R.J., HINTON E.,** *Finite elements in plasticity: theory and practice*, Swansea : Pineridge Press, 1980, 594 p.
- [VERN 56] **VERNOTTE P.,** *Calcul numérique, calcul physique: Application à la thermocinétique*, Publications scientifiques et techniques du ministère de l'air, 1956.



[ZIEN 00] **ZIENKIEWICZ O.C., TAYLOR R.L.**, *The Finite Element Method. Volume 1 : The Basis*, 5<sup>th</sup> edition, Oxford : Butterworth-Heinemann, 2000, 689 p.

FOLIO ADMINISTRATIF

THESE SOUTENUE DEVANT L'INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUEES DE LYON

NOM : SAULOT Prénoms : Aurélien, Vincent, Gilbert	DATE de SOUTENANCE : 06 Décembre 2005
TITRE : <b>Analyse tribologique du contact roue - rail</b> Modélisation et expérimentations - Cas de l'usure ondulatoire -	
NATURE : Doctorat Ecole doctorale : MEGA (Mécanique Energétique, Génie Civil, Acoustique) Spécialité : MECANIQUE	Numéro d'ordre : 2005-ISAL-00115
Cote B.I.U. - Lyon : /	et bis CLASSE :
RESUME : <p>Depuis plus d'un siècle, les rails des transports urbains ferrés (tramways, métros) sont affectés d'une usure périodique de leur surface de contact appelée "usure ondulatoire". Lors du passage d'un train sur une voie en étant affectée, il apparaît d'importantes nuisances sonores et vibratoires dont les niveaux dépassent fréquemment les normes fixées par la loi. Les réseaux urbains sont alors contraints de procéder à des opérations coûteuses et répétées d'abrasion mécanique de la surface des rails par meulage, actuellement le seul moyen efficace de contrôle du développement de l'usure ondulatoire.</p> <p>Depuis des décennies, cette usure a été l'objet d'études centrées principalement sur des analyses vibratoires de ses conséquences plutôt que sur des analyses temporelles des interactions locales de contact à l'origine de sa formation. Afin de pallier ce manque, une démarche centrée sur l'analyse tribologique locale du contact roue-rail est proposée et appliquée aux cas particuliers de l'usure ondulatoire des voies rectilignes en zone d'accélération et celle des voies courbes de faible rayon.</p> <p>Tout d'abord, les résultats des analyses tribologiques des surfaces frottantes ont permis, dans les deux cas, de caractériser le circuit tribologique de l'usure ondulatoire établie. Cependant, l'influence de sa géométrie sur les débits qui ont mené initialement à sa formation reste à déterminer.</p> <p>Dans le cas de l'usure ondulatoire des voies rectilignes, un modèle numérique longitudinal en 2-dimensions de contact roue-rail a été mis en œuvre pour pallier le manque d'instrumentation physique du contact. Dans des conditions reproduisant l'accélération d'un train, des régimes d'instabilités (adhérence-glissement) se développent naturellement dans le contact et ont pour conséquence d'induire des températures de contact et des déformations plastiques périodiques de la surface du rail qui sont comparables à celles de l'usure ondulatoire étudiée expérimentalement.</p> <p>Dans le cas de l'usure ondulatoire des voies courbes, une instrumentation sur site à l'échelle de la roue et du rail (collaboration RATP et Railtech) a été mise en œuvre. Des glissements latéraux périodiques spécifiques des zones d'usure ondulatoire ont alors été identifiés. Confirmés par des essais sur banc visant à reproduire ce type d'usure (collaboration Lucchini et Politecnico di Milano), ces glissements latéraux périodiques sont bien à l'origine de la formation de l'usure ondulatoire des voies courbes.</p>	
MOTS-CLES : contact roue-rail, usure ondulatoire, tribologie, troisième corps, couplage, modélisation-expérimentation, éléments finis, dynamique, thermomécanique, élastoplasticité	
Laboratoire de recherche : Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Solides UMR INSA-CNRS 5514	
Directeur de thèse: D.R. Y. BERTHIER Dr. S. DESCARTES	
Président de jury : Pr. M. TOURATIER	
Composition du jury : Pr. A. AKAY D.R. Y. BERTHIER Dr. S. DESCARTES Pr. P. DUFRENOY (Rapporteur) Dr. L. GIRARDI Pr. M. TOURATIER Pr. L. BAILLET (Invité) Pr. A. ELEOD (Rapporteur / Invité) D.R. émérite M. JEAN (Invité) Dr. P. VANHOENECKER (Invité)	