



**HAL**  
open science

# Modélisation et étude du plissement des tôles lors de leur transport en continu dans les usines sidérurgiques

Nicolas Jacques

► **To cite this version:**

Nicolas Jacques. Modélisation et étude du plissement des tôles lors de leur transport en continu dans les usines sidérurgiques. Autre. Université Paul Verlaine - Metz, 2004. Français. NNT : 2004METZ038S . tel-01750001

**HAL Id: tel-01750001**

**<https://hal.univ-lorraine.fr/tel-01750001v1>**

Submitted on 29 Mar 2018

**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.



## AVERTISSEMENT

Ce document est le fruit d'un long travail approuvé par le jury de soutenance et mis à disposition de l'ensemble de la communauté universitaire élargie.

Il est soumis à la propriété intellectuelle de l'auteur. Ceci implique une obligation de citation et de référencement lors de l'utilisation de ce document.

D'autre part, toute contrefaçon, plagiat, reproduction illicite encourt une poursuite pénale.

Contact : [ddoc-theses-contact@univ-lorraine.fr](mailto:ddoc-theses-contact@univ-lorraine.fr)

## LIENS

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 122. 4

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 335.2- L 335.10

[http://www.cfcopies.com/V2/leg/leg\\_droi.php](http://www.cfcopies.com/V2/leg/leg_droi.php)

<http://www.culture.gouv.fr/culture/infos-pratiques/droits/protection.htm>



INSTITUT SUPERIEUR DE GENIE MECANIQUE ET PRODUCTION

UNIVERSITE Paul Verlaine - METZ S.C.D.	
N° Inv.	2004 112 S
Cote	S/7304/38
Loc.	

# THESE

Présentée à



UNIVERSITE DE METZ

Par

**Nicolas JACQUES**

Pour l'obtention du grade de :

**Docteur de l'Université de Metz**

**Spécialité : Sciences de l'ingénieur**

**Option : Mécanique**

**Modélisation et étude du plissement des tôles  
lors de leur transport en continu dans les  
usines sidérurgiques**

Soutenue le 26 octobre 2004 devant le jury composé de :

<b>COMBESURE Alain</b>	<b>Professeur à l'INSA de Lyon, LAMCoS</b>	<b>Rapporteur</b>
<b>ELIAS Akli</b>	<b>Chef de Service chez ARCELOR Research</b>	<b>Examineur</b>
<b>LEGER Alain</b>	<b>Directeur de Recherche Associé CNRS, LMA</b>	<b>Rapporteur</b>
<b>NGUYEN Quoc Son</b>	<b>Directeur de Recherche CNRS, LMS</b>	<b>Examineur</b>
<b>POTIER-FERRY Michel</b>	<b>Professeur à l'Université de Metz, LPMM</b>	<b>Directeur de Thèse</b>
<b>ZAHROUNI Hamid</b>	<b>Maître de Conférences à l'Université de Metz, LPMM</b>	<b>Codirecteur de Thèse</b>

*Chaque progrès donne un nouvel espoir,  
suspendu à la solution d'une nouvelle  
difficulté. Le dossier n'est jamais clos.*

*Claude Lévi-Strauss*

Les travaux présentés dans ce mémoire ont été réalisés au Laboratoire de Physique et Mécanique des Matériaux de l'Université de Metz sous la direction du Professeur Michel Potier-Ferry. Je tiens à le remercier pour la confiance qu'il m'a accordé en me permettant de réaliser ces travaux et pour tout ce qu'il m'a appris au cours de ces trois années.

Que Akli Elias et Hamid Zahrouni trouve ici l'expression de ma sincère reconnaissance pour avoir co-encadré cette thèse.

J'adresse mes plus sincères remerciements à Messieurs Alain Combescure, Professeur à l'INSA de Lyon, et Alain Léger, Directeur de Recherche au CNRS, pour avoir accepté de rapporter ces travaux. Vos précieuses remarques me permettent d'entrevoir de nouvelles perspectives à cette thèse.

Je suis très sensible à l'honneur que m'a fait Monsieur Quoc Son Nguyen, Directeur de Recherche au CNRS, en acceptant de présider ce jury. Je lui adresse mes plus vifs remerciements.

J'exprime également ma reconnaissance à Jean-Jacques Bertrandie pour m'avoir initié aux problèmes de lubrification et m'avoir aidé lors du dépouillement des résultats expérimentaux.

Au moment où j'écris ces lignes, j'ai une pensée toute particulière pour Pascal Gratacos qui nous a quitté tragiquement voici bientôt deux ans. Son intelligence et sa gentillesse faisaient de lui un chef de service particulièrement apprécié.

Et enfin, je remercie chaleureusement mes amies et amis du LPMM pour leur soutien et leur sympathie et pour tous les bons moments que nous avons passés ensemble durant ces trois ans.

# Sommaire

Introduction .....	5
--------------------	---

## Chapitre 1 : La formation des plis lors du transport des tôles dans les usines sidérurgiques .....

9

1. Contexte industriel.....	9
2. La formation des plis .....	10
3. Installations expérimentales de l'IRSID.....	14
3.1 <i>Un premier dispositif : la maquette à deux rouleaux</i> .....	14
3.2 <i>Le pilote guidage et pli</i> .....	16
4. Modélisation numérique du flambage de bandes en acier dans les recuits continus.....	18
5. Conclusions : les enjeux de la simulation de la formation des plis .....	22

## Chapitre 2 : Simulation numérique du plissement d'une tôle lors du passage sur un rouleau .....

25

1. Choix du logiciel utilisé.....	25
2. Modèle éléments finis.....	27
2.1 <i>Loi de contact</i> .....	27
2.1.1 Interaction normale à la surface : relation entre pénétration et pression de contact.....	27
2.1.2 Interaction tangentielle à la surface : modélisation du frottement .....	29
2.2 <i>Loi de comportement</i> .....	30
2.3 <i>Choix des éléments</i> .....	31
2.4 <i>Déroulement des calculs et maillages</i> .....	32
2.5 <i>Les paramètres du modèle</i> .....	33
3. Description du phénomène de plissement .....	34
4. Evaluation des tractions critiques de formation des plis (TCFP) – la transition pas de pli - pli .....	40
5. Conclusions .....	44

## Chapitre 3 : Les phénomènes liés au flambage des bandes longues sous traction .....

47

1. Quelques considérations théoriques .....	47
1.1 <i>Origine des contraintes compressives</i> .....	47
1.2 <i>Etude analytique simplifiée du flambage d'une plaque sous traction</i> .....	48
1.2.1 Exemple illustratif.....	48
1.2.2 Analyse simplifiée du flambage sous traction .....	50
1.2.3 Méthode approchée de détermination de la traction critique .....	53
2. Flambage et post-flambage des bandes dans les lignes industrielles .....	59

2.1	<i>Forme du champ des contraintes compressives</i> .....	59
2.2	<i>Caractéristiques des déformées post-flambées</i> .....	61
3.	Conclusions : les originalités du flambage sous traction.....	64
<b>Chapitre 4 : Influence du frottement sur la formation des plis.....</b>		<b>67</b>
1.	Etude numérique de l'effet du frottement.....	67
1.1	<i>Evolution des TCFP en fonction du coefficient de frottement</i> .....	67
1.2	<i>Rôle des contraintes compressives</i> .....	69
1.2.1	Un niveau critique de contraintes compressives .....	69
1.2.2	Origine des contraintes compressives .....	69
1.2.3	Saturation des contraintes compressives avant enroulement et conséquences sur la formation des plis.....	73
1.2.4	Deux mécanismes de formation des plis.....	76
1.2.5	Bilan.....	78
2.	Nouveaux essais sur le pilote guidage et plis .....	79
2.1	<i>Installation et protocole expérimentaux</i> .....	79
2.1.1	Le pilote de l'IRSID.....	79
2.1.2	Choix de la configuration des essais .....	81
2.2	<i>Éléments de théorie</i> .....	81
2.2.1	La théorie des foil bearing.....	81
2.2.2	Coefficient de frottement et couple transmissible.....	82
2.3	<i>Déroulement et résultats des essais</i> .....	86
2.3.1	Caractérisation du rouleau .....	86
2.3.1.1	Essais dans l'air .....	86
2.3.1.2	Essais dans l'eau .....	91
2.3.2	Essais de formation de plis.....	92
2.4	<i>Recommandations en vue de futurs essais</i> .....	94
3.	Conclusions .....	94
<b>Chapitre 5 : Plissement des tôles en acier dans les lignes de recuit continu.....</b>		<b>97</b>
1.	Mécanismes intervenant lorsque la plastification devient plus étendue .....	97
1.1	<i>La plastification limite le niveau des contraintes compressives apparaissant lors de la mise sous tension de la bande</i> .....	97
1.2	<i>Enroulement d'une bande en présence de déformations plastiques</i> .....	99
1.2.1	Contraintes compressives dues aux déformations plastiques apparaissant lors de l'enroulement .....	99
1.2.2	Influence de la plastification des ondulations sur l'effet du frottement lors de l'enroulement .....	100
1.3	<i>Ces phénomènes favorisent-ils la formation des plis ?</i> .....	104
2.	Influence des défauts de planéité.....	108
2.1	<i>Notion de défaut de planéité</i> .....	108
2.2	<i>Prise en compte des défauts de planéité dans le modèle éléments finis</i> .....	110
2.3	<i>Influence de la planéité sur les TCFP</i> .....	110

3. Conclusions : vers de nouvelles solutions pour limiter le risque de formation des plis.	114
Conclusion générale.....	115
Références bibliographiques.....	117
Annexe : Les procédures pour l'étude du flambage : analyses non-linéaires et de flambage linéaire .....	121
Analyse non-linéaire.....	121
Notion de rigidité tangente – stabilité d'un équilibre .....	122
Flambage linéaire.....	122



## Introduction

Les aciers plats au carbone représentent une part importante de la production du groupe ARCELOR. Les principaux débouchés de ces produits sont l'industrie automobile (carrosseries), l'électroménager, l'emballage (fabrication de boîtes de conserves, boîtes de boissons, récipients d'aérosols...), la construction et le génie civil. La compétitivité des solutions acier impose de faire évoluer en permanence la gamme des produits commercialisés. Depuis quelques années, on constate une tendance à l'amincissement des tôles. En effet, l'amélioration des caractéristiques mécaniques des aciers permet aux clients du groupe ARCELOR de concevoir des structures plus minces et donc plus légères. Néanmoins, cette tendance peut poser des problèmes pour faire évoluer les procédés de fabrication des produits plats. En particulier les problèmes de formation de plis, qui deviennent de plus en plus critiques lors de certains procédés comme le recuit continu.

Dans l'industrie sidérurgique, le mot pli correspond à un défaut de forme apparaissant lors du transport de tôles à l'aide de rouleaux. Ces plis sont fortement pénalisants en terme de productivité, obligeant à la mise au rebut de la partie de bande concernée et pouvant même aboutir à une rupture de bande, donc à un arrêt de production très coûteux. Il est donc crucial pour le groupe ARCELOR de se doter d'outils permettant de prévoir ce phénomène afin d'adapter les lignes en maîtrisant le risque de plissement et ainsi de traiter de nouveaux formats plus minces et plus larges.

Le principal objectif de cette thèse est de mettre au point une modélisation permettant de simuler numériquement de manière réaliste le plissement des tôles dans les usines sidérurgiques, afin d'étudier et comprendre les mécanismes à l'origine de la formation de plis. La modélisation doit aussi permettre de pouvoir estimer les Tractions Critiques de Formation des Plis (TCFP). La TCFP correspond au niveau de traction pour lequel, dans une configuration donnée, des plis apparaissent lors du transport de la bande.

Ce mémoire est composé de cinq chapitres. Le premier est un chapitre introductif qui vise à présenter le contexte industriel et scientifique dans lequel s'insère cette étude, il dresse un bilan des connaissances et des questions ouvertes au début de ce travail. On y décrit les principaux procédés dans lesquels des plis peuvent se former. Les rares publications portant sur ce sujet sont analysées. Nous présentons aussi les principales conclusions des essais réalisés sur les dispositifs de l'IRSID. Enfin, nous présentons les travaux de thèse de Valérie Gueydan portant sur la simulation numérique du flambage des tôles au recuit continu et qui constituent une première étape dans la mise au point de modèles numériques applicables au transport de bande.

Le second chapitre présente le modèle utilisé pour simuler la formation des plis lors du transport d'une tôle. Ce modèle est basé sur le logiciel commercial ABAQUS, les principaux choix de modélisation sont discutés. Les premières simulations permettent de donner une description plus précise des phénomènes intervenant lors de la formation de plis ; le frottement bande-rouleau et la plasticité y ont des rôles importants.

Le troisième chapitre est consacré à l'étude du flambage des bandes sous traction. Contrairement au plissement qui a lieu sur le rouleau, le flambage touche le brin libre. Ce phénomène est nécessaire et préalable à la formation des plis. L'originalité de ce flambage est

qu'il se produit sous l'effet d'un chargement en traction, des effets de bords causent l'apparition de contraintes compressives secondaires et localisées. La forme de ce champ de contraintes est en grande partie à l'origine des particularités des modes de flambage et des déformées post-flambées.

Dans le quatrième chapitre, nous étudions l'influence du frottement bande-rouleau sur la formation des plis. Nous montrons que les TCFP dépendent fortement du coefficient de frottement. Les résultats numériques ont pu être validés par de nouveaux essais sur le pilote guidage et pli (installation à grande échelle de l'IRSID).

Le dernier chapitre traite de l'étude du plissement des tôles dans les recuits continus. Par rapport à l'acier ou à l'aluminium à froid utilisés lors des essais sur le pilote guidage et pli, la rhéologie de l'acier à chaud est à l'origine de l'apparition de nouveaux phénomènes lors de l'enroulement. De plus, il apparaît que l'étude du plissement au recuit continu ne peut se faire sans la prise en compte d'un nouveau paramètre : les défauts de planéité des tôles. La présence de certains défauts de planéité peut en effet favoriser grandement la formation des plis.

***La formation des plis lors du transport des tôles dans  
les usines sidérurgiques***

# Chapitre 1 : La formation des plis lors du transport des tôles dans les usines sidérurgiques

## 1. Contexte industriel

Lors de la fabrication de tôles en acier, de nombreuses étapes de finition interviennent entre le laminage à froid et l'obtention du produit fini. Généralement, la première de ces étapes est le recuit. En effet, lors du laminage l'acier est fortement écroui et un recuit est nécessaire pour adapter ses caractéristiques mécaniques à ses utilisations futures (par exemple la mise en forme). D'autres étapes, telles que le dépôt de couches protectrices (galvanisation, zingage, dépôt de résine ou de peinture) ont lieu pour obtenir des produits spécifiques.

Ces opérations sont de plus en plus réalisées en continu. Ce qui signifie que les tôles, se présentant sous forme de bobines, sont déroulées, soudées entre elles. La bande défile ensuite en continu dans les usines en étant transportée par un grand nombre de rouleaux (fig. 1.1). Lorsque le traitement a été effectué, la bande est découpée puis rembobinée. L'avantage de cette façon de faire ne réside pas seulement dans une meilleure productivité, elle permet surtout un meilleur contrôle de qualité du produit fini. Considérons l'opération de recuit, il existe deux techniques pour la réaliser : la plus ancienne, le recuit de base qui consiste à chauffer puis à refroidir des bobines d'acier (sans les dérouler) et le recuit continu. En utilisant la première technique, afin que le cœur de la bobine atteigne une température suffisante pour permettre la recristallisation et le grossissement des grains, il est nécessaire que la bobine passe plusieurs jours dans le four. De plus, le trajet thermique que subit l'acier dépend de la position dans la bobine, ce qui se traduit par une inhomogénéité des propriétés mécaniques au sein d'une bobine. Par contre, lors d'un recuit continu, si les conditions de marche sont stables, la bande subit toujours le même cycle thermique. De plus, l'amélioration des propriétés mécaniques des aciers demande d'obtenir des microstructures bien précises ne pouvant être obtenues qu'avec des cycles thermiques particuliers avec des vitesses de refroidissement très importantes incompatibles avec la technique du recuit de base. En fait, ils sont obtenus dans les recuits continus à l'aide de jets de gaz soufflés à vitesse importante sur la tôle. On comprend bien que la maîtrise du transport des tôles en continu dans les usines constitue un enjeu stratégique pour l'industrie sidérurgique.

Globalement, les deux principaux problèmes pouvant survenir lors du transport des bandes sont les ruptures de bandes induites par des déports de bande trop importants et la formation de plis. Ces problèmes sont particulièrement cruciaux dans les recuits continus ; en effet le refroidissement par jet de gaz peut causer des vibrations aéroélastiques perturbant le guidage de bande. Les températures élevées causent une baisse importante des caractéristiques mécaniques (limite élastique et module d'Young) favorisant la formation de plis. L'apparition de plis cause chaque année la mise au rebut de quantités importantes de matière.

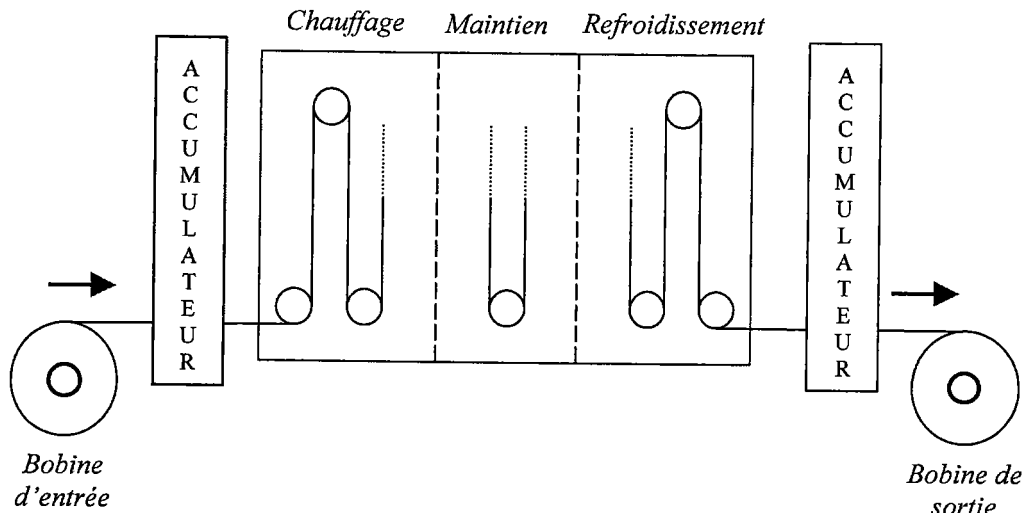


Figure 1.1 : Schéma d'une ligne de recuit continu.

Malgré l'importance qu'a la formation des plis d'un point de vue économique, il existe assez peu de publications traitant de ce phénomène. Ceci est sans doute dû au fait que les recherches menées sur ce sujet ont été initiées par les sidérurgistes japonais (KAWASAKI, SUMITOMO, NIPPON STEEL CORPORATION et NIPPON KOKAN CORPORATION) peu soucieux de divulguer des connaissances leur permettant d'avoir un avantage concurrentiel.

De son côté, le groupe ARCELOR a investi beaucoup pour l'étude de ce phénomène en développant des thématiques de recherche variées sur ce sujet: construction d'une installation expérimentale à grande échelle à l'IRSID (le pilote guidage et plis), développement des aspects théoriques concernant la prévision du plissement et de la déformation thermoélastique des rouleaux dans les recuits et développement de modèles numériques. Ce dernier aspect a été initié dans le cadre de la thèse de Valérie Gueydan (1997) concernant la modélisation du flambage des bandes en acier dans les recuits continus. L'objet de l'étude présentée dans ce mémoire porte sur l'étude de la formation de plis à l'aide de modèles numériques permettant de simuler le transport des tôles.

## 2. La formation des plis

Pour le sidérurgiste, le terme pli a un sens bien précis. Il s'agit d'un défaut de forme apparaissant lors du transport des tôles par rouleaux. Généralement le pli se présente sous forme d'une ondulation de faible longueur d'onde orientée dans le sens de défilement de la tôle (fig. 1.2). Il s'agit d'un défaut permanent (présence de déformation plastique). Outre la nécessité de la mise au mille des tôles présentant des plis, le passage d'une tôle plissée sur les rouleaux peut, si la vitesse de bande est importante, provoquer des déports latéraux importants pouvant causer la rupture de bande entraînant l'arrêt du fonctionnement d'une ligne de production pour plusieurs heures.

Afin d'améliorer l'autocentrage des bandes, les rouleaux ne sont pas tous parfaitement cylindriques, mais ont un diamètre aux extrémités très légèrement inférieur à celui au centre du rouleau. Comme nous allons le voir, cet écart est une cause principale de la formation des plis. Il existe différents profils de rouleaux : bombé, bombé avec table, conique, biconique...

Dans notre étude, nous nous sommes limités aux rouleaux coniques, les plus utilisés (fig. 1.3); ils sont constitués d'une partie cylindrique centrale (« table ») prolongée à chaque extrémité d'une partie conique (« cônes »). La différence de rayon est généralement de l'ordre du millimètre et n'est pas visible à l'œil nu. Notons que dans le cas des recuits continus, il existe aussi un bombé thermique. En effet, la différence entre la température de la bande et celle du four entraîne que la température des rouleaux varie dans la longueur. La déformation thermique est donc aussi inhomogène dans la longueur créant un écart de rayon qui s'ajoute à celui du profil de rouleau.

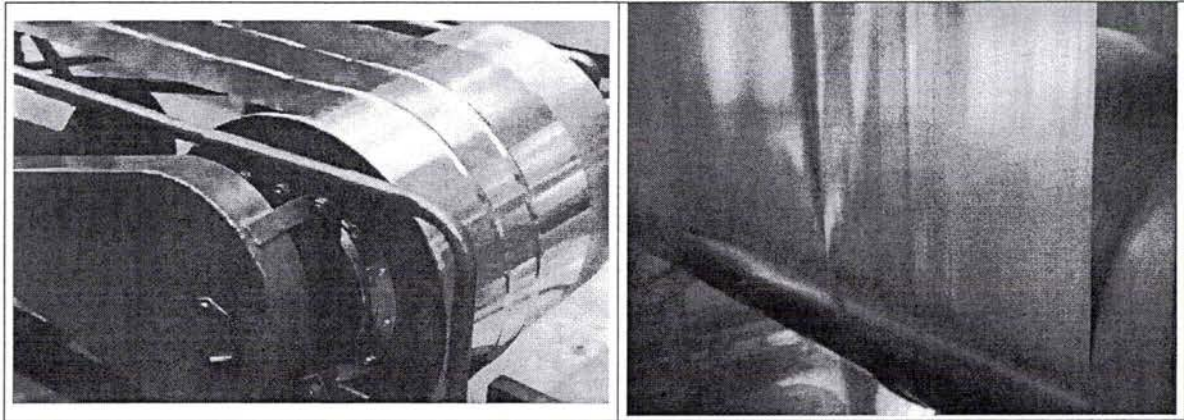


Figure 1.2 : Photos de plis formés lors d'essais.

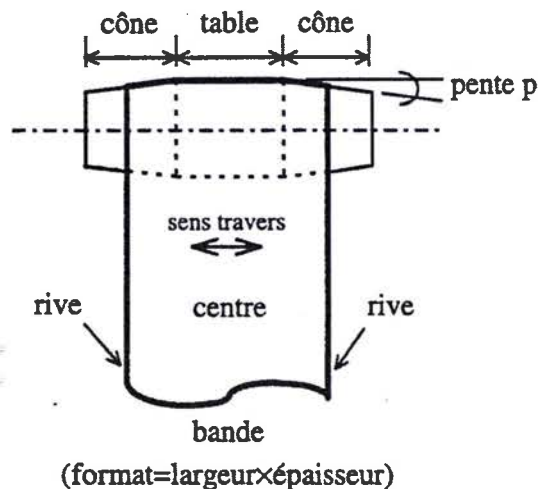


Figure 1.3 : Illustration de la forme des rouleaux coniques.

Une des premières études concernant la formation des plis a été publiée par Sasaki et al. (KAWASAKI) en 1984. Dans une première partie, sont présentés des résultats expérimentaux obtenus sur un pilote avec des bandes en aluminium. De ces essais, il ressort que dans des conditions identiques, il existe un seuil de traction au-dessus duquel les plis apparaissent. Ce seuil appelé **Traction Critique de Formation des Plis (TCFP)** dépend de la géométrie du rouleau, du format de la bande et des caractéristiques mécaniques de la tôle. Les résultats expérimentaux de cette étude peuvent être synthétisés comme suit :

- i. La traction critique diminue lorsque la différence de rayon des rouleaux augmente.
- ii. La traction critique diminue lorsque la largeur de bande augmente.
- iii. La traction critique diminue lorsque la limite élastique des bandes diminue.

- iv. Pour une même différence de rayon, la traction critique est supérieure avec des rouleaux coniques qu'avec des rouleaux possédant un profil bombé.

Sasaki et al. (1984) proposent aussi une modélisation du phénomène. Ils considèrent que le plissement se produit dans le brin libre de la tôle (partie située entre deux rouleaux qui n'est pas en contact avec les rouleaux). Les contraintes compressives à l'origine du flambage sont mises en évidence à l'aide de calculs par éléments finis en statique linéaire. Le maillage utilisé est présenté par la figure 1.4. Sasaki et al. négligent le contact de la tôle avec les parties coniques du maillage, ils utilisent comme condition limite un encastrement sur une largeur égale à celle de la table.

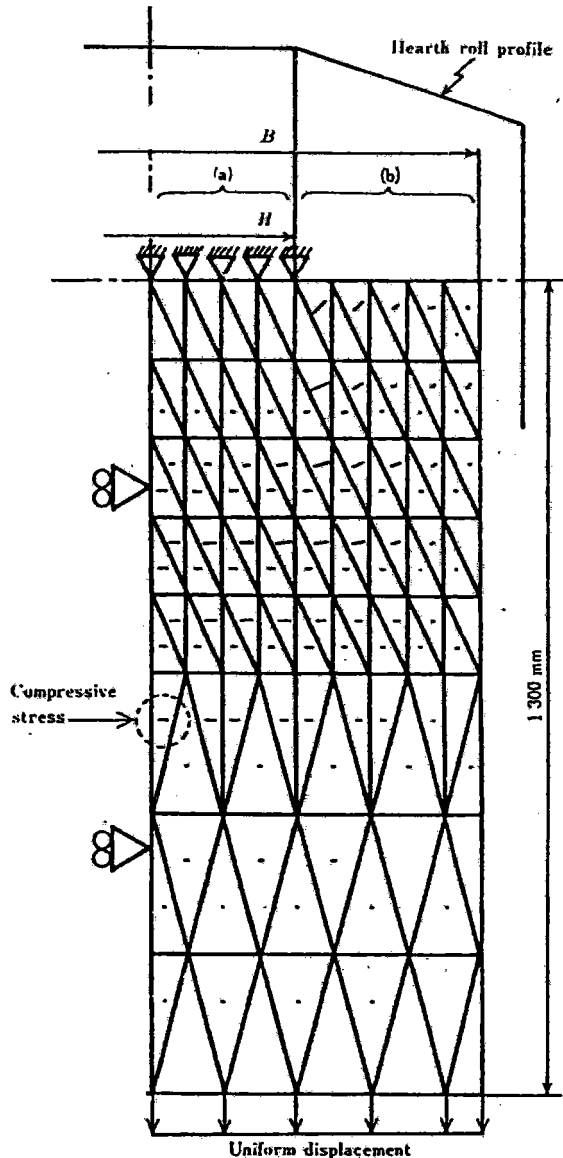


Fig. 1.4 : Modélisation des contraintes compressives apparaissant dans le brin libre (d'après Sasaki et al. (1984)).

Sasaki et al. (1984) indiquent que les contraintes compressives maximales apparaissent près du rouleau face aux parties coniques (fig. 1.4). En fait, ce phénomène est dû à l'encastrement qui est une condition trop rigide pour représenter le contact sur le rouleau et qui de plus crée une singularité. Comme nous le verrons, les contraintes compressives représentatives sont celles au centre de la bande.

En comparant les contraintes compressives obtenues par éléments finis à la contrainte critique de flambage d'une plaque élastique comprimée, Sasaki et al. (1984) proposent une expression pour évaluer les tractions critiques :

$$T_{cr} = K \frac{R E t^2}{(B-H)^3 \tan \theta} \frac{dT}{d\bar{\sigma}_2} \quad (1-1)$$

avec

$R$  : le rayon du rouleau

$E$  : le module d'Young

$t$  : l'épaisseur de la tôle

$B$  : la largeur de la bande

$H$  : la largeur de la table

$\theta$  : la pente des cônes.

$\frac{dT}{d\bar{\sigma}_2}$  : le taux d'augmentation des contraintes compressives par rapport au niveau de traction, cette valeur est déterminée par éléments finis.

$K$  : constante recalée à partir de données expérimentales.

L'étude de Sasaki et al. présente une contradiction. La modélisation qu'ils proposent ne permet pas d'expliquer la dépendance de la traction critique à la limite élastique constatée expérimentalement. Le cadre d'analyses de stabilité linéaire semble déjà trop restreint pour l'étude de la formation des plis.

En 1994, une description du phénomène est proposée par Kaseda et Masui (SUMITOMO). Cette étude s'appuie à la fois sur des constatations expérimentales et sur des simulations par éléments finis. Selon Kaseda et Masui, la formation des plis se fait en deux étapes : tout d'abord, le profil du rouleau crée une inhomogénéité des contraintes de traction à l'origine du flambage de la bande, néanmoins ce flambage reste élastique. Lorsque ces ondulations larges et peu marquées arrivent sur le rouleau, si leur mouvement est restreint par le frottement avec le rouleau, elles se déforment progressivement causant la plastification de bande (fig. 1.5). Ce qui aboutit à la formation d'un pli.

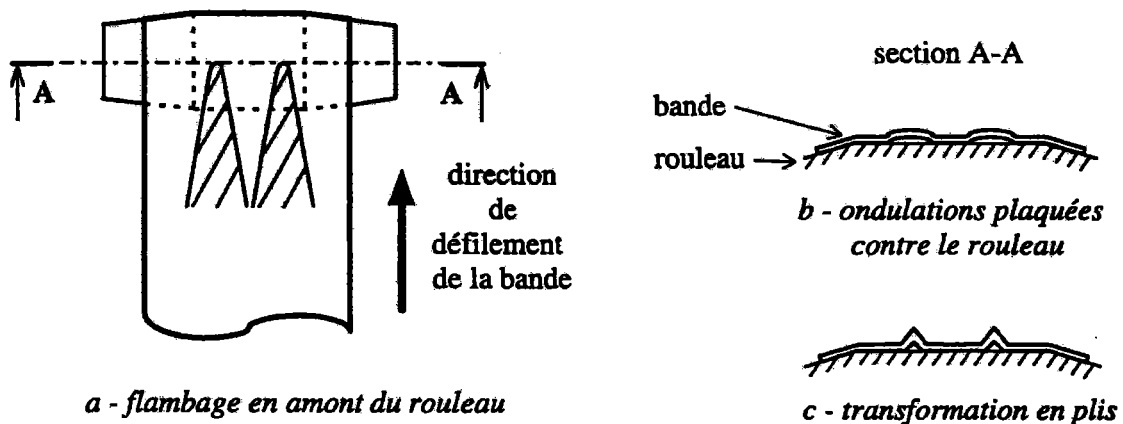


Fig. 1.5 : Le mécanisme de la formation des plis selon Kaseda et al. (1994).



Même si ce point n'est pas étudié dans l'article de Kaseda et Masui, la description faite du mécanisme laisse à penser que le frottement bande-rouleau a une influence sur les TCFP. Ce qui veut dire que le flambage de la tôle ne cause pas forcément la formation d'un défaut permanent. Cette description introduit en plus un élément important concernant la formation des plis : son aspect dynamique ; les plis ne se forment pas lors de la mise sous tension de la bande, mais lors du passage d'une bande tendue sur un rouleau.

D'autres résultats et explications concernant la formation des plis ont aussi été donnés par Matoba (NIPPON STEEL CORPORATION) en 1992. Dans cet article, Matoba s'intéresse aussi au flambage de bandes sous l'effet d'un gradient de température. Une traduction et une analyse de cet article ont été faites par Elias et al. (1998).

### 3. Installations expérimentales de l'IRSID

Afin d'acquérir des connaissances concernant la formation des plis, l'IRSID a entrepris la mise au point de dispositifs expérimentaux. Ces dispositifs sont en outre des outils indispensables au développement de modèles qu'ils soient numériques ou analytiques afin de permettre leur validation à partir de résultats expérimentaux.

#### 3.1 Un premier dispositif : la maquette à deux rouleaux

Le premier dispositif construit était une maquette à échelle réduite disposant de deux rouleaux (fig. 1.6). La traction était appliquée à la bande en déplaçant le rouleau d'essai et mesurée à l'aide d'un capteur de tension reliant les deux extrémités de la bande. Le mouvement était transmis à la bande en faisant tourner un rouleau ; on pouvait constater alors, si pour le niveau de traction considéré, on formait ou pas un pli.

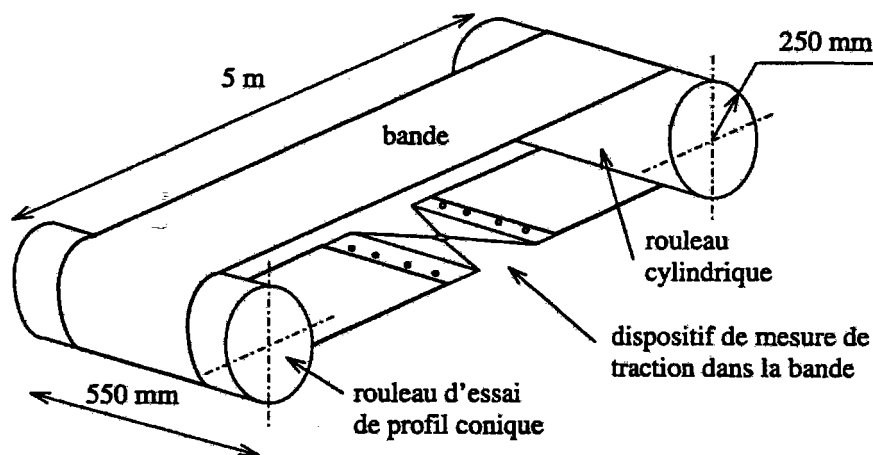


Fig. 1.6 : Schéma de la maquette à deux rouleaux.

Les essais effectués sur cette maquette ont permis de mieux comprendre la formation des plis. Dans sa thèse, Valérie Gueydan indique que lors de la mise sous traction de la bande, c'est-à-dire avant que l'on ne fasse bouger la tôle, on voit apparaître et se développer des ondulations de flambage. Ces ondulations sont localisées sur le brin libre de la bande, elles semblent prendre appui sur le rouleau et s'estomper progressivement lorsque l'on s'éloigne de celui-ci. L'amplitude des ondulations reste faible et est donc difficile à évaluer à l'œil nu, mais ne semble pas dépasser quelques millimètres.

Lors du mouvement de la bande, deux situations sont possibles :

- Si le niveau de traction est inférieur à la TCFP, les ondulations semblent figées sur le brin libre ; le déplacement de la tôle semble n'entraîner aucune modification du mode de flambage<sup>1</sup>.
- Lorsque l'on atteint la TCFP, le pli s'amorce sur le rouleau. Sous l'effet de la traction, les ondulations deviennent plus marquées, en particulier aux abords du rouleau. Le pli se forme dans le prolongement de ces ondulations, à partir de l'endroit où la tôle entre en contact avec le rouleau. Il se propage ensuite sur le rouleau avec le déplacement de la tôle (fig. 1.1).

Ces expériences ont clairement mis en évidence que le flambement de la tôle n'entraîne pas obligatoirement la formation de plis. Il est donc très important de distinguer ces deux phénomènes. Dans toute la suite de ce mémoire, nous parlerons de flambement pour l'apparition d'ondulations faiblement localisées, de faible amplitude, localisées sur le brin libre de la tôle et généralement élastiques. Le terme de pli désignera un défaut de faible longueur d'onde fortement marqué et permanent, ce qui signifie que la tôle a plastifié. Notons cependant que le flambement du brin libre est nécessaire et précurseur à la formation de plis lors du mouvement de la tôle. Ces essais ont aussi mis en évidence l'existence de deux seuils de traction lorsque celle-ci augmente :

- Le premier est la **traction critique de flambage**.
- Le second est la **traction critique de formation des plis**.

Ces notions sont illustrées sur la figure 1.7. En dessous du seuil de flambage, la tôle reste plane. Les ondulations de flambage apparaissent lorsque l'on dépasse ce seuil. Bien sûr, cet état post-flambé évolue lorsque le niveau de traction augmente, mais n'entraîne pas la formation d'un pli sur le rouleau tant que le seuil de formation des plis n'est pas atteint<sup>2</sup>.

Cette maquette a permis de préciser le mécanisme de formation des plis en montrant, en particulier, qu'il ne s'agit pas simplement d'un phénomène de flambage. Le plissement est un phénomène complexe se produisant, dans certaines circonstances, lors du passage d'une tôle sur un rouleau. Cependant, pour des raisons de précision du dispositif de mesure de traction et de rigidité du châssis, cette maquette n'était pas adaptée pour effectuer une étude quantitative.

---

<sup>1</sup> Comme nous le verrons par la suite, les simulations numériques ont montré qu'en fait les ondulations évoluent lors du mouvement de la tôle sous l'effet du frottement bande-rouleau.

<sup>2</sup> Par la suite, nous verrons qu'il existe une zone de transition réduite où l'amplitude du défaut se propageant sur le rouleau croît de manière continue avec le niveau de traction.

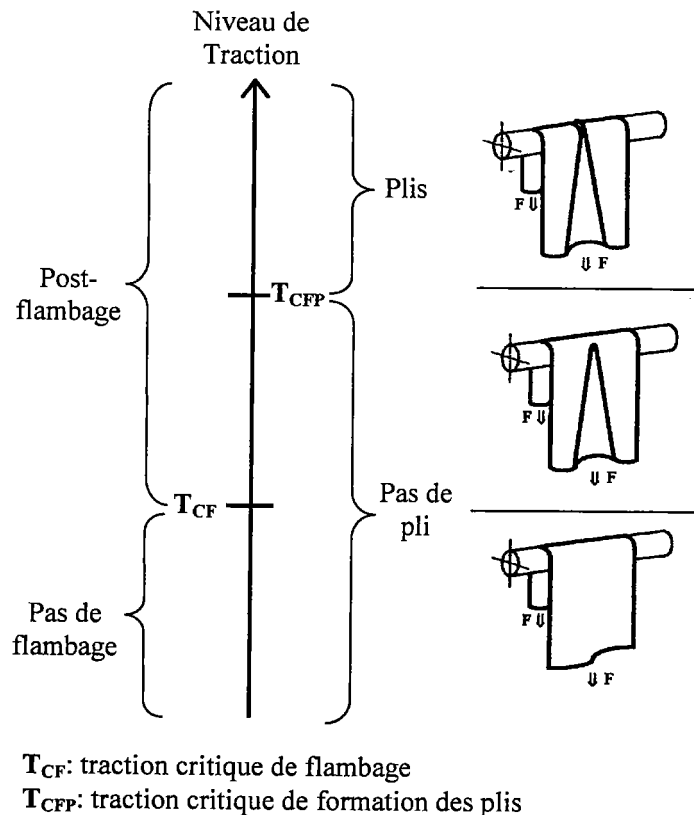


Fig. 1.7 : Notions de flambement et de plissement.

### 3.2 Le pilote guidage et pli

Il s'agit d'une installation expérimentale à grande échelle (fig. 1.8) qui a été conçue pour étudier les problèmes de formation des plis et de guidage de bande. Cette maquette disposant de plusieurs capteurs permet une mesure précise des  $T_{CFP}$  (niveau de traction au moment où l'on constate visuellement la formation d'un pli). Elle a permis l'étude de l'influence de la géométrie des rouleaux et de la bande, de la vitesse de bande, de la rugosité du rouleau (les tôles ont généralement une rugosité extrêmement faible), des dépôts de bande, des défauts de forme de la bande...

Ce pilote fonctionne en boucle fermée : une tôle de 64 mètres de long est placée sur les rouleaux, ses deux extrémités sont ensuite collées. Dans la configuration utilisée pour les essais de formation de plis, la bande est transportée par onze rouleaux. Cinq d'entre eux sont des actionneurs (fig. 1.9), ils permettent de réguler la vitesse, la position et la tension de la bande. A l'exception du rouleau d'essai, les rouleaux du pilote sont cylindriques. Grâce à cela, les phénomènes de plissement se produisent toujours au niveau du rouleau d'essai. Ce rouleau est interchangeable, ce qui permet de tester différents profils et états de surface, son diamètre maximum est de 800 mm. Le pilote a été dimensionné pour pouvoir fonctionner avec des formats de tôle couvrant les dimensions des produits traités dans les lignes industrielles. La largeur et l'épaisseur de bande maximum sont respectivement de 1600 et 0.7 mm. La traction maximale pouvant être appliquée est de 3000 daN.

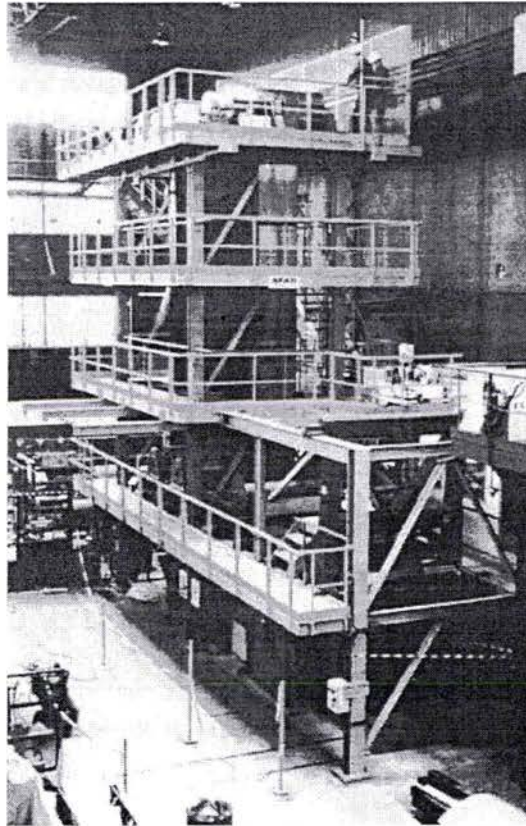


Fig. 1.8 : Photo du pilote guidage et pli.

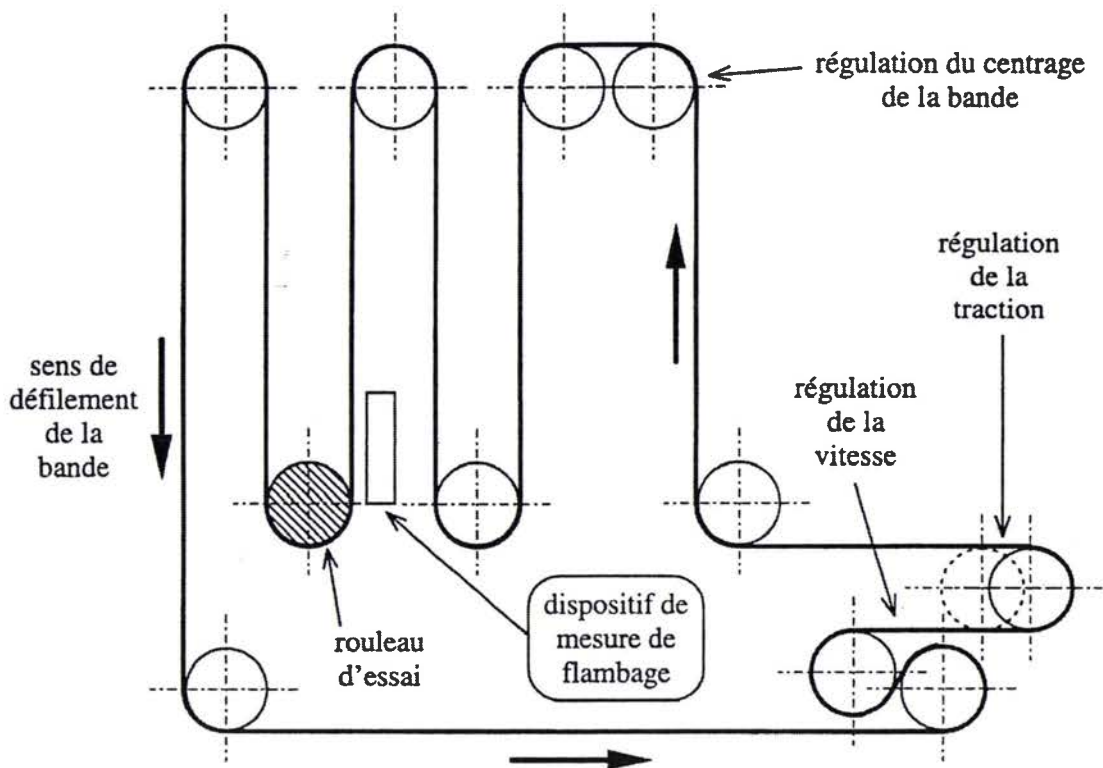


Fig. 1.9 : Schéma du pilote guidage et plis.

Comme le montre la figure 1.9, le pilote peut être équipé d'un dispositif de mesure des flèches de la déformée post-flambée de la tôle sous traction et à l'arrêt. Il s'agit d'un capteur optique pouvant se déplacer à la fois verticalement et horizontalement et qui mesure la distance par rapport à la tôle. Les mesures peuvent être faites tout le long de la largeur de la bande ; par contre le pas de mesure dans la direction verticale est de 5 cm. Ce dispositif a servi à la validation des travaux de Valérie Gueydan concernant la simulation numérique du flambage des tôles au recuit continu. Le pilote a depuis subi quelques modifications : le rouleau d'essai est maintenant motorisé, il est de plus placé dans un bac qui permet de l'immerger. Ces modifications permettent de mesurer les couples transmissibles entre une bande et un rouleau.

De nombreux essais de mesure de TCFP ont été effectués sur le pilote. Certains effets, déjà mis en évidence pour certains par Sasaki et al. (1984) et par Kaseda et al. (1994), ont été clairement observés sur le pilote. Ainsi les influences de l'épaisseur, des largeurs de tôle et de table, de l'écart de rayon, et dans une moindre mesure de la limite élastique ont pu être quantifiées de manière précise. De plus, une étude de l'influence des défauts de planéité des tôles a montré qu'un défaut de type bord long a tendance à augmenter la TCFP, tandis qu'un défaut de type centre long la fait diminuer. D'autres résultats ont été plus difficiles à interpréter en particulier en ce qui concerne le rôle de l'état de surface des rouleaux et la vitesse de défilement de la bande. Il apparaît que la rugosité des rouleaux ainsi que le mode d'obtention de celle-ci (grenailage ou usinage) a très peu d'influence sur la TCFP. On a constaté seulement une hausse modérée de la TCFP avec un rouleau pratiquement lisse obtenu par toilage. On peut donc penser que le coefficient de frottement bande-rouleau a une influence sur la TCFP sans qu'il ait été possible de la quantifier. En ce qui concerne l'effet de la vitesse de bande, on a constaté avec des bandes en acier que la TCFP augmentait avec la vitesse de bande. Par contre, avec des bandes en aluminium, la TCFP ne semble pas influencée par la vitesse de bande. Nous verrons dans la suite de ce mémoire que le paramètre influant sur la TCFP est le coefficient de frottement. Récemment, de nouveaux essais sur le pilote ont permis de montrer comment la rugosité du rouleau et la vitesse de bande influent sur la valeur du coefficient de frottement et comment varie la TCFP en fonction de ce facteur. Ces résultats seront détaillés dans le chapitre 4.

Concernant, les essais de plis sur le pilote, le lecteur peut se référer à Petit (1997), Cremer et al. (1997), Petit et al. (1997), Muñoz (1997) et Meyer et al. (1998).

Si le pilote guidage et pli apparaît comme un remarquable outil pour l'étude de la formation des plis, il ne peut fournir que des résultats « globaux » (valeurs des TCFP) dont l'interprétation ne peut fournir que des suppositions concernant les mécanismes de formation des plis. La volonté d'acquérir une meilleure compréhension des phénomènes à l'origine de la formation de plis a amené l'IRSID à développer des modélisations numériques.

#### **4. Modélisation numérique du flambage de bandes en acier dans les recuits continus**

Ce paragraphe présente brièvement les travaux effectués par Valérie Gueydan (1997) dans le cadre de sa thèse dont l'objectif était le développement d'un modèle numérique permettant l'étude des mécanismes conduisant les bandes à flamber.

Ces simulations ont été réalisées à l'aide du logiciel de calcul de structures par éléments finis ABAQUS. La configuration étudiée par Gueydan correspond à une bande élastique enroulée

sur un rouleau conique (fig. 1.3) sur laquelle on applique une force de traction. Du fait des symétries, seul un quart de la tôle est modélisé (fig. 1.10) à l'aide d'éléments de coques minces. Les premières études ne prenaient pas en compte l'évolution du contact sur le rouleau, ce qui signifie que l'on fait l'hypothèse que la bande est en contact uniquement sur la table du rouleau. Le contact est donc défini de manière bilatérale en bloquant le déplacement radial ainsi que les rotations dans les directions tangentielles (fig. 1.10). En éliminant de la sorte les effets non linéaires du contact, il est possible d'effectuer des analyses linéaires : calculs en statique linéaire pour mettre en évidence les contraintes compressives et extractions de charges et modes critiques de flambage. Des analyses non linéaires ont aussi été effectuées afin d'étudier la forme de la déformée post-flambée en fonction du niveau de traction. Par la suite, la définition du contact unilatéral entre le rouleau complet et la bande a été introduit dans les analyses non linéaires permettant de déterminer la surface de contact.

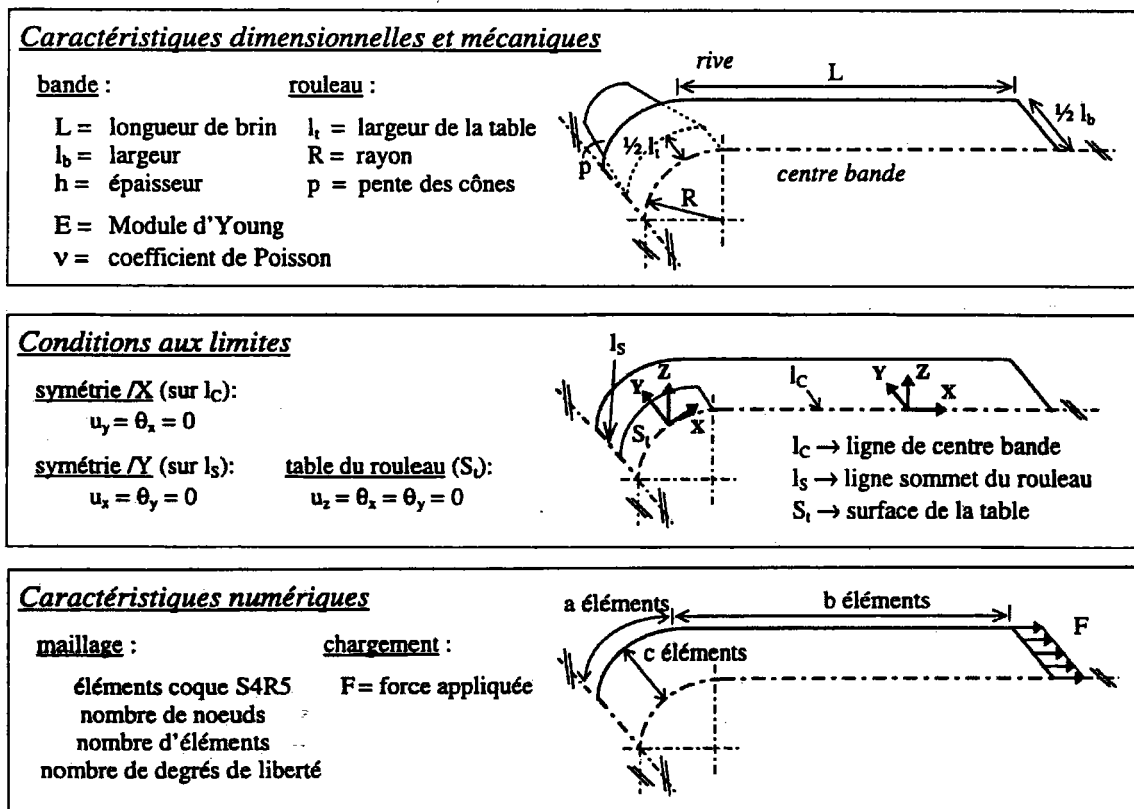


Fig. 1.10 : Caractéristiques des calculs effectués par Gueydan (1997). Le nombre de degrés de liberté était compris entre 950 et 47000.

L'analyse des résultats des simulations permet à Gueydan de décrire les mécanismes à l'origine du flambement. Ce phénomène est principalement dû à la forme des rouleaux. Au niveau de la table, le contact empêche tout déplacement radial, donc les déplacements dans le sens long (direction X) sont uniquement dus à l'allongement élastique de la tôle. Par contre, au niveau des cônes, il existe une distance entre le rouleau et la position initiale de la bande. Lorsque l'on applique le chargement, la tôle peut donc se déformer en flexion et se déplacer plus librement dans la direction X. Il en résulte que même si, au niveau du rouleau, les contraintes de traction se concentrent sur la table, c'est au niveau des bords que les déplacements vers le brin sont les plus importants (fig. 1.11). Cet écart entraîne un rabattement de matière des bords vers le centre du brin causant l'apparition de contraintes compressives dans le sens travers. Même si ces contraintes sont localisées près du rouleau,

elles peuvent causer le flambage de la bande. D'ailleurs les tractions critiques obtenues à l'aide de calculs de flambage linéaire sont généralement très basses par rapport aux niveaux de tractions appliqués dans les lignes industrielles. Les tôles circulant dans les usines sont donc généralement dans un état post-flambé.

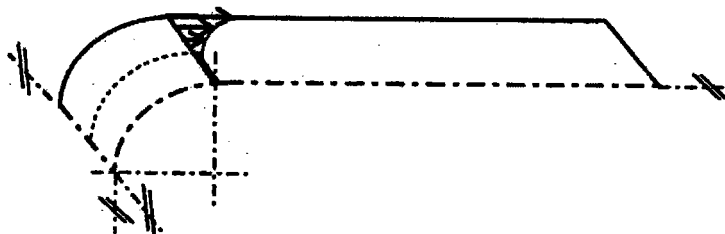


Fig. 1.11 : Illustration de l'écart de déplacement entre les rives et le centre de la bande.

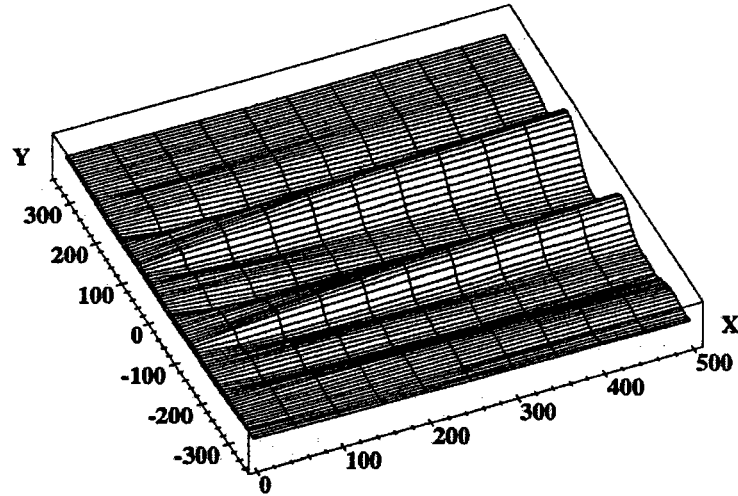
Plusieurs calculs de flambage linéaire ont été effectués afin de mettre en évidence l'influence de trois paramètres dimensionnels : l'épaisseur  $h$  de la bande, le rayon  $R$  du rouleau et la largeur de table  $lt$ . La contrainte de traction critique de flambage (en unité de pression) est proportionnelle à  $h^3$ . La traction critique augmente aussi de manière importante lorsque  $lt$  augmente, surtout lorsque  $lt$  commence à représenter une fraction importante de la largeur de bande. Par contre, la valeur de  $R$  influe très peu sur la traction critique de flambage. Les calculs linéaires sont basés sur l'hypothèse du comportement linéaire de la structure avant le flambage<sup>3</sup>. Afin de valider cette hypothèse, Gueydan a comparé les résultats des calculs linéaires à ceux de calculs non-linéaires (sans gérer le développement du contact). Dans ce cas, les effets non linéaires géométriques sont pris en compte dès le début, le système est résolu de manière itérative à l'aide du schéma de Newton-Raphson. On obtient la déformée réelle de la structure en fonction du chargement appliqué. On peut noter que comme le plan de la tôle n'est pas un plan de symétrie, il n'y a pas de point de bifurcation ; il n'est donc pas nécessaire d'introduire un défaut pour initier le flambage. Ces calculs ont montré que l'évolution des contraintes compressives et des déplacements dans le sens travers, en fonction du niveau de traction est d'abord linéaire, avant de devenir non linéaire. Ce changement de tendance (perte de linéarité visible sur les courbes) intervient pour un niveau de traction proche de la traction critique obtenue avec les calculs linéaires. On peut en conclure que les effets non-linéaires n'interviennent que lorsque l'instabilité apparaît, la traction critique de flambage linéaire fournit donc une indication correcte sur le niveau de chargement à partir duquel le flambage se développe dans un calcul non-linéaire. De plus, il y a une bonne concordance entre la forme de la déformée post-flambée et le mode de flambage.

L'étape suivante du travail a été la prise en compte du contact bande-rouleau dans les calculs non-linéaires. Ces simulations ont mis en évidence que le contact se développe sur une surface pouvant représenter une partie importante des cônes. Ce phénomène modifie les conditions limites que la bande rencontre au dessus du rouleau et a des conséquences importantes sur le développement du post-flambage. En effet, les calculs sans contact surestiment de manière importante l'amplitude des ondulations, on constate que le niveau des contraintes compressives et l'amplitude du flambage n'augmente plus avec le niveau de traction lorsque le contact est entièrement établi sur les cônes. Le contact a aussi une influence sur la répartition des ondulations, leur nombre d'onde s'accroît. Les résultats de ces calculs ont été comparés à des mesures expérimentales de déformées post-flambées. Comme le montre la figure 1.12, ces comparaisons ont montré une bonne concordance. Néanmoins,

<sup>3</sup> Plus de détails sur les notions de flambage linéaire et d'analyse non-linéaire sont donnés en annexe.

les résultats expérimentaux peuvent présenter une dissymétrie importante, s'éloignant des calculs. Ceci laisse à penser que la forme du flambage est très tributaire de la présence de défauts de forme dans les bandes.

### ESSAI



### CALCUL

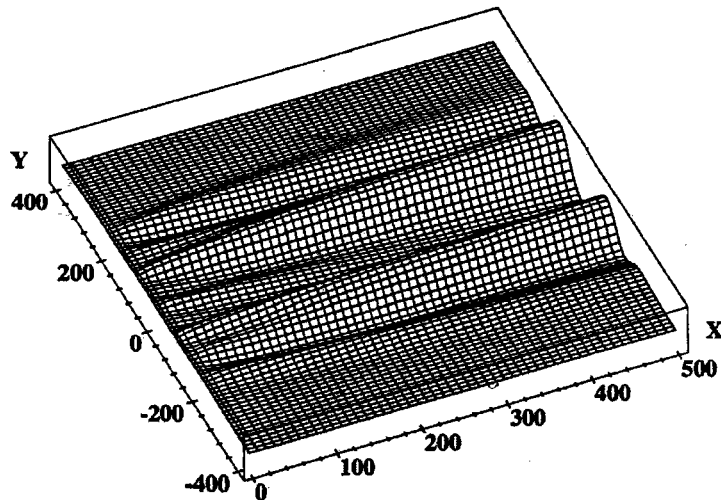


Fig. 1.12 : Déformée post-flambée d'une tôle en acier sous traction – Comparaison entre mesures et simulations numériques.

Pour résumer, on peut dire que lors de la mise sous tension d'une tôle sur un rouleau non-cylindrique, l'apparition de contraintes compressives cause, pour des niveaux de traction relativement bas, le flambement de la structure. La forme de la déformée évolue avec le



niveau de traction se complexifiant lorsque le contact se développe sur le rouleau. Cette forme, correspondant à un état de post-flambement lointain, peut être simulée à l'aide d'analyses non-linéaires prenant en compte le contact bande-rouleau. Néanmoins un problème se pose : du fait de l'effet stabilisant de la traction, l'amplitude des ondulations reste faible, et comme le flambage n'est pas très localisé, les contraintes qu'il génère restent faibles. Pour un niveau de traction égale à celui de la TCFP expérimentale, le niveau des contraintes reste généralement faible devant la limite élastique. L'obtention de la forme de la déformée post-flambée d'une tôle sous traction ne permet donc pas d'obtenir facilement un facteur de risque de formation des plis.

## **5. Conclusions : les enjeux de la simulation de la formation des plis**

La conception et la conduite des lignes de traitement imposent de pouvoir estimer pour chaque rouleau la TCFP. Actuellement cette tâche est effectuée à l'aide de formules analytiques. Néanmoins, le développement de ce type de formule se heurte à la relative méconnaissance des mécanismes de formation des plis (Elias (2002)). La mise au point de modèles numériques doit permettre de simuler la formation de plis lors du transport des tôles et d'estimer les TCFP. Ces simulations permettront de confirmer ou d'infirmer certaines hypothèses faites sur la formation des plis. De plus, ces modèles rendent possible l'étude de l'influence de certains paramètres difficilement contrôlables lors d'essais.

La simulation du plissement s'inscrit aussi dans une approche plus large visant à combiner différents modèles pour prévoir le risque de formation de plis dans les lignes de recuit continu. Comme je l'ai déjà indiqué, dans les recuits, les rouleaux se déforment thermiquement. Ces rouleaux initialement coniques ont dans les fours une forme complexe. L'IRSID a développé un modèle thermo-élastique permettant de simuler la forme des rouleaux (Elias et al. (1999)). Un modèle numérique pouvant a priori être utilisé avec une forme de rouleaux quelconque, il serait possible de prévoir la TCFP à chaque endroit d'une ligne de recuit.

***Simulation numérique du plissement d'une tôle lors  
du passage sur un rouleau***

## Chapitre 2 : Simulation numérique du plissement d'une tôle lors du passage sur un rouleau

Ce chapitre présente le modèle éléments finis qui a été développé pour simuler la formation de plis lors du passage d'une tôle sur un rouleau. Ce modèle, réalisé avec le code industriel ABAQUS, a permis de mieux comprendre les mécanismes qui entrent en jeu lors de la formation des plis et nous permet de donner une description du phénomène. J'ai essayé d'être le plus exhaustif possible concernant les caractéristiques numériques des calculs, afin que ces études soient reproductibles par un utilisateur d'un code de calcul de structures.

### 1. Choix du logiciel utilisé

Nous nous sommes orientés vers l'utilisation du logiciel ABAQUS présent à la fois à l'IRSID et au LPMM. Néanmoins, ABAQUS est composé de deux logiciels différents : ABAQUS/Standard et ABAQUS/Explicit. Ces deux logiciels utilisent des algorithmes différents et sont pratiquement incompatibles, on ne peut pas les utiliser conjointement dans une même étude (sauf dans quelques cas précis). Dans les deux cas, les équations d'équilibre sont discrétisées grâce à la méthode des éléments finis. La différence se situe dans la manière dont le problème (non-linéaire) discrétisé est résolu.

#### Présentation d'ABAQUS/Standard :

Il utilise une formulation implicite, les problèmes non-linéaires sont résolus de manière incrémentale à l'aide de l'algorithme itératif de Newton-Raphson. A partir d'un état en équilibre  $u_0$ , on linéarise le comportement de la structure et l'on calcule les déplacements  $\Delta u_1$  résultants d'un incrément de chargement  $\Delta P$  :

$$\Delta u_1 = K_0^{-1} \Delta P \quad (2-1)$$

où  $K_0$  est la matrice de rigidité tangente de la configuration initiale.

On appelle cette étape la prédiction, le comportement de la structure étant non-linéaire, la configuration  $u_0 + \Delta u_1$  n'est pas en équilibre :

$$R_1 = P - I_1 \quad (2-2)$$

avec

$P$  : forces appliquées

$I_1$  : forces internes dans la configuration  $u_0 + \Delta u_1$

$R_1$  : forces hors équilibre ou résidus

Il est donc nécessaire de calculer une correction de déplacement  $\Delta u_2$  pour se rapprocher de l'état d'équilibre :

$$\Delta u_2 = -K_1^{-1} R_1 \quad (2-3)$$

On répète ce processus jusqu'à ce que le résidu soit inférieur à une certaine tolérance.

Cet algorithme est inconditionnellement stable puisque l'on est assuré d'être à l'équilibre à la fin des corrections. S'il diverge (le résidu ne diminue pas au cours des itérations), ABAQUS recommence avec un incrément de charge plus faible.

Cet algorithme peut rapidement devenir très gourmand en temps de calcul. En effet, il est nécessaire à chaque itération d'inverser la matrice de rigidité tangente. Or, la durée de cette opération augmente approximativement avec le carré du nombre de degrés de liberté. De plus, pour les problèmes fortement non-linéaires, la convergence peut être relativement difficile nécessitant un nombre important d'incrémentes.

Plusieurs types d'analyses non linéaires sont possibles :

-Analyses statiques : les forces dépendant explicitement du temps ne sont pas prises en compte.

-Analyses quasi-statiques : les forces dépendant du temps (effets visqueux) sont prises en compte, mais pas les effets de la masse.

-Analyses dynamiques : les forces d'inertie sont aussi prises en compte. Pour l'intégration des équations du mouvement, ABAQUS utilise le schéma de Hilbert-Huges-Taylor.

#### Présentation de ABAQUS/Explicit :

ABAQUS/Explicit ne résout que les problèmes dynamiques à l'aide d'un schéma explicite. Le problème discrétisé par éléments finis est le suivant :

$$M\ddot{u} = P - I \quad (2-4)$$

M est la matrice de masse.

Les accélérations au début de chaque pas sont donc calculées par :

$$\ddot{u}|_{(t)} = M^{-1} (P - I)|_{(t)} \quad (2-5)$$

La résolution de ce système est très simple car la matrice de masse est diagonale grâce à l'utilisation de la méthode des masses réduites, donc son inversion est immédiate (il suffit d'inverser chaque terme). Ce qui explique que pour des modèles comportant un grand nombre de degrés de liberté, les ressources machine et le temps de calcul nécessaires sont généralement inférieurs avec ABAQUS/Explicit qu'avec ABAQUS/Standard.

Les accélérations sont ensuite intégrées grâce à un schéma des différences centrées<sup>4</sup> :

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{u}|_{(t+\frac{\Delta t}{2})} = \dot{u}|_{(t-\frac{\Delta t}{2})} + \Delta t \ddot{u}|_{(t)} \end{array} \right. \quad (2-6)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} u|_{(t+\Delta t)} = u|_{(t)} + \Delta t \dot{u}|_{(t+\frac{\Delta t}{2})} \end{array} \right. \quad (2-7)$$

Ce schéma est seulement conditionnellement stable. De plus il n'y a pas de correction d'équilibre, les erreurs d'intégration s'accumulent à chaque pas. Donc, pour ne pas nuire à la précision de la solution, il faut que le pas de temps soit suffisamment petit pour que l'erreur d'intégration soit faible et que le nombre de pas ne soit pas trop important. La documentation ABAQUS conseille de ne pas dépasser 300000 pas.

<sup>4</sup> Ces équations sont écrites ici pour le cas où le pas de temps  $\Delta t$  est constant.

La limite de stabilité du schéma est la suivante :

$$\Delta t_{stable} = \frac{Le}{Cd} \quad (2-8)$$

avec :

$Le$  : longueur minimale des éléments.

$Cd$  : une vitesse du son dans le matériau.

Pour un matériau élastique, la vitesse du son (dans une barre) vaut  $Cd = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$ ,  $E$  étant le module d'Young et  $\rho$  la masse volumique.

On voit que, contrairement à ABAQUS/Standard, le pas de temps a ici une signification physique liée à la vitesse de propagation des ondes dans le matériau, qui dépend des caractéristiques mécaniques du matériau. La conséquence est que l'on ne peut pas simuler les phénomènes quasi-statiques à vitesse réelle. On est donc obligé de les simuler avec une vitesse plus rapide, mais pas trop rapide pour que les effets d'inertie ne soient pas prédominants afin de rester dans le cadre des hypothèses quasi-statiques.

Dans notre cas, la taille des plis impose d'avoir un maillage relativement fin, le pas de temps stable correspondant au maillage est d'environ de  $5 \cdot 10^{-7}$  secondes. Donc, le temps maximal que l'on peut simuler sans dépasser 300000 pas est de l'ordre de 0.15 secondes. Les structures étudiées sont des tôles fines de grandes dimensions, des calculs de fréquences propres ont montré que les premiers modes propres ont des périodes propres associées pouvant atteindre 20 secondes. Pour rester dans le cas quasi-statique, il faudrait appliquer le chargement sur une durée d'au moins quelques périodes propres, ce qui n'est pas possible.

Conclusion : ABAQUS/Explicit n'est pas adapté à notre problème. Donc, nous utiliserons ABAQUS/Standard.

## **2. Modèle éléments finis**

Le modèle développé permet de simuler le passage d'une tôle sur un rouleau. Le rouleau est considéré comme rigide, la tôle est modélisée avec des éléments de coques. Comme nous allons le voir les « ingrédients » nécessaires à la simulation du plissement sont la prise en compte du contact avec frottement entre la bande et la rouleau, du comportement élasto-plastique de la tôle et des non-linéarités géométriques (grands déplacements et rotations). Les calculs sont effectués en statique.

### **2.1 Loi de contact**

#### **2.1.1 Interaction normale à la surface : relation entre pénétration et pression de contact**

La modélisation du contact entre une surface rigide et une structure déformable dans ABAQUS utilise une stratégie de type « surface maître - nœuds esclaves », les nœuds étant bien sûr ceux de la structure déformable. ABAQUS/Standard ne prend pas en compte l'épaisseur des coques dans le contact, ce qui signifie que le contact se fait par rapport à la peau médiane. Il existe deux types de relations entre la pression de contact et la pénétration des nœuds dans la surface maître, le contact « dur » et le contact « mou » :

- Contact « dur » : dans ce cas, tant que les nœuds de la surface esclave sont à une distance positive de la surface maître, aucune pression n'est transmise à ces nœuds. Par contre, dès que les nœuds entrent en contact avec la surface, une pression est appliquée afin d'empêcher toute pénétration des nœuds dans la surface maître.

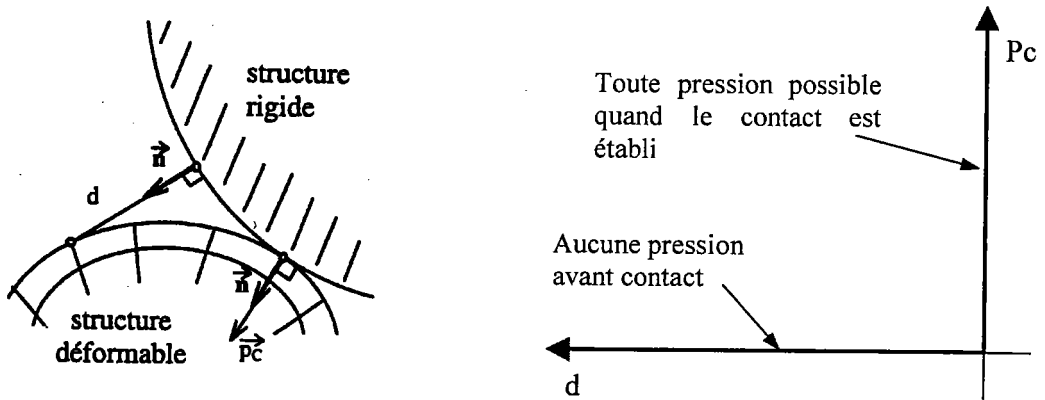


Fig. 2.1 : Loi de contact « dur ».

Le défaut de cette loi de contact est qu'elle ne permet généralement pas de prévoir la distribution exacte des forces de contact, ce phénomène est encore accentué lorsque la tôle est discrétisée avec des éléments de coque. En effet, la pression de contact oscille entre rangées de nœuds successives.

- Contact « mou » : dans ce cas, il existe une relation analytique entre la pénétration des nœuds dans la surface maître et la pression de contact. Une pression de contact peut être appliquée avant que la distance entre les nœuds et la surface maître s'annule, et une pénétration des nœuds dans la surface maître est autorisée. Il existe deux types de relations entre pression de contact et pénétration des nœuds : la loi exponentielle et la loi linéaire par morceau, nous avons utilisé la première.

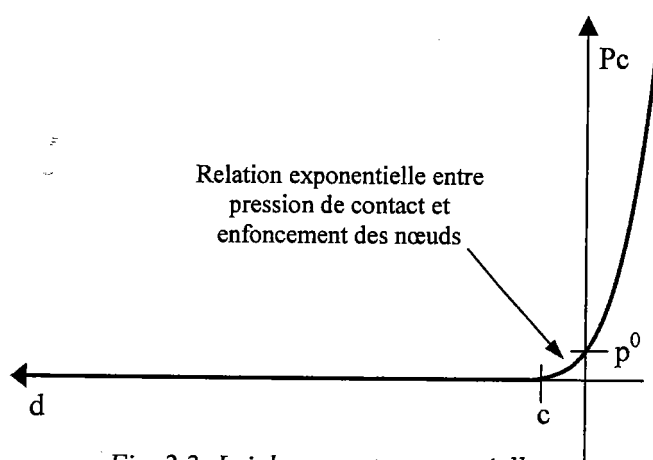


Fig. 2.2 : Loi de contact exponentielle.

Cette loi possède deux paramètres :  $c$  qui est la distance pour laquelle la pression de contact est nulle, et  $p^0$  qui est la pression de contact lorsque la distance nœud – surface maître est nulle. Cette définition du contact possède deux avantages. Premièrement, elle permet une meilleure prévision des distributions de pression de contact. Deuxièmement, elle évite dans certains cas des problèmes de convergence.

Les paramètres  $c$  et  $p^0$  doivent être choisis afin d'avoir un champ de pression ne présentant pas d'oscillation entre les rangées de nœuds et de ne pas avoir de pénétrations irréalistes des nœuds de la tôle dans le rouleau.

### 2.1.2 Interaction tangentielle à la surface : modélisation du frottement

Le frottement entre le rouleau et la tôle est modélisé à l'aide de la loi de Coulomb :

$$\begin{cases} \tau_{eq} < \mu \cdot p \Rightarrow \dot{\gamma} = 0 & (2-9) \\ \dot{\gamma} \neq 0 \Rightarrow \tau_{eq} = \mu \cdot p \text{ et } \frac{\tau_i}{\tau_{eq}} = -\frac{\dot{\gamma}_i}{\dot{\gamma}_{eq}} & (2-10) \end{cases}$$

Avec  $\tau_{eq} = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2}$  et  $\dot{\gamma}_{eq} = \sqrt{\dot{\gamma}_1^2 + \dot{\gamma}_2^2}$

$\tau_i$  et  $\gamma_i$  sont respectivement les composantes des efforts de frottement et du glissement tangentiels,  $p$  est la pression de contact, et  $\mu$  le coefficient de frottement.

Numériquement, le frottement peut être traité de deux façons dans ABAQUS : par une méthode de pénalisation ou à l'aide de multiplicateurs de Lagrange. La seconde méthode permet de respecter exactement la contrainte de non glissement, ce qui signifie qu'il n'y a pas de glissement relatif entre les surfaces quand on est dans le cas où  $\tau < f.p$ . Par contre, cette méthode augmente le coût des calculs car les multiplicateurs de Lagrange sont des degrés de liberté supplémentaires. De plus, l'utilisation des multiplicateurs de Lagrange rend la convergence plus difficile et peut même l'empêcher. D'ailleurs, lors de mes simulations, je n'ai pas pu obtenir la convergence avec cette méthode (Des messages du solveur indiquait la présence de singularités numériques, ce qui signifie que la matrice de rigidité tangente est mal conditionnée).

La méthode de pénalisation, quant à elle, ne permet pas de respecter exactement la contrainte de non-glissement, la solution dépend du facteur de pénalisation. Dans le cas où  $\tau < f.p$ , l'utilisation de la méthode de pénalisation revient à introduire une rigidité tangentielle qui cause un glissement élastique.

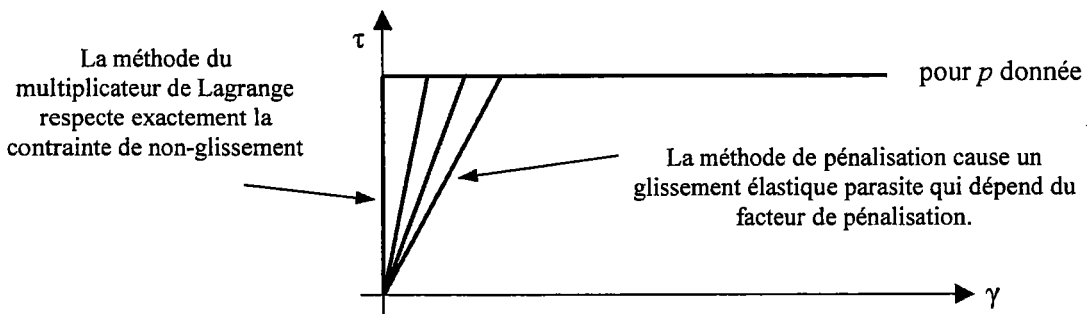


Fig. 2.3 : Prise en compte du frottement par pénalisation ou par multiplicateur de Lagrange.

La méthode de pénalisation n'ajoute aucun degré de liberté supplémentaire et permet généralement d'obtenir la convergence plus facilement. Notons cependant que, lorsque l'on augmente le facteur de pénalisation, cela donne plus de poids au problème de frottement qui

est très non linéaire, avec pour conséquence d'augmenter le nombre d'itérations nécessaires pour obtenir la convergence. Mais, on se rapproche du problème physique.

On voit toute l'importance du coefficient de pénalisation. Ce coefficient n'est pas accessible directement et change au cours des simulations. En fait, l'utilisateur d'ABAQUS doit définir un glissement élastique maximal  $\gamma_i$  et ABAQUS détermine automatiquement la valeur du coefficient de pénalisation afin que le glissement élastique ne dépasse jamais cette valeur maximale. L'utilisateur peut préciser directement  $\gamma_i$ , mais par défaut, ABAQUS détermine lui-même cette valeur en multipliant la longueur caractéristique de contact  $l_i$  par un facteur  $F_f$  appelé tolérance de glissement (slip tolerance).

$$\gamma_i = F_f l_i \quad (2-11)$$

Par défaut,  $F_f$  vaut 0.005. La longueur de contact caractéristique  $l_i$  est reliée à la taille des éléments de la surface esclave<sup>5</sup>. La valeur par défaut de la tolérance de glissement ne convient pas pour les études du plissement. En effet, comme nous le verrons dans la suite de ce chapitre, lors du passage d'une bande sur un rouleau, de très légers glissements sont à l'origine de l'apparition de contraintes compressives. Avec  $F_f$  valant 0.005, ces glissements étaient du même ordre de grandeur que la valeur maximale  $\gamma_i$  du glissement élastique parasite. Le frottement n'était donc pas correctement pris en compte. Il est donc nécessaire de faire une étude de convergence des résultats par rapport à  $F_f$  afin de s'assurer que les résultats ne dépendent plus de ce paramètre numérique. La valeur de  $5 \cdot 10^{-6}$  a été adoptée.

## 2.2 Loi de comportement

Nous utilisons une loi de comportement élasto-plastique avec critère de Von-Mises et écrouissage isotrope (modèle de Prandl-Reuss). Il est basé sur l'hypothèse de la décomposition additive des incréments de déformation :

$$d\epsilon_{ij} = d\epsilon_{ij}^{el} + d\epsilon_{ij}^{pl} \quad (2-12)$$

L'incrément de déformation élastique est donnée par la loi de Hooke:

$$d\epsilon_{ij}^{el} = \frac{1+\nu}{E} d\sigma_{ij} + \frac{1-2\nu}{E} \delta_{ij} d\sigma_{kk} \quad (2-13)$$

où  $E$  est le module d'Young,  $\nu$  le coefficient de Poisson, et  $\sigma$  le tenseur des contraintes. L'incrément de déformation plastique est écrit en appliquant le principe de normalité :

$$d\epsilon_{ij}^{pl} = \frac{3d\bar{\epsilon}^{pl}}{2q} S_{ij} \quad (2-14)$$

$S$  est le déviateur des contraintes,  $q$  est la contrainte équivalente de Von-Mises  $q = \sqrt{\frac{3}{2} S_{ij} S_{ij}}$ .

L'incrément de déformation plastique équivalente  $d\bar{\epsilon}^{pl}$  est déterminé par :

$$\left\{ \begin{array}{l} q < \sigma_y \Rightarrow d\bar{\epsilon}^{pl} = 0 \\ q = \sigma_y \Rightarrow d\bar{\epsilon}^{pl} = \frac{dq}{H} \end{array} \right. \quad (2-15)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} q < \sigma_y \Rightarrow d\bar{\epsilon}^{pl} = 0 \\ q = \sigma_y \Rightarrow d\bar{\epsilon}^{pl} = \frac{dq}{H} \end{array} \right. \quad (2-16)$$

<sup>5</sup> Cette valeur est écrite dans le fichier de sortie *nom.msg*.



$\sigma_y$  est la limite élastique, elle est liée à la déformation plastique équivalente à travers la courbe d'écroutissage  $\sigma_y = \sigma_y(\bar{\epsilon}^{pl})$ , avec  $\bar{\epsilon}^{pl} = \int d\bar{\epsilon}^{pl}$ .  $H$  est le module plastique tangent :

$$H = \frac{d\sigma_y}{d\bar{\epsilon}^{pl}} \quad (2-17)$$

La courbe d'écroutissage est déterminée à partir d'essais de traction. Par la suite, afin de réaliser des études de sensibilité, il a été nécessaire d'utiliser une loi simple dépend de peu de paramètres, en l'occurrence la loi de Ramberg-Osgood. Il convient de faire très attention à ce sujet, la loi de Ramberg-Osgood implantée dans ABAQUS (appelée « Deformation Plasticity ») n'est pas une vraie loi élasto-plastique. En effet, les contraintes sont définies à partir des déformations totales, il n'y a pas d'effet d'histoire. Il s'agit en fait d'un modèle élastique non-linéaire qui ne peut être utilisé que pour des chargements proportionnels, ce qui n'est pas du tout le cas pour nos applications. J'ai donc utilisé la loi élasto-plastique générale d'ABAQUS en entrant point par point la courbe d'écroutissage. Pour cela, une légère modification de la loi de Ramberg-Osgood a dû être faite. Originellement, elle s'écrit :

$$\sigma_y = R_p^{0.2\%} \left( \frac{\epsilon_p}{0.002} \right)^n \quad (2-18)$$

$R_p^{0.2\%}$  est la limite conventionnelle d'élasticité à 0.2% de déformation plastique et  $n$  l'exposant d'écroutissage. Comme on le voit, la limite élastique est nulle, ce qui n'est pas permis par ABAQUS. Il est donc nécessaire d'introduire un léger décalage :

$$\sigma_y = R_p^{0.2\%} \left( \frac{\epsilon_p + \alpha}{0.002} \right)^n \quad (2-19)$$

La valeur choisie pour  $\alpha$  est  $10^{-6}$ . Compte-tenu des valeurs usuelles de  $n$  (entre 6 et 12), même si la limite élastique est basse, la loi (2-19) crée peu de déformations plastiques lorsque la contrainte équivalente est sensiblement inférieure à  $R_p^{0.2\%}$ .

On peut s'interroger sur la pertinence d'utiliser une loi aussi simple pour décrire la rhéologie des matériaux étudiés. Pour ma part, je pense qu'elle est adaptée. Nous verrons par la suite que les niveaux de déformation plastique atteints lors de la formations des plis sont faibles (de l'ordre de 0.1%). Il n'est donc pas nécessaire d'avoir une loi qui permet de décrire toute la courbe de traction, mais simplement son début.

### 2.3 Choix des éléments

La tôle est modélisée à l'aide d'éléments de coques tridimensionnels. ABAQUS possède une large librairie d'éléments de coques que l'on peut classer en trois catégories : éléments pour coques minces (S4R5, S8R5, S9R5), éléments pour coques épaisses (S8R) et éléments « tous usages » (S4, S4R) adaptés à la fois pour modéliser des coques minces ou épaisses. Les éléments de coques minces sont basés sur les hypothèses de Kirchhoff, alors que les éléments « tous usages » et ceux pour coques épaisses utilisent la théorie de Mindlin. Cette dernière diffère de celle de Kirchhoff principalement par la prise en compte du cisaillement transverse, dans ce cas les sections transverses restent droites mais ne sont plus perpendiculaires à la fibre neutre. Si l'épaisseur des coques est petite par rapport à leur longueur caractéristique, on est dans le cas d'un problème de coques minces et l'on peut négliger l'influence de l'effort tranchant. Dans notre cas, la longueur caractéristique du phénomène étudié est la largeur des

plis (environ 10 mm) ; l'épaisseur des tôles étant comprise entre 0.1 et 0.5 mm, on peut donc utiliser des éléments de coques minces ou des éléments « tous usages ».

Les éléments « tous usages » utilisent un formalisme adapté aux grandes déformations contrairement aux éléments pour coques minces qui utilisent les hypothèses des petites déformations. Dans le phénomène du plissement, nous savons que la tôle plastifie, mais je ne pense pas que les niveaux de déformations soient suffisants pour empêcher d'utiliser les éléments de coques minces (il n'y a pas par exemple de phénomènes de striction). L'avantage de ces éléments est qu'ils n'ont que cinq degrés de liberté par nœud (les « tous usages » en ont six). De plus, il existe des éléments pour coques minces avec interpolation quadratique (S8R5), qui permettent de mailler moins fin. L'utilisation de ces éléments permet de réduire significativement le nombre de degrés de liberté et donc le temps de calcul.

Remarque : Lorsqu'il y a une possibilité de contact, les éléments S8R5 sont automatiquement convertis en éléments S9R5 possédant 9 nœuds.

Lorsque l'on a une loi de comportement non-linéaire, le comportement mécanique généralisé des sections des éléments de coque est déterminé par intégration numérique sur l'épaisseur. Pour cela, ABAQUS utilise le schéma de Simpson. Des tests ont montré que le nombre par défaut de points d'intégration dans l'épaisseur (5) est suffisant.

## 2.4 Déroulement des calculs et maillages

Les calculs sont effectués en deux étapes :

- Tout d'abord, on applique le chargement représentant la tension de la tôle. Lors de cette étape, l'apparition de contraintes compressives secondaires cause le flambement de la tôle.
- Ensuite, on simule le mouvement de la tôle en imposant en même temps le déplacement de la tôle et la rotation du rouleau, le chargement restant constant.

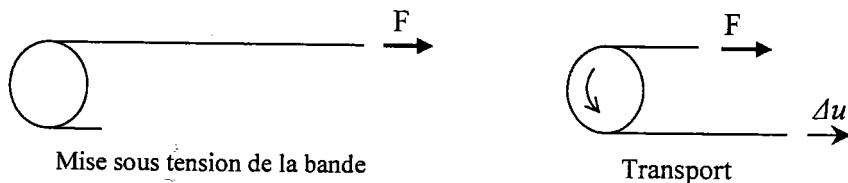


Fig. 2.4 : Les deux étapes de la simulation du passage d'une tôle sur un rouleau.

La figure 2.5 montre un des maillages utilisés. Il est composé de trois parties, une zone finement maillée près du rouleau qui correspond à la zone susceptible d'entrer en contact avec le rouleau. Loin du rouleau, où les ondulations de flambage se sont estompées, il n'est plus nécessaire de mailler aussi fin (la longueur du brin doit être suffisante pour ne pas avoir d'influence sur les résultats). Entre ces deux zones, une zone de transition est nécessaire. De plus, dans la zone finement maillée, la largeur des éléments n'est pas la même dans toute la largeur de la bande. En effet, la largeur du pli est inférieure à celle des ondulations de flambage, il y a donc une partie où la taille des éléments est plus faible. Il est donc nécessaire de connaître à l'avance la zone où le pli va se former. Or nous avons constaté que le pli se forme à partir de l'ondulation de flambage la plus marquée. En effectuant un calcul de flambage de bande tel que ceux effectués par Gueydan, il est possible de prévoir la localisation du pli. La réalisation des maillages s'avère donc une tâche assez fastidieuse. Cependant, avec des maillages homogènes, il n'aurait pas été possible de traiter des formats

industriels (grande largeur et fine épaisseur). Notons aussi que la forme du flambage est sensible à la valeur du coefficient de frottement, c'est pourquoi la mise sous tension est faite à frottement nul, le coefficient de frottement est ensuite modifié avant l'enroulement. La longueur qu'il est nécessaire d'enrouler pour constater la formation d'un pli varie en fonction du format, de la géométrie du rouleau et des paramètres rhéologiques de la bande. Pour les calculs que j'ai réalisés, cette longueur était comprise entre 600 et 1500 mm.

Notons aussi que la largeur des plis dépend de l'épaisseur de la tôle, un maillage plus fin est nécessaire pour les tôles les plus fines.

Les temps de calcul sont généralement assez longs. Tout d'abord, le nombre de degrés de liberté peut être assez important (entre 60000 et 220000). Ensuite, à cause du frottement, la matrice de rigidité tangente n'est pas symétrique, l'inversion d'une matrice non-symétrique prend environ deux fois plus de temps qu'une matrice symétrique de même dimension. Et enfin, les nœuds en contact avec le rouleau changent lors de l'enroulement avec pour conséquence une convergence assez lente. La durée des calculs varie généralement de un à trois jours<sup>6</sup>.

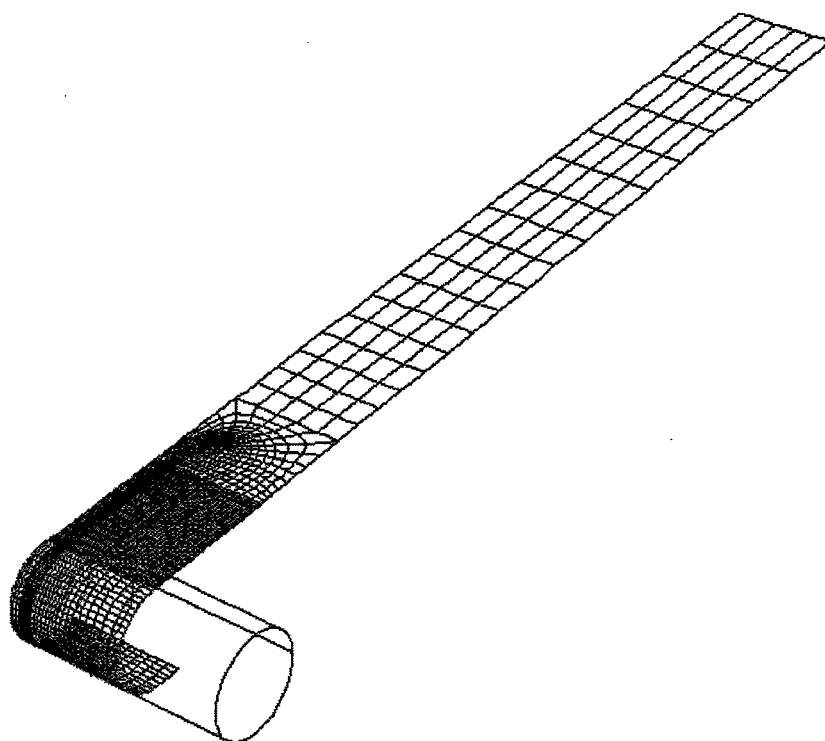


Fig. 2.5 : Exemple de maillage utilisé.

### 2.5 Les paramètres du modèle

Voici la listes des variables pouvant être prises en compte par le modèle :

- La géométrie du rouleau<sup>7</sup> : le rayon  $R$ , la largeur de table  $lt$  et la pente des cones  $p$ .
- Le format de bande<sup>8</sup> : largeur  $lb$  et épaisseur  $e$ .

<sup>6</sup> Station de travail HP j6700.

<sup>7</sup> Nous nous sommes limités au cas des rouleaux coniques, mais toute géométrie de rouleau peut être traitée.

<sup>8</sup> Nous verrons dans le chapitre 5 qu'il est aussi possible de prendre en compte les défauts de planéité des bandes.

- La rhéologie du matériaux : les constantes élastiques  $E$  et  $\nu$  et la courbe d'érouissage<sup>9</sup>.
- Le coefficient de frottement bande-rouleau  $f$ .

### 3. Description du phénomène de plissement

Les simulations nous permettent de donner une description plus précise des mécanismes intervenant lors de la formation de plis.

Il y a trois mécanismes fondamentaux intervenant lors de la formation des plis :

- 1) La traction provoque le flambage du brin libre de la bande. Ce flambage entraîne un raccourcissement de la bande dans le sens travers.
- 2) Lors de la rotation du rouleau, ce raccourcissement monte sur le rouleau, le frottement empêche que la bande ne s'étale sur le rouleau. « L'avalement » du raccourcissement par le rouleau crée une zone de compression sur le rouleau qui permet à l'ondulation de flambement de monter sur le rouleau. Lorsque l'ondulation monte sur le rouleau, elle est accentuée (la courbure augmente) car la compression transverse due à l'enroulement s'ajoute à celle due au profil du rouleau.

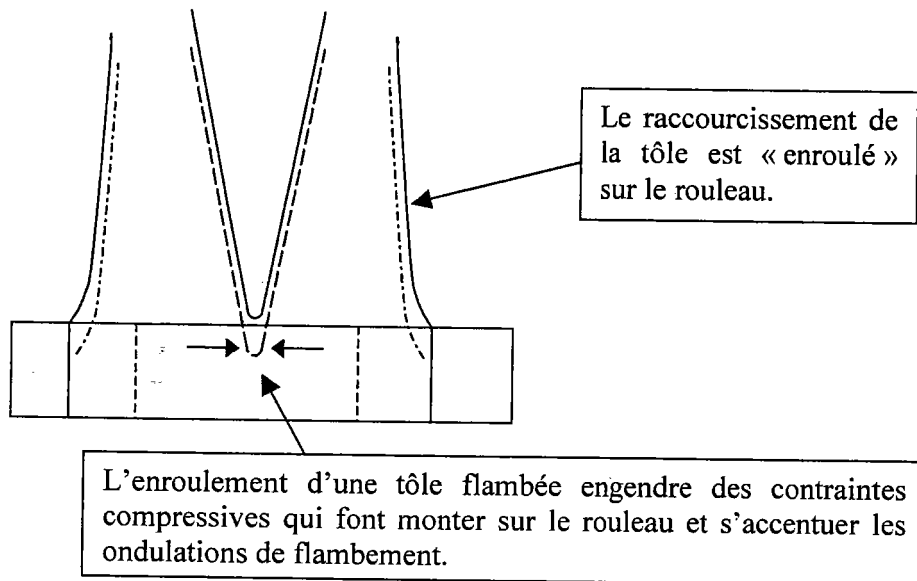


Fig. 2.6 : Illustration de l'évolution du flambement lors de la rotation du rouleau.

- 3) Si, au niveau du rouleau, l'ondulation est suffisamment marquée, et si on dépasse suffisamment la limite élastique, la plasticité va initier la formation du pli au travers d'un **mécanisme cumulatif**.

<sup>9</sup> Si l'on utilise la loi de Ramberg-Osgood, la courbe d'érouissage ne dépend que de deux paramètres (cf. § 2.2).

Illustrations :

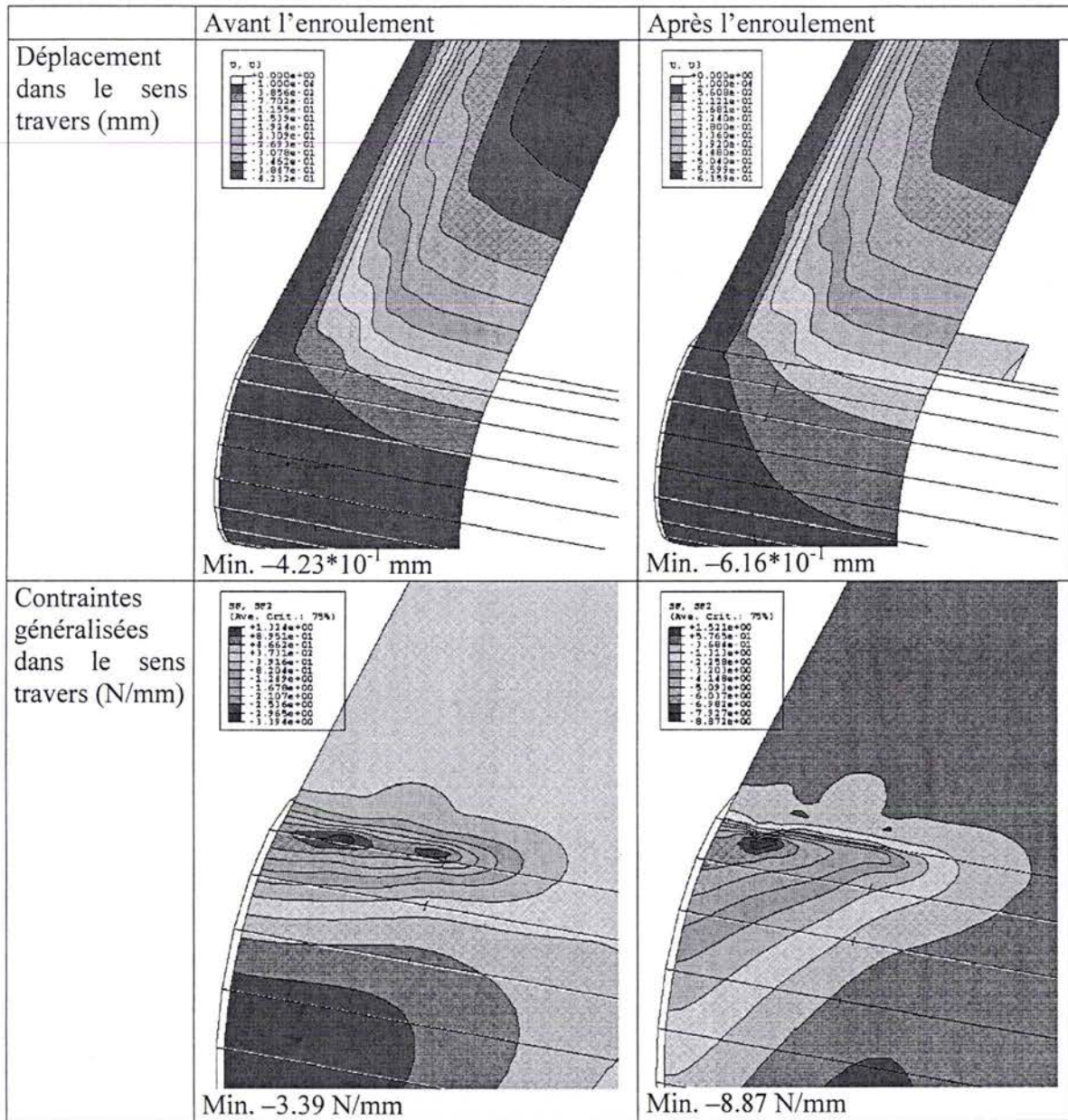


Fig. 2.7 : Effet du mouvement de la tôle.

Données : rouleau : rayon 220 mm, largeur de table 400 mm, pente des cônes 1.33 mm/m, bande : largeur 1000 mm, épaisseur 0.2 mm, comportement élastique :  $E=70000$  MPa,  $\nu=0.3$ , coefficient de frottement 0.4, traction 25 MPa, longueur enroulée 160 mm

La figure 2.7 montre que le niveau des contraintes compressives est multiplié par 2.6 pendant le défilement de la tôle. Avec des tôles plus épaisses, les contraintes compressives sont encore davantage amplifiées par l'enroulement. Par exemple avec une tôle d'épaisseur 0.3, leur niveau peut être multiplié par 6. De plus, la figure 2.8 montre que l'augmentation des contraintes compressives pendant l'enroulement est approximativement proportionnelle au coefficient de frottement, ce qui montre bien que cet effet est dû au frottement bande-rouleau.

La figure 2.7 montre aussi que les déplacements dans le sens travers sont inférieurs au millimètre (et même bien moins au niveau du rouleau). On comprend donc pourquoi la valeur par défaut (0.005) de la tolérance de glissement n'était pas adaptée. La longueur caractéristique des éléments étant d'environ 20 mm, le glissement élastique maximal est de 0.1 mm, ce qui est du même ordre de grandeur que le glissement de la tôle sur le rouleau.

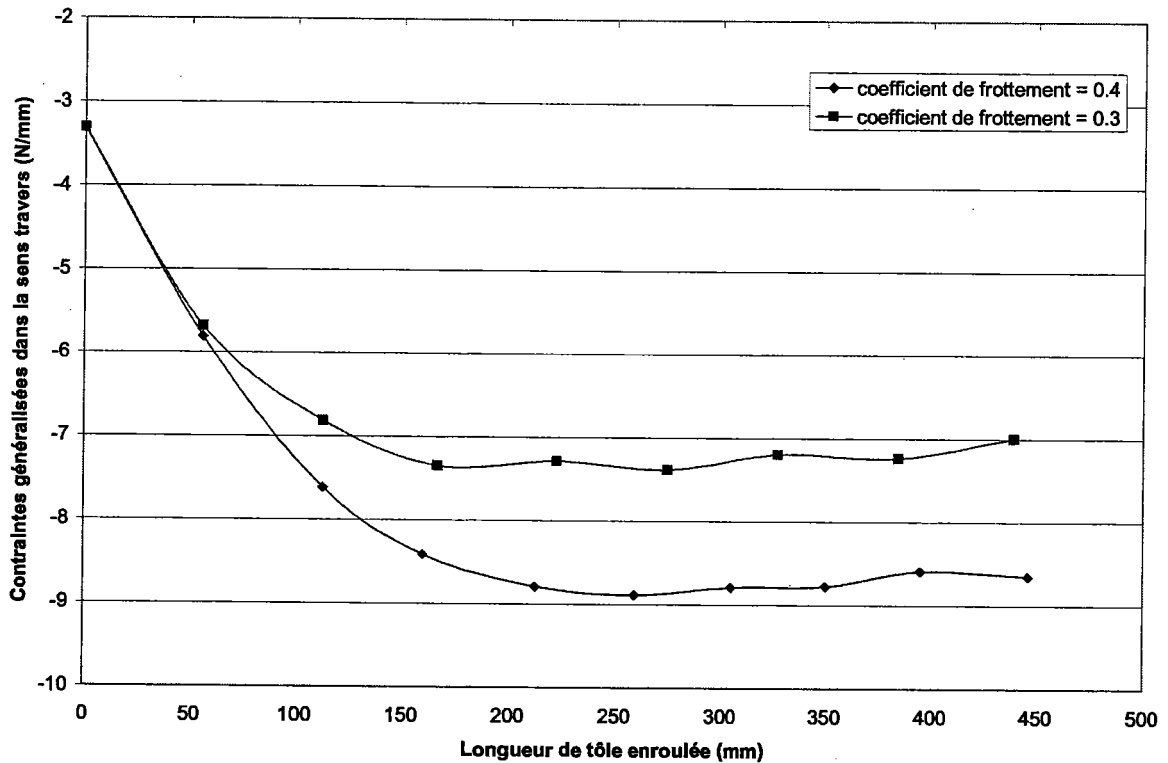


Fig. 2.8 : Evolution des contraintes compressives pendant l'enroulement pour deux valeurs du coefficient de frottement. La valeur maximale aux points d'intégration est tracée.  
Données : cf. fig. 2.7

La figure 2.9 montre la formation d'un pli. La première rangée d'images montre l'état de la tôle à la fin de la traction. On peut observer les ondulations de flambage, on constate qu'à ce moment la tôle n'a pas plastifié. Sur la deuxième série d'images, on voit l'effet du frottement : les ondulations du flambement montent sur le rouleau, et leur courbure est accentuée. La tôle plastifie seulement à ce moment. Le pli apparaît ensuite progressivement et se propage avec le mouvement de la tôle.

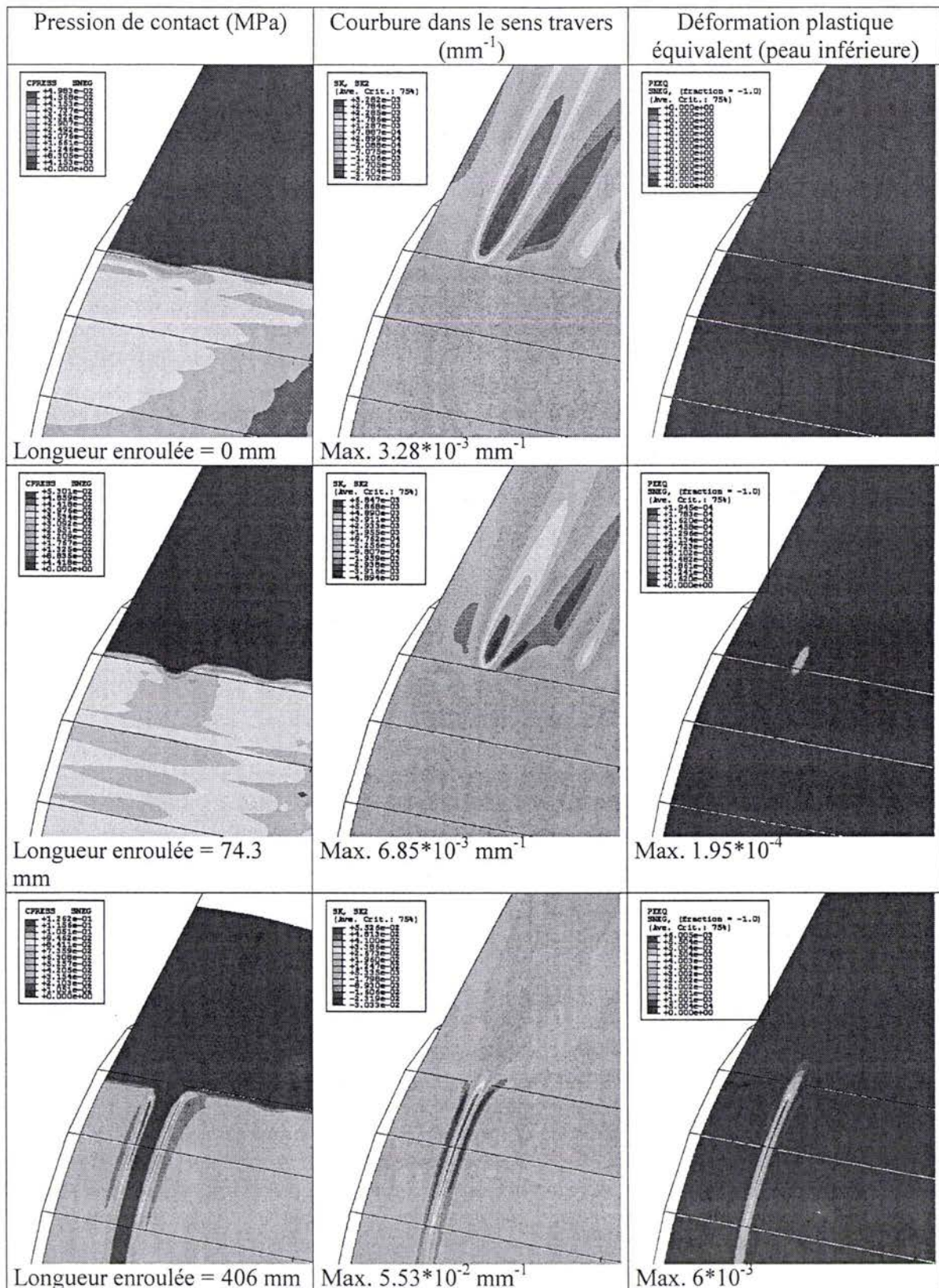


Fig. 2.9 : Formation d'un pli.

Données : comportement élasto-plastique (loi de Ramberg-Osgood) :  $E=70000 \text{ MPa}$ ,  $\nu=0.3$ ,  $R_{p0.2\%}=112.82 \text{ MPa}$ ,  $n=6$ , traction :  $30 \text{ MPa}$ , autres caractéristiques : cf. fig. 2.7

Commentaires :

*- Importance du frottement :*

On voit que le frottement joue un rôle essentiel. En effet, si la bande n'a pas plastifié lors de la mise sous tension, le seul mécanisme pouvant causer l'évolution des ondulations lors de l'enroulement est le frottement. Il paraît difficile de former des plis avec un faible coefficient de frottement. Ceci a été mis en évidence expérimentalement lors d'un essai réalisé à l'IRSID : un pli avait été formé sur un rouleau ; la rotation du rouleau a été ensuite arrêtée afin de recouvrir d'huile un quart du rouleau. Lors de la reprise de la rotation, le pli a immédiatement disparu dès que la portion huilée est entrée en contact avec la tôle. Le pli s'est ensuite reformé lorsque la tôle est revenue en contact avec une portion sèche du rouleau.

Il faut aussi mettre fin à l'idée selon laquelle, lorsque l'on est dans des conditions de non-plissement (en dessous de la TCFP), la forme du flambage dû à la traction n'est pas affectée lors de rotation du rouleau. Comme l'a montré la figure 2.7, il y a toujours une interaction entre le flambage et le frottement. Sous l'effet du frottement, les ondulations montent toujours sur le rouleau. Mais, si la tôle ne plastifie pas ou peu, les ondulations ne se propagent pas (fig. 2.10).

*- Rôle de la plasticité :*

La plasticité joue un rôle important dans la formation des plis. Les constatations suivantes ont pu être faites :

- Même si la tôle plastifie, cela n'implique pas qu'un pli va se former (aucune ondulation ne propage sur le rouleau). Il semble qu'il y ait un niveau de déformation plastique minimum et un niveau de courbure minimum à atteindre. On peut rapprocher ce fait de constatations faites sur le pilote Guidage et Pli. En effet, lors de l'examen de la tôle après essai, on a parfois remarqué qu'elle avait légèrement plastifiée, même si le pli ne s'était pas formé. Notons cependant que les niveaux de déformation plastique nécessaires pour l'initiation du plissement sont généralement très faibles (de l'ordre de 0.1 %). Il est donc nécessaire de connaître de manière précise le début de la courbe de traction.
- Le mécanisme plastique cumulatif :

La TCFP dépend de la limite élastique. La plasticité joue un rôle dans l'initiation du plissement, et pas seulement dans sa propagation. Nous avons vu que lors de l'enroulement, des contraintes compressives apparaissent sur le rouleau. Elles sont localisées près de la génératrice de premier contact et diminuent rapidement lorsque l'on s'éloigne de celle-ci (fig. 2.7). Par conséquent, si les ondulations de flambage restent élastiques, elles ne montent sur le rouleau que sur une faible distance et s'estompent ensuite rapidement au fur et à mesure que le niveau des contraintes compressives diminue (fig. 2.10). Par contre, si l'ondulation a causé une plastification suffisante de la tôle, cette ondulation va subsister même lorsque le niveau de compression diminue. L'enroulement de cette ondulation résiduelle sur le rouleau va créer des contraintes supplémentaires en amont. Il en résulte que le flambage en amont devient plus marqué. Donc, l'ondulation emmenée sur le rouleau est aussi plus marquée. Ce qui va encore accentuer le flambage en amont, etc... Donc, de proche en



proche le pli s'initie. On peut dire que la formation du pli se fait par l'intermédiaire d'un mécanisme cumulatif dû à la propagation des déformations plastiques lors du mouvement de la tôle.

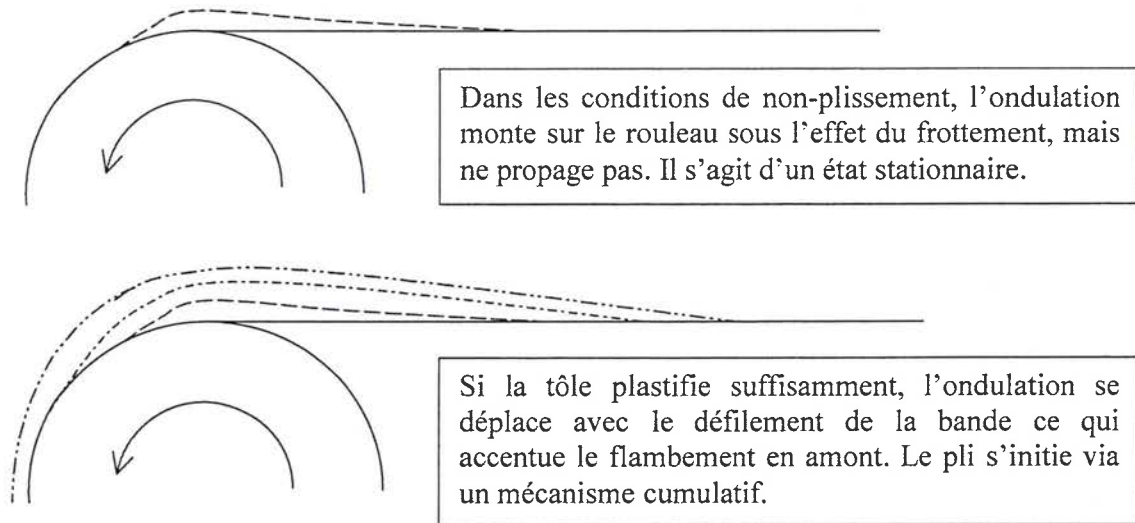


Fig. 2.10 : Illustration de l'effet cumulatif plastique.

Les courbes suivantes (fig. 2.11) montrent l'évolution de la courbure maximale, en fonction de la longueur de tôle enroulée, pour différentes valeurs de la limite élastique.

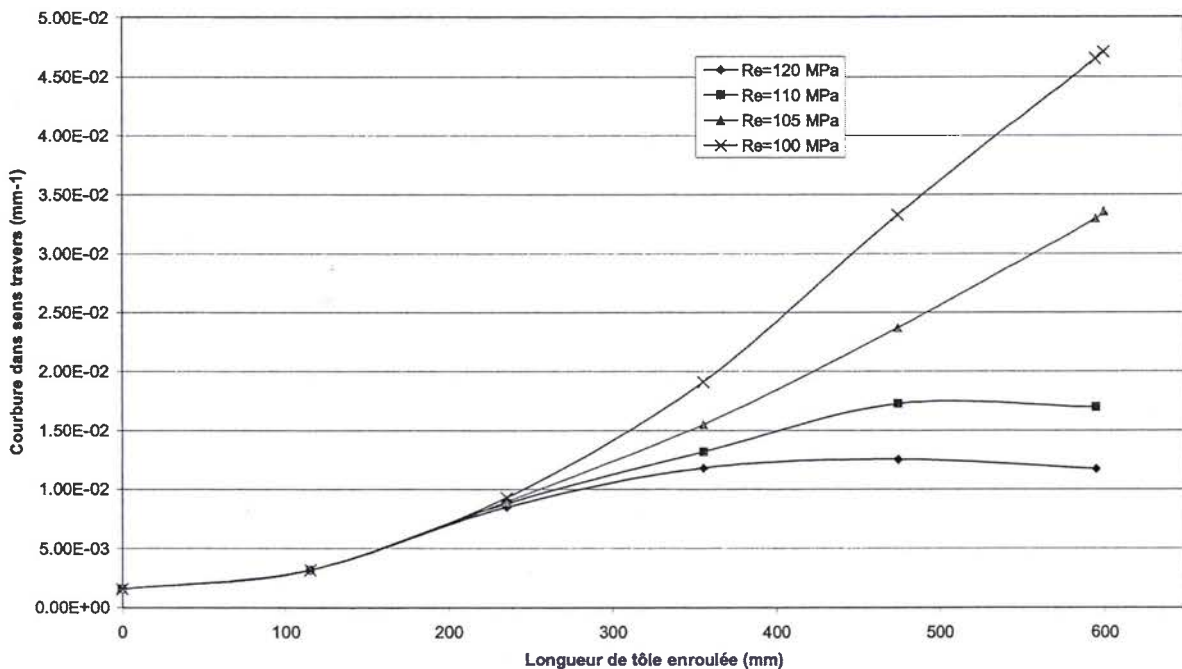


Fig.2.11 : Evolution de la courbure pour différentes valeurs de la limite élastique (100, 105, 110 et 120 MPa). Valeur maximale aux points d'intégration.

Données : rouleau : rayon 400 mm, largeur de table 400 mm, pente 1.54 mm/m, tôle : épaisseur 0.3 mm, largeur 1000 mm, coefficient de frottement 0.8, comportement élasto-plastique sans écrouissage  $E=70000$  MPa,  $\nu=0.3$ , traction 35 MPa

La première partie, où les courbes sont confondues, correspond à l'accentuation élastique des ondulations due à l'enroulement et au frottement. Remarquons que lors de cette phase, la courbure a déjà nettement augmenté. Les courbes se séparent ensuite. Si la limite élastique est suffisamment faible (cas où  $Re=100$  et  $105$  MPa), l'accentuation élastique a créé les conditions nécessaires au plissement, le pli se forme ensuite progressivement avec le mouvement de la tôle via le mécanisme cumulatif plastique. Pour des valeurs de la limite élastique plus importantes, la tôle ne plastifie pas suffisamment pour que ce mécanisme agisse. L'ondulation ne se propage pas sur le rouleau et la courbure se stabilise. Dans ce cas, il n'y a pas de pli.

#### **4. Evaluation des tractions critiques de formation des plis (TCFP) – la transition pas de pli - pli**

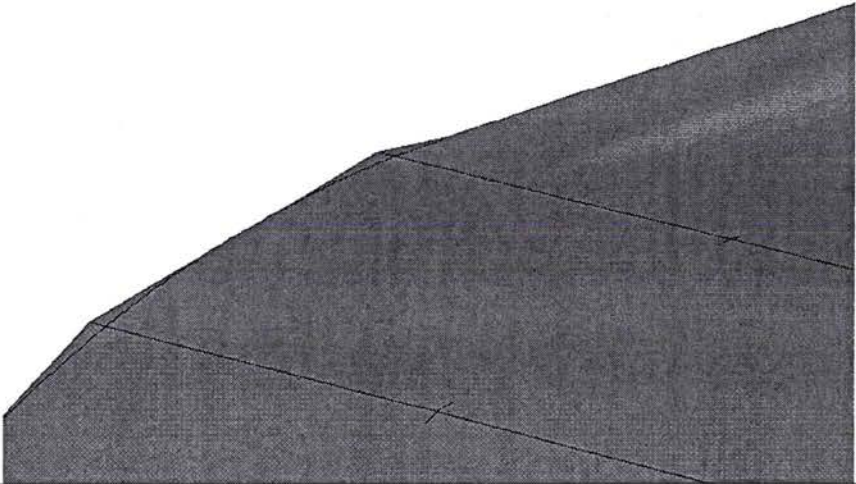
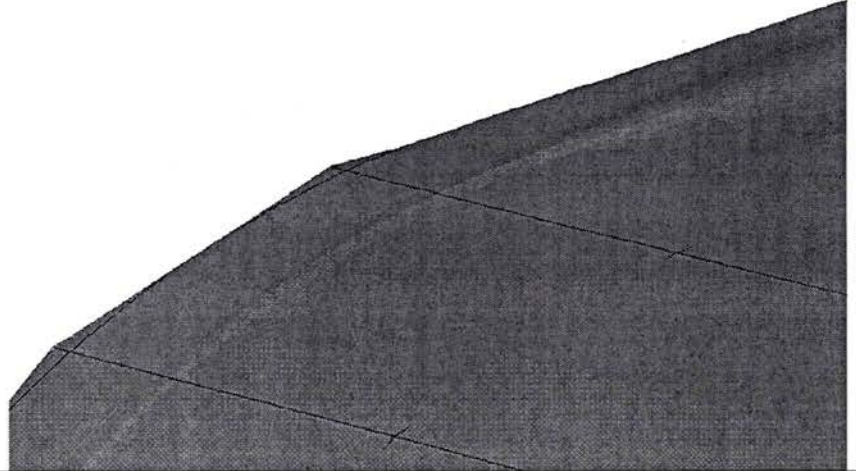
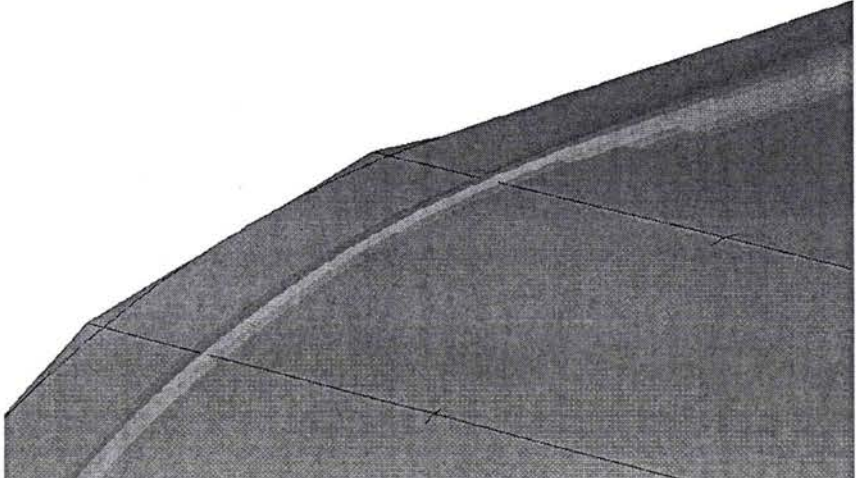
Pour que le modèle que nous avons mis au point soit exploitable industriellement, il est nécessaire qu'il puisse évaluer les TCFP. Les calculs étant fait à traction constante, on effectue plusieurs calculs à différents niveaux de traction pour encadrer la TCFP. Il est donc nécessaire de pouvoir déterminer, à partir des résultats d'un calcul, si l'on a formé ou pas un pli. Ce qui n'est pas une chose aussi facile qu'il n'y paraît. Expérimentalement, on constate visuellement l'apparition d'un pli lorsque se forme un défaut permanent se propageant avec le défilement de la tôle. La notion de défaut permanent implique l'apparition de déformations plastiques. Néanmoins, nous venons de voir qu'il est possible que la tôle plastifie légèrement sans que se forme un pli. Il est nécessaire d'utiliser un critère plus complet, prenant en compte la taille et l'évolution du défaut.

**On dira qu'il y a formation d'un pli s'il y a une zone de faible largeur sur le rouleau qui se propage lors de la rotation et où :**

- 1) La tôle plastifie.**
- 2) La pression de contact est nulle.**
- 3) La courbure dans le sens travers est importante et croît nettement au-delà de sa valeur au moment de la première plastification.**

Si l'application des deux premières conditions est sans ambiguïté, la troisième laisse une large part à l'appréciation de la personne effectuant les calculs. Ceci a parfois conduit à des difficultés d'utilisation de ce critère lors de l'obtention de niveaux de courbure intermédiaires, c'est-à-dire plus faibles que ceux des plis formés expérimentalement, mais néanmoins trop élevés pour considérer qu'il n'y a pas de défaut.

Ceci remet en cause la vision classique de l'apparition du pli et la notion de Traction Critique de Formation des Plis (TCFP). Nous pensions précédemment, qu'en dessous de la TCFP, aucun défaut ne se formait sur la tôle. Et que lorsque l'on atteint la TCFP, un pli bien marqué se forme immédiatement. En réalité, il y a une zone de transition où l'amplitude du défaut croît de manière monotone et continue en fonction du niveau de traction que l'on applique. Ces propos sont illustrés par le tableau suivant.

Niveau de traction	Apparence du défaut
18 MPa	
20 MPa	
22 MPa	

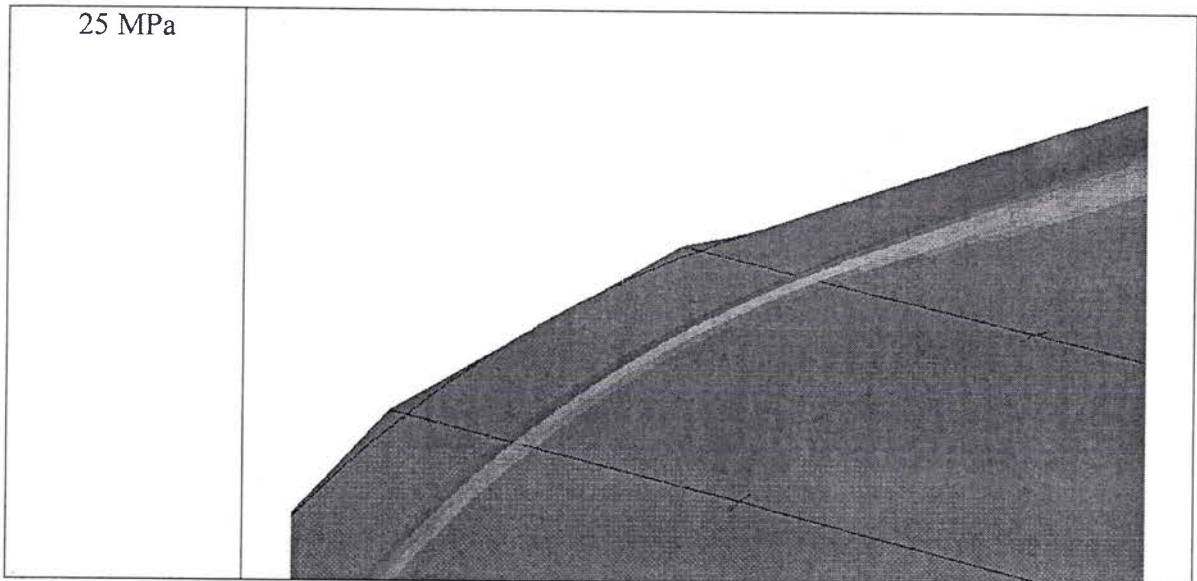
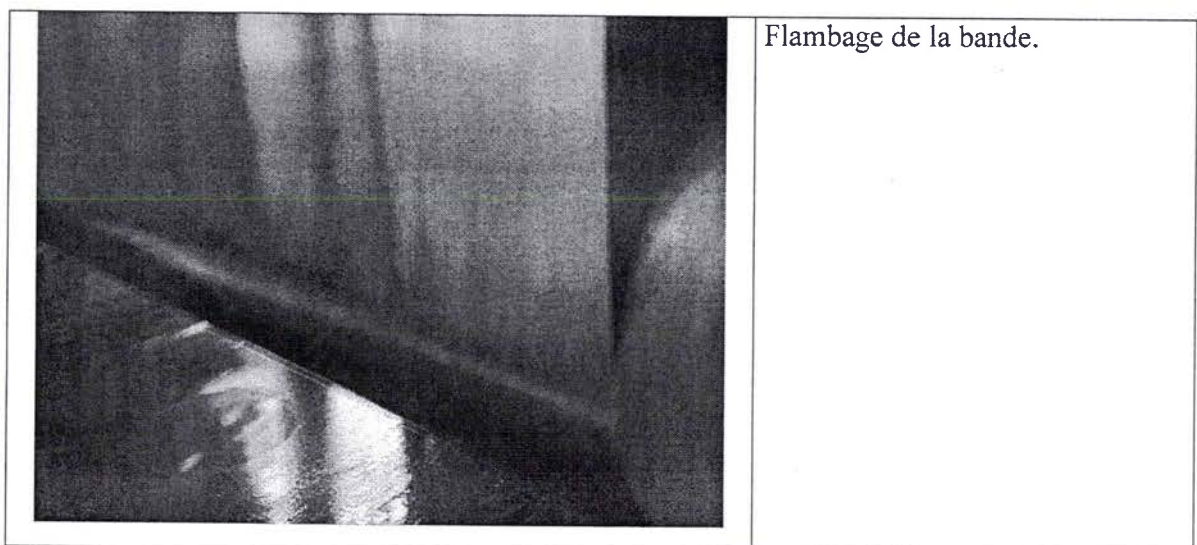


Fig. 2.12: Apparence des ondulations pour différents niveaux de tractions (images obtenues avec le post-processeur d'ABAQUS)

Données : rouleau : rayon 220 mm, largeur de table 400 mm, pentes 2.66 mm/m, tôle : épaisseur : 0.2 mm, largeur 1000 mm, comportement élasto-plastique (loi de Ramberg-Osgood) :  $E= 70000$  MPa,  $\nu=0.3$ ,  $Rp0.2\%=112.82$  MPa,  $n=6$ , coefficient de frottement : 0.4

La première image ( $S_a=18$  MPa) correspond à un cas où on ne forme pas de défaut, les ondulations du flambage qui affectent le brin libre s'estompent sur le rouleau et donc ne se propagent pas avec le mouvement de la bande. Pour un niveau de traction plus important (20 MPa), on constate qu'un défaut de faible amplitude, à peine visible, qui se propage sur le rouleau. Si le niveau de traction passe à 22 MPa, l'ondulation qui se propage sur le rouleau est beaucoup plus marquée. Ce phénomène d'apparition progressive du pli a pu aussi être constaté expérimentalement (fig. 2.13).





*Fig.2.13 : Photos prises lors de la dernière campagne d'essais faite sur le pilote guidage et plis de l'IRSID*

Comme on le voit, on ne peut parler de TCFP que si l'on se donne un niveau de référence à partir duquel on considère que l'on a formé un pli. Cependant, la zone de transition entre un niveau de traction pour lequel aucun défaut n'est visible sur le rouleau et un niveau pour lequel un pli est clairement formé est relativement faible, car l'amplitude du défaut augmente rapidement avec le niveau de traction. La figure 2.14 montre qu'une augmentation de 11% du niveau de traction (de 18 à 20 MPa) provoque un doublement du niveau de courbure.

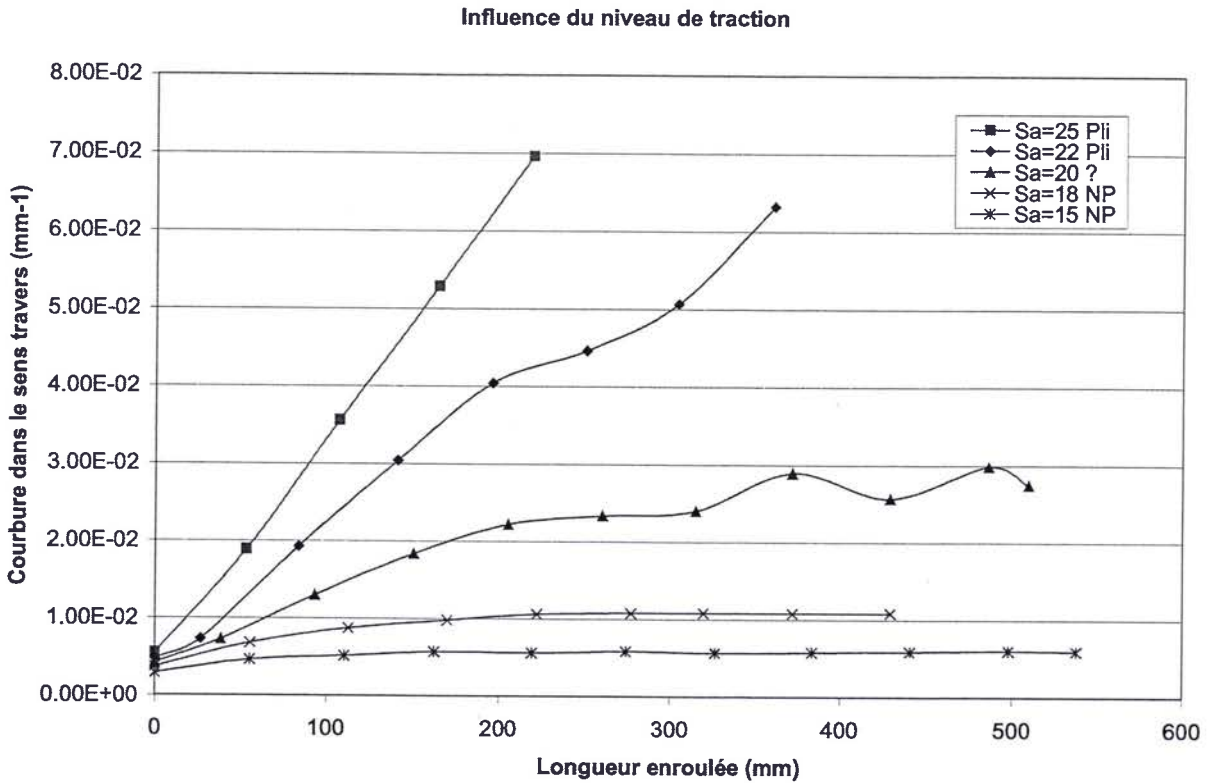


Fig. 2.14 : Evolution de la courbure maximale des ondulations lors de l'enroulement pour différents niveaux de tractions (15, 18, 20, 22 et 25 MPa).  
Les données et la forme des défauts sont visibles sur la figure 2.12

En conclusion, on peut dire que ce phénomène peut être généralement négligé car son étendue est souvent inférieure aux incertitudes expérimentales. Numériquement, il est aussi rarement gênant, car les calculs se faisant à traction constante, il est nécessaire d'effectuer plusieurs calculs pour évaluer la TCFP. La durée importante des calculs fait que l'on se contente d'un **encadrement des TCFP** suffisamment large pour ne pas rencontrer de cas où il est délicat de décider si on a formé un pli ou pas.

## 5. Conclusions

Grâce aux simulations numériques, nous avons amélioré la compréhension des processus à l'origine de la formation des plis. Le rôle fondamental du frottement à l'origine de l'accentuation et la montée des ondulations sur le rouleau lors du mouvement de la tôle a été mis en évidence. Cet aspect est quelque peu surprenant, les essais sur le pilote ayant montré jusqu'à présent une faible influence de l'état de surface des rouleaux. Le rôle du frottement laisse à penser que la valeur du coefficient de frottement peut avoir une influence importante sur les TCFP. De plus, le développement de modèles ne peut se faire sans une validation expérimentale. Ces aspects seront traités dans le chapitre 4.

*Les phénomènes liés au flambage des bandes longues  
sous traction*





## Chapitre 3 : Les phénomènes liés au flambage des bandes longues sous traction

Le terme même de flambage sous traction peut paraître paradoxal. En effet, le mot flambage désigne une instabilité qui se produit sous l'effet de contraintes compressives. Comme nous allons le voir, pour certaines structures, lorsque l'on applique un chargement de traction, il peut apparaître des contraintes compressives secondaires, c'est-à-dire d'orientation différente de celle du chargement appliqué. Ces contraintes peuvent causer le flambage de la structure. Le cas le plus connu est sans doute l'essai de Yoshida : il s'agit d'une plaque carrée soumise à une traction selon sa diagonale. La présence de trous ou de fissures dans une structure peut aussi être à l'origine d'un flambement local. Friedl et al. (2000) propose un exemple dont la géométrie est plus proche de nos problèmes, il s'agit d'une plaque rectangulaire dont les conditions aux limites induisent localement l'apparition de contraintes compressives lors de la traction. Dans ce chapitre, nous essaierons de montrer les particularités de ce type de flambement.

### 1. Quelques considérations théoriques

#### 1.1 Origine des contraintes compressives

Afin de comprendre l'origine des contraintes compressives lors de l'application de la traction, considérons une plaque semi-infinie sollicitée en traction par des forces dont la distribution est symétrique mais pas uniforme dans la largeur (fig. 3.1).

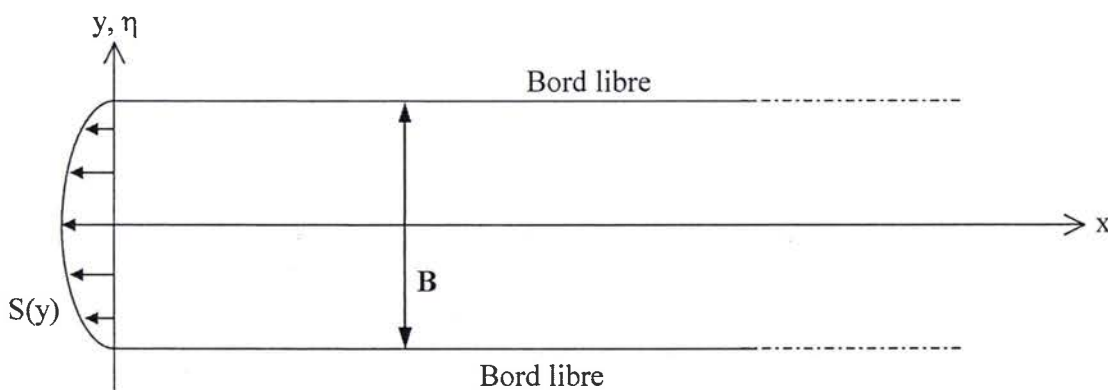


Fig. 3.1 : Plaque semi-infinie soumise à une traction non-homogène.

Avec l'hypothèse des contraintes planes, les équations d'équilibre s'écrivent :

$$\begin{cases} \frac{\partial N_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial N_{xy}}{\partial y} = 0 & (3-1) \\ \frac{\partial N_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial N_{xy}}{\partial x} = 0 & (3-2) \end{cases}$$

$N_{ij}$  sont les composantes du tenseur des efforts membranaires. En prenant en compte la géométrie et les conditions aux limites de la plaque, on peut écrire :

$$N_{yy} = \int_{-\frac{B}{2}}^y \int_{-\frac{B}{2}}^y \frac{\partial^2 N_{xx}}{\partial x^2} d\eta d\eta \quad (3-3)$$

Pour  $x=0$ , nous avons  $N_{xx}(0,y)=S(y)$ . Par ailleurs, le principe de Saint-Venant implique que loin du bord, la tension devient homogène et tend vers une valeur que nous noterons  $\bar{S}$

$$\bar{S} = \frac{1}{B} \int_{-\frac{B}{2}}^{\frac{B}{2}} S(y) dy \quad (3-4)$$

Ce comportement asymptotique entraîne que pour les ordonnées où  $S(y) < \bar{S}$ , c'est à dire près des bords, il y a forcément une zone où  $\frac{\partial^2 N_{xx}}{\partial x^2} < 0$ . Il y a donc une zone localisée où les contraintes dans le sens travers sont négatives. Nous voyons que l'apparition de contraintes compressives est due à l'inhomogénéité de la traction. Ces contraintes compressives disparaissent lorsque l'on s'éloigne du bord. Comme nous allons le voir la localisation des contraintes compressives joue un rôle important sur les caractéristiques du flambage sous traction.

## 1.2 Etude analytique simplifiée du flambage d'une plaque sous traction

### 1.2.1 Exemple illustratif

Nous allons considérer l'exemple proposé par Friedl et al. (2000).

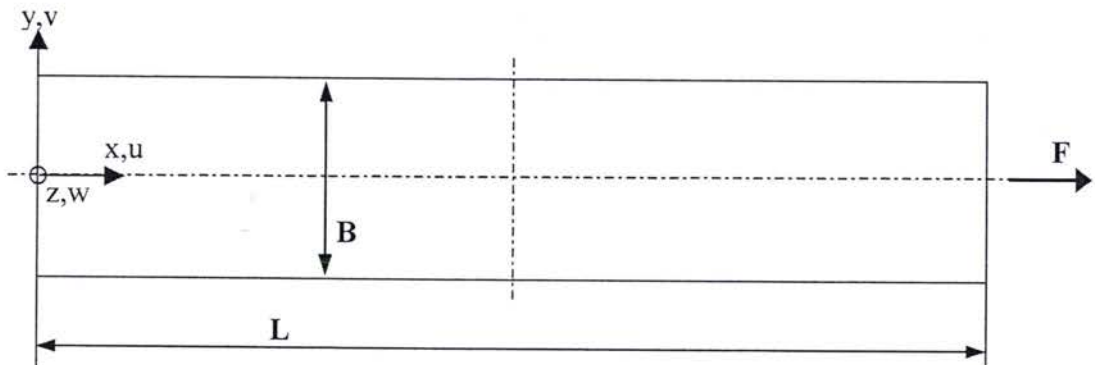


Fig. 3.2 : Géométrie du problème.

Les conditions aux limites sont :

- Pour  $x=0$ ,  $u=v=0$
- Pour  $x=L$ ,  $v=0$  et  $u(L,y)$  constant. Et on applique une force globale  $F$ .
- En  $y=-B/2$  et  $y=B/2$ , les bords sont libres.

La plaque d'épaisseur  $t$  a un comportement élastique : module d'Young  $E=70000$  MPa, coefficient de Poisson  $\nu=0.3$ .

A cause du blocage des déplacements selon  $y$ , lorsque l'on applique la force  $F$ , les efforts de traction  $N_{xx}$  ne sont pas homogènes selon la largeur, ce qui crée des efforts  $N_{yy}$  dans le sens

travers. Friedl et al. obtiennent la forme du champ de contrainte à l'aide de calculs par éléments finis en statique linéaire (fig. 3.3).

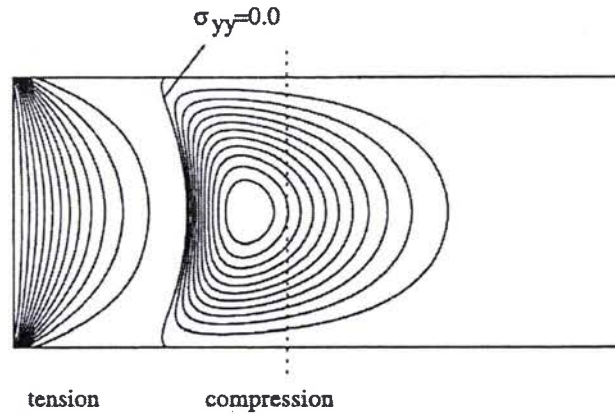


Fig. 3.3 : Contraintes dans le sens travers,  $L/B=7$  (d'après Friedl et al. (2000)).

Le maximum des contraintes compressives est environ 100 fois plus faible que le niveau de traction appliquée selon  $x$ . Ces contraintes peuvent suffire à faire flamber la tôle. Le mode critique est obtenu par une analyse de flambement linéaire (fig. 3.4).



Fig. 3.4 : Forme du mode de flambage,  $L=1400$  mm,  $B=200$  mm,  $t=0.05$  mm,  $F_{crit}=6991$  N.

Ces simulations ont été reproduites afin d'avoir accès de manière précise au champ de contrainte et à la forme du mode.

### 1.2.2 Analyse simplifiée du flambage sous traction

Nous considérons une plaque rectangulaire d'épaisseur  $t$ , sous l'effet d'un chargement, il apparaît un champ complexe d'efforts membranaires :

$$[N(x,y)] = \begin{bmatrix} N_x(x,y) & N_{xy}(x,y) \\ N_{xy}(x,y) & N_y(x,y) \end{bmatrix} \quad (3-5)$$

Ce champ est considéré comme une donnée du problème.

Nous nous plaçons dans le cadre d'une analyse incrémentale, la seconde variation de l'énergie potentielle  $P_2$  peut s'écrire :

$$2P_2 = \int_S \left( D(\Delta w)^2 + N_x \left( \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + N_y \left( \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + 2N_{xy} \frac{\partial w}{\partial x} \frac{\partial w}{\partial y} \right) dx dy \quad (3-6)$$

$D$  est le module de flexion,  $D = Et^3/[12(1-\nu^2)]$ .

$w(x,y)$  est le mode.

Le premier terme correspond à l'énergie de déformation, les trois autres à la rigidité géométrique.

Compte tenu de la nature du problème étudié, nous allons faire quelques hypothèses simplificatrices :

- On considère que dans l'énergie de déformation, la contribution de la flexion dans le sens travers est prédominante. Nous négligerons les autres termes. Cette hypothèse paraît justifiée au regard de la forme du mode de la figure 3.4. Cette forme allongée orientée selon la longueur est caractéristique de certains flambages de structures sous traction. Elle est due aux contraintes de traction dans la direction longitudinale qui causent une forte rigidité géométrique, le mode est donc orienté en sorte que l'allongement induit par le flambement dans le sens long soit le plus faible possible.

- On considère que les contraintes de traction sont constantes :  $N_x(x,y) = N_x$ . Cette hypothèse se justifie par le fait que les variations de  $N_x$  sont faibles devant sa valeur moyenne.

- On néglige l'effet du cisaillement :  $N_{xy} = 0$ . En effet, la forme du mode entraîne que  $\left( \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \gg \frac{\partial w}{\partial x} \frac{\partial w}{\partial y}$ . Si les contraintes de cisaillement sont du même ordre de grandeur que celles de compression, le cisaillement n'a qu'une faible contribution à l'énergie potentielle.

- On considère que les contraintes dans le sens travers sont indépendantes de  $y$  :

$N_y(x,y) = -\lambda \Sigma_y(x)$ . Nous prendrons la valeur au centre de la tôle. Cette hypothèse peut paraître abusive car elle ne respecte pas les conditions aux limites. Néanmoins, comme le montre la figure 3.4, la longueur d'onde du flambage est faible devant la largeur de la tôle. Si l'on ne s'intéresse qu'aux ondulations les plus marquées, c'est-à-dire celles situées près du milieu de la bande, on peut négliger la décroissance des contraintes compressives dans la largeur de la tôle.

La figure 3.5 montre comment varient les contraintes transversales dans la longueur. Près du bord ( $x=0$ ), il y a une zone où elles sont positives (tension). Plus loin, il y a une zone localisée en compression, les contraintes s'estompent ensuite progressivement. On peut recalculer l'évolution des contraintes compressives par la fonction suivante :  $N_y = A \left( e^{-l_1(x-a)} - e^{-l_2(x-a)} \right)$ . Par contre, cette fonction surestime la tension près du bord.

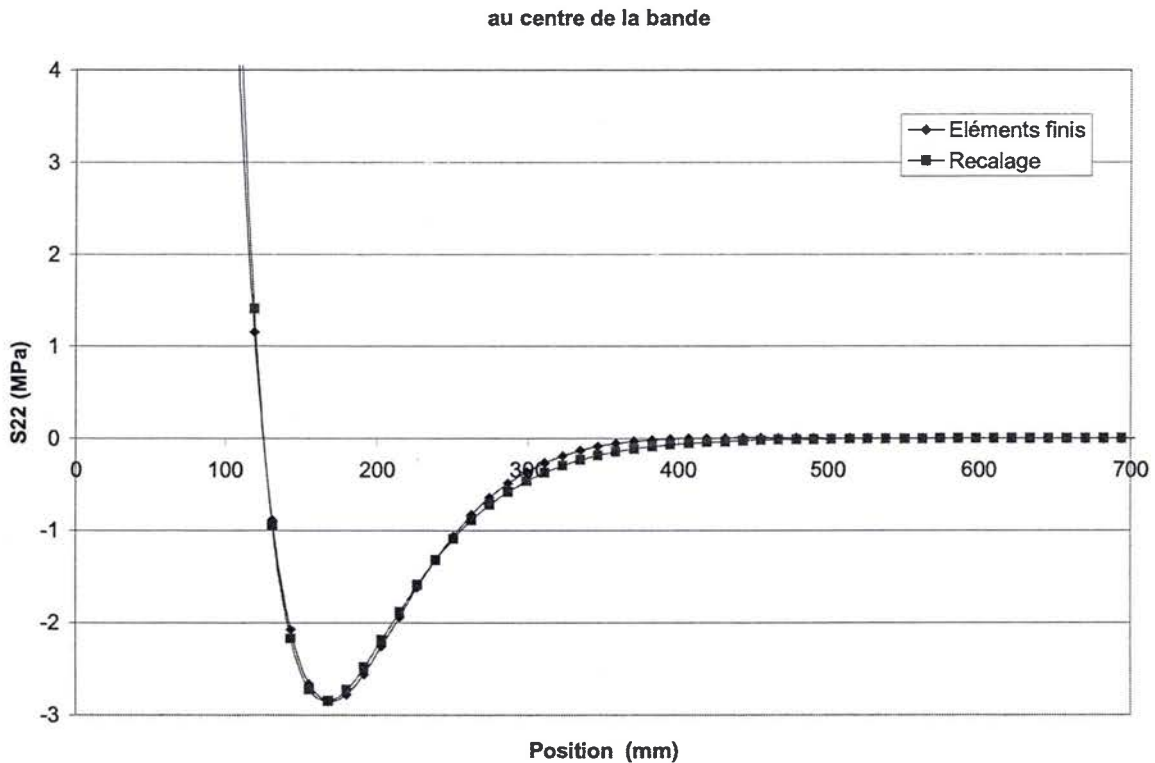


Fig. 3.5 : Evolution des contraintes transversales dans la longueur de la bande.  $L=1400$  mm,  $B=200$  mm,  $t=0.05$  mm,  $F=5000$  N.

Avec ces hypothèses, l'énergie potentielle peut s'écrire

$$2P_2 = D \int_S \left( \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 dx dy + N_x \int_S \left( \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 dx dy - \lambda \int_S \Sigma_y(x) \left( \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 dx dy \quad (3-7)$$

Maintenant, nous allons faire une hypothèse sur la forme du mode :  $w(x,y) = F(x) \cos(k y)$  (flambage cellulaire<sup>10</sup>). En remplaçant  $w$  dans (3-7), nous pouvons réécrire l'expression de l'énergie potentielle (par unité de longueur).

$$2P_2 = D k^4 \int_0^m F^2 dx + N_x \int_0^m \left( \frac{\partial F}{\partial x} \right)^2 dx - \lambda k^2 \int_0^m \Sigma_y F^2 dx \quad (3-8)$$

<sup>10</sup> Comme le montre la figure 3.4, cette hypothèse n'est pas vraie. L'amplitude des ondulations varie dans la largeur de la tôle, le mode n'est pas périodique. En fait, cette hypothèse est complémentaire à la simplification que nous avons effectuée en négligeant la décroissance des contraintes compressives dans la largeur de la tôle. Nous « étalons » à la fois les contraintes compressives et la forme du mode au centre de la tôle sur toute la largeur. Nous perdons l'information (à part la longueur d'onde) sur la forme du mode dans la largeur, mais nous nous ramenons à un problème à une dimension ( $x$ ).

$m$  est l'abscisse du centre de la bande ( $m=L/2$ ).

Dans la suite nous adopterons les notations suivantes :

$$I_1 = \int_0^m F^2 dx \quad (3-9)$$

$$I_2 = \int_0^m \Sigma_y F^2 dx \quad (3-10)$$

$$I_3 = \int_0^m \left( \frac{\partial F}{\partial x} \right)^2 dx \quad (3-11)$$

Appliquons maintenant le théorème de l'énergie potentielle ( $\delta P_2=0$ ). Compte tenu de la forme du mode que l'on a choisi, on aboutit à l'équation suivante :

$$-N_x \left( \frac{\partial^2 F}{\partial x^2} \right) + \left( Dk^4 - \lambda k^2 \Sigma_y(x) \right) F = 0 \quad (3-12)$$

Il s'agit d'une équation différentielle à coefficients variables qui n'a pas de solution analytique. Si le terme de compression est nul ( $\lambda=0$ ), la solution symétrique de (3-12) est :

$$F(x) = e^{-l(x-m)} + e^{l(x-m)} \quad (3-13)$$

avec  $l = \sqrt{\frac{D}{N_x}} k^2$

Afin de voir à quoi correspond cette solution, nous allons la comparer à la forme du mode solution du problème réel (fig. 3.4). Pour cela, nous prenons comme valeur pour  $N_x$  la valeur de la tension critique ( $N_{x \text{ crit}} = F_{\text{crit}}/B$ ) et la valeur de  $k$  est celle du pseudo-nombre d'ondes de la solution éléments finis. Nous avons aussi intégré numériquement<sup>11</sup> l'équation (3-12) en prenant les mêmes valeurs pour  $N_x$  et  $k$ . La compression est donnée par la fonction approximant les contraintes compressives pour le niveau de traction  $F_{\text{crit}}$ . Ces courbes sont présentées sur la figure 3.6.

<sup>11</sup> Avec le logiciel Maple qui utilise un schéma de Runge-Kutta, les conditions initiales sont les suivantes:  $F'(m)=0$  et  $F(m)=c$ ,  $c$  devant être différent de zéro, sa valeur n'a pas d'importance, le mode étant normalisé.

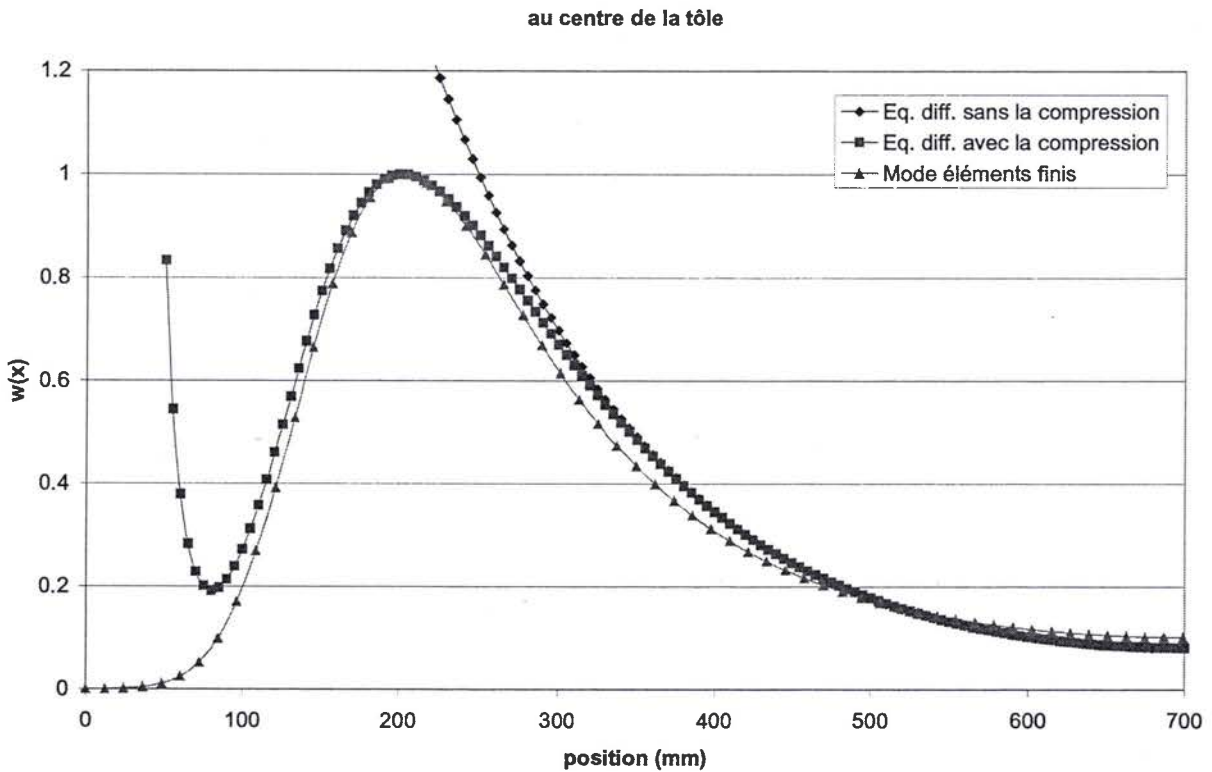


Fig. 3.6 : Evolution du déplacement hors plan.

On constate que la fonction (3-13), solution de l'équation (3-12) lorsque l'on néglige la compression représente l'extinction des ondulations de flambage loin du bord, c'est-à-dire où les contraintes dans le sens travers sont pratiquement nulles. L'intégration de l'équation (3-12) permet d'obtenir un mode proche de celui obtenu par éléments finis<sup>12</sup>. La forme du mode semble donc globalement déterminée par la forme du champ de compression. Voici encore une originalité du flambage sous traction, contrairement aux cas simples de flambage de plaques comprimées où la longueur du mode dépend des dimensions de la structure, pour une bande sous traction suffisamment longue, la forme du mode est indépendante de la longueur de la bande. Ce phénomène est dû à la localisation de la compression, l'amplitude du flambage est maximale dans la zone comprimée. En dehors, les ondulations s'estompent progressivement.

### 1.2.3 Méthode approchée de détermination de la traction critique

L'équation (3-12) n'ayant pas de solution analytique, il est nécessaire de passer par une méthode approchée pour déterminer la charge critique et le mode. Pour cela, on choisit arbitrairement pour  $F(x)$  une fonction dépendant de  $n$  paramètres  $c_i$ . Avec le nombre d'onde  $k$ , il y aura donc  $n+1$  paramètres à déterminer.

<sup>12</sup> La divergence que l'on observe pour  $x$  inférieur à 100 mm est sans doute due à la méthode de résolution de l'équation (3-12). En effet, dans cette zone, l'équation possède à la fois une solution décroissante et une croissante. Lors de l'intégration numérique, on suit la solution décroissante qui n'a pas de réalité physique (les ondulations doivent s'estomper lorsque l'on s'approche du bord).

Par définition, le flambage est caractérisé par  $P_2=0$ , c'est-à-dire :

$$k^4 D I_1 + N_x I_3 - \lambda k^2 I_2 = 0 \quad (3-14)$$

On peut donc exprimer la contrainte compressive critique :

$$\lambda = \frac{1}{I_2} \left( k^2 D I_1 + \frac{N_x I_3}{k^2} \right) \quad (3-15)$$

Nous cherchons la plus petite valeur possible<sup>13</sup> de  $\lambda$ , il faut donc résoudre le système suivant :

$$\begin{cases} \frac{\partial \lambda}{\partial k} = 0 \end{cases} \quad (3-16)$$

$$\begin{cases} \frac{\partial \lambda}{\partial c_i} = 0 \end{cases} \quad (3-17)$$

A partir de la relation (3-16), on obtient:

$$k^4 = \frac{N_x I_3}{D I_1} \quad (3-18)$$

En remplaçant l'expression de  $k$  dans (3-15), on peut écrire :

$$\lambda = Tg \sqrt{D N_x} \quad (3-19)$$

$$\text{avec } Tg = 2 \frac{\sqrt{I_1 I_3}}{I_2}$$

Pour obtenir les valeurs des  $c_i$  minimisant  $\lambda$ , il faudrait utiliser les équations (3-17). Dans la pratique ces équations sont généralement trop complexes pour être exploitables. Les paramètres  $c_i$  ont été déterminés en minimisant  $Tg$  à l'aide d'un algorithme d'optimisation<sup>14</sup>. Remarquons que  $Tg$  est calculé uniquement à partir des fonctions  $F(x)$  et  $\Sigma_y(x)$ , cela signifie que, dans la longueur, la forme du mode ne dépend que de la forme du champ de contraintes compressives.

L'exemple que nous étudions est un problème de flambage linéaire<sup>15</sup>, le comportement de la structure avant le flambage est considéré linéaire, on peut appliquer le théorème de superposition qui implique que le rapport des contraintes transversales et longitudinales est constant quel que soit le niveau de traction :

$$\frac{\lambda}{N_x} = Ct \quad (3-20)$$

Avec les relations (3-19) et (3-20), on obtient finalement la valeur de la traction critique de flambage :

$$N_{cr} = D \left( \frac{Tg}{Ct} \right)^2 \quad (3-21)$$

Concernant spécifiquement l'exemple de Friedl et al. (2000), on peut remarquer que comme le problème des contraintes lors du pré-flambage est un problème plan, la fonction  $\Sigma_y(x)$  et le coefficient  $Ct$  ne dépend pas de l'épaisseur de la tôle. Ceci entraîne que la forme du mode dans le sens long ne dépend pas de l'épaisseur, la force critique est proportionnelle à l'épaisseur au cube. De plus, la relation (3-18) indique que le nombre d'onde dans le sens

<sup>13</sup> Il y a un phénomène de sélection des longueurs d'onde, comme pour une poutre sur fondation élastique ou pour un cylindre comprimé. L'effet stabilisant de la rigidité de flexion augmente pour les faibles longueurs d'onde. Par contre, celui de la rigidité géométrique engendrée par la traction augmente pour les grandes longueurs d'onde, il existe donc une longueur d'onde minimisant la charge critique autre qu'une dimension de la structure.

<sup>14</sup> Le solveur d'Excel a été utilisé, il dispose des algorithmes de Newton et du gradient conjugué.

<sup>15</sup> Davantage de détails à ce sujet sont disponibles en annexe.



travers  $k$  ne dépend pas non plus de l'épaisseur de la tôle, donc la forme du mode est indépendante de l'épaisseur.

Remarque : Lorsque nous avons écrit l'équation (3-14), nous avons supposé que  $\lambda$  et  $Nx$  sont indépendants, ce qui signifie que l'on résout le problème suivant : pour un niveau de traction donné, quel est le niveau de contraintes compressives transverses qui cause le flambement. Or ces contraintes sont proportionnelles au niveau de traction. En toute rigueur, il faudrait écrire l'équation (3-14) comme suit :

$$k^4 D I_1 + Nx (I_3 - Ct k^2 I_2) = 0 \quad (3-14b)$$

d'où

$$Nx = \frac{k^4 D I_1}{I_3 - Ct k^2 I_2} \quad (3-15b)$$

On obtient la traction critique et le nombre d'onde associé en écrivant.

$$\frac{\partial Nx}{\partial k} = 0$$

Au final, les résultats que l'on obtient sont identiques à ceux de la première approche.

La procédure étant définie, il ne reste plus qu'à choisir la forme du mode. Plusieurs ont été testées, la plus adaptée est la suivante :

$$\begin{cases} F(x) = 0 \text{ pour } x < b \\ F(x) = \left( 1 - e^{-c(x-b)^2} \right) \left( e^{-la(x-m)} + e^{la(x-m)} \right) \text{ pour } x > b \end{cases} \quad (3-22)$$

$$\quad (3-23)$$

Cette fonction dépend des trois paramètres  $c$ ,  $la$  et  $b$ . Elle permet de reproduire la décroissance exponentielle des ondulations de flambage loin du bord. Par contre, sa primitive n'a pas d'expression analytique, ce qui impose de calculer les intégrales  $I_i$  numériquement.

	$Nx_{crit}$ (N/mm)	$k$ ( $mm^{-1}$ )	$c$ ( $mm^{-1}$ )	$la$ ( $mm^{-1}$ )	$b$ (mm)
Approche simplifiée	31.7	0.237	0.00728	0.0089	69
Éléments finis	34.95	$\approx 0.24$			

Tableau [3-1] : Comparaison entre les résultats de l'approche simplifiée et du calcul par éléments finis.

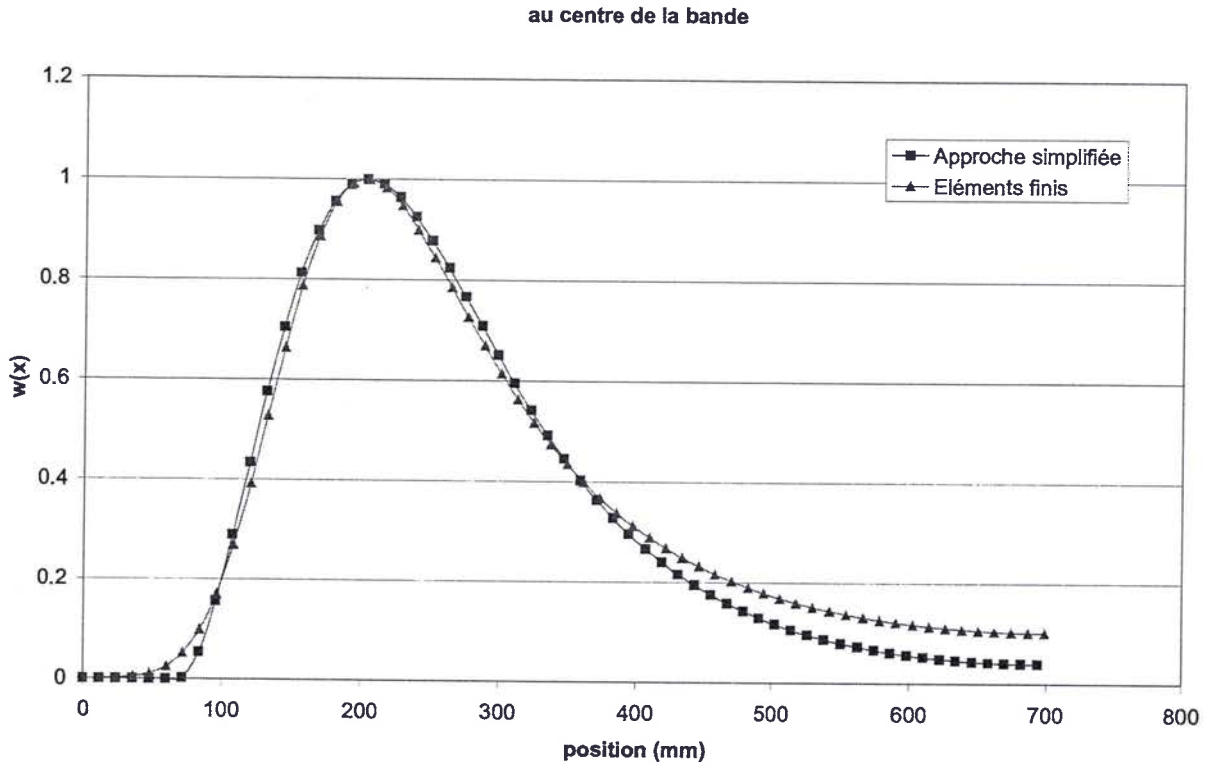


Fig. 3.7 : Forme des modes dans le sens long.

L'approche simplifiée donne, tant pour la forme du mode que pour la charge critique, des résultats proches du calcul éléments finis.

Deux autres cas ont été traités. On conserve la géométrie de l'exemple précédent, mais on considère un comportement élastique avec isotropie transverse :

$$E_1 = 50000 \text{ MPa}$$

$$E_2 = 18182 \text{ MPa}$$

$$\nu_{12} = 0.3$$

$$\nu_{21} = 0.099$$

$$G_{12} = 6993 \text{ MPa}$$

Pour le premier cas, on oriente le matériau pour que la direction 1 corresponde avec le sens long de la bande, le module de flexion dans le sens travers vaut  $D = E_2 t^3 / [12 (1 - \nu_{12} \nu_{21})]$ .

Pour le second, la direction 1 est dans le sens travers,  $D = E_1 t^3 / [12 (1 - \nu_{12} \nu_{21})]$ .

Avec ce comportement, le champ de contraintes est différent de celui du cas isotrope. Tout d'abord, les contraintes compressives ont un plus faible niveau. La forme du champ est aussi différente, lorsque la direction 1 est dans le sens long, la zone en compression est beaucoup moins localisée. Dans les deux cas, les tractions critiques et nombres d'ondes sont assez proches. Par contre, dans le sens long, les longueurs caractéristiques du mode étant déterminées par la forme du champ de contrainte, le mode obtenu avec la direction 1 dans le sens long affecte une longueur de bande plus importante.

	$Nx_{crit}$ (N/mm)	$k$ (mm <sup>-1</sup> )	$c$ (mm <sup>-1</sup> )	$la$ (mm <sup>-1</sup> )	$b$ (mm)
Approche simplifiée	184.5	0.416	0.0054	0.0054	79
Éléments finis	189.6	≈ 0.4			

Tableau [3-2] : Comparaison entre les résultats de l'approche simplifiée et du calcul par éléments finis. Cas anisotrope avec direction 1 dans le sens long.

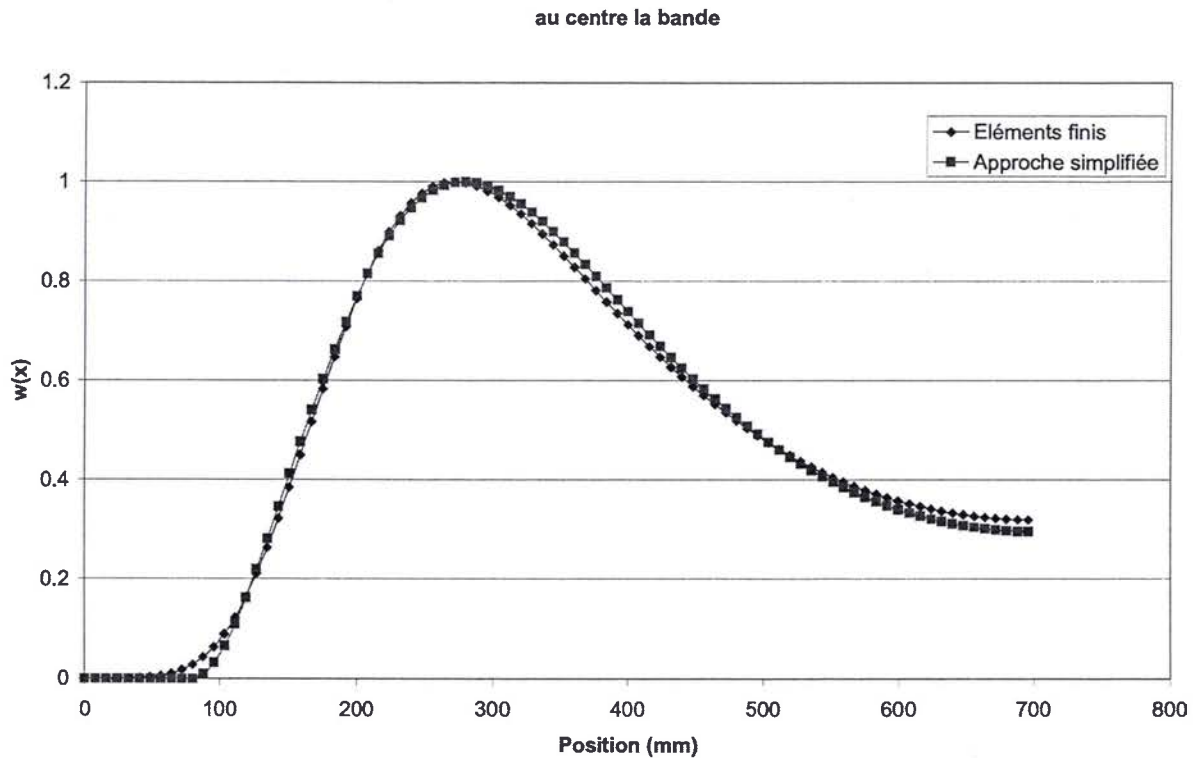


Fig. 3.8 : Forme des modes dans le sens long. Cas anisotrope avec direction 1 dans le sens long.

	$Nx_{crit}$ (N/mm)	$k$ (mm <sup>-1</sup> )	$c$ (mm <sup>-1</sup> )	$la$ (mm <sup>-1</sup> )	$b$ (mm)
Approche simplifiée	187.1	0.443	0.00944	0.0104	48
Éléments finis	194.2	≈ 0.4			

Tableau [3-3] : Comparaison entre les résultats de l'approche simplifiée et du calcul par éléments finis. Cas anisotrope avec direction 1 dans le sens travers.

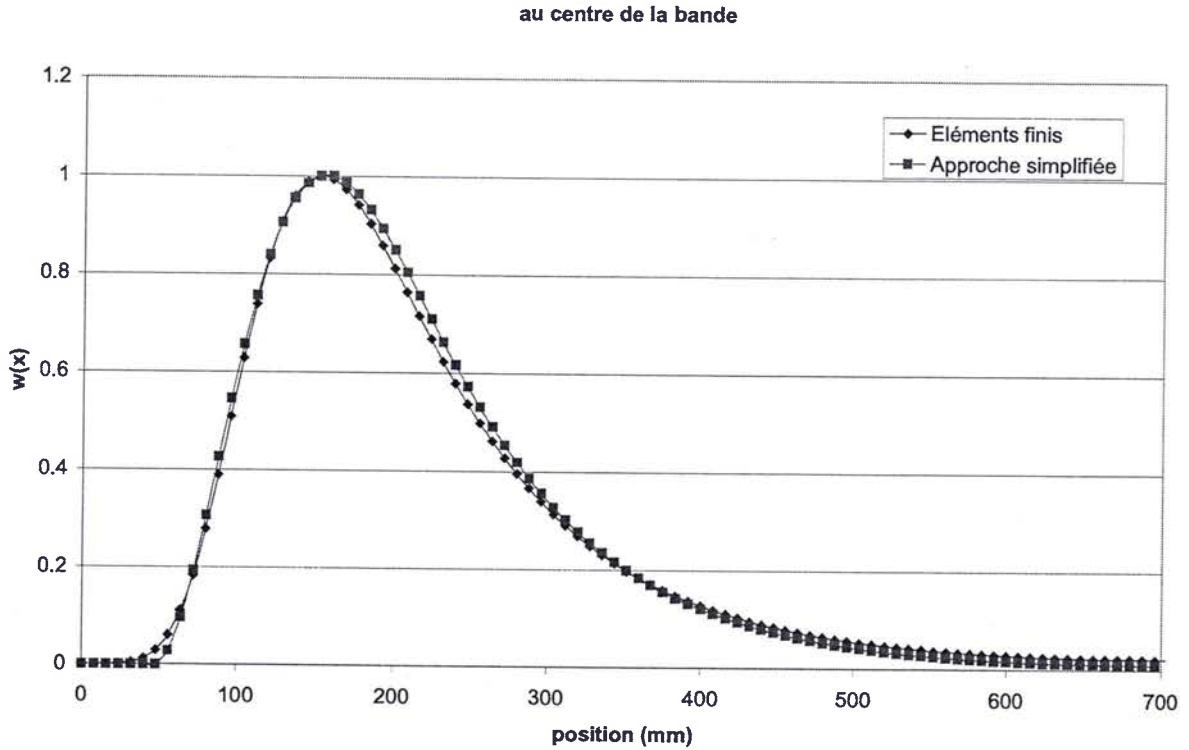


Fig. 3.9 : Forme des modes dans le sens long. Cas anisotrope avec direction 1 dans le sens travers.

Cette étude nous a permis de mettre en évidence quelques caractéristiques du flambage des bandes longues, en particulier la forte orientation du mode due aux contraintes de traction et sa localisation due à celle des contraintes compressives. Le mode de flambage a pu être reproduit d'une manière presque analytique en ne retenant que trois causes : l'effet stabilisant de la flexion dans le sens travers ; l'effet stabilisant de la traction appliquée dans le sens long ; l'effet déstabilisant de la contrainte de compression transverse. Les résultats obtenus sont en bon accord avec ceux obtenus par éléments finis, je pense que ceci restera vrai tant que le rapport entre contraintes compressives et niveau de traction sera faible, ce qui n'est pas toujours le cas pour le problème d'une tôle sur un rouleau.

## **2. Flambage et post-flambage des bandes dans les lignes industrielles**

Dans ce paragraphe, nous allons nous intéresser au flambage et post-flambage de bandes tendues sur un rouleau conique. Comme nous allons le voir, dans ce cas, la forme du champ de contraintes dépend de l'étendue du contact sur le rouleau et donc du niveau de traction. De plus, comme je l'ai déjà indiqué, la traction critique est assez basse pour que dans les lignes industrielles la bande soit généralement dans un état post-flambé. Des calculs par éléments finis en statique non linéaire nous ont permis de simuler l'apparition et le développement des structures post-flambées.

### **2.1 Forme du champ des contraintes compressives**

Même si les profils de rouleaux sont très faiblement marqués, lorsque l'on applique une traction, le contact commence par s'établir sur la table. Les contraintes de traction sont donc aussi concentrées au niveau de la table, ce qui est à l'origine de l'apparition de contraintes compressives dans le sens travers. Or, au fur et à mesure que le niveau de traction augmente, le contact s'établit sur les cônes changeant la répartition des contraintes de traction (fig. 3.10). La carte des contraintes change ainsi au cours de la traction. Concernant les contraintes dans le sens travers, la figure 3.11 montre que la taille de la zone en compression se réduit avec l'augmentation du chargement, puis se stabilise ensuite à partir d'un certain niveau de traction. Nous verrons dans le paragraphe suivant que ce changement de la longueur caractéristique des contraintes dans le sens travers a un effet sur la forme de la déformée post-flambée.

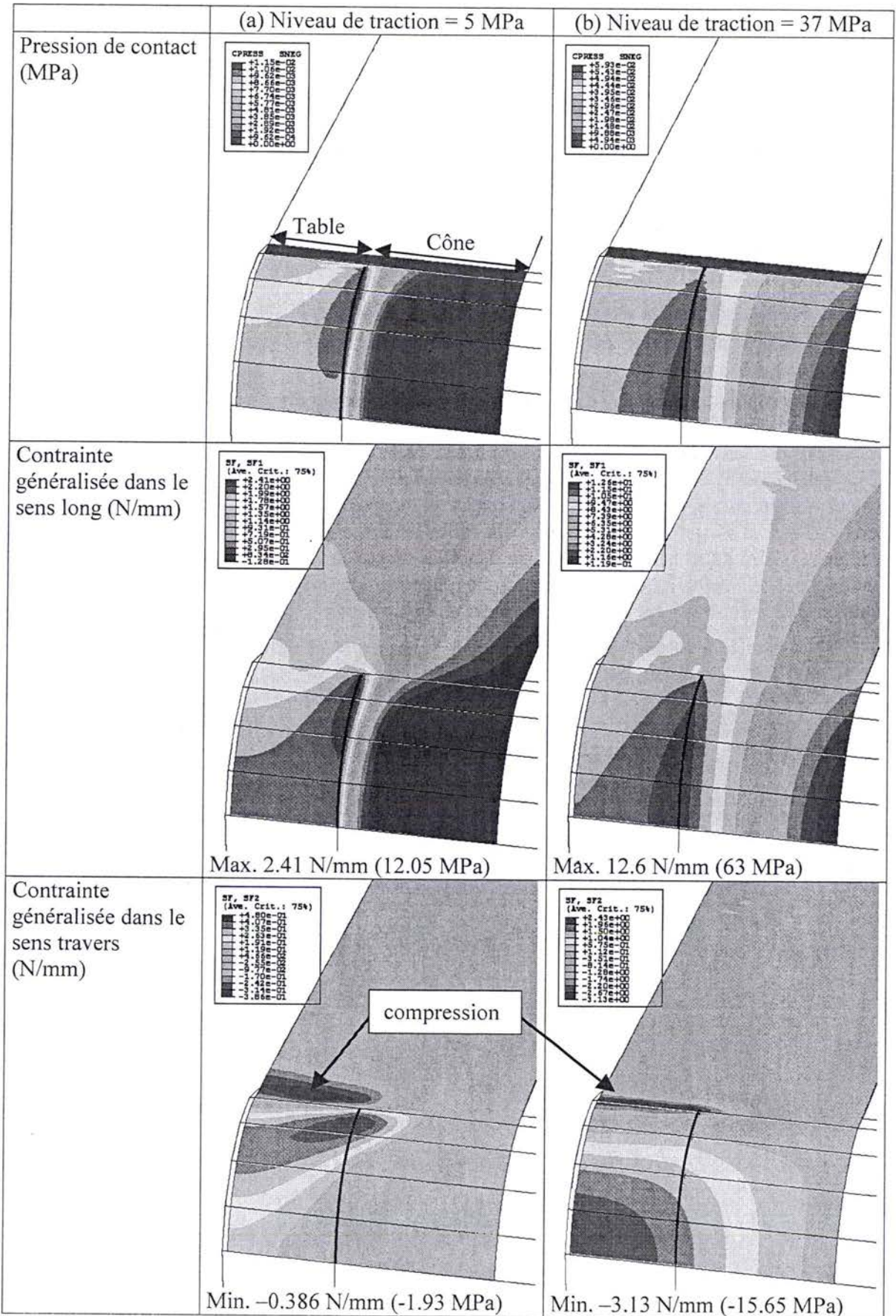


Fig. 3.10 : Forme du champ de contraintes généralisées pour différents niveaux de tractions.

Données : matériau élastique  $E=70000$  MPa,  $\nu=0.3$ , épaisseur 0.2 mm, largeur de bande 1000 mm, largeur de table 400 mm, rayon du rouleau 220 mm, pente des cônes 1.33 mm/m.

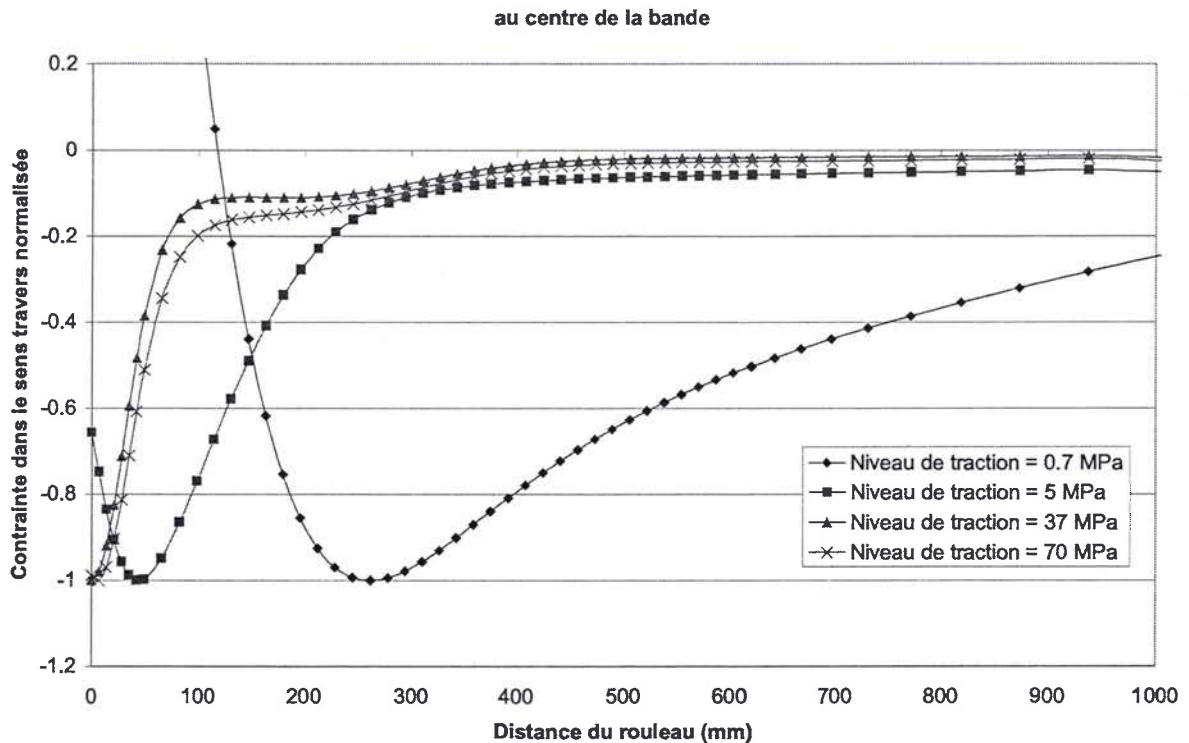


Fig. 3.11 : Evolution des contraintes compressives dans le brin libre. Les courbes ont été normalisées. Pour les niveaux de traction de 0.7, 5, 37 et 70 Mpa, les minima des contraintes compressives au centre de la bande sont respectivement de  $-0.13$ ,  $-1.88$ ,  $-12.71$  et  $-12.42$  MPa. Données : cf. fig. 3.10.

## 2.2 Caractéristiques des déformées post-flambées

Lors de la mise sous tension de la tôle, des ondulations de flambages apparaissent pour un niveau de traction très faible, inférieur à 1 MPa pour l'exemple de la figure 3.12-a. Néanmoins, lorsque le niveau de traction augmente, à cause de l'effet stabilisant de la traction, l'amplitude des ondulations reste toujours modérée.

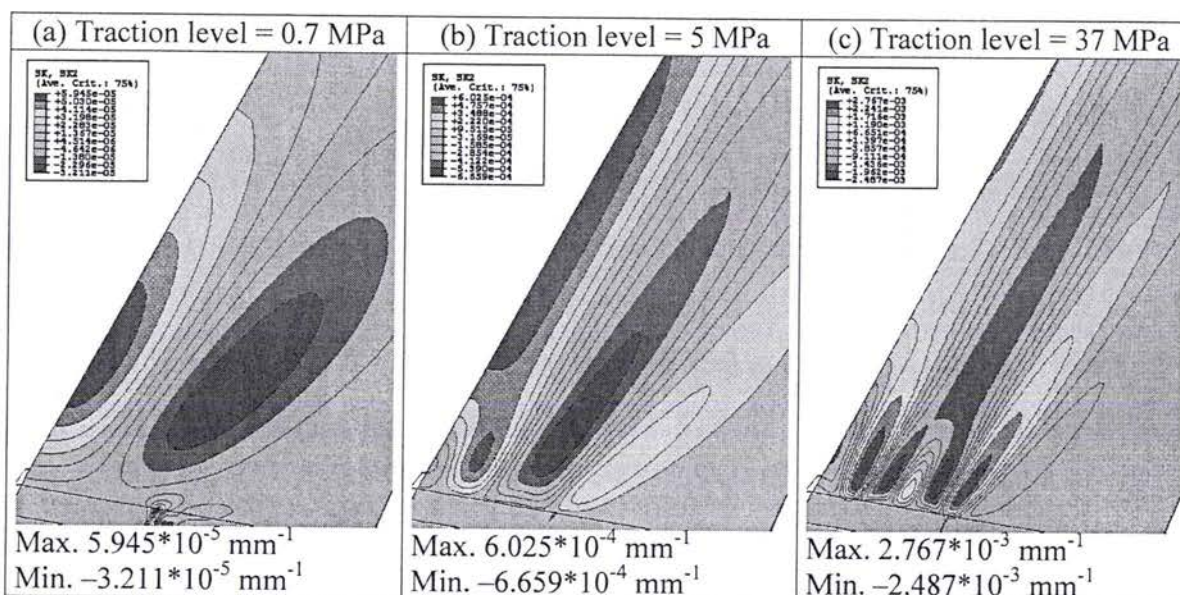


Fig. 3.12 : Déformée post-flambée pour différents niveaux de chargements. La courbure dans le sens travers est représentée. Données : cf. fig. 3.10.

Intéressons-nous à l'évolution de la forme des ondulations. Le flambage apparaît avec un mode relativement « simple » composé de trois ondulations. On remarque que ces ondulations s'élargissent lorsque l'on s'éloigne du rouleau. Ce phénomène est sans doute dû à la diminution des contraintes de tractions avec la distance au rouleau (car elles deviennent homogènes dans la largeur) qui cause l'augmentation progressive de la longueur d'onde.

Lorsque que le niveau de traction augmente, on voit apparaître de nouvelles structures près du rouleau. La figure 3.13 montre que ces formes complexes résultent de la superposition d'ondulations de différentes longueurs d'onde. Celles de plus faible longueur d'onde disparaissent lorsque l'on s'éloigne du rouleau. Ce phénomène est appelé cascade de flambements car les ondulations semblent se rejoindre comme les bras d'un cours d'eau.

D'après Sharon et al. (2002), ce phénomène est observé sur le contour de feuilles de végétaux ou sur le bord déchiré d'une feuille plastique. Ils ont observé expérimentalement une cascade de flambements avec six niveaux. Audoly et Boudaoud (2003) proposent une modélisation de ce phénomène. Ils considèrent une bande infinie et élastique, dont l'une des arrêtes est distendue, c'est-à-dire où il y a un allongement résiduel créant des contraintes compressives. Cet allongement s'estompe lorsque l'on s'éloigne de ce bord (fig. 3.14). Ils montrent que la cascade de flambements apparaît lorsque la largeur caractéristique de la zone comprimée est faible devant la largeur de la tôle. Le nombre de niveaux de la cascade de flambement dépend de la localisation de la compression (fig. 3.15). La formation de structures de faible longueur d'onde près du bord comprimé permet de réduire l'énergie de membrane, leur disparition, où le niveau de compression diminue, permet de réduire l'énergie de flexion. Pour le problème d'une tôle sur un rouleau, le même mécanisme se produit : dans le paragraphe précédent, nous avons vu que les contraintes compressives se concentrent dans une zone de plus en plus réduite lorsque le niveau de traction augmente, or l'on constate que la cascade de flambements se forme progressivement lorsque le niveau de traction augmente (fig. 3.12). A partir d'un niveau de traction, la longueur de la zone comprimée ne change plus. On constate qu'à partir de ce moment, la morphologie du flambement n'évolue plus. Avec une tôle d'épaisseur 0.2 mm, la cascade de flambement n'a que deux niveaux. Pour une épaisseur de 0.12 mm, un troisième niveau apparaît partiellement (fig. 3.16).



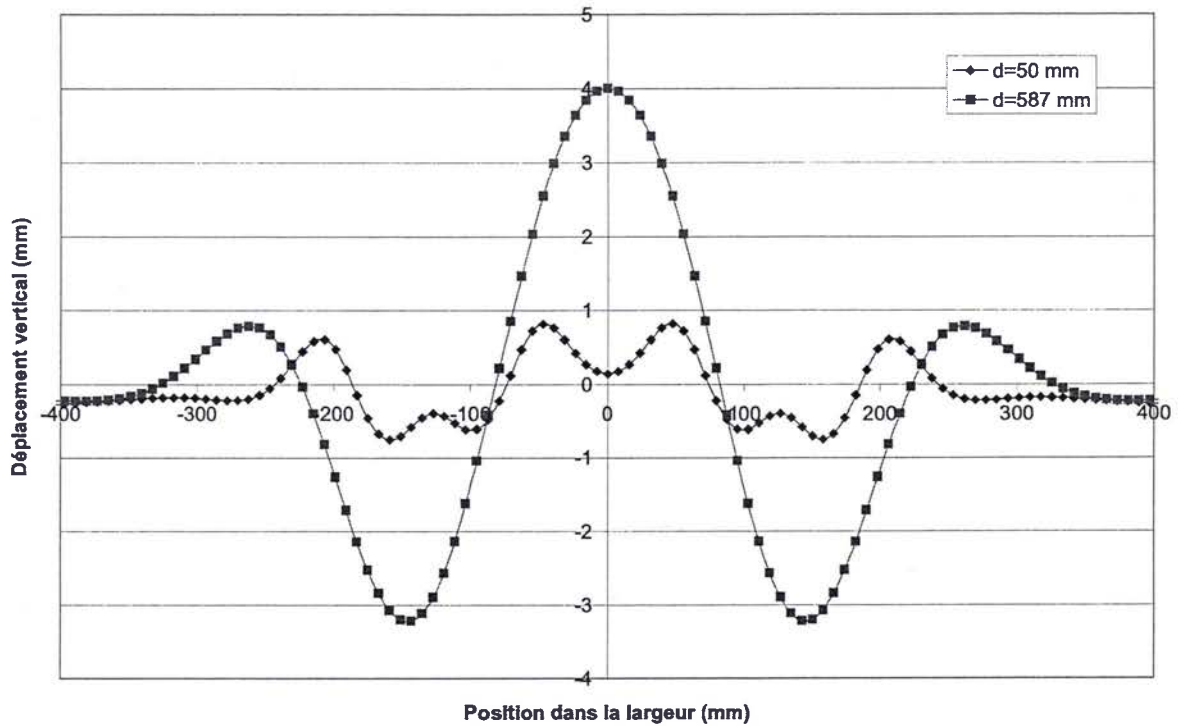


Fig. 3.13 : Forme de la déformée post-flambée. Le déplacement vertical est tracé pour deux distances du rouleau, le niveau de traction est de 37 MPa. Données : cf. fig. 3.10.



Fig. 3.14 : Flambage d'une plaque dû à un allongement résiduel près d'un bord :  $\epsilon_{xx}=1/(1+y/l)$ , simulation numérique : épaisseur  $2.9 \cdot 10^{-3}$ , largeur 1,  $l=0.08$  (d'après Audoly et Boudaoud (2003)).

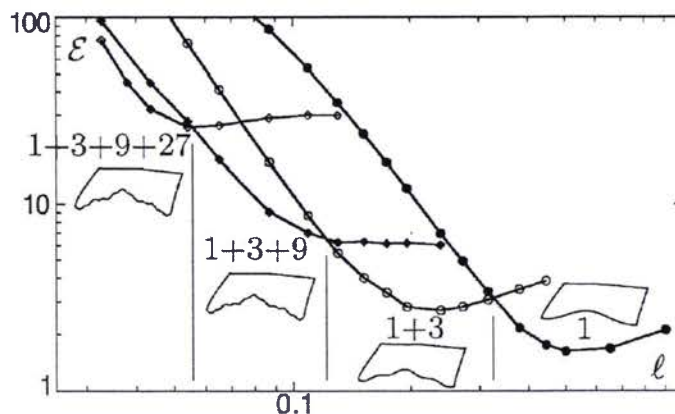


Fig. 3.15 : Energie potentielle de solutions avec 1 à 4 niveaux d'ondulations en fonction de la largeur caractéristique de la zone en compression (d'après Audoly et Boudaoud (2003)).

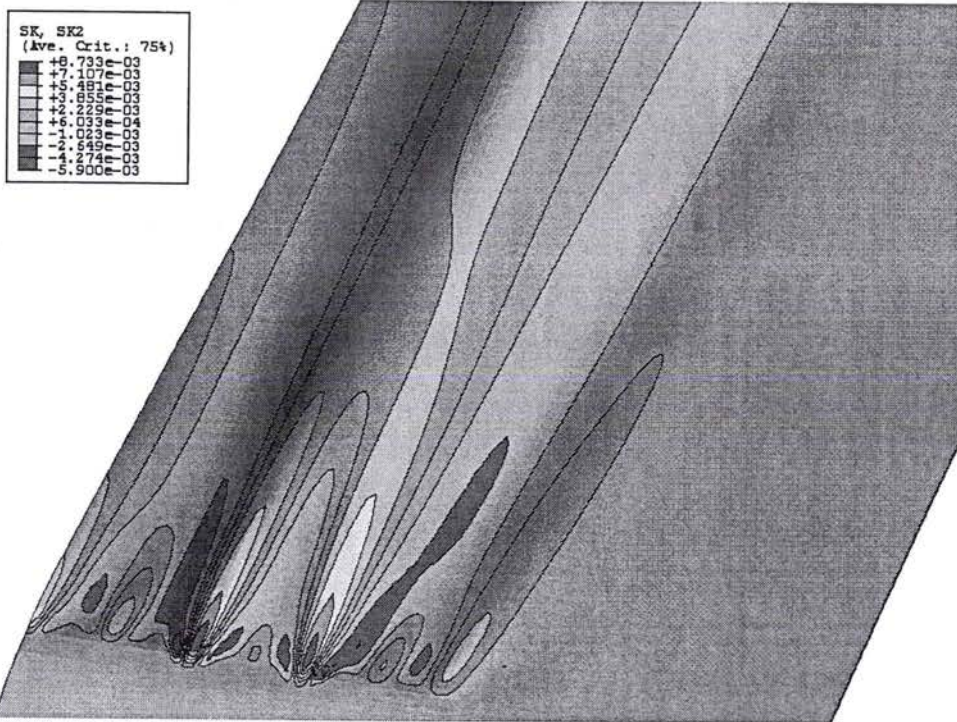


Fig. 3.16 : Déformée post-flambée, la courbure dans le sens travers est représentée.  
Données : épaisseur 0.12 mm, traction 23 MPa, autres caractéristiques : cf. fig. 3.10.

### 3. Conclusions : les originalités du flambage sous traction

Nous avons mis en évidence l'importance de l'effet stabilisant de la traction, c'est en effet lui qui conduit à l'apparition de modes avec de faibles longueurs d'onde dans le sens travers. Son effet peut aussi expliquer pourquoi l'amplitude des ondulations reste faible. L'autre point important est la localisation des contraintes compressives : elles se concentrent dans le milieu de la bande (dans la largeur) et près du bord (dans la longueur). Le flambage prend appui sur cette zone et s'estompe progressivement à l'extérieur. De plus, la localisation du flambage est aussi à l'origine de l'apparition de formes complexes appelées cascade de flambement qui résultent de la superposition d'ondulations de différentes longueurs d'ondes.

*Influence du frottement sur la formation des plis*



## Chapitre 4 : Influence du frottement sur la formation des plis

Dans ce chapitre, nous nous intéressons à l'évolution des TCFP en fonction du coefficient de frottement. Comme nous allons le voir, l'effet du frottement dépend des caractéristiques géométriques du rouleau et de la bande. De plus, on constate, pour certaines configurations, que lorsque le coefficient de frottement descend en dessous d'un certain seuil, la TCFP augmente très fortement empêchant rapidement la formation des plis. Afin de valider ces nouveaux résultats, un nouveau protocole expérimental a été défini pour étudier, sur le pilote guidage et plis, l'influence du frottement.

### 1. Etude numérique de l'effet du frottement

#### 1.1 Evolution des TCFP en fonction du coefficient de frottement

Pour différentes configurations et valeurs du coefficient de frottement, nous avons évalué les TCFP grâce à la procédure exposée dans le chapitre 2 (fig. 4.1). On constate bien que les forts frottements favorisent la formation des plis. Ces courbes sont décroissantes : plus le frottement est fort, plus la TCFP diminue.

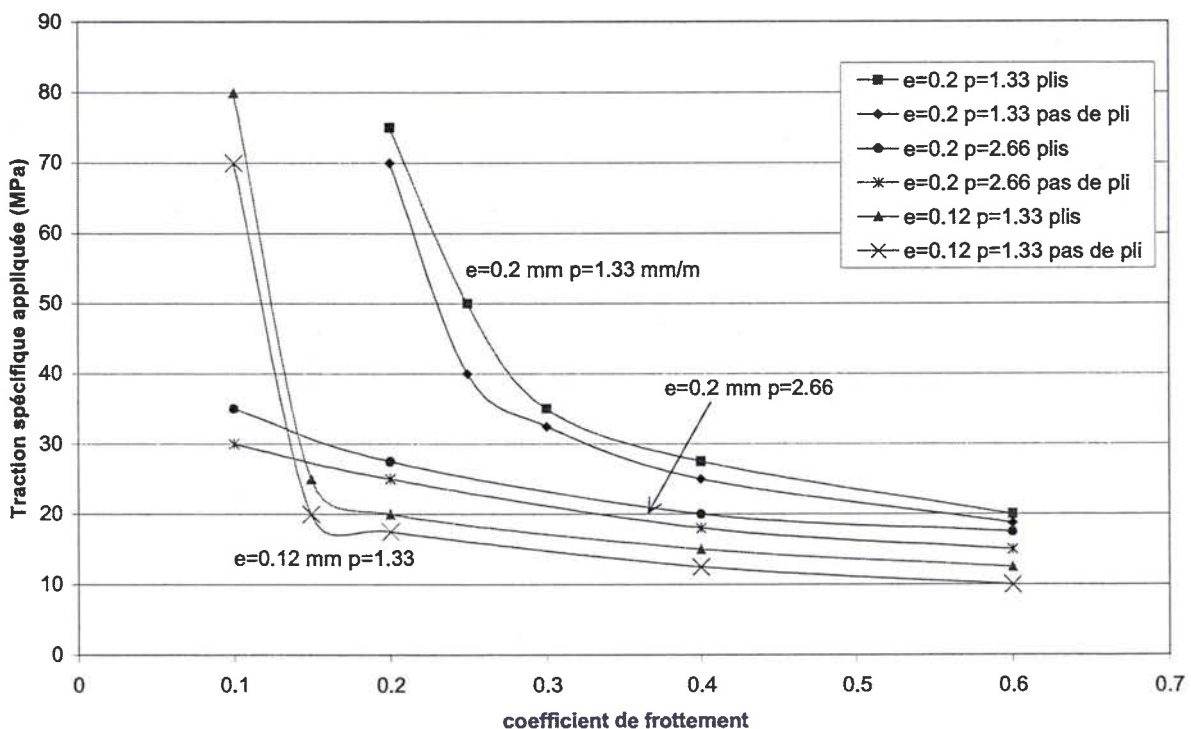


Fig. 4.1 : Influence du coefficient de frottement sur le niveau de traction critique pour différentes configurations.

Données : rouleaux : rayon 220 mm, largeur de table 400 mm, pentes 1.33 et 2.66 mm/m, tôles : largeur 1000 mm, épaisseurs 0.12 et 0.2 mm, comportement élasto-plastique (loi de Ramberg-Osgood) :  $E=70000$  MPa,  $\nu=0.3$ ,  $Rp0.2\%=112.82$  MPa,  $n=6$

Les figures 4.1 et 4.2 font apparaître clairement, pour certaines configurations ( $p=1.33$  mm/m), deux zones différentes. Dans la zone des frottements élevés, la TCFP est relativement basse et elle augmente modérément quand le frottement diminue. Dans cette zone, les TCFP semblent suivre une loi puissance du type  $TCFP=Af^\alpha$  (fig. 4.2). L'exposant  $\alpha$  vaut environ 0.85 pour une épaisseur de 0.2 mm et 0.46 pour 0.12 mm. Pour les frottements élevés, il apparaît donc que l'influence du coefficient de frottement dépend des caractéristiques géométriques : elle est plus faible dans le cas de tôles de faible épaisseur et de profils de rouleau assez marqués. Dans la zone des frottements faibles, la TCFP augmente de manière très importante quand le frottement diminue. On atteint très rapidement des valeurs de l'ordre de 70 MPa au lieu de 10 à 30 MPa dans la zone des frottements forts. La frontière entre les deux zones est assez marquée et dépend du format de la bande et du profil de rouleau.

D'après ces résultats, le mécanisme de formation des plis ne peut être complètement le même dans les deux zones. On essaiera d'expliquer ce phénomène dans la suite de ce chapitre.

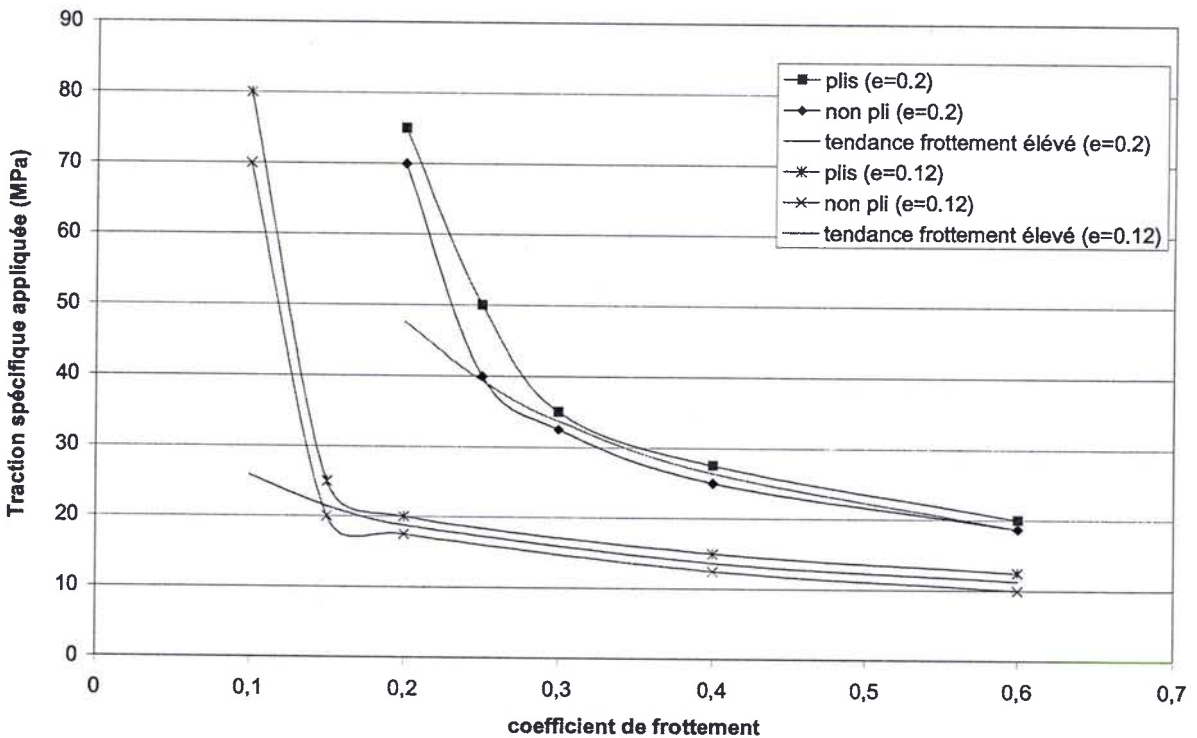


Fig. 4.2 : Mise en évidence de la tendance « frottement élevé ».

Notons que, les formulations analytiques recensées ou développées à l'IRSID (se reporter à Elias (2002)) ne font pas intervenir le coefficient de frottement ou le font intervenir à travers une loi puissance avec un exposant constant. Elles ne permettent donc pas de prendre en compte l'influence du frottement sur une plage importante de valeurs du coefficient de frottement ou pour plusieurs géométries distinctes.

## 1.2 Rôle des contraintes compressives

### 1.2.1 Un niveau critique de contraintes compressives

Il semble que l'apparition d'un pli puisse être reliée à un niveau de contraintes compressives dans le sens travers.

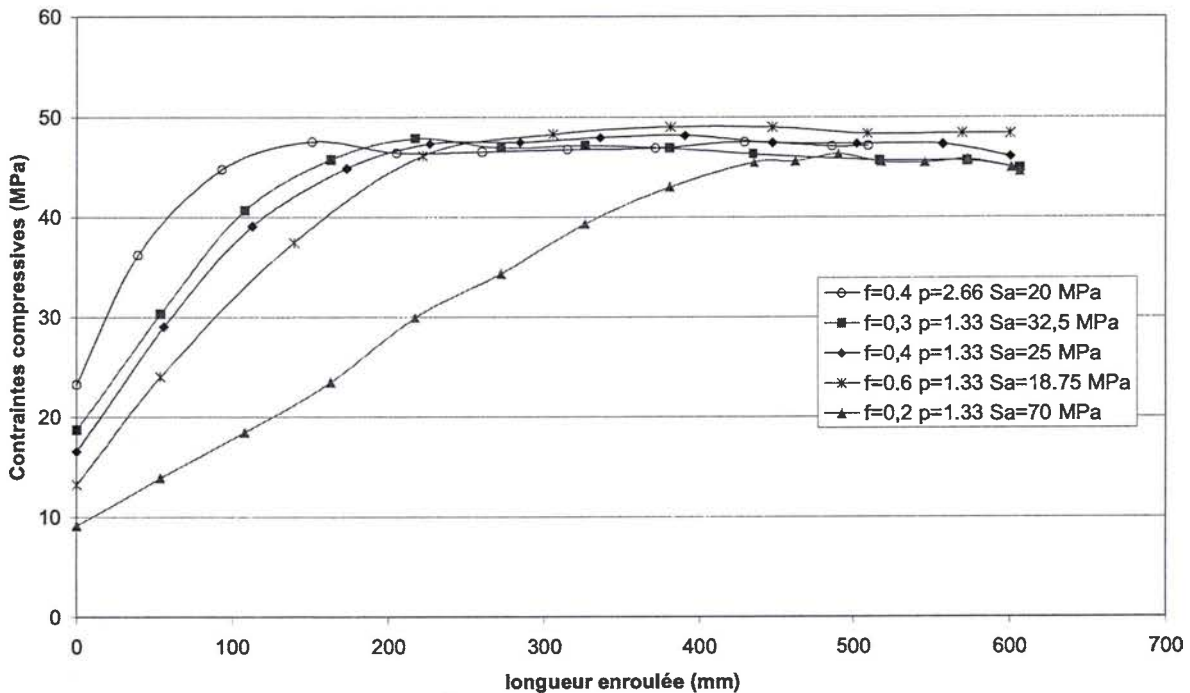


Fig. 4.3 : Evolution du maximum des contraintes compressives dans le sens travers lors de l'enroulement pour différentes valeurs du coefficient de frottement et différents profils de rouleau pour un niveau de traction légèrement inférieur à la TCFP.

Données : rouleaux : rayon 220 mm, largeur de table 400 mm, pentes 1.33 et 2.66 mm/m, tôle : largeur 1000 mm, épaisseur 0.2 mm, comportement élasto-plastique identique à celui de la figure 4.1

Comme on le voit, toutes les courbes convergent vers un même niveau de compression. Cela signifie que, pour les configurations testées en épaisseur 0.2 mm, la TCFP correspond au niveau de traction pour lequel les contraintes dans le sens travers atteignent un certain niveau. Nous appellerons ce niveau « contrainte compressive critique ». Il dépend bien sûr des caractéristiques mécaniques (module d'Young et limite élastique) et de l'épaisseur de la tôle, mais aussi sans doute du rayon du rouleau. Par contre, il ne dépend ni du coefficient de frottement, ni du profil du rouleau, ni de la largeur de bande.

### 1.2.2 Origine des contraintes compressives

Comme nous venons de le voir, les contraintes compressives dans le sens travers semblent être le moteur du plissement. Il est donc particulièrement important de comprendre d'où elles viennent. Valérie Gueydan (1997) avait mis en évidence le rôle du profil du rouleau dans l'apparition de contraintes compressives lors de la mise sous tension de la bande. Nous avons observé que lors du mouvement de la bande, des contraintes supplémentaires sont générées par le frottement entre la bande et le rouleau.

Pour mettre en évidence ces deux phénomènes, considérons l'équilibre d'une tôle dans la direction transverse.

$$\frac{\partial N_y}{\partial y} + \frac{\partial N_{xy}}{\partial x} + f_y = 0 \quad (4-1)$$

Le comportement de la structure étant non-linéaire, on ne peut pas appliquer un théorème de superposition. Néanmoins, afin de faciliter la compréhension des phénomènes intervenant lors de l'enroulement, nous allons découpler le champ de contraintes compressives  $N_y(x,y)$  en trois parties :

1) Les contraintes compressives présentes avant l'enroulement, qui sont dues principalement au profil de rouleau qui crée une inhomogénéité des contraintes de traction au niveau du rouleau. La forme de ce champ de contrainte, ainsi que son intensité, dépendent du couplage entre les non-linéarités géométriques et celles du contact unilatéral sur les cônes<sup>16</sup>. Ces contraintes sont appelées ici contraintes non-linéaires géométriques et notées  $N_y^{géométrique}$ .

2) Les contraintes dues aux efforts de frottement tangentiels orientés dans le sens travers  $f_y$ .

$$N_y^{frottement}(x,y) = \int_y^{l_b/2} f_y(x,\eta) d\eta \quad (4-2)$$

Nous avons vu dans le chapitre 2 que lorsque la bande arrive sur le rouleau, il y a, près de la génératrice de première contact, une région où il y a un glissement tangentiel dans le sens travers entre la tôle et la rouleau. Par conséquent, les efforts  $f_y$  sont pratiquement égaux au produit du coefficient de frottement  $\mu$  par la pression de contact  $P_c$  :

$$f_y(x,y) = \mu P_c(x,y) \quad (4-3)$$

Or la pression de contact est à peu près (au moins pour sa valeur moyenne) proportionnelle à la traction appliquée  $Sa$ . On en déduit que les contraintes compressives dues aux efforts de frottement sont à peu près proportionnelles au produit du coefficient de frottement par la traction appliquée ( $\mu Sa$ ).

3) Des contraintes supplémentaires, qui apparaissent naturellement par couplage non-linéaire entre les deux effets précédents. De manière plus concrète, cet effet est dû au changement de configuration des ondulations lors de l'enroulement. Ce qui se traduit dans l'équation (4-1) par le fait que le second terme (terme de cisaillement) ne reste pas constant pendant l'enroulement. Nous noterons ces contraintes  $N_y^{couplage}$ . Une discussion concernant le niveau de ces contraintes sera faite dans la suite de ce paragraphe.

$$N_y = N_y^{géométrique} + N_y^{frottement} + N_y^{couplage} \quad (4-4)$$

<sup>16</sup> Pour plus de détails, se reporter au chapitre 3, ainsi qu'au résumé des travaux de Valérie Gueydan dans le chapitre 1 (§ 4).



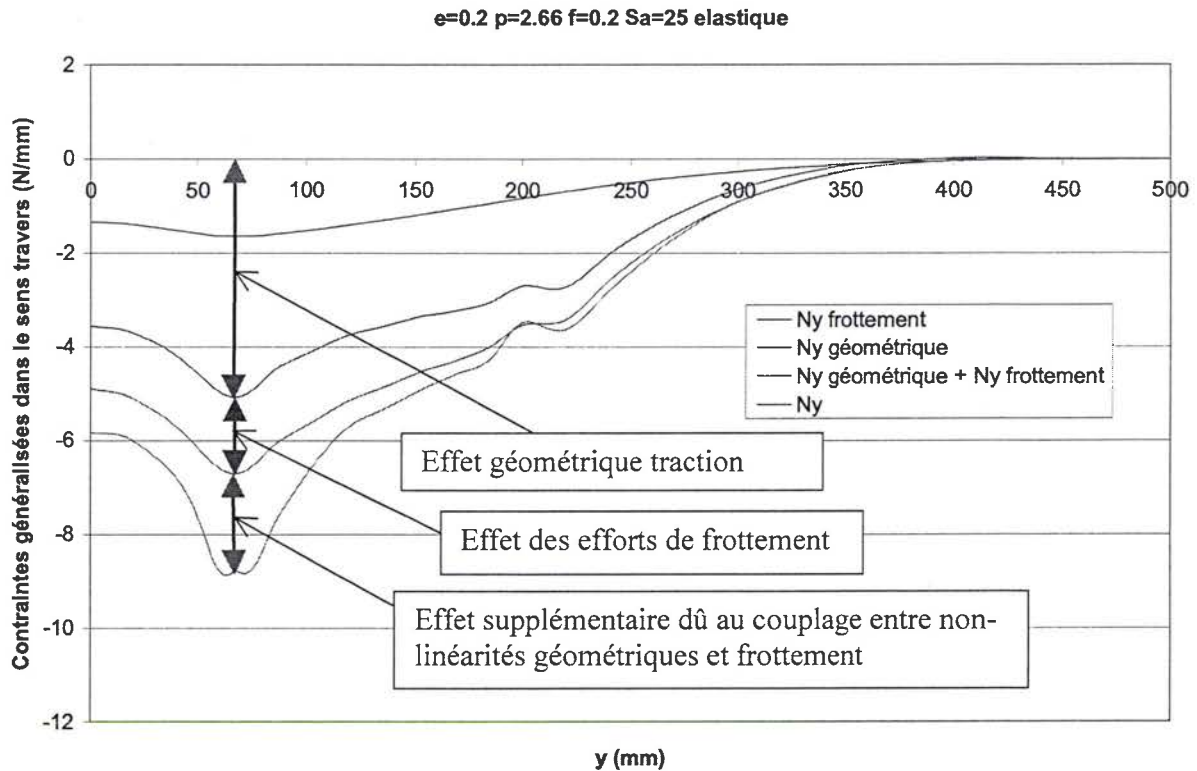


Fig. 4.4 : Evolution des contraintes compressives dans la largeur de la tôle (cas 1)  
 Données : rouleau : rayon 220 mm, largeur de table 400 mm, pentes 2.66 mm/m, tôle : largeur 1000 mm, épaisseur 0.2 mm, coefficient de frottement 0.2, comportement élastique :  $E=70000$  MPa,  $\nu=0.3$ , niveau de traction 25 MPa  
 $y=0$  correspond au centre de la tôle et  $y=500$  au bord libre

Le diagramme précédent représente l'importance relative des différents termes des contraintes compressives. Pour l'obtenir, on procède comme suit : on considère une rangée de nœuds le long d'un segment situé sur le rouleau, proche de la génératrice de premier contact et parallèle à cette dernière. On trace les contraintes obtenues le long de ce segment à la fin de la traction, qui représentent donc l'effet non-linéaire géométrique. Ensuite, on enroule une longueur de tôle suffisante pour obtenir un état stationnaire, on prend garde qu'à la fin de l'enroulement, il y ait une rangée de nœuds à l'endroit (en terme eulerien) où était située la première rangée. On extrait ensuite les efforts tangentiels de frottement que l'on intègre sur la longueur pour obtenir les contraintes dues aux efforts de frottement. On extrait aussi les contraintes réellement obtenues. La différence entre ces dernières et la somme des contraintes de frottement et de celles géométriques donne le terme dû au couplage :  $N_y^{couplage} = N_y - (N_y^{géométrique} + N_y^{frottement})$ . Pour le cas présenté par la figure 4.4, la phase d'enroulement augmente les contraintes de compression d'un facteur à peu près égal à deux.

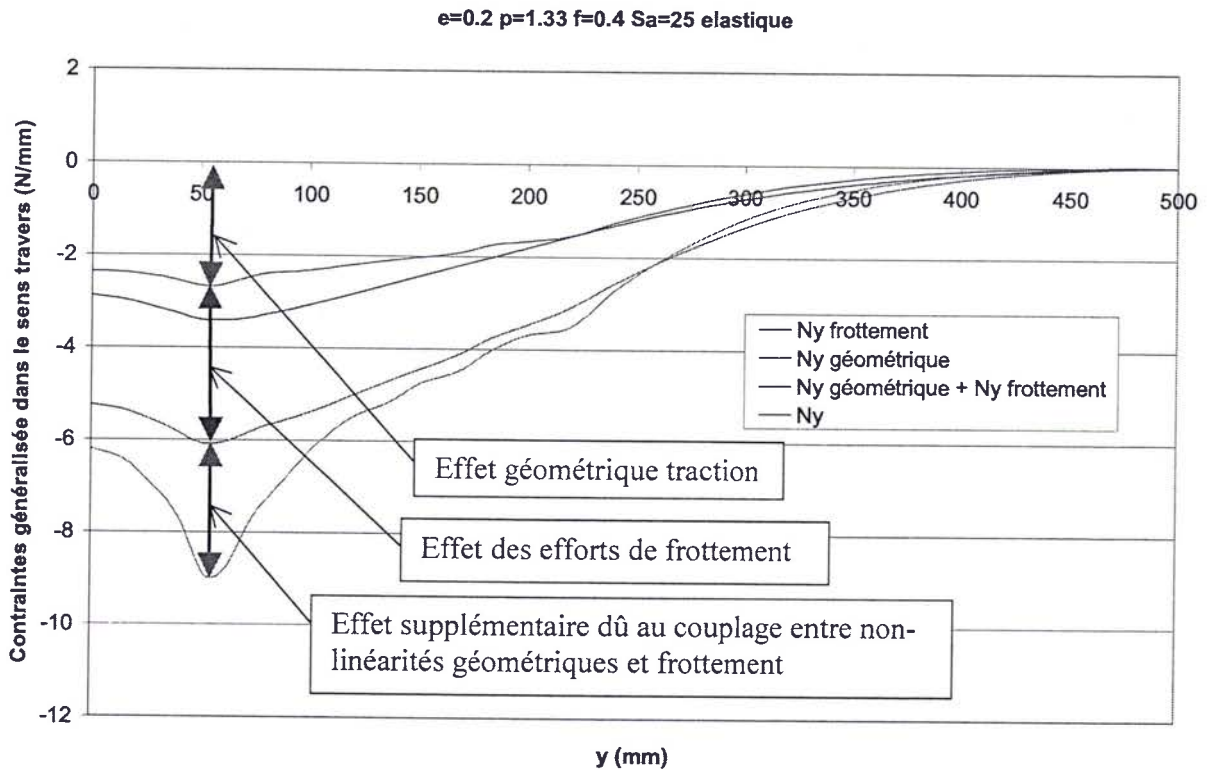


Fig. 4.5 : Evolution des contraintes compressives dans la largeur de la tôle (cas 2).  
 Données : rouleau : rayon 220 mm, largeur de table 400 mm, pentes 1.33 mm/m, tôle : largeur 1000 mm, épaisseur 0.2 mm, coefficient de frottement 0.4, comportement élastique :  $E=70000$  MPa,  $\nu=0.3$ , niveau de traction 25 MPa  
 $y=0$  correspond au centre de la tôle et  $y=500$  au bord libre

La figure 4.5 présente un diagramme similaire pour une configuration différente (pente de 1.33 mm/m au lieu de 2.66 et coefficient de frottement de 0.4 au lieu de 0.2). On voit que dans ce cas pour un niveau final de contraintes compressives identique, la part des contraintes générées par le frottement est beaucoup plus importante que dans le premier cas. Remarquons que l'effet supplémentaire est plus important aussi. Ce qui est tout à fait logique car cet effet est, comme nous l'avons vu, lié au changement de configuration des ondulations de flambage lors de l'enroulement, et ce changement est d'autant plus important que le niveau de contraintes compressives augmente pendant l'enroulement.

Dans les cas considérés (figures 4.4 et 4.5), les contraintes compressives supplémentaires dues au couplage sont du même ordre que l'effet direct des efforts de frottements (4-2). Ces deux effets étant donc à peu près proportionnels, nous ne considérons que la somme de ces deux effets dans les analyses ultérieures. Cela revient à distinguer deux sources de contraintes compressives, les premières étant d'origine géométrique (état avant enroulement) et les secondes étant générées lors de l'enroulement.

$$N_y = N_y^{\text{géométrique}} + N_y^{\text{enroulement}} \quad (4-5)$$

Les contraintes compressives générées lors de l'enroulement d'une bande élastique<sup>17</sup> sont dues au frottement<sup>18</sup> bande-rouleau. On retiendra qu'en première approximation, les

<sup>17</sup> Nous verrons dans le chapitre 5 que des phénomènes plus complexes entrent en jeu lors de l'enroulement d'une bande qui a plastifiée.

<sup>18</sup> Dans le chapitre 2, nous avons d'ailleurs constaté que les contraintes compressives apparaissant lors de l'enroulement sont environ proportionnelles au coefficient de frottement (fig. 2.8).

contraintes d'enroulement sont proportionnelles au produit du coefficient de frottement et de la traction appliquée ( $\mu Sa$ ).

Nous avons vu que l'apparition du pli semble se faire quand on atteint un niveau de compression critique. Les contraintes pour parvenir à ce niveau peuvent être générées soit lors de la mise sous traction de la bande (effet profil du rouleau), soit lors de l'enroulement (effet frottement). Avec des profils de rouleaux peu marqués, les contraintes compressives générées par le frottement représentent une part prépondérante des contraintes nécessaires pour atteindre le niveau critique. Ces contraintes étant proportionnelles au coefficient de frottement, on comprend pourquoi l'influence du coefficient de frottement sur les TCFP est plus forte avec des profils de rouleaux peu marqués.

Une conséquence pratique est que plus on s'oriente vers des profils de rouleau faiblement marqués, plus l'influence du frottement sur les TCFP sera importante. Le traitement en continu de formats très critiques en terme de plissement nécessitera probablement que l'on prenne mieux en compte cet aspect dans l'avenir. Cette réflexion ne pourra se faire qu'en prenant en compte les problèmes de guidage et d'entraînement de bande pour lesquels les faibles frottements ont un impact négatif.

### 1.2.3 Saturation des contraintes compressives avant enroulement et conséquences sur la formation des plis

Comme nous l'avons déjà indiqué, les contraintes compressives avant enroulement sont liées à la géométrie du rouleau, et leur niveau dépend du niveau de traction.

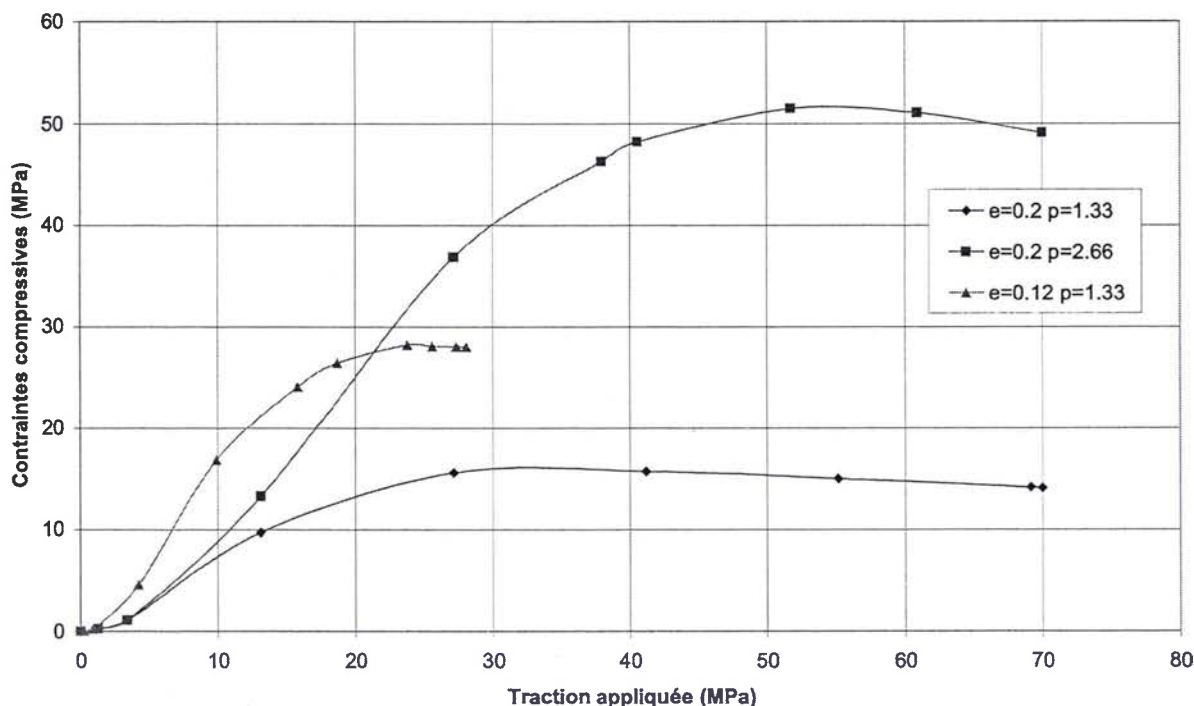


Fig. 4.6 : Evolution du maximum des contraintes compressives dans le sens travers avant enroulement en fonction du niveau de traction pour différentes géométries bande-rouleaux.

Données : rouleaux : rayon 220 mm, largeur de table 400 mm, pentes 1.33 et 2.66 mm/m, tôles : largeur 1000 mm, épaisseurs 0.12 et 0.2 mm, comportement élastique :  $E=70000$  MPa,  $\nu=0.3$

Bien sûr, on crée plus de contraintes compressives avec une forte pente ou avec une bande de faible épaisseur. On observe aussi un phénomène de saturation qui intervient lorsqu'on atteint un certain niveau de traction. Lorsque ce niveau est dépassé, les contraintes compressives diminuent si la traction augmente. Ce phénomène, déjà clairement mis en évidence dans les travaux de Gueydan (1997), est dû au développement du contact sur les cônes. Le niveau de traction, pour lequel les contraintes compressives saturent, correspond au moment où le contact est entièrement établi entre la tôle et le rouleau. Ceci est illustré par la figure 4.7, qui montre que la saturation des contraintes compressives correspond aussi à la saturation de l'écart entre le déplacement en rive et celui au centre de la bande (voir aussi figure 1.10).

Notons aussi que la baisse des contraintes compressives pour les hauts niveaux de traction, mise ici en évidence avec une bande élastique, est encore plus importante en prenant en compte la plastification de la bande. Ce phénomène sera étudié dans le chapitre 5.

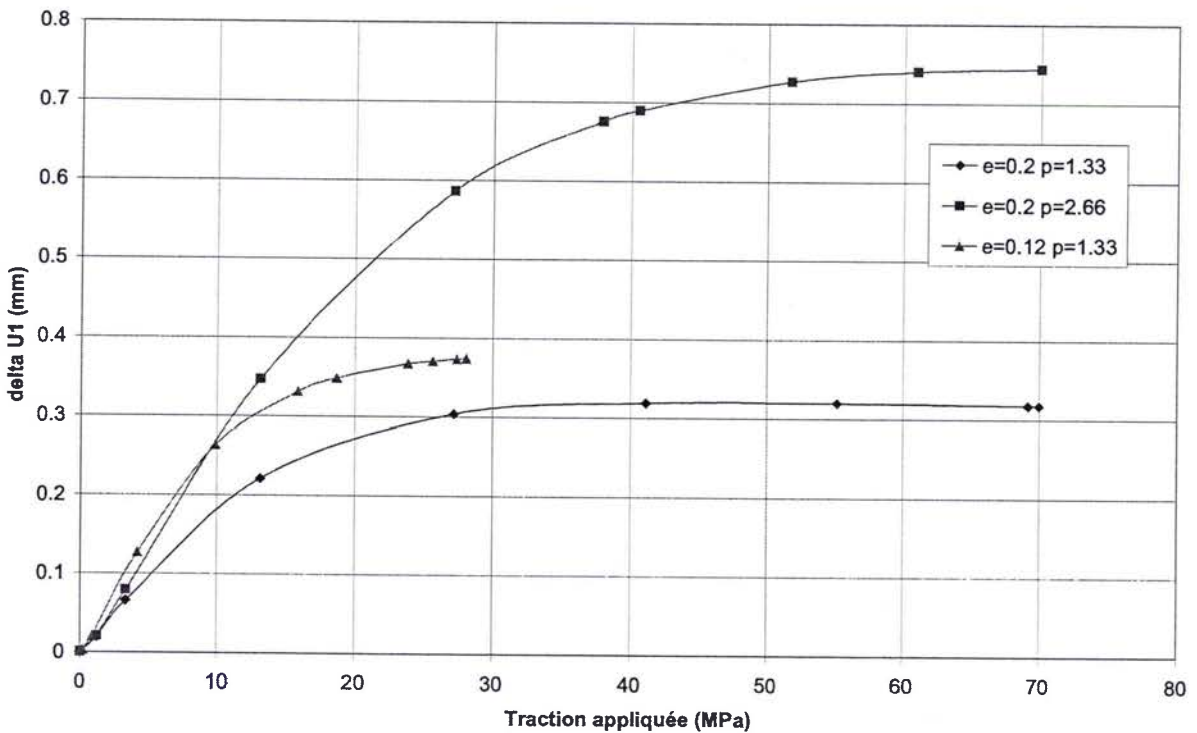


Fig. 4.7 : Evolution de l'écart entre le déplacement dans le sens long en rive et celui au centre de la tôle en fonction du niveau de chargement.

Données : cf. fig. 4.6

L'analyse des courbes de la figure 4.6 montre un autre point intéressant : les maximums des contraintes compressives sont atteints pour des niveaux de traction de 23 MPa ( $e=0.12$  mm et  $p=1.33$  mm/m) et de 33 MPa ( $e=0.2$  et  $p=1.33$  mm/m). Or ces niveaux de traction correspondent aux niveaux des changements de tendance que l'on a observés sur les courbes d'évolution des TCFP en fonction du coefficient de frottement (figure 4.8).

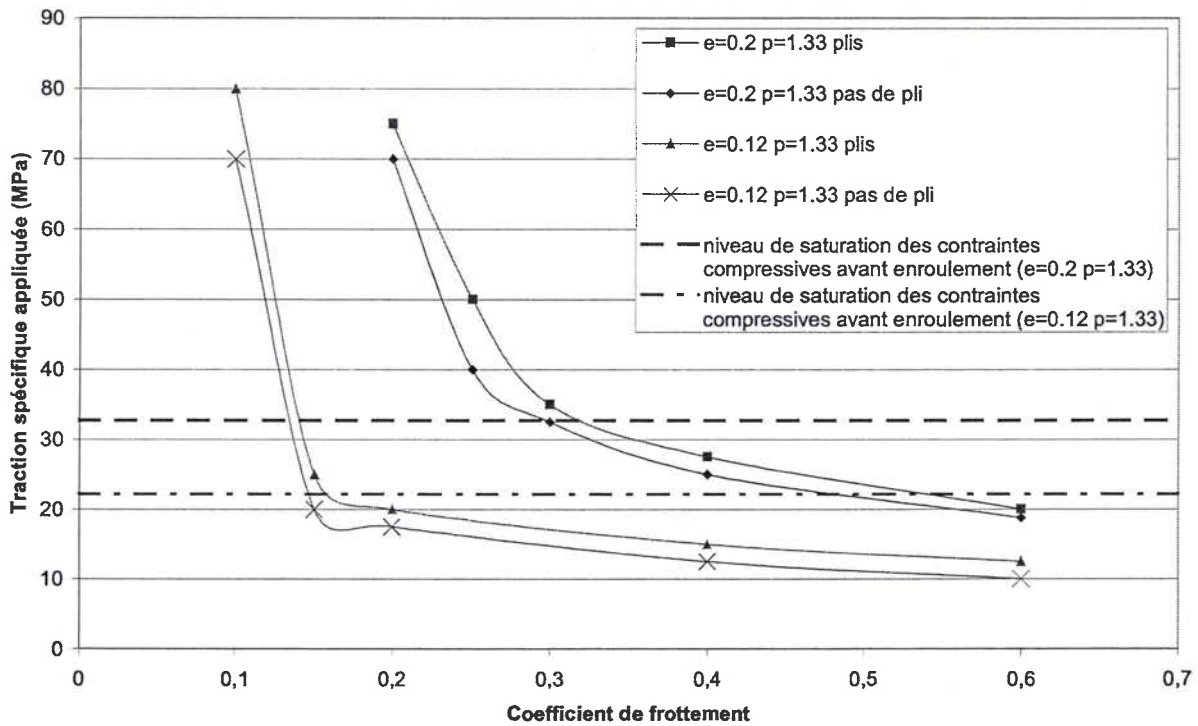


Fig. 4.8 : Influence du coefficient de frottement sur les TCFP. Mise en évidence du rôle des contraintes compressives d'origine « géométrique ».

Pour comprendre ce phénomène, il faut garder en tête que les contraintes compressives ont deux origines : la géométrie du rouleau et le frottement (pendant la phase d'enroulement). Comme nous l'avons vu, les contraintes compressives dues au frottement sont approximativement proportionnelles au produit du coefficient de frottement  $\mu$  par le niveau de traction appliquée ( $\mu Sa$ ).

$$N_y = N_y^{géométrique}(Sa) + N_y^{enroulement}(\mu Sa) \quad (4-5b)$$

Si l'on se place dans une configuration donnée et que le niveau de traction est égal à la TCFP (donc les contraintes compressives atteignent le niveau critique), une diminution de  $\mu$  entraîne une diminution des contraintes compressives, on se situe donc maintenant dans des conditions de non-plissement. Pour atteindre à nouveau le niveau de contraintes compressives critique, il faut donc augmenter le niveau de traction (hausse de la TCFP associée à la baisse de  $\mu$ ). Lors de cette phase, deux situations sont possibles :

1) Si le niveau de traction est inférieur au niveau de saturation des contraintes compressives avant enroulement, c'est l'ensemble des deux effets qui fait augmenter les contraintes compressives afin de compenser la baisse de  $\mu$ .

2) Si le niveau de traction est supérieur au niveau de saturation, l'augmentation des contraintes compressives n'est plus due qu'à la seule phase d'enroulement, les contraintes géométriques diminuant avec le niveau de traction. Dans ce cas, une augmentation du niveau de traction va entraîner une hausse des contraintes compressives beaucoup moins importante. Par conséquent, une hausse de la traction plus importante est nécessaire pour compenser la baisse de  $\mu$ .

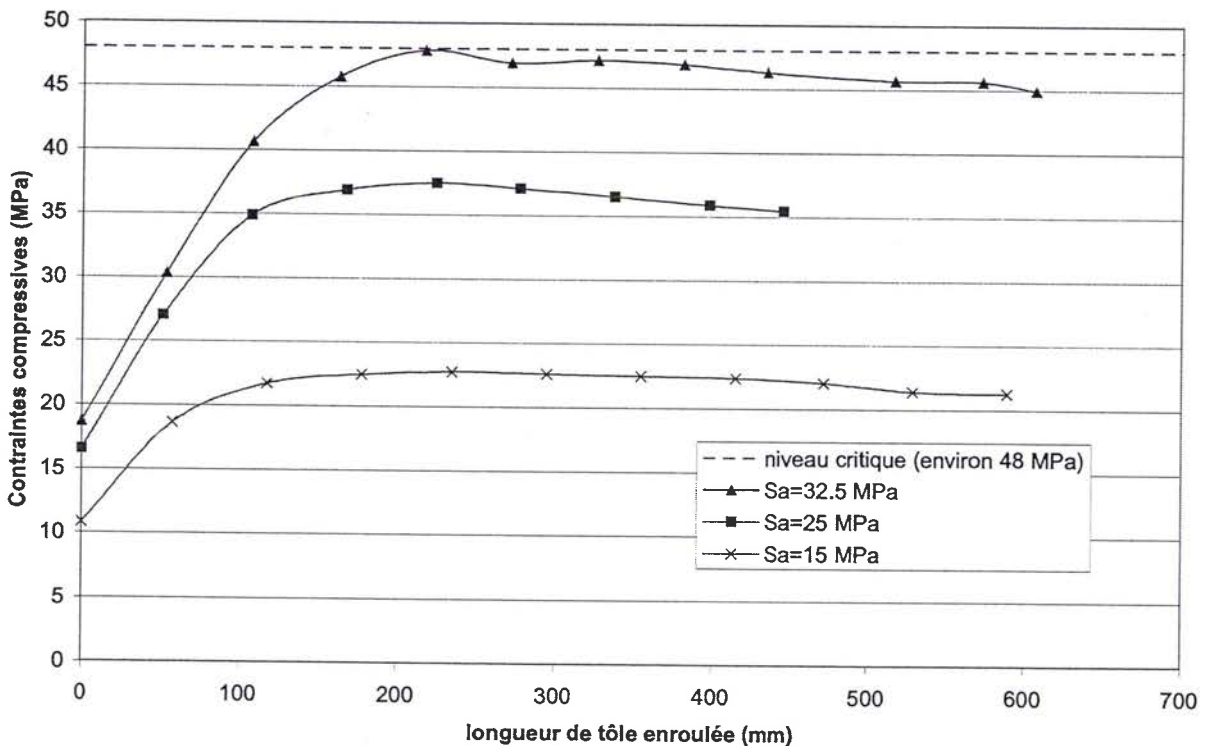
On peut donc dire qu'une diminution du coefficient de frottement entraîne une hausse de la TCFP beaucoup plus forte lorsque l'effet géométrique n'intervient plus. Ce qui explique pourquoi l'influence du coefficient de frottement est beaucoup plus importante pour les faibles frottements, c'est-à-dire pour les fortes TCFP (supérieures au niveau de saturation des contraintes compressives géométriques).

**1.2.4 Deux mécanismes de formation des plis**

Ces propos sont illustrés par les courbes de la figure 4.9. Pour les réaliser, nous avons simulé l'enroulement d'une bande pour différents niveaux de traction s'approchant progressivement de la TCFP. Ceci pour une configuration de la zone des forts frottements, qu'il est plus juste d'appeler zone des TCFP basses, et pour une configuration de la zone de faibles frottements ou zone des TCFP élevées.

Le cas d'une faible TCFP est illustré par la figure 4.9-a. Trois cas de tractions ont été traités : 15 MPa, 25 MPa et 32.5 MPa. Le dernière est juste en dessous de la traction critique. Il est frappant de constater que ces trois courbes d'enroulement sont presque semblables, le plateau (qui correspond à un état stationnaire) est atteint au bout d'environ 200 mm d'enroulement. Lorsque le niveau de traction augmente, la contrainte géométrique (point de départ des courbes) ainsi que la contrainte d'enroulement augmentent toutes deux. On remarque néanmoins que la contraintes géométrique augmente moins que celle d'enroulement : pour ce coefficient de frottement ( $\mu=0.3$ ), la TCFP est déjà assez proche du niveau de saturation décrit précédemment (cf. fig. 4.8). En tous cas, l'augmentation des contraintes compressives due à l'effet géométrique et à celui du frottement se superposent pour atteindre assez rapidement le niveau critique.

(a)  $\mu=0.3$ , TCFP « basse » ( $32.5 \text{ MPa} \leq \text{TCFP} \leq 35 \text{ MPa}$ )



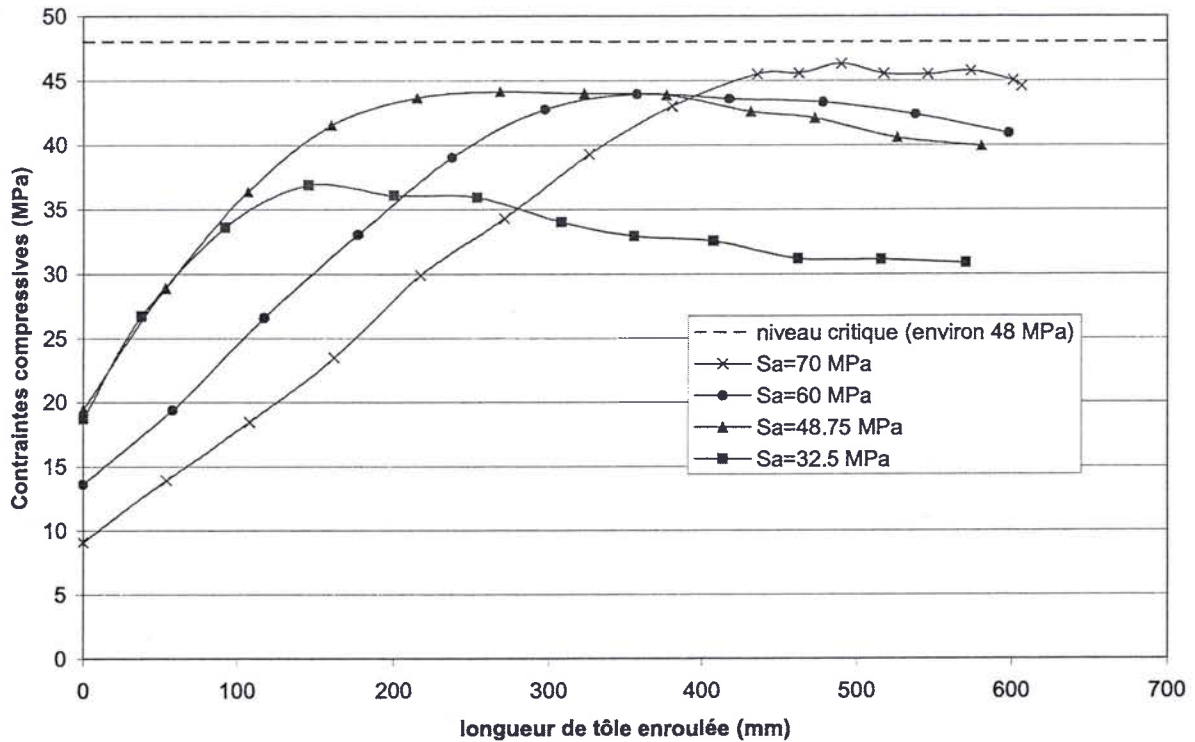
(b)  $\mu=0.2$ , TCFP « élevée » ( $70 \text{ MPa} \leq \text{TCFP} \leq 75 \text{ MPa}$ )


Fig. 4.9 : Influence du niveau de traction sur l'évolution des contraintes compressives lors de l'enroulement.

Données : épaisseur 0.2 mm, pente 1.33 mm/m, les autres dimensions et la loi de comportement (élasto-plastique) sont identiques à celles de la figure 4.1

(a) coefficient de frottement 0.3 et niveau de traction compris entre 15 et 32.5 MPa (zone des TCFP « basses »).

(b) coefficient de frottement 0.2 et niveau de traction compris entre 32.5 et 70 MPa (zone des TCFP « élevées »)

Le cas d'une forte TCFP ( $\mu=0.2$ ) est présenté par la figure 4.9-b. On a étudié quatre niveaux de traction : le plus petit (32.5 MPa) est le même que celui qui avait conduit au plissement dans le cas précédent, le plus élevé (70 MPa) est très proche de la TCFP et nous avons considéré deux niveaux intermédiaires (48.75 MPa et 60 MPa). Pour le premier niveau de charge (32.5 MPa), le point de départ est identique au cas précédent ( $\mu=0.3$ ), mais les contraintes d'enroulement atteignent un niveau inférieur. Ceci est attendu puisque ces dernières sont environ proportionnelles à  $\mu$ . Le second niveau (48.75 MPa) a été choisi pour que le produit  $\mu \times Sa$  soit identique au dernier niveau de la figure 4.9-a. Ces deux courbes ( $\mu=0.3$ ,  $Sa=32.5$  MPa d'une part et  $\mu=0.2$ ,  $Sa=48.75$  MPa d'autre part) se ressemblent beaucoup, mais avec une nuance importante : le plateau atteint par la seconde est un peu plus bas et reste en deçà du niveau critique. On peut noter que les contraintes d'origine géométrique sont quasiment les mêmes dans les deux cas en dépit d'une augmentation de 50% de la charge appliquée : on a bien dépassé le niveau de saturation des contraintes avant enroulement. Comme on l'a déjà dit, cette saturation explique l'existence de deux mécanismes de formation des plis.

Dans les deux derniers cas ( $Sa=60$  MPa et  $Sa=70$  MPa), la contrainte compressive d'origine géométrique diminue fortement (environ de 50% par rapport au premier niveau). C'est l'effet

de saturation dû à l'établissement du contact sur les cônes, auquel se rajoute l'effet de déformations plastiques apparaissant dans la phase de traction. Les deux types de contraintes ne jouent plus le même rôle : cette fois, les contraintes dues à l'enroulement sont trois à quatre fois plus grandes que les contraintes dues à la phase de traction. On peut dire que le rôle de cette phase se réduit maintenant à générer des contraintes de compression et des ondulations de flambage, qui doivent être fortement amplifiées lors de la phase d'enroulement pour qu'un pli puisse se former. Cette forte amplification demande des niveaux de tractions beaucoup plus importants que dans le cas  $\mu=0.3$ .

### 1.2.5 Bilan

En résumé, pour former un pli, il semble nécessaire que les contraintes de compression atteignent un niveau critique qui est bien défini. Pour comprendre le mécanisme, il faut analyser séparément, d'une part les contraintes avant enroulement, dues au profil de rouleau et pilotées par le flambage et le contact bande-rouleau, d'autre part les contraintes d'enroulement générées par le frottement et plus ou moins proportionnelles au produit du coefficient de frottement par la traction appliquée.

Pour un frottement normal ou fort ( $\mu \geq 0.3$  dans le cas étudié), le plissement apparaît pour des TCFP assez faibles et telles que les contraintes avant enroulement augmentent toujours avec la traction. Les contraintes compressives augmentent donc fortement avec la traction, puisqu'elles résultent de la combinaison de deux effets (avant et pendant enroulement), la TCFP peut être atteinte rapidement.

Pour des coefficients de frottement plus faibles, la TCFP augmente très fortement lorsque que le coefficient de frottement diminue. Il faut des tractions beaucoup plus fortes pour former des plis. Dans ce régime, la contrainte avant enroulement diminue avec la traction appliquée. Comme les deux types de contraintes évoluent en sens opposés, il faut des niveaux de traction considérables pour atteindre le niveau nécessaire à la formation d'un pli. Notons enfin que la frontière entre ces deux régimes dépend du profil des rouleaux ainsi que des caractéristiques rhéologiques des bandes.



## 2. Nouveaux essais sur le pilote guidage et plis

L'objectif de ces essais est principalement de valider les résultats obtenus par simulation numérique et plus particulièrement l'influence du frottement. Cet aspect n'avait pas été mis en évidence de manière claire par le passé. De précédents essais avaient montré que l'état de surface des cylindres n'avait pas une grande influence sur les TCFP. Or, le stage de Céline Poleggi (1996) a montré qu'il n'existe pas de relation forte entre un critère de rugosité et le coefficient de frottement statique. Il a donc été nécessaire de déterminer un protocole expérimental permettant de faire varier le coefficient dans une large plage et de pouvoir estimer de manière suffisamment précise la valeur du coefficient de frottement. La voie qui a été choisie est d'utiliser le phénomène d'entraînement de fluide (liquide ou air) entre la bande et le rouleau lors du mouvement de la bande. La présence de ce film diminue l'adhérence de la bande sur le rouleau. Si l'épaisseur de ce film est supérieure à la hauteur des aspérités des surfaces des rouleaux, il devient impossible de transmettre des efforts tangentiels à la bande, le frottement devient presque nul. L'épaisseur du film augmentant avec la vitesse de bande, on peut faire varier le coefficient de frottement avec en faisant varier cette dernière. Ces phénomènes ont été étudiés à l'IRSID par Bertrandie et al. (2003) de manière théorique et expérimentale.

### 2.1 Installation et protocole expérimentaux

#### 2.1.1 Le pilote de l'IRSID

Le pilote guidage et plis est équipé depuis 2000 d'un rouleau d'essai motorisé qui permet de mesurer le couple transmissible à la bande. Ce rouleau est situé dans un bac, il peut donc être immergé par différents fluides.

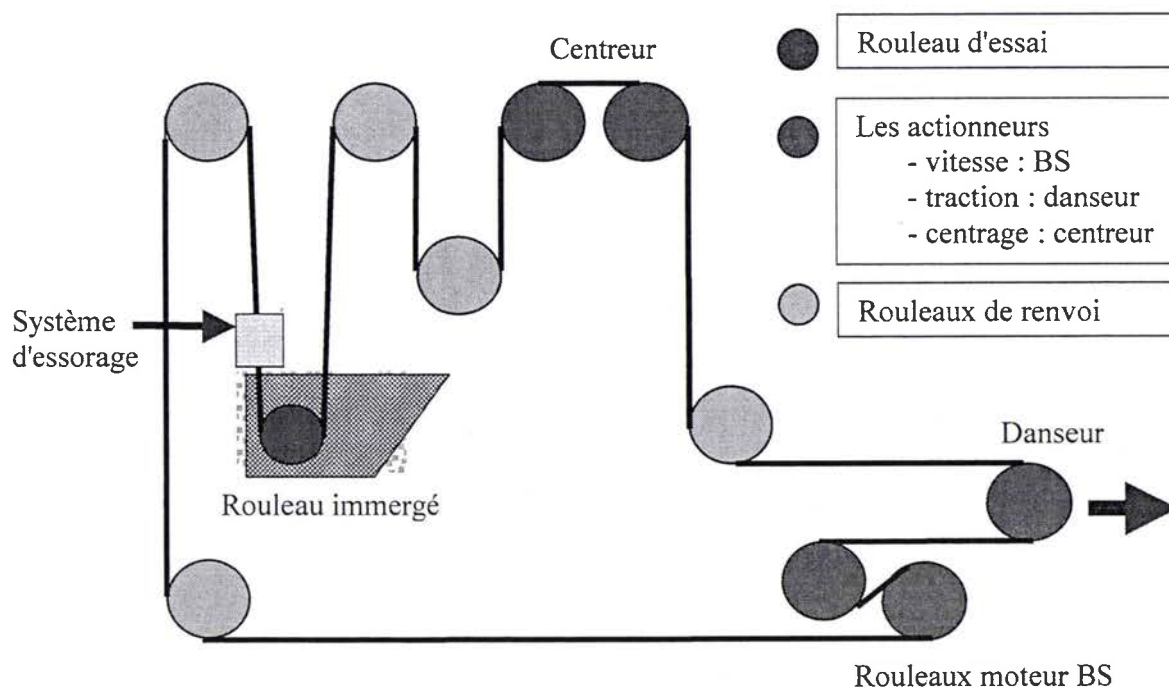
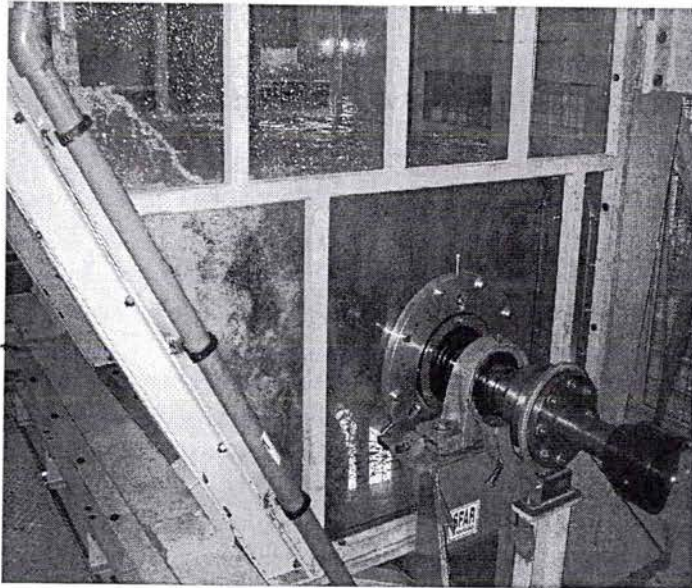


Fig. 4.10 : Schéma du pilote.



*Fig. 4.11 : Photo du bac et du rouleau immergé.*

La vitesse de la bande est imposée par les rouleaux BS qui sont motorisés, la traction est imposée par un vérin hydraulique sur le rouleau danseur. Pour notre étude, deux types d'essais sont nécessaires : des essais de perte d'adhérence et des essais de formation de plis.

- Les essais de perte d'adhérence

Ils se déroulent de la manière suivante : on impose un niveau de traction et une vitesse de bande, puis l'on applique progressivement un couple sur le rouleau d'essai jusqu'à obtenir une perte d'adhérence (qui est constatée lorsqu'il y a une différence de vitesse entre la bande et le rouleau). On mesure ainsi le couple maximal transmissible à la bande. L'exploitation de ces résultats par une méthode qui sera exposée dans le paragraphe suivant permet de déterminer comment varie le coefficient de frottement en fonction de la vitesse et du niveau de traction. Lors d'essais précédents, Bertrandie et al. avaient constaté que les essais étaient parfois perturbés par des problèmes de déport de bande à haute vitesse. De plus, lors de l'application du couple sur le rouleau d'essai, la perte d'adhérence se faisait parfois sur les rouleaux moteurs BS. Ces problèmes ont été attribués à la faible rugosité des rouleaux du pilote ( $R_a 0.5 \mu\text{m}$ ) qui favorise les phénomènes d'air-planning. Des modifications ont donc été apportées au pilote, les rouleaux BS et centreurs ont été ré-usinés et ont maintenant un profil fileté plus marqué ( $R_a 20 \mu\text{m}$ ). Nous avons pu constater le bien fondé de ces modifications, même pour des vitesses élevées et des faibles niveaux de traction, nous n'avons rencontré aucun problème de guidage de bande. De plus, même en effectuant des mesures de couple transmissible dans l'air, l'adhérence n'a jamais été perdue sur les rouleaux BS.

- Les essais de formation de plis

Lors de ces essais, on se place à vitesse fixe et l'on augmente le niveau de traction jusqu'à ce que l'on forme des plis sur le rouleau d'essai. Lors de ces essais, on n'applique aucun couple sur le rouleau d'essai.

### 2.1.2 Choix de la configuration des essais

En ce qui concerne le choix du fluide, nous nous sommes initialement orientés vers l'air plutôt que l'eau pour rester dans une configuration proche de celle des recuits continus. Cette décision a conditionné nos choix concernant l'épaisseur de la bande et l'état de surface du rouleau. En effet, l'air étant moins visqueux que l'eau, il est beaucoup moins favorable à la formation d'un film. Ce problème est particulièrement délicat car un des objectifs de ces essais est d'observer expérimentalement la forte hausse des TCFP constatée numériquement pour les faibles frottements. Or l'épaisseur du film d'air diminue avec le niveau de traction, le risque est que pour la vitesse maximale du pilote, le film d'air entraîné soit insuffisamment épais pour faire chuter le coefficient de frottement de manière importante. Nous avons donc choisi un format de bande très mince ( $e=0.12$  mm) pour avoir des TCFP les plus basses possibles et un rouleau le moins rugueux possible ( $Ra$  1  $\mu$ m) avec comme alternative de réaliser des essais dans l'eau, si l'on ne parvient pas à faire descendre suffisamment bas le coefficient de frottement.

## 2.2 Eléments de théorie

### 2.2.1 La théorie des foil bearing

On s'intéresse à la quantité d'air entraînée entre un rouleau et une bande sous tension. Cette théorie a été initialement développée pour l'étude des problèmes d'enregistrement sur bandes magnétiques.

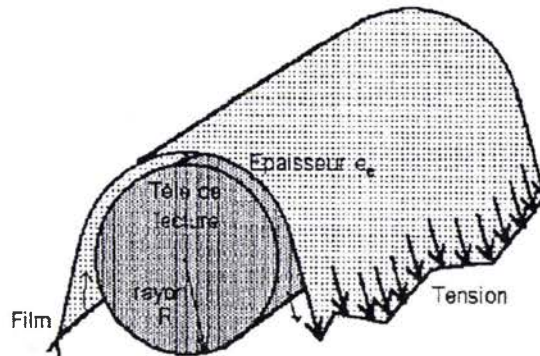


Fig. 4.12 : Entraînement d'air au voisinage d'une tête de lecture (d'après Bouquerel (1993)).

Il existe de nombreuses publications concernant ce sujet, la majorité de ces études est basée sur la résolution de l'équation de Reynolds.

Dans le cas d'un fluide visqueux incompressible et en considérant la bande infiniment large et parfaitement flexible, Eshel et Elrod (1965) trouvent que l'épaisseur du film entraîné entre la bande et le rouleau vaut :

$$h = 0.643 R \left( \frac{6 \eta (V_B + V_R)}{T/L} \right)^{2/3} \quad (4-6)$$

avec

$R$  : rayon du rouleau

$\eta$  : viscosité dynamique du fluide (à 20°C :  $\eta_{air}=1.002 \cdot 10^{-3}$  Pa.s,  $\eta_{eau}=18 \cdot 10^{-6}$  Pa.s)

$V_B$  : vitesse de la bande

$V_R$  : vitesse en circonférence du rouleau

$T$  : force de traction

$L$  : largeur de bande

D'après Hashimoto (1997 et 2000), pour un fluide compressible, ses résultats numériques suivent la tendance suivante :

$$h = 0.589 R \left( \frac{6 \eta (V_B + V_R)}{T/L} \right)^{2/3} \quad (4-7)$$

### 2.2.2 Coefficient de frottement et couple transmissible

On s'intéresse maintenant au cas où l'on essaie de transmettre un couple au rouleau, la traction n'est donc plus constante sur le rouleau.

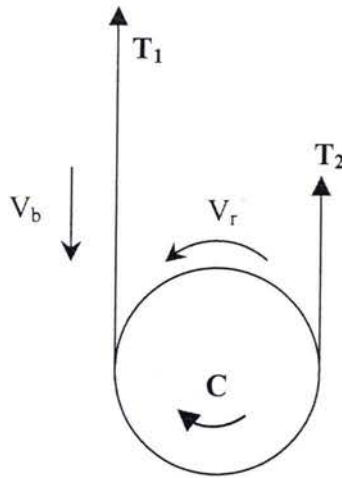


Fig. 4.13 : Transmission de couple à la bande

Le premier problème qui se pose est de savoir comment évolue le coefficient de frottement en présence du film fluide. Ducotey et Good (1995) se sont intéressés au coefficient de frottement apparent  $\mu_T$  obtenu en utilisant la formule bien connue de la poulie.

$$\mu_T = \frac{1}{\beta} \ln \left( \frac{T_2}{T_1} \right) \quad (4-8)$$

où  $\beta$  est l'angle d'enroulement, ici  $180^\circ$ .

Ils ont remarqué que le coefficient de frottement apparent ne dépend ni de la largeur de bande, ni de l'angle d'enroulement. Par contre, il dépend du coefficient de frottement à vitesse nulle, de la rugosité des surfaces et de l'épaisseur du film d'air entraîné calculé avec l'équation (4-6). A partir d'essais réalisés en eau, Bertrandie et al. (2003) propose la loi empirique suivante:

$$\mu = \mu_{v0} \left( 1 - \frac{h}{h_c} \right) \quad (4-9)$$

avec

$\mu$  : le coefficient de frottement

$\mu_{v0}$  : le coefficient de frottement intrinsèque (à vitesse nulle)

$h$  : épaisseur de film calculée par la théorie des foil bearing

$h_c$  : épaisseur critique ou capacité de drainage

L'épaisseur critique correspond à l'épaisseur de film pour laquelle on ne peut plus transmettre de couple au rouleau. Cette valeur dépend de l'état de surface du rouleau et de la bande, elle est liée à la rugosité, bien qu'il ne soit pas simple de la relier à un critère de rugosité. Cependant cette valeur est unique pour un couple bande rouleau.

Remarquons que Bertrandie et al. (2003) déduisent  $\mu$  de mesures de couples transmissibles en utilisant l'équation (4-8). Cette formule a été établie pour le cas d'un coefficient de frottement indépendant de la pression de contact. Dans le cas de l'eau, je pense que cette formule est exacte. En effet, si on fait l'hypothèse que l'eau piégée entre le rouleau et la bande n'a pas le temps de s'écouler, l'incompressibilité de l'eau fait que l'épaisseur d'eau reste constante bien que la tension de la bande (donc la pression de contact) varie. L'application de l'équation (4-9) implique que le coefficient de frottement est constant sur tout le rouleau. Le cas des fluides compressibles nécessite un traitement plus complexe qui sera exposé dans la suite de ce paragraphe.

Un autre problème est l'application de la formule des foil bearing lorsqu'un couple est appliqué. En effet, cette formule a été établie dans le cas où la tension est constante. Lorsque l'on applique le couple, il peut avoir une grande différence entre la tension d'entrée et celle de sortie. Cependant, la théorie de Eshel et Elrod (1965) est basée sur l'hypothèse que le film d'air sur le rouleau atteint rapidement une épaisseur constante après une zone de transition proche de la zone de premier contact entre la bande et le rouleau. Eshel et Elrod (1965) montre qu'il est possible de traiter le problème en intégrant l'équation de Reynolds uniquement dans cette zone transitoire. En termes plus physiques, on peut dire que l'épaisseur de film entraînée dépend de ce qui se passe en amont du rouleau. Je propose donc, pour utiliser l'équation (4-6) dans le cas où on applique un couple, de prendre comme valeur de la tension  $T$ , la tension d'entrée  $T_1$ .

$$h = 0.643 R \left( \frac{6 \eta (V_B + V_R)}{T_1 / L} \right)^{2/3} \quad (4-6b)$$

Un argument en faveur de ce raisonnement provient des essais sur le pilote. Nous avons vu que sur le pilote, lorsqu'on applique un couple sur le rouleau d'essai, on peut perdre l'adhérence sur le rouleau d'essai ou sur les rouleaux moteurs BS. Si on applique un couple résistant sur le rouleau d'essai, l'équilibre mécanique de la bande impose que l'on applique un couple moteur sur les rouleaux BS, et inversement. Or, on constate que l'on perd systématiquement l'adhérence sur le rouleau où l'on applique le couple résistant, c'est-à-dire où la tension d'entrée est inférieure à celle de sortie. L'application de (4-6b) indique que c'est aussi l'endroit où l'épaisseur de film est la plus importante, ce qui explique pourquoi c'est à cet endroit que l'on perd l'adhérence.

Nous avons maintenant tous les éléments pour caractériser le rouleau, c'est-à-dire déterminer la valeur du coefficient de frottement intrinsèque et de la hauteur critique, à partir des mesures de couples transmissibles.

- Cas d'un fluide incompressible

Nous avons vu que dans ce cas, l'épaisseur de film et le frottement sont constants sur le rouleau, on peut utiliser respectivement les relations (4-8) et (4-6b) pour déterminer leur

valeur. Sur le pilote, seule la tension de sortie est connue, il est nécessaire de calculer la tension d'entrée à partir du couple transmissible en considérant l'équilibre mécanique du rouleau :

$$T_1 = T_2 - \frac{C}{R} \quad (4-10)$$

avec

$C$  : le couple appliqué

$R$  : le rayon du rouleau

En effectuant plusieurs essais pour différentes valeurs de la tension et de la vitesse de bande et en calculant à chaque fois  $h$  et  $\mu$ , on peut déterminer  $\mu_{v0}$  et  $h_c$  en les recalant sur les données expérimentales.

- Cas d'un fluide compressible

Dans ce cas, on ne peut plus considérer constante l'épaisseur de film sur le rouleau.

1) Hypothèses préliminaires :

- On détermine l'épaisseur de film entraîné, c'est-à-dire à l'entrée du rouleau, à partir de la théorie des foil bearing :

$$h_0 = 0.589 R \left( \frac{6 \eta (V_B + V_R)}{T_1 / L} \right)^{2/3} \quad (4-7b)$$

- On néglige la rigidité de la bande, la pression dans le fluide vaut donc :

$$P = \frac{T}{L R} \quad (4-11)$$

- On considère le fluide comme un gaz parfait.

- On considère que la relation (4-9) est valable **localement**.

2) Evolution de l'épaisseur du fluide sur le rouleau

Comme la tension augmente entre l'entrée et la sortie du rouleau, le fluide subit une compression. On fait l'hypothèse que cette transformation est isentropique :

$$P V^\gamma = \text{Constante} \quad (4-12)$$

$\gamma$  pouvant varier entre 1 (cas isotherme) et 1.4 (cas adiabatique). Il n'est pas possible de déterminer a priori s'il s'agit d'une compression adiabatique ou isotherme. Car, d'un côté, la faible épaisseur du film favorise les échanges thermiques avec la tôle et milite pour le cas isotherme, mais de l'autre la rapidité de la compression (temps du passage de la tôle sur le rouleau) pourrait faire penser que la transformation est adiabatique.

En appliquant l'hypothèse de non-écoulement et l'équation (4-11), on peut écrire :

$$T h^\gamma = \text{Constante} \quad (4-12b)$$

ou encore

$$h = h_0 \left( \frac{T_1}{T} \right)^{1/\gamma} \quad (4-12c)$$

### 3) Détermination du couple transmissible

L'équation d'équilibre d'une portion de bande sur le rouleau s'écrit :

$$dT = \mu T d\theta \quad (4-13)$$

où  $\theta$  représente la position angulaire sur le rouleau.

En calculant la valeur de  $\mu$  à l'aide des relations (4-7b), (4-9) et (4-12c), on peut écrire :

$$\frac{dT}{d\theta} = \mu_{v0} \left( 1 - \frac{\alpha}{h_c} \left( \frac{V_m}{T_1} \right)^{2/3} \left( \frac{T_1}{T} \right)^{1/\gamma} \right) T \quad (4-13b)$$

avec

$$\alpha = 0.589 R \left( \frac{12 \eta}{1/L} \right)^{2/3}$$

$$V_m = \frac{1}{2}(Vb + Vr)$$

La solution générale de l'équation différentielle (4-13b) est :

$$T(\theta) = \left( \frac{\alpha}{h_c} V_m^{2/3} T_1^{\left(\frac{1}{\gamma} - \frac{2}{3}\right)} + C_1 e^{\frac{\mu_{v0}}{\gamma} \theta} \right)^\gamma \quad (4-14)$$

$C_1$  étant une constante à déterminer. En prenant comme condition aux limites  $T(0) = T_1$ , on trouve :

$$C_1 = T_1^{1/\gamma} - \frac{\alpha}{h_c} V_m^{2/3} T_1^{\left(\frac{1}{\gamma} - \frac{2}{3}\right)} \quad (4-15)$$

On peut calculer la valeur de  $T_2 = T(\pi)$  en fonction de  $T_1$  :

$$T_2 = \left( T_1^{1/\gamma} e^{\frac{\mu_{v0}}{\gamma} \cdot \pi} + \frac{\alpha}{h_c} \left( 1 - e^{\frac{\mu_{v0}}{\gamma} \cdot \pi} \right) V_m^{2/3} T_1^{\left(\frac{1}{\gamma} - \frac{2}{3}\right)} \right)^\gamma \quad (4-16)$$

Sur le pilote, on a accès uniquement à  $T_2$ , il faut donc calculer  $T_1$ . L'équation (4-16) n'ayant pas de solution analytique, le calcul de  $T_1$  doit être fait numériquement. On peut donc calculer en fonction des conditions de l'essai ( $T_2$  et  $V_m$ ) et des paramètres  $\mu_{v0}$ ,  $h_c$  et  $\gamma$ , la valeur du couple transmissible  $C = R(T_2 - T_1)$ .

A partir des mesures de couples transmissibles, on effectue une analyse inverse pour déterminer  $\mu_{v0}$ ,  $h_c$  et  $\gamma$ .

## 2.3 Déroulement et résultats des essais

### Données expérimentales :

Profil du rouleau conique: rayon 220 mm, largeur de table 400 mm, pente 1.35 mm/m.

Rouleau en aluminium, état de surface initial :  $Ra=1 \mu\text{m}$  obtenu par grenailage.

Tôle : largeur 1000 mm, épaisseur 0.12 mm, Aluminium :  $E=61000 \text{ MPa}$ ,  $Rp0.2\%=120 \text{ MPa}$ , résistance à la rupture 125 MPa.

Le rouleau d'essai s'est beaucoup usé de manière inhomogène. Deux traces bien localisées sont apparues. Néanmoins, cette usure s'est faite rapidement. Par la suite, la taille des traces d'usures ainsi que la rugosité à ces endroits sont restées stables. Les essais ont donc été effectués avec le même état de surface du rouleau. Les tôles s'usent aussi lors des essais, mais dans ce cas aussi, la rugosité se stabilise. Il est donc nécessaire d'utiliser la bande avant d'effectuer les mesures de TCFP.

### 2.3.1 Caractérisation du rouleau

#### *2.3.1.1 Essais dans l'air*

Plusieurs essais de perte d'adhérence ont été effectués dans l'air, le rouleau n'étant pas cylindrique, ils ont dû être effectués à un niveau de traction relativement bas pour ne pas risquer de former de plis. A ces bas niveaux de traction, la procédure utilisée par Bertrandie et al. (2003) est difficilement applicable. En effet, pour mesurer le couple transmissible, il propose le protocole suivant : lorsque la vitesse de bande est stabilisée, on applique une rampe de couple, pour une certaine valeur du couple, on constate que la vitesse du rouleau d'essai commence à décroître, il s'agit de la perte d'adhérence. Le couple transmissible est mesuré à cet instant. Cependant, lorsque la vitesse de bande est importante (à partir de 100 m/min), au début de la rampe de couple, on constate qu'il y a un léger à-coup avant que le couple ne commence à augmenter linéairement. Vu les faibles niveaux de traction, les couples transmissibles sont aussi assez faibles et l'on constate que l'on perd souvent l'adhérence lors de l'à-coup de couple. Dans ce cas, on ne peut donc pas mesurer précisément le couple transmissible. Ce phénomène est illustré sur la figure 4.14. Pour les courbes de la colonne gauche, la perte d'adhérence intervient pour  $t \approx 194.5 \text{ s}$ , le couple à cet instant vaut environ 13 daN·m, c'est la valeur du couple transmissible. Par contre les courbes de la colonne de droite montrent que le couple passe pour  $t \approx 980.5 \text{ s}$  de 8 à 16 daN·m, le couple transmissible étant inférieur à 16 daN·m, on perd l'adhérence. Mais, on ne peut pas déterminer la valeur du couple transmissible.

Des difficultés de mesure apparaissent aussi pour les faibles vitesses ( $V = 20 \text{ m/min}$ ). Dans ce cas, lors de l'application du couple, la régulation du pilote agit trop lentement et ne parvient pas à maintenir constant ni la vitesse qui chute, ni la traction de sortie qui augmente (fig. 4.15). N'étant plus dans des conditions expérimentales stables, il est difficile d'interpréter ces essais.

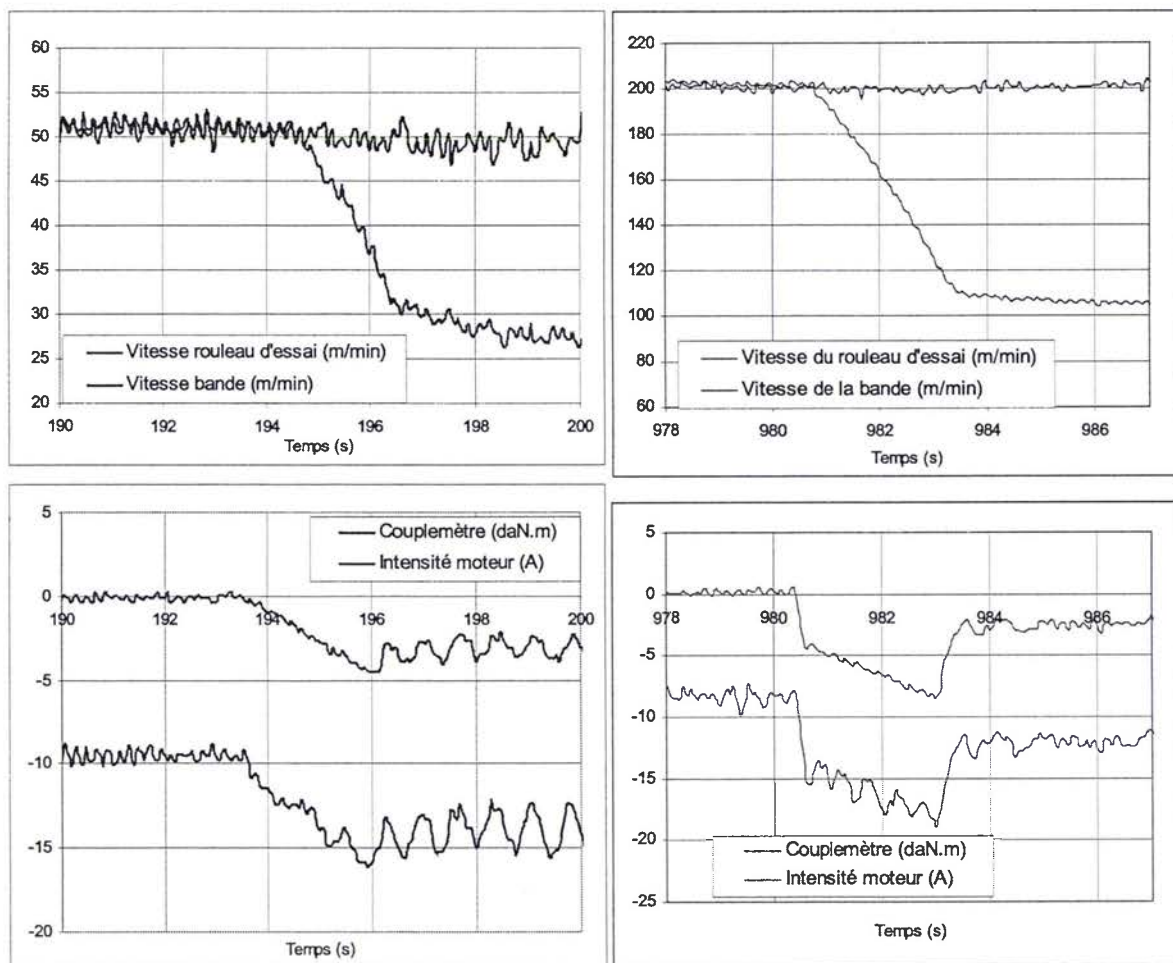
Compte tenu de ces difficultés, nous avons utilisé une autre méthode pour mesurer les couples transmissibles. Les figures 4.14 et 4.15 montrent comment fonctionne l'automate du pilote lors des pertes d'adhérences, il fait augmenter linéairement l'intensité du moteur et donc le couple suivant une rampe prédéfinie jusqu'à ce que l'écart entre la vitesse de bande et celle du rouleau atteigne une certaine valeur (ici 50 %), puis il maintient cet écart constant. Nous mesurons le couple transmissible pendant ce patinage lorsque à la fois les vitesses et les



tractions se sont stabilisées. Pour éviter les difficultés liées au bruit de mesure, on effectue une moyenne sur quelques secondes. Par exemple, dans le cas de la figure 4.15, on trouve que le couple transmissible vaut 15.39 daN.m. Il existe une différence formelle entre les deux méthodes. La première mesure un coefficient de frottement statique et la seconde un coefficient de frottement dynamique. Néanmoins, les essais (fig. 4.16) ont montré que, dans les cas où la première méthode fournit des résultats, ils sont proches de ceux de la seconde. Il me semble que les résultats obtenus par la seconde méthode ont une dispersion moins importante. Ceci doit être dû au fait qu'avec la seconde méthode, on effectue une moyenne dans le temps, alors que la première utilise une mesure à un instant précis ; la moyennation permet sans doute de réduire l'influence des perturbations extérieures et des imprécisions des mesures.

*Observation de la perte d'adhérence lors de la rampe de couple*

*Essai perturbé par un à-coup de couple*



*Fig. 4.14 : Difficultés de mesure des couples transmissibles.*

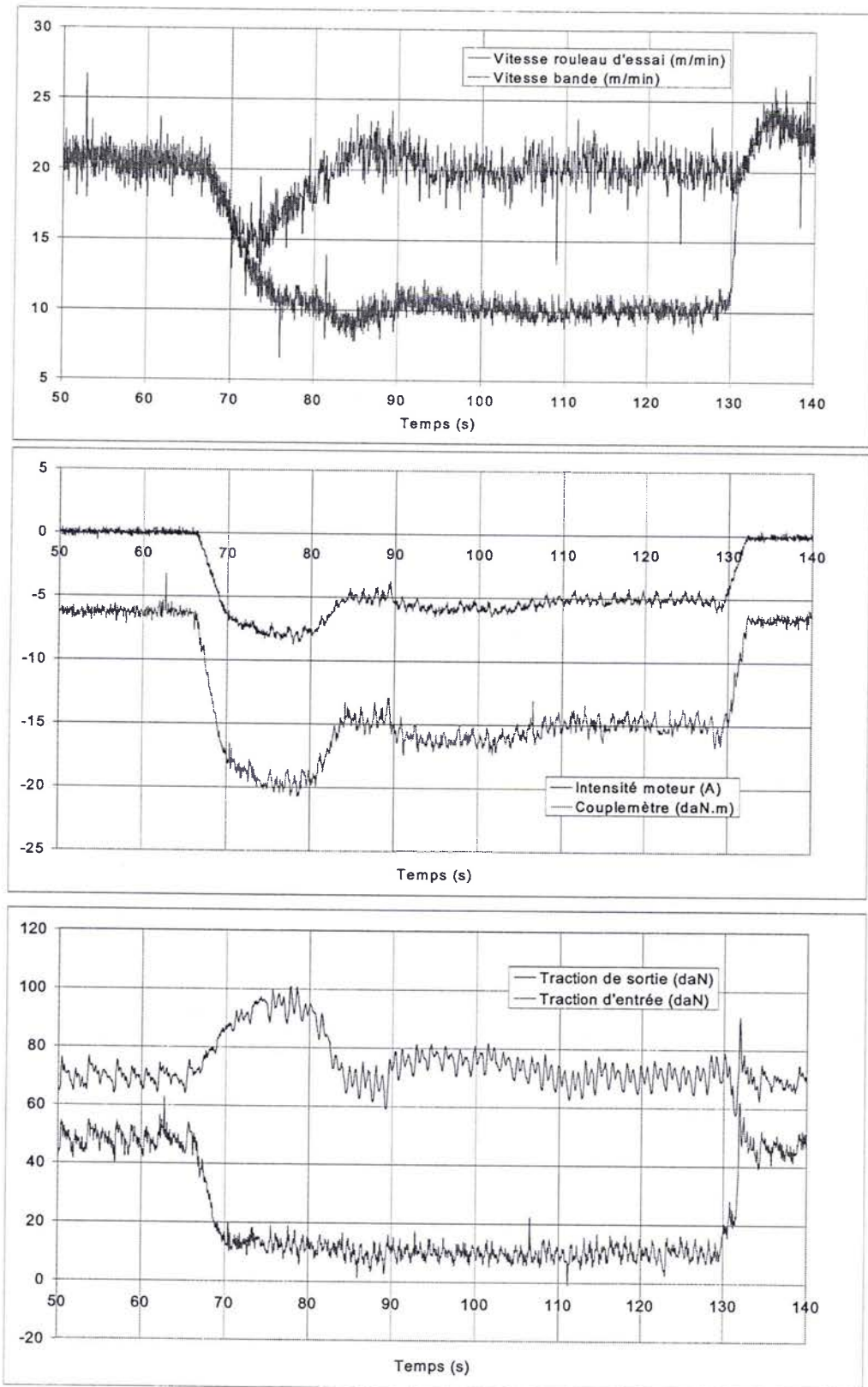


Fig. 4.15 : Visualisation des variations de vitesse et de traction lors d'un essai à basse vitesse.

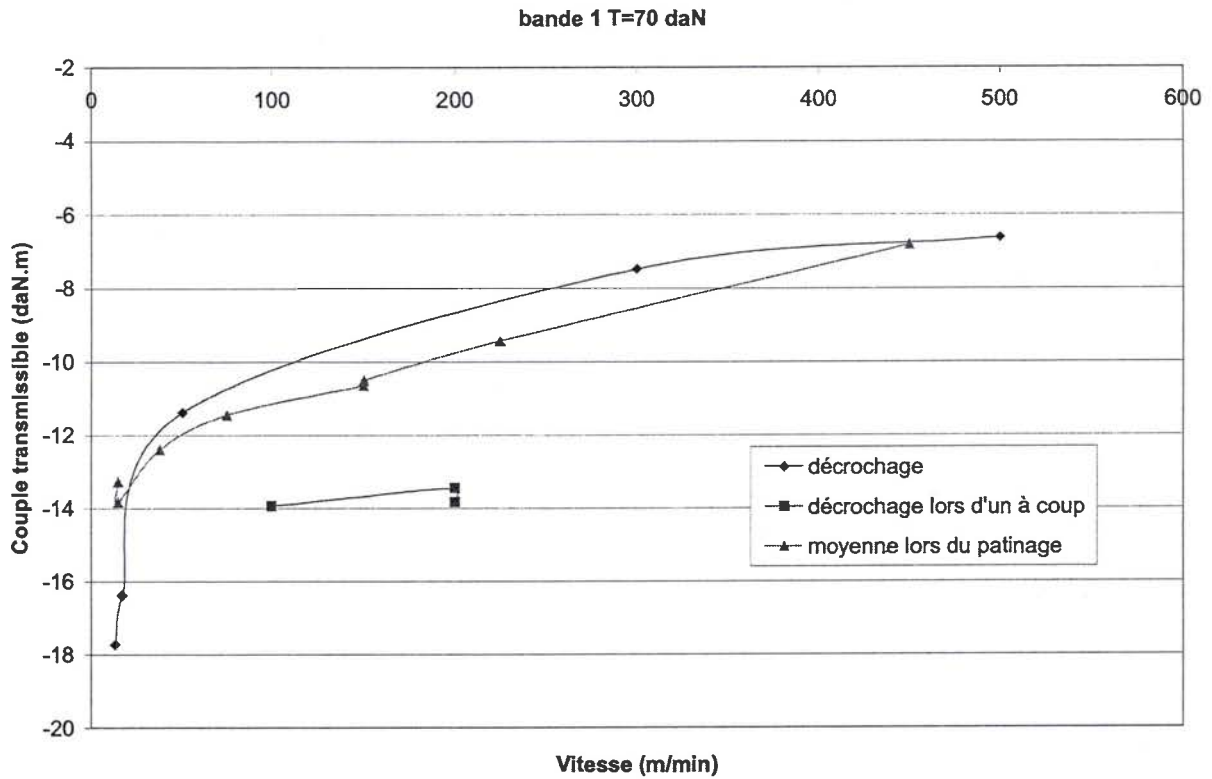


Fig. 4.16 : Influence de la méthode de mesure des couples transmissibles.

L'exploitation des résultats a été faite en utilisant la méthode du paragraphe 2.2.2 et permet de caractériser le rouleau :

$$\mu_{v0} = 0.58$$

$$h_c = 41 \mu\text{m}$$

$$\gamma = 1.4$$

La figure 4.17 montre la bonne répétitivité des mesures avec des bandes différentes. De plus, il apparaît que le modèle permet de reproduire correctement les résultats, au moins pour des vitesses supérieures ou égales à 50 m/min. Deux raisons peuvent expliquer la différence pour  $V_m=20$  m/min : tout d'abord, nous avons vu que l'électronique du pilote avait, pour les faibles vitesses, parfois des difficultés pour maintenir les paramètres de consignes, en particulier la traction, ce qui peut fausser la mesure. De plus, le modèle repose sur l'hypothèse que le fluide prisonnier entre la tôle et le rouleau n'a pas le temps de s'écouler, cette hypothèse n'est sans doute valable que si la vitesse de bande est suffisante.

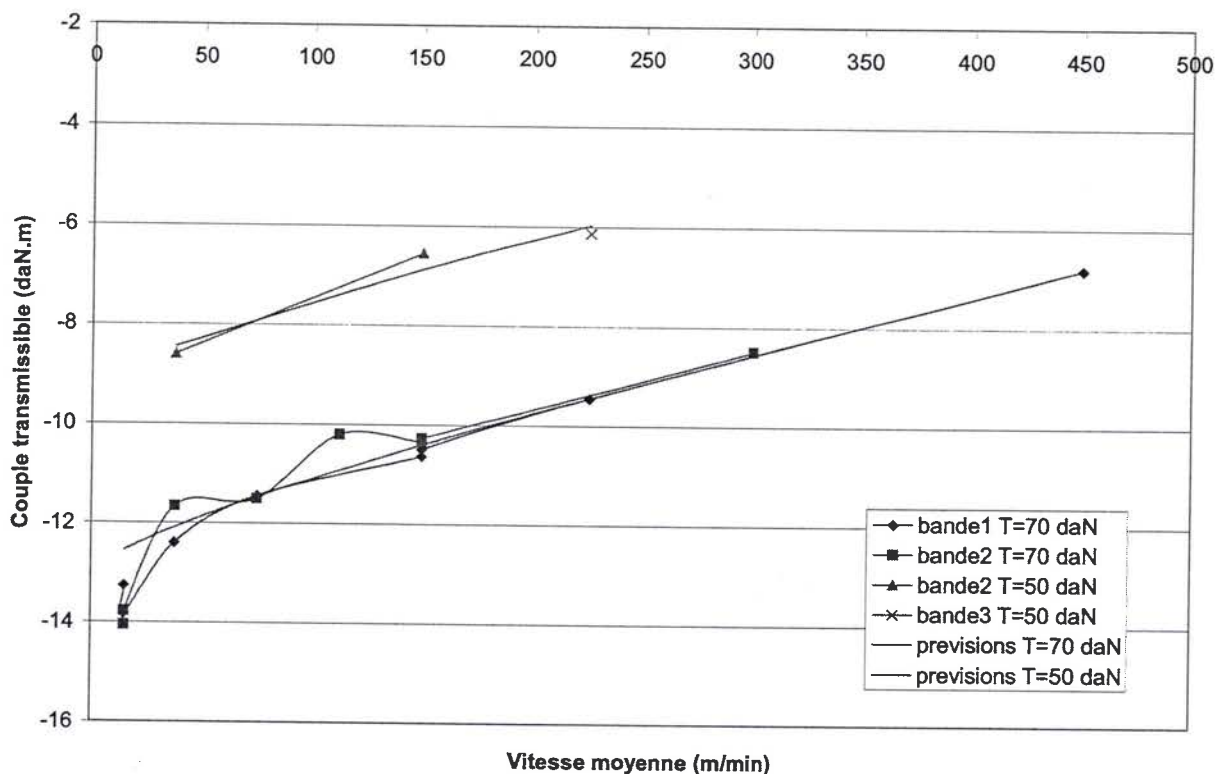


Fig. 4.17 : Caractérisation du rouleau dans l'air.

Une variation dans une certaine plage des paramètres  $\mu_{v0}$ ,  $h_c$  et  $\gamma$  ne dégrade pas de manière significative les prévisions (la somme des moindres carrés augmente peu). Le tableau ci-dessous montre les optima obtenus pour différents points de départ et/ou en ne faisant varier que 2 paramètres (le 3ème étant fixé).

<u>optimum:</u>								
$\mu_{v0}$	<b>0.564086</b>	<b>0.584899</b>	<b>0.5640985</b>	<b>0.573029</b>	<b>0.56056</b>	<b>0.5806391</b>	0.626725	<b>0.547311</b>
$h_c$	<b>39.39131</b>	<b>41.38849</b>	<b>39.390178</b>	<b>40.82084</b>	<b>40.1131</b>	<b>41.5152</b>	<b>38.904437</b>	45
$\gamma$	1	1.4	1	<b>1.214628</b>	1	<b>1.4</b>	1.4	<b>1.4</b>
smc	1.42182	1.344996	1.4218665	1.361498	1.41798	1.342925	1.7219453	1.740947
<u>point de depart:</u>								
$\mu_{v0}$	0.581329	<b>0.564086</b>	0.5848993	0.564098	0.72	0.9	0.626725	0.626725
$h_c$	41.49446	<b>39.39131</b>	41.388494	39.39018	32.8023	100	41.5152	45
$\gamma$	1	1.4	1	1.2	1	1.2	1	1
Les cellules en gras sont les variables du problème d'optimisation								

Tableau [4-1] : Recalage des paramètres.

On voit qu'il y a une certaine incertitude concernant la valeur des trois paramètres qui devra être prise en compte dans l'estimation du coefficient de frottement lors des essais de plis.

Remarque : Au début de ce paragraphe, j'ai indiqué que des traces d'usures sont apparues sur le rouleau et les tôles. Elles se concentrent sur des zones en limite de table qui correspondent aux endroits où la pression de contact est maximale. L'inhomogénéité de l'état de surface implique que le coefficient de frottement n'est pas constant sur la longueur du rouleau, la pression de contact n'étant pas non plus uniforme sur le rouleau, on peut se demander si le frottement moyen auquel on a accès par les mesures de couples transmissibles sera représentatif lors des estimations du frottement lors des essais de plis. A priori, on peut penser que oui. Car, comme nous l'avons vu dans le paragraphe 3.2.2, le frottement favorise le plissement par les contraintes compressives qu'il crée et qui résultent de l'action des efforts tangentiels de contact sur toute la longueur du rouleau. On voit que dans les deux cas, on considère la somme des efforts du frottement sur toute la longueur du rouleau.

### 2.3.1.2 Essais dans l'eau

Du fait de l'usure du rouleau qui s'est traduit par une hausse de la rugosité, nous ne sommes pas parvenus à faire suffisamment chuter le frottement dans l'air pour observer la forte hausse des TCFP observée numériquement pour les faibles frottements. Nous avons donc réalisé des essais dans l'eau.

La réalisation d'essais de perte d'adhérence dans l'eau s'est avérée difficile. En effet, pour la rugosité du rouleau, on atteint très vite l'aquaplaning total (la bande n'entraîne pas le rouleau même lorsque l'on n'applique aucun couple). Pour éviter cela, on doit travailler à faible vitesse. Or la conjonction de faibles vitesses avec de faibles frottements constitue des conditions expérimentales très défavorables pour le pilote. Lors du patinage, il ne parvient pas à maintenir constante la vitesse du rouleau, rendant impropre toute mesure de couple à cet instant. Nous n'avons comme résultats que 3 mesures obtenues lors du décrochage lorsque qu'il n'y a pas d'à coup de couple (cf. § 4.3.1.1).

A priori, l'épaisseur de film critique  $h_c$  ne dépend pas de la nature du film, par contre celle-ci influe sur le coefficient de frottement intrinsèque. La figure 24 montre qu'en prenant une épaisseur critique de 40  $\mu\text{m}$  (valeur trouvée lors de la caractérisation dans l'air), le coefficient de frottement intrinsèque doit être compris entre 0.06 et 0.1 pour recouper les mesures. Ces valeurs semblent un peu faibles par rapport à celles trouvées par Bertrandie et al. (2003) qui étaient d'environ 0.4. Cependant, ils étudiaient un rouleau avec un profil fileté fortement marqué ( $Ra = 110 \mu\text{m}$ ), or il est fort possible que, dans l'eau, la rugosité des surfaces influence de manière importante le frottement intrinsèque. En effet, à cause de la mouillabilité de l'eau, même à vitesse nulle, il doit exister un film résiduel entre le rouleau et la tôle qui peut conduire à une baisse du frottement si son épaisseur n'est pas négligeable par rapport à la hauteur critique du profil.

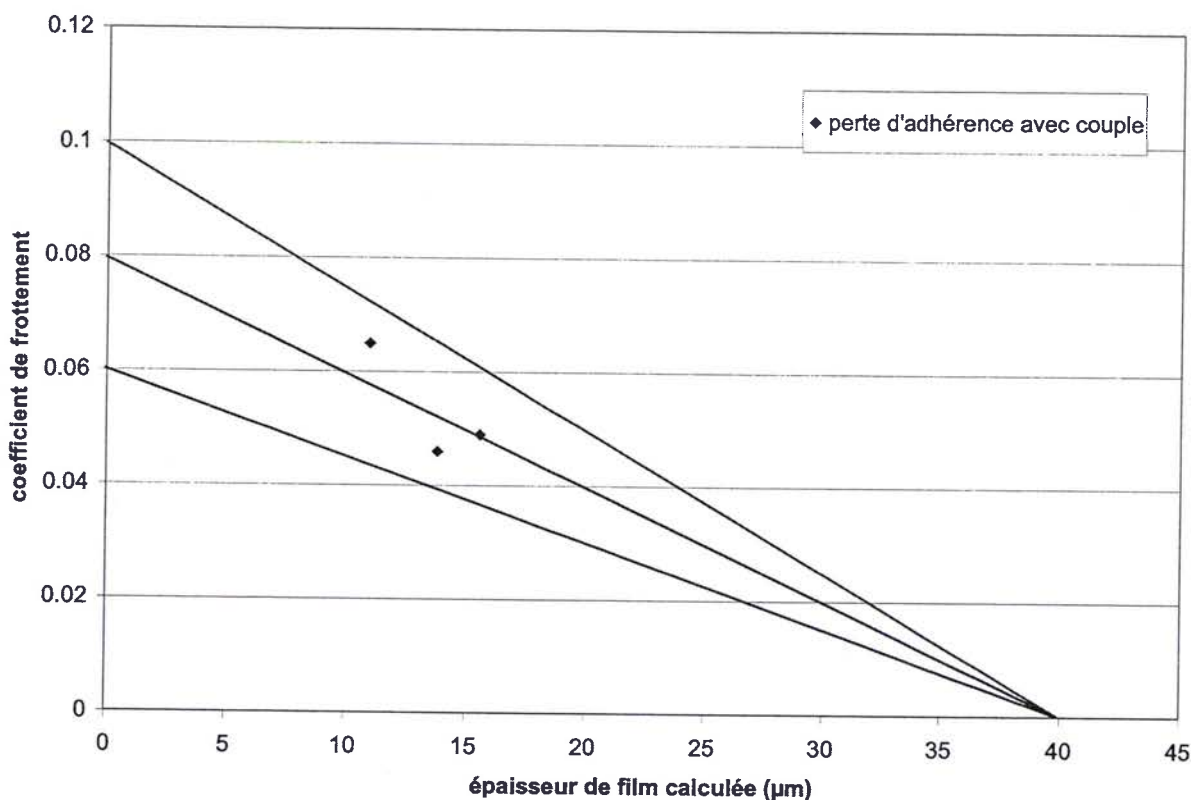


Fig. 4.18 : Caractérisation du rouleau dans l'eau.

### 2.3.2 Essais de formation de plis

Quatre essais ont été effectués, deux dans l'air à  $V=20$  m/min et  $V=500$  m/min, et deux dans l'eau. Le premier essai dans l'eau a été réalisé de manière classique à  $V=20$  m/min. Par contre, pour le second, nous avons utilisé un protocole différent : au lieu de travailler à vitesse constante et augmenter la traction, nous avons fixé la traction et diminué progressivement la vitesse. Cette façon de faire nous a permis d'être sûrs d'obtenir des TCFP bien différentes pour les deux essais dans l'eau.

-Résultats bruts :

essai	1	2	3	4
fluide	air	air	eau	eau
vitesse de bande (m/min)	20	500	20	35
Traction lors du plissement (N)	1000	1450	5300	8700
Traction spécifique lors du plissement (MPa)	8.33	12.08	44.17	72.50

Tableau [4-2] : Résultats des essais de formation de plis.

-Estimation du coefficient de frottement lors de la formation du pli :

Pour cela, on calcule l'épaisseur de film en fonction du niveau de traction et de la vitesse de bande, et l'on estime le coefficient de frottement connaissant le frottement intrinsèque et l'épaisseur critique du rouleau. Compte tenu des incertitudes sur ces paramètres, un intervalle d'incertitude est donné. Pour l'essai effectué dans l'air à 20 m/min, comme il y a une différence entre les couples transmissibles prévus par le modèle et ceux mesurés, je préfère utiliser les coefficients de frottement apparents calculés à partir des mesures faites à cette vitesse.

essai		1	2	3	4
fluide		air	air	eau	eau
vitesse de bande (m/min)		20.00	500.00	20.00	35.00
TCFP (MPa)		8.33	12.08	44.17	72.50
épaisseur de film calculée (µm)		<del>15.11</del>	15.11	11.73	12.24
prévision frottement		0.63	0.37	0.057	0.056
intervalle	minimum	0.58	0.35	0.042	0.042
	maximum	0.64	0.38	0.071	0.069

Tableau [4-3] : TCFP et évaluation du coefficient de frottement lors des essais de formation de plis.

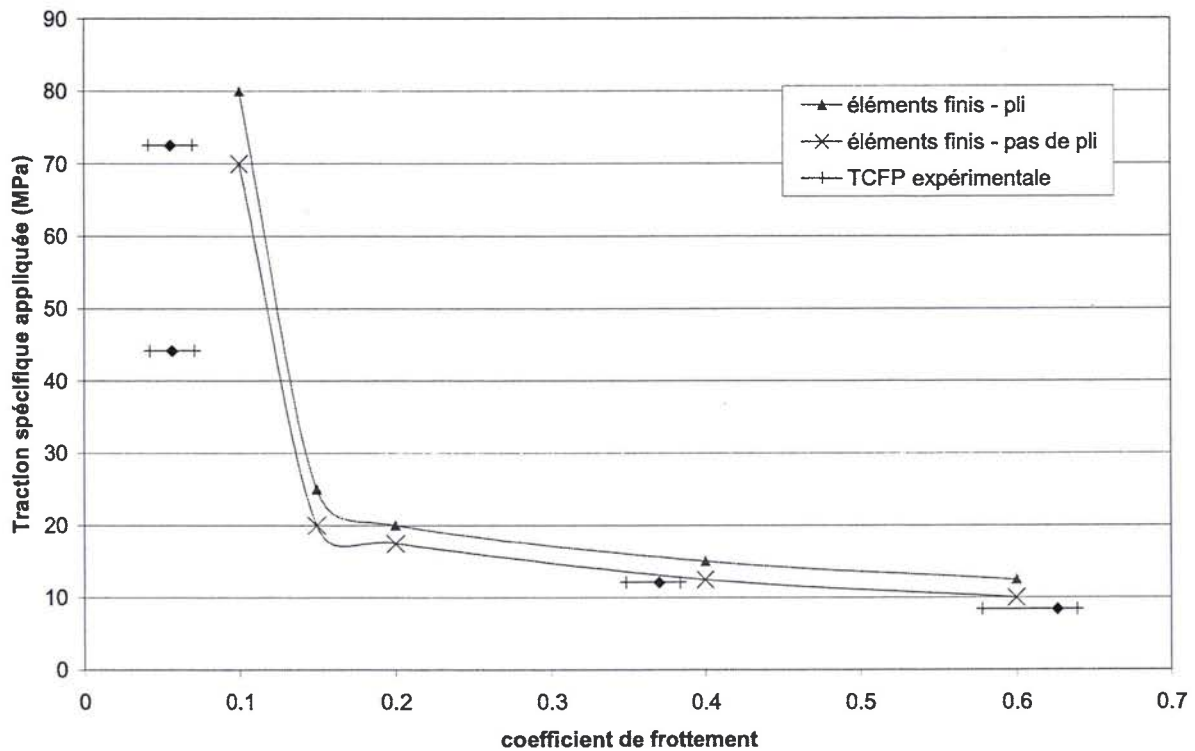


Fig. 4.18 : Comparaison entre résultats expérimentaux et numériques.

A ce niveau, il est clair que les résultats des essais répondent aux objectifs que nous nous étions fixés. Tout d'abord, nous avons pu observer la forte augmentation des TCFP qui survient lorsque le coefficient de frottement descend en dessous d'un certain niveau. De plus, on peut constater la faible différence entre résultats expérimentaux et numériques pour les forts frottements. Pour les essais effectués dans l'eau, on remarque que pour les TCFP

obtenues, les frottements estimés sont assez différents de ceux que prévoient les éléments finis. Mais il ne faut pas oublier que la caractérisation du rouleau dans l'eau a été faite avec seulement trois mesures.

## **2.4 Recommandations en vue de futurs essais**

Lors des essais, il est apparu que de réaliser des essais dans l'eau et dans l'air avec un même rouleau engendre des problèmes. En effet, la différence de viscosité fait que, dans les mêmes conditions, l'épaisseur de fluide est 16 fois plus forte avec de l'eau qu'avec de l'air. Il est par conséquent difficilement possible de choisir un état de surface permettant de constater une baisse du frottement dans l'air pour la vitesse maximale accessible sur le pilote tout en conservant une certaine adhérence dans l'eau. Concernant des essais dans l'air, ils ne me paraissent envisageables qu'avec un rouleau en acier (pour éviter l'usure importante rencontrée avec l'aluminium) très faiblement rugueux. Des essais dans l'eau me paraissent plus simples à mettre en œuvre, si on prend soin de choisir une rugosité suffisante pour exploiter toute la plage de vitesse du pilote.

La valeur du coefficient de frottement intrinsèque (à vitesse nulle) est déduite des mesures de couples transmissibles, il serait intéressant de réaliser aussi une mesure directe à l'aide d'une bande et de poids (cf. Pollegi (1996)).

## **3. Conclusions**

Dans le chapitre 2, nous avons mis en évidence le rôle du frottement dans le mécanisme de formation des plis. Comme nous pouvions le penser, la TCFP peut varier de manière importante lorsque le coefficient de frottement varie. La forme des courbes peut être expliquée en considérant la création des contraintes compressives transversales lors du transport des tôles. Ces contraintes sont dues principalement à la géométrie du rouleau et au frottement. Notons que cette analyse m'a permis de mettre au point une nouvelle formule analytique qui permet d'estimer les TCFP. Concernant les essais, il est intéressant de remarquer que le modèle éléments finis permet une prévision assez fine des TCFP et peut donc être utilisé pour effectuer des études de sensibilité.



*Plissement des tôles en acier dans les lignes de recuit  
continu*



## Chapitre 5 : Plissement des tôles en acier dans les lignes de recuit continu

Les simulations, dont les résultats sont présentés dans les chapitres 2 et 4, étaient pour la plupart « inspirées » des essais effectués sur le pilote « guidage et pli ». Pour ces essais, on utilise généralement des bandes en Aluminium. Ceci peut paraître surprenant, mais se justifie par le fait qu'industriellement, les problèmes de plis sont les plus cruciaux dans les lignes de recuit continu. Or, dans ces lignes, l'acier est chauffé à environ 800°C et ses caractéristiques mécaniques sont différentes de celles à température ambiante : sa limite élastique conventionnelle chute d'environ 350 à environ 50 MPa, la limite élastique de l'acier à chaud est donc plus proche de celle de l'aluminium à froid (environ 100 MPa) que de celle de l'acier à froid. D'ailleurs, des essais sur le pilote (qui ne peuvent être réalisés qu'à température ambiante) ont montré qu'il n'est possible de former des plis avec des bandes en acier que si elles sont très fines. Néanmoins, il existe des différences importantes entre l'aluminium « froid » et l'acier « chaud ». Tout d'abord la limite élastique de l'acier à chaud est sensiblement plus faible que celle de l'aluminium à froid. De plus, le module d'Young de l'acier à chaud (environ 180000 MPa) reste supérieur à celui de l'aluminium à froid (environ 70000 MPa). Ce faible ratio entre limite élastique et module d'Young favorise l'apparition de déformations plastiques. Pour les tôles en aluminium, nous avons un mécanisme d'évolution élastique des déformées post-flambées qui aboutissait à l'apparition de déformations plastiques localisées. Dans le cas des tôles en acier à chaud, des déformations plastiques peuvent apparaître dès la mise sous tension de la tôle, à la fois sur le rouleau et au niveau des ondulations de flambage sur le brin libre. Comme nous allons le voir, de nouveaux mécanismes interviennent lors de l'enroulement. En outre, l'analyse des risques de formations de plis dans les lignes de recuit nécessite l'introduction d'un nouveau paramètre dans le modèle numérique : les défauts de planéité des bandes, dont les origines seront discutées.

### 1. Mécanismes intervenant lorsque la plastification devient plus étendue

#### 1.1 La plastification limite le niveau des contraintes compressives apparaissant lors de la mise sous tension de la bande

Dans le chapitre 3, nous avons vu que, sur le rouleau, les contraintes de traction se concentrent au niveau de la table. Le rapport entre le niveau moyen des contraintes dans le sens long sur la table et le niveau de traction appliqué dépend de l'étendue du contact sur le rouleau. Sa valeur est comprise entre 1 et  $l_b/l_t$  ( $l_b$  et  $l_t$  sont respectivement les largeurs de la bande et de la table du rouleau). Fort logiquement, c'est sur la table au niveau du rouleau qu'apparaissent les déformations plastiques. Ce phénomène est favorisé dans le cas de l'acier à chaud pour deux raisons. Tout d'abord, parce que sa limite élastique est assez basse. De plus, la concentration des contraintes de traction au niveau de la table est d'autant plus importante que le module d'Young est élevé. Donc, avec la même courbe d'écrouissage, la plastification intervient plus tôt avec un fort module d'Young. La figure 5.1 montre que lorsque le niveau de traction augmente, la zone plastifiée s'étend à la partie du brin libre qui est dans le prolongement de la table ; les ondulations de flambage sont plastifiées.

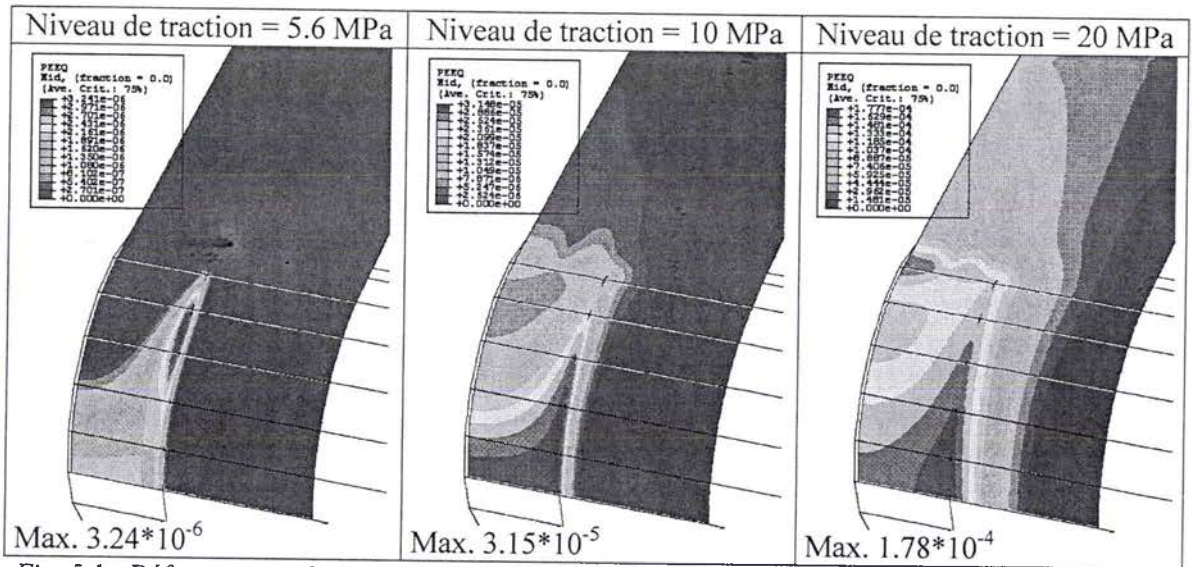


Fig. 5.1 : Déformations plastiques équivalentes au niveau de la peau moyenne apparaissant lors de la mise sous tension de la bande.

Données : rouleau : rayon 400 mm, largeur de table 500 mm, pentes 0.5 mm/m, tôle : épaisseur : 0.2 mm, largeur 1300 mm, comportement élasto-plastique (loi de Ramberg-Osgood) :  $E=180000$  MPa,  $\nu=0.3$ ,  $R_{p0.2\%}=40$  MPa,  $n=6$

La bande plastifie où se concentrent les contraintes de traction. Par conséquent, ces dernières se ré-homogénéisent dans la largeur de la bande. Nous avons vu que cette inhomogénéité est à l'origine de l'apparition de contraintes compressives dans le sens travers. Comme le montre la figure 5.2, le niveau de contraintes compressives que l'on peut atteindre est d'autant plus faible que la limite élastique est basse.

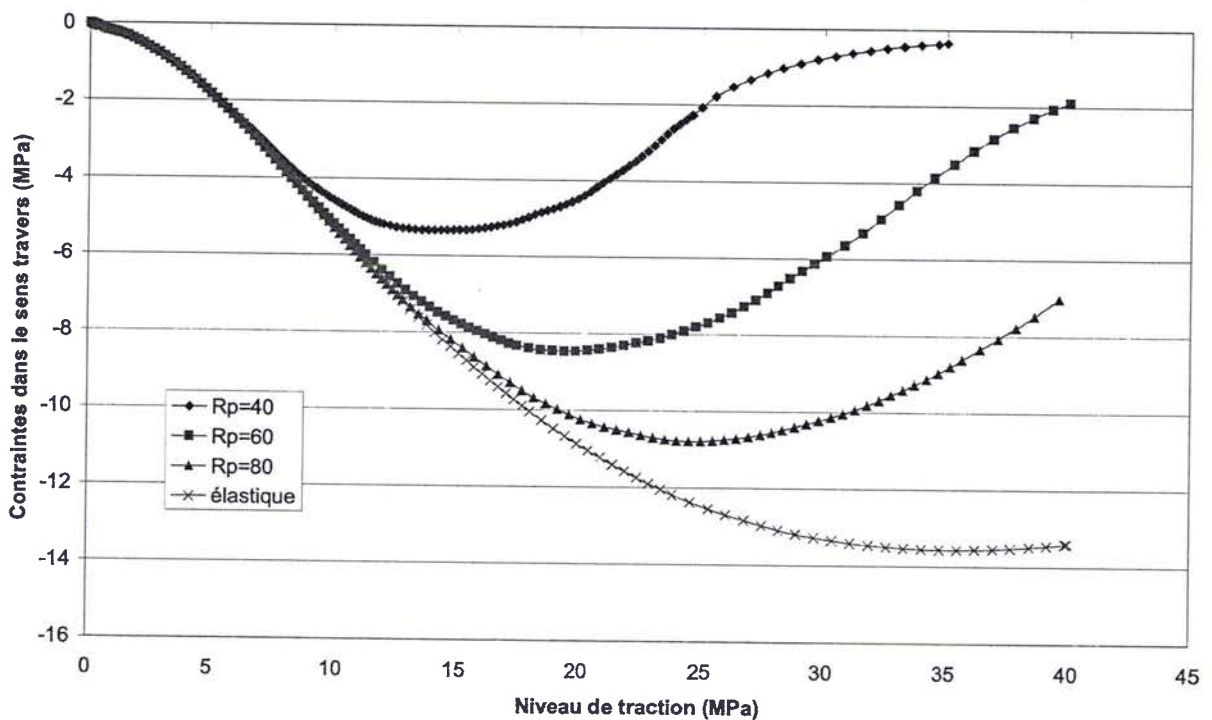


Fig. 5.2 : Influence de la limite élastique sur l'évolution du maximum des contraintes compressives dans le sens travers lors de la mise sous tension de la bande.

Données : comportements élastiques et élasto-plastiques (loi de Ramberg-Osgood) :  $R_{p0.2\%} = 40, 60$  et  $80$  MPa, autres caractéristiques : cf. fig. 5.1

## 1.2 Enroulement d'une bande en présence de déformations plastiques

Afin de comprendre l'accentuation des ondulations de flambage lors de l'enroulement, il faut s'intéresser aux mécanismes pouvant générer des contraintes compressives lors du mouvement de la tôle. En l'absence de mécanismes dissipatifs, la déformée en fin de traction n'est pas affectée par le défilement de la tôle. Contrairement à l'aluminium, le post-flambage des bandes en acier à température élevée reste rarement élastique. D'ailleurs, pour des tôles plus épaisses, il est même possible que la tôle ait déjà plastifié avant de flamber. Dans le chapitre 2, nous avons pu mettre en évidence l'évolution élastique des ondulations sous l'effet du frottement. Comme nous allons le voir, des mécanismes différents interviennent lorsque les ondulations de flambage ont plastifié.

### 1.2.1 Contraintes compressives dues aux déformations plastiques apparaissant lors de l'enroulement

Ces contraintes sont mises en évidence lors de l'enroulement d'une bande sans frottement bande-rouleau.

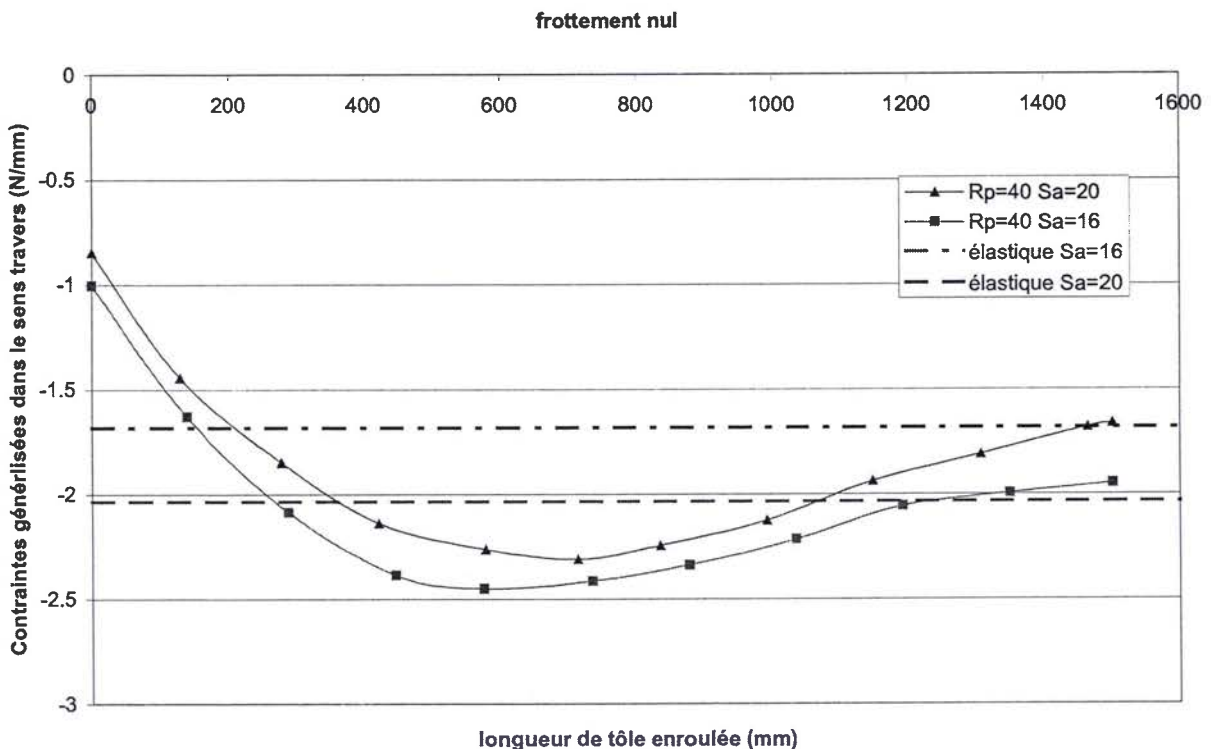


Fig. 5.3 : Evolution des contraintes compressives lors de l'enroulement à frottement nul. La valeur maximale aux points d'intégration est tracée.

Données : comportements élastique et élasto-plastique (loi de Ramberg-Osgood) :  $R_{p0.2\%} = 40$  MPa, niveaux de traction : 16 et 20 MPa, autres caractéristiques : cf. fig. 5.1

Notons que l'état avant enroulement est stationnaire s'il n'y a ni frottement, ni déformation plastique.

Ces contraintes compressives apparaissent, lors de l'enroulement, au niveau du brin libre à proximité du rouleau, où les ondulations de flambage sont forcées de s'aplanir. Les déformations plastiques étant irréversibles, elles sont transportées par le déplacement de la tôle, pouvant causer des contraintes résiduelles en aval. Le niveau de ces contraintes compressives apparaissant lors de l'enroulement est du même ordre de grandeur que celles présentes à la fin de la traction et peuvent compenser la baisse des contraintes compressives due à la plastification sur la table. De plus, on remarque que ces contraintes supplémentaires n'ont pas un niveau beaucoup plus important pour un niveau de traction de 20 MPa que pour 16 MPa.

**1.2.2 Influence de la plastification des ondulations sur l'effet du frottement lors de l'enroulement**

Si la plastification des ondulations est à l'origine de l'apparition de contraintes compressives supplémentaires, il semble qu'elle réduise l'effet du frottement lors de l'enroulement. Ce phénomène est mis en évidence par les courbes de la figure 5.4.

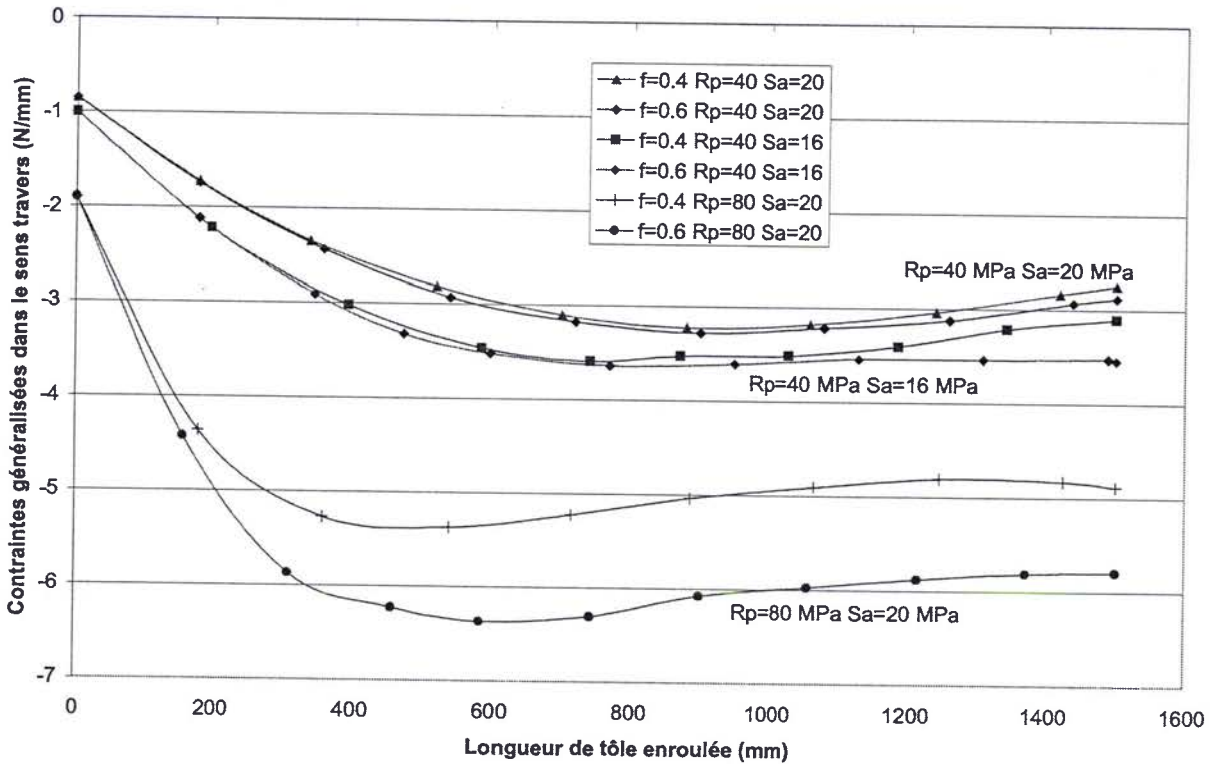


Fig. 5.4 : Evolution des contraintes compressives lors de l'enroulement pour différentes valeurs de la limite élastique et du niveau de traction. Dans chaque cas, l'enroulement est effectué pour deux valeurs du coefficient de frottement. La valeur maximale aux points d'intégration est tracée. Données : coefficients de frottement : 0.4 et 0.6, niveaux de tractions : 16 et 20 MPa, limites élastiques  $Rp_{0.2\%}=40$  et 80 MPa, autres caractéristiques : cf. fig. 5.1

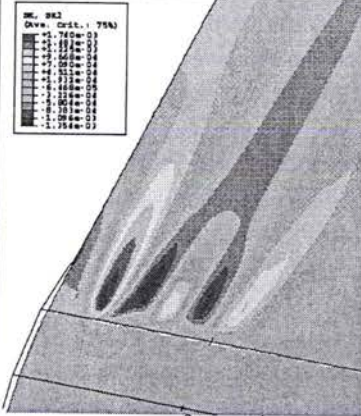
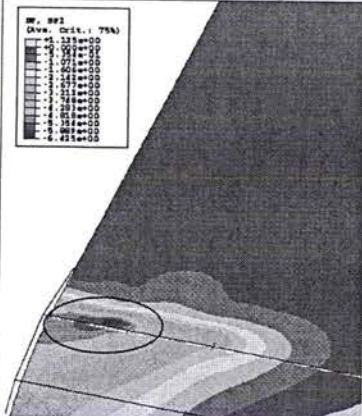
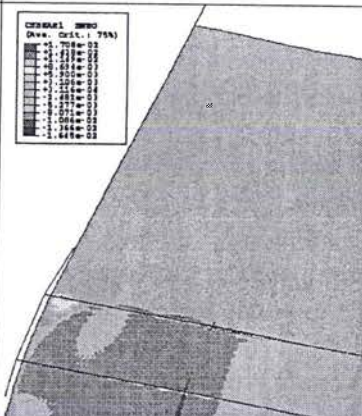
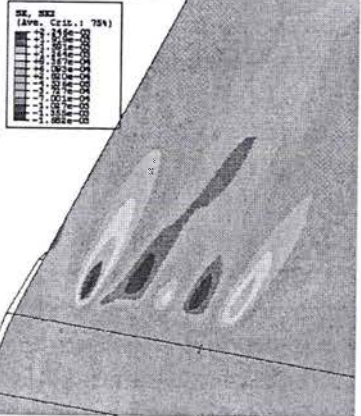
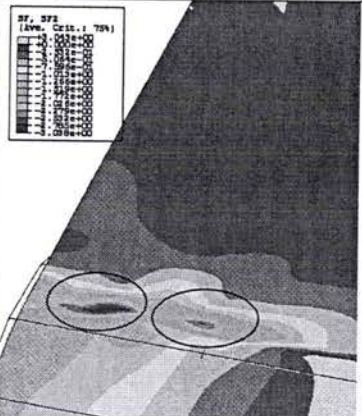
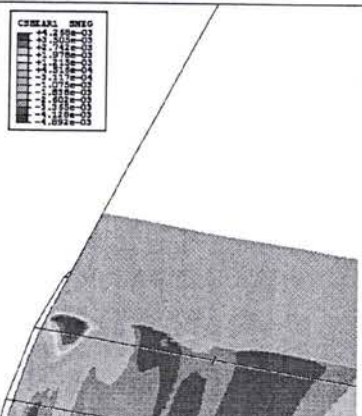
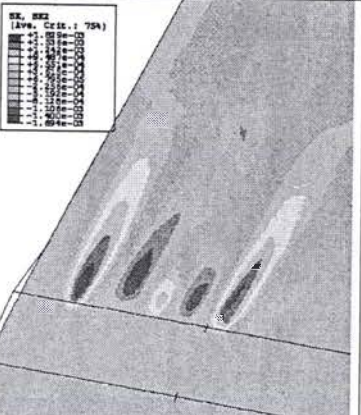
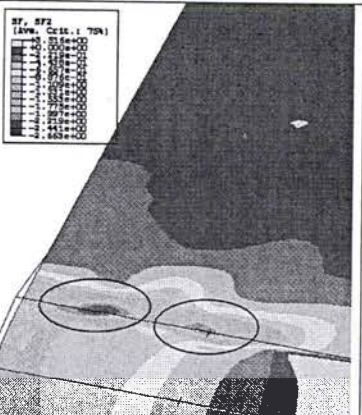
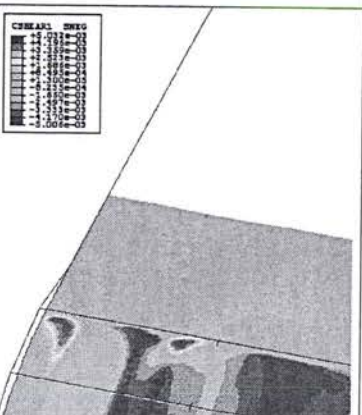
Lors de l'enroulement, on constate que l'augmentation des contraintes compressives est d'autant plus faible que la limite élastique est basse ou que le niveau de traction est élevé. De plus, lorsque la limite élastique vaut 40 MPa, l'évolution des contraintes compressives est très

peu influencée par la valeur du coefficient de frottement. Par contre, avec une limite élastique plus élevée, le niveau des contraintes compressives que l'on atteint augmente significativement avec le coefficient de frottement. Ces observations indiquent que la plastification de la tôle limite l'action du mécanisme induit par le frottement entre la tôle et le rouleau. Essayons de comprendre à quoi est dû ce phénomène. La figure 5.5 montre l'état d'une bande après enroulement avec un comportement élastique et élasto-plastique ; plusieurs niveaux de traction ont été testés dans le cas élasto-plastique. Dans le cas élastique, on observe une ondulation plus marquée que les autres<sup>19</sup> ; il y a une ondulation qui monte sur le rouleau et s'accroît lors du mouvement de la tôle. Il s'agit de l'ondulation « positive », c'est-à-dire où les déplacements sont vers le haut, la plus marquée à la fin de la mise sous tension. Les autres ondulations ne sont pas amplifiées et peuvent même s'estomper. Il y a une « sélection naturelle » des ondulations. Il n'est pas facile d'expliquer ce phénomène, mais l'on constate que tous les efforts tangentiels dans le sens travers sont, de chaque côté de l'ondulation, orientés dans le même sens, s'opposant à son « ré-étalement ». Les contraintes compressives générées par le frottement se concentrent donc au niveau de cette ondulation. Ce qui explique pourquoi elle s'accroît lors de l'enroulement.

Avec un comportement élasto-plastique, ce phénomène apparaît aussi pour le niveau de traction le plus faible (16 MPa). Néanmoins, on observe l'apparition d'une deuxième zone, où se concentrent également, mais avec un plus faible niveau, les contraintes compressives. Ce phénomène est encore plus visible lorsque le niveau de traction atteint 20 ou 25 MPa. Dans ces situations, on constate qu'il y a deux ondulations s'accroissant sous l'effet des efforts tangentiels de contact. Les contraintes compressives en résultant sont donc localisées en deux endroits. En chacune de ces zones, les compressions résultent donc de l'action des efforts tangentiels non plus sur toute la longueur du rouleau, mais sur seulement une partie<sup>20</sup>. Les contraintes compressives se partagent, elles atteignent donc une valeur maximale moins importante. Pourquoi, ce phénomène de « sélection » n'a-t-il plus lieu lorsque le niveau de traction augmente ? Il semble que cela soit lié à la plastification des ondulations secondaires. En effet, si elles ont marqué plastiquement la tôle, ces ondulations ne peuvent plus s'estomper, lors de l'enroulement, au profit des ondulations d'amplitude plus importante. Afin d'accréditer cette hypothèse, j'ai effectué des calculs où une bande est mise sous tension, puis déchargée totalement. Ceci permet de voir dans quelle mesure le flambage a marqué la tôle. Les résultats sont présentés par la figure 5.6. On peut voir qu'en appliquant un niveau de traction de 16 MPa, il ne subsiste après la décharge qu'un reliquat très faible des ondulations secondaires. Lorsque le niveau de traction augmente la courbure résiduelle des ondulations secondaires devient de plus en plus importante. Il semble donc que le phénomène de « sélection » des ondulations lors de l'enroulement n'intervient plus lorsque les ondulations secondaires plastifient.

<sup>19</sup> En fait, il y en a deux ondulations plus marquées que les autres, car par symétrie une seule moitié de la tôle est modélisée ; le bord du maillage visible sur la gauche des illustrations correspond au centre de la tôle.

<sup>20</sup> Pour plus de détails sur l'action du frottement, le lecteur peut se reporter au chapitre 4, paragraphe 1.2.2.

	Courbure dans le sens travers ( $\text{mm}^{-1}$ )	Contraintes généralisées compressives dans le sens travers (N/mm) <i>Les endroits où les contraintes compressives sont maximales sont entourés d'une ellipse</i>	Efforts de frottement tangentiels dans le sens travers (MPa)
Traction=20 MPa, élastique	 <p>Max. <math>1.74 \cdot 10^{-3} \text{ mm}^{-1}</math> Min. <math>-1.354 \cdot 10^{-3} \text{ mm}^{-1}</math></p>	 <p>Min. -6.425 N/mm</p>	
Traction=16 MPa, Rp=40 MPa	 <p>Max. <math>2.246 \cdot 10^{-3} \text{ mm}^{-1}</math> Min. <math>-1.682 \cdot 10^{-3} \text{ mm}^{-1}</math></p>	 <p>Min. -3.038 N/mm</p>	
Traction=20 MPa, Rp=40 MPa	 <p>Max. <math>1.829 \cdot 10^{-3} \text{ mm}^{-1}</math> Min. <math>-1.694 \cdot 10^{-3} \text{ mm}^{-1}</math></p>	 <p>Min. -2.663 N/mm</p>	



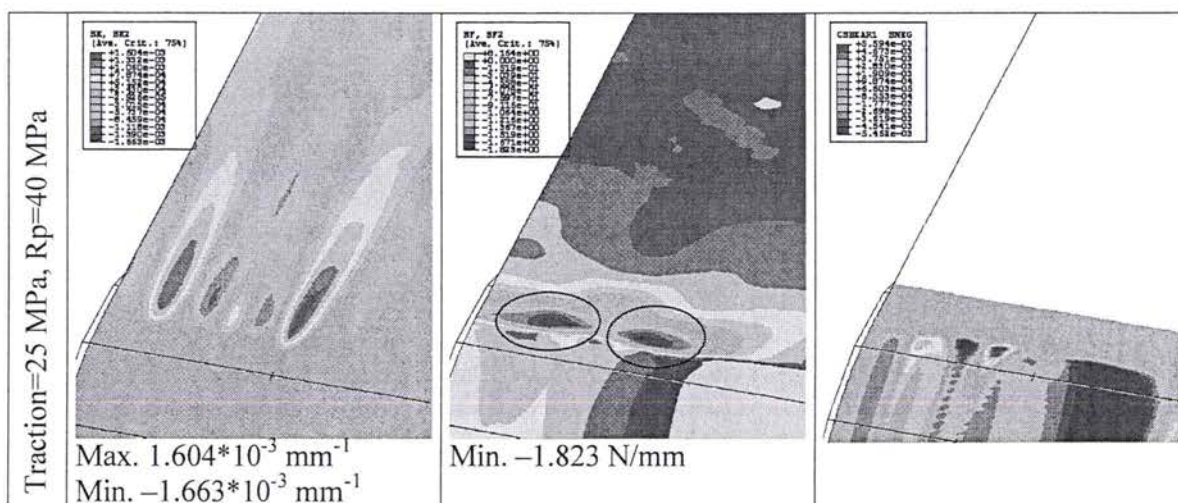


Fig. 5.5 : Influence du niveau de traction. Les grandeurs sont représentées **après enroulement** d'une longueur de tôle suffisante pour atteindre un état stationnaire (environ 1400 mm). Il n'y a pas formation de plis.

Données : comportements élastique et élasto-plastique (Ramberg-Osgood) :  $Rp0.2\%=40 \text{ MPa}$ , coefficient de frottement : 0.4, autres caractéristiques : cf. fig. 5.1

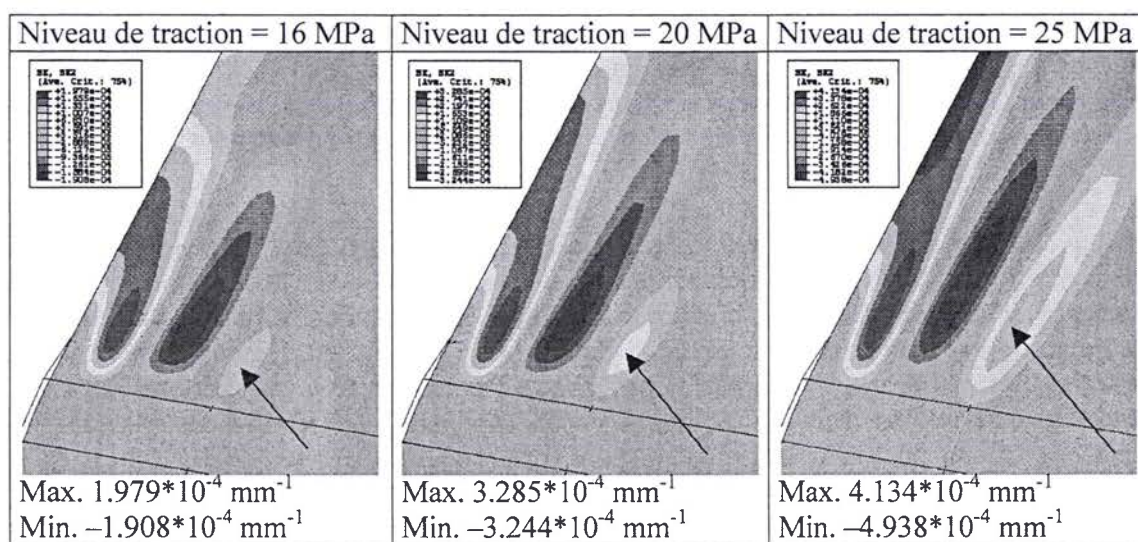


Fig. 5.6 : Courbure résiduelle dans le sens travers après une mise sous tension puis une décharge complète (la tôle n'est pas enroulée). Les flèches pointent sur les ondulations secondaires.

Données : cf. fig. 5.1

### 1.3 Ces phénomènes favorisent-ils la formation des plis ?

Par rapport aux bandes en aluminium, nous venons de mettre en évidence trois phénomènes nouveaux :

- La plastification de la tôle au niveau de la table lors de la mise sous tension réduit les contraintes compressives avant enroulement.
- Des contraintes compressives sont générées lors de l'enroulement d'ondulations de flambage qui ont plastifié.
- Par contre, la plastification des ondulations réduit l'effet du frottement.

Seul le second mécanisme favorise l'apparition des contraintes compressives. Et dans les cas que nous venons d'étudier, on génère moins de contraintes compressives quand la limite élastique diminue et parfois quand le niveau de traction augmente (fig. 5.4). Dans le cas des tôles d'aluminium, les simulations ont toujours montré qu'une baisse de la limite élastique ou une hausse du niveau de traction aboutit à des ondulations plus marquées. Cette situation n'est plus vraie lorsque la plastification de la bande devient importante. La figure 5.7 montre, par exemple, que pour la configuration étudiée, la courbure des ondulations est la plus forte lorsque la limite élastique vaut 60 MPa. Une baisse de la limite élastique en dessous de cette valeur cause une diminution du niveau de courbure atteint. Un phénomène similaire se produit lorsque l'on fait varier le niveau de traction (fig. 5.8). Au dessus d'une certaine valeur, une hausse du niveau de traction fait baisser la courbure des ondulations. Il est intéressant de noter que sur les courbes de la figure 5.8, pour un niveau de traction de 20 MPa, le défaut se propageant sur le rouleau est suffisamment marqué pour que l'on puisse considérer que l'on a formé un pli. Lorsque le niveau de traction passe à 22.5 MPa, le pli est plus marqué. Par contre, pour 30 MPa, on ne forme plus de pli. Une hausse du niveau de traction peut donc dans certaines circonstances, prévenir la formation de plis. L'intervalle de niveau de traction, dans lequel on forme des plis, est donc fermé.

Lorsque la limite élastique diminue, la TCFP décroît. Cependant, le niveau de traction, qui permet de ne plus former de plis, décroît de manière plus importante. Si bien que la largeur de l'intervalle de niveau de traction, où l'on forme des plis, se réduit. De plus, les plis formés sont de moins en moins marqués. Si la limite élastique descend en dessous d'une certaine valeur, les défauts formés deviennent si peu marqués qu'on ne peut plus parler de pli. Ce phénomène, illustré par la figure 5.9, ne se produit que dans des circonstances précises. Par exemple, avec un profil de rouleau faiblement marqué, une épaisseur de tôle de 0.2 mm, et un coefficient de frottement de 0.6 (tableau 5-1 et fig. 5.10), on ne forme plus de plis lorsque la limite élastique est inférieure à 60 MPa. Si le coefficient de frottement est égal à 0.4, on ne forme pas de plis pour toutes les valeurs de la limite élastique étudiées (entre 40 et 80 MPa). Par contre, avec une tôle plus fine ( $e=0.16$  mm) et un coefficient de frottement de 0.4, on peut former des plis pour toutes les valeurs de la limite élastique entre 40 et 80 MPa.

Epaisseur de tôle (mm)	Coefficient de frottement	Possibilité de former des plis		
		Limite élastique à 0.2 % (MPa)		
		40	60	80
0.2	0.4	Non	Non	Non
0.2	0.6	Non	Oui*	Oui*
0.16	0.4	Oui*	Oui*	Oui*

Tableau [5-1] : Configurations pour lesquelles la formation des plis a été étudiée.

\*Les valeurs des TCFP sont présentées par la figure 5.10. Les données non précisées sont identiques à celles de la figure 5.1

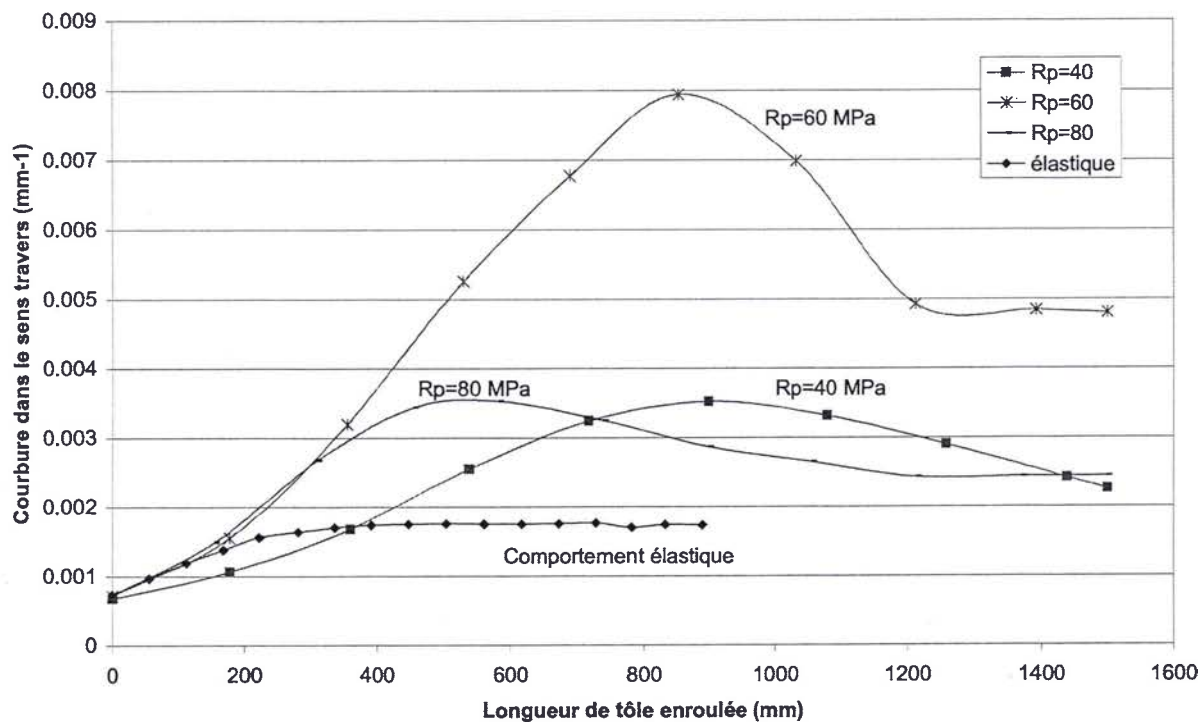


Fig. 5.7 : Evolution de la courbure maximale des ondulations lors de l'enroulement pour différentes valeurs de la limite élastique.

Données : comportements élastique et élasto-plastiques (loi de Ramberg-Osgood) :  $Rp_{0.2\%} = 40, 60$  et  $80$  MPa, coefficient de frottement :  $0.6$ , niveau de traction :  $20$  MPa, autres caractéristiques : cf. fig. 5.1

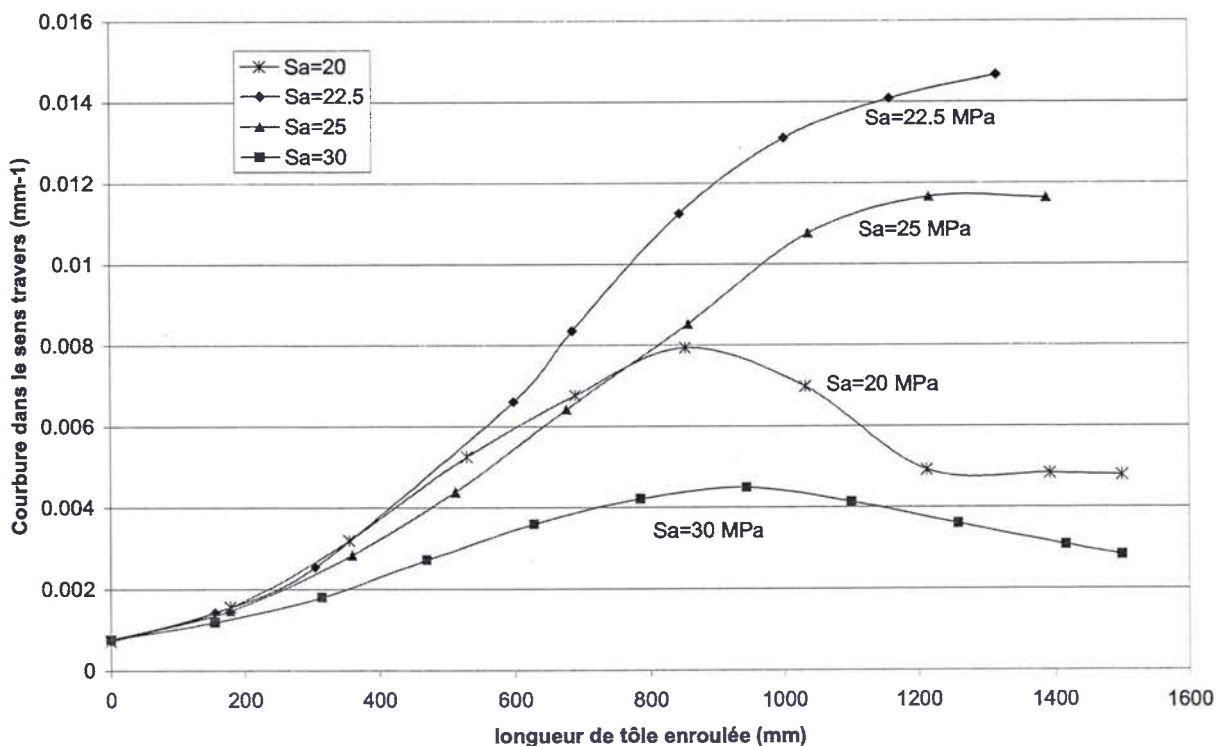


Fig. 5.8 : Evolution de la courbure maximale des ondulations lors de l'enroulement pour différents niveaux de tractions.

Données : comportement élasto-plastique (loi de Ramberg-Osgood) :  $Rp_{0.2\%} = 60 \text{ MPa}$ , coefficient de frottement : 0.6, niveaux de traction : 20, 22.5, 25 et 30 MPa, autres caractéristiques : cf. fig. 5.1

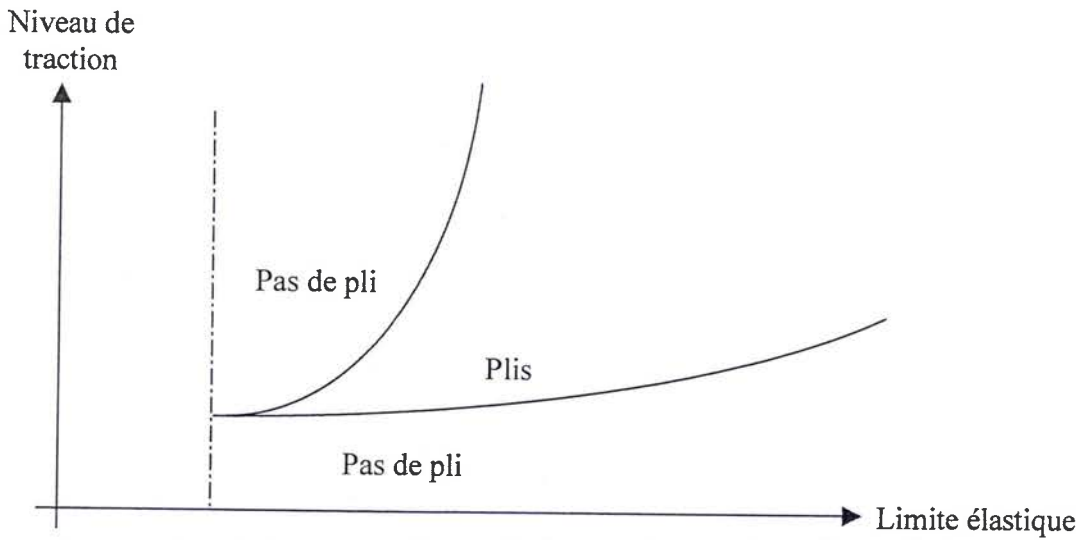


Fig. 5.9 : Schématisation de l'influence de la limite élastique sur la formation des plis.

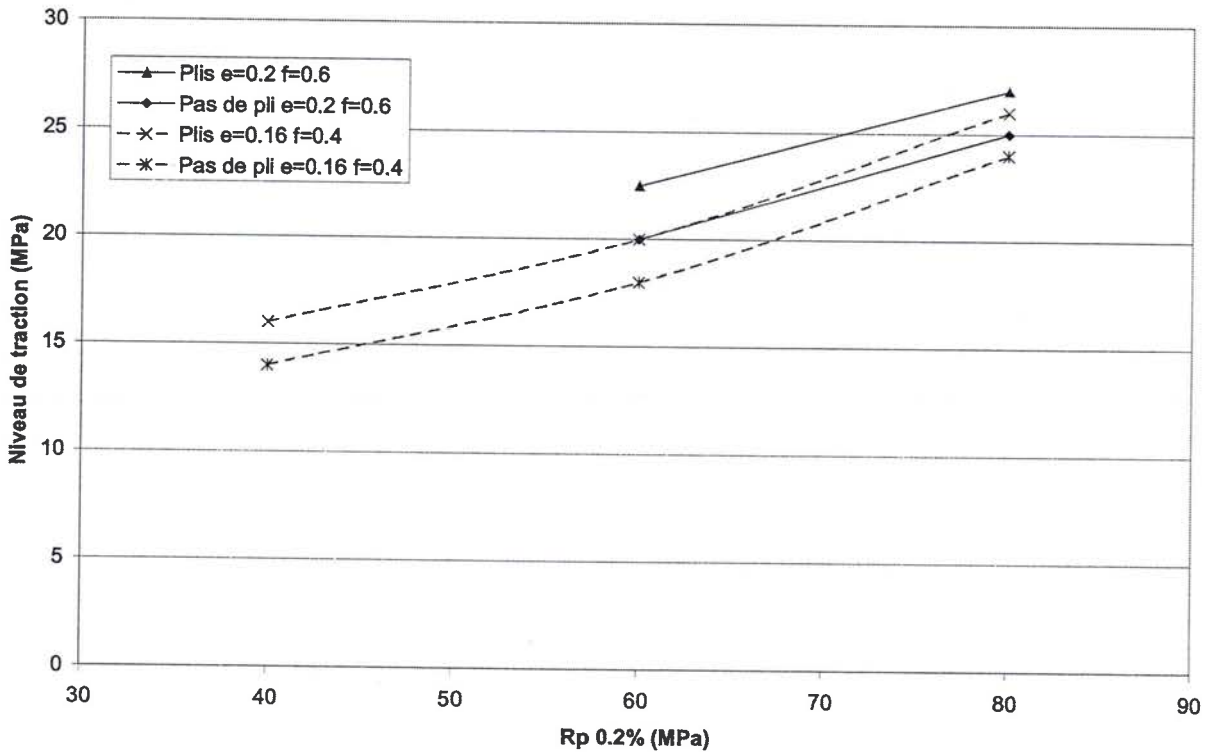


Fig. 5.10 : Influence de la limite élastique sur les tractions critiques (TCFP) pour différentes épaisseurs de tôles.

Données : épaisseurs : 0.16 et 0.2 mm, coefficients de frottements : 0.4 pour  $e=0.16 \text{ mm}$  et 0.6 pour  $e=0.2 \text{ mm}$ , autres caractéristiques : cf. fig.5.1

Remarque : Dans ce paragraphe, nous avons vu qu'une diminution de la limite élastique engendre généralement une baisse du niveau des contraintes compressives (fig. 5.4). Malgré cela, la TCFP diminue généralement avec la limite élastique. Dans le chapitre 4 (§ 1.2.1), nous avons constaté que la formation d'un pli se fait lorsque le niveau des contraintes compressives dans le sens travers atteint une certaine valeur que nous avons nommée contrainte compressive critique. Ce phénomène est bien mis en évidence lorsque l'on trace la courbure des ondulations en fonction des contraintes compressives (fig. 5.11). Tant que le niveau des contraintes compressives n'atteint pas le niveau critique, la courbure des ondulations reste modérée (bien-sûr, elle augmente avec le niveau des contraintes compressives). Par contre, si l'on atteint le niveau critique, la courbure augmente ensuite rapidement lors du mouvement de la tôle. Les problèmes que nous étudions sont trop complexes pour pouvoir donner une justification théorique à l'existence de cette compression critique. Il est probable que cette compression critique correspond au niveau de compression générant des ondulations dont la courbure est suffisante pour induire l'action du mécanisme cumulatif plastique. Dans ce cas, l'augmentation de la courbure se fait progressivement avec le défilement de la tôle, même si le niveau de compression n'augmente pas. Quoiqu'il en soit, la figure 5.11 montre que ce niveau de compression critique diminue avec la limite élastique. Il y a donc, lorsque la limite élastique diminue, une compétition entre la baisse du niveau des contraintes compressives et la baisse de la compression critique, qui aboutit dans la plupart des cas à une diminution de la TCFP.

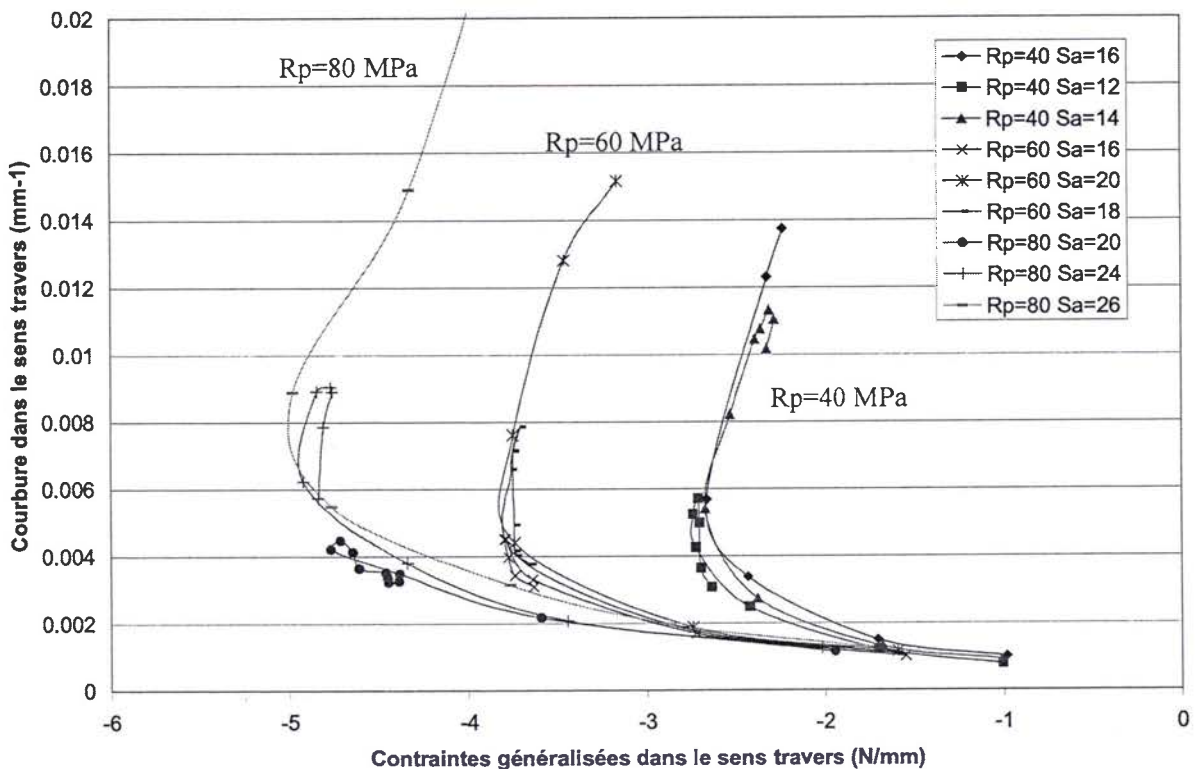


Fig. 5.11 : Influence de la limite élastique sur le niveau de contraintes compressives critiques. On trace la valeur maximale de la courbure dans le sens travers en fonction de la valeur minimale des contraintes dans le sens travers. Ces valeurs sont obtenues lors de l'enroulement des tôles pour différentes valeurs de la limite élastique et du niveau de traction.

Données : épaisseur : 0.16 mm, comportements élasto-plastiques (loi de Ramberg-Osgood) :  $Rp_{0.2\%} = 40, 60 \text{ et } 80 \text{ MPa}$ , coefficient de frottement : 0.4, autres caractéristiques : cf. fig. 5.1

## 2. Influence des défauts de planéité

Les résultats de TCFP obtenus pour les bandes en acier à chaud sont quelque peu surprenants. En effet, ces simulations sont basées sur des configurations existantes dans les lignes industrielles, où l'on rencontre parfois des problèmes de plissement. Or les simulations indiquent, que pour certaines de ces configurations, il serait impossible de former des plis. De plus, dans les cas où l'on a formé des plis, les niveaux des TCFP sont beaucoup plus importants que les tensions de ligne. Ceci m'a conduit à penser que notre modélisation négligeait des paramètres dont le rôle est sans doute important dans les lignes industrielles. En particulier, les divers « défauts », qui peuvent provenir soit de l'installation (désalignement des rouleaux, problèmes de guidage) ou de la bande (défauts de planéité). Ces derniers ont été introduits dans le modèle.

### 2.1 Notion de défaut de planéité

Le terme de défaut de planéité correspond à une différence, dans la largeur, de la longueur des fibres longues de la tôle. Une origine bien connue de ce type de défauts est le laminage. Lors de cette opération, l'épaisseur de l'emprise n'est pas toujours homogène sur toute la longueur des rouleaux. Par conséquent, on n'allonge pas la tôle de manière homogène dans sa largeur (fig. 5.12). Cette différence de longueur des fibres est à l'origine de l'apparition de contraintes résiduelles dans le sens long. Ce champ de contraintes devant être auto-équilibré, il y a, en l'absence de chargement extérieur, nécessairement une zone en compression pouvant faire flamber la tôle. Généralement, ce flambage est caractérisé par des ondulations périodiques sur les bords ou au centre de la tôle, suivant le type de défaut (fig. 5.13). On essaie de faire disparaître ces ondulations lors du planage, où la tôle est étirée afin de ré-homogénéiser les déformations plastiques résiduelles dans la largeur de la bande.

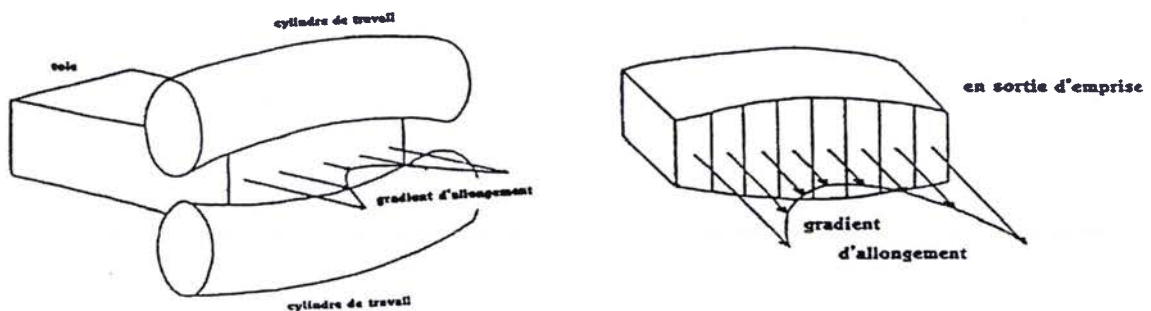


Fig. 5.12 : Gradient d'allongement résultant du laminage (d'après Brunelot (1995)).

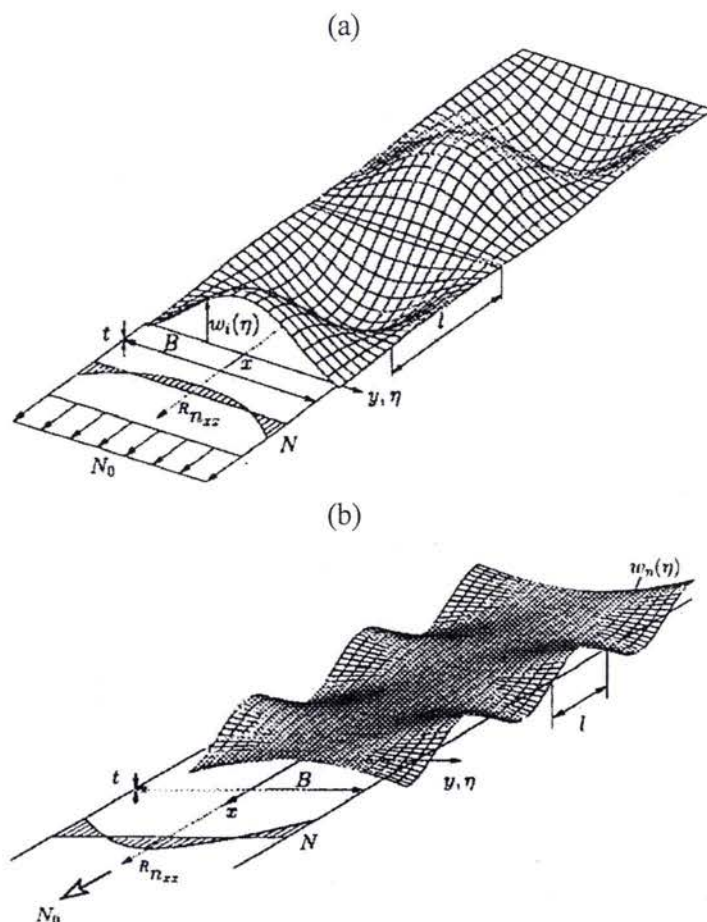


Fig. 5.13 : Formes caractéristiques des modes de flambage induit par un gradient d'allongement longitudinal. (a) défaut de type centre long (d'après Rammerstorfer et al. (2001)) (b) défaut de type bords longs (d'après Fisher et al. (2003))

Dans les lignes de recuit, ce gradient d'allongement peut avoir une autre origine qu'un gradient de déformations plastiques, ce peut être un gradient de déformation d'origine thermique. En effet, dans les recuits, la tôle subit des chauffés et des refroidissements très rapides, il est probable que lors de ces opérations, les échanges thermiques ne se font pas de manière homogène sur la largeur de la tôle, avec pour conséquence l'apparition d'un gradient de température dans la largeur. Bien sûr, ces défauts de planéité d'origine thermique ne sont pas permanents, ils disparaissent progressivement au fur et à mesure que la température de la bande redevient homogène.

Définition de la planéité :

$$Pl = \frac{(L_{centre} - L_{rive})}{L_{rive}} 10^5 \quad (5-1)$$

où  $L_{centre}$  et  $L_{rive}$  sont respectivement les longueurs des fibres au centre et sur les bords de la tôle.

De part sa simplicité, cette définition est largement utilisée dans la sidérurgie. Elle est cependant incomplète car elle ne permet pas de rendre compte de la forme du gradient d'allongement. Les fibres les plus longues ne sont pas toujours au centre ou en rive (par

exemple, les défauts de type quart long). De plus, le gradient d'allongement peut ne pas être symétrique.

## 2.2 Prise en compte des défauts de planéité dans le modèle éléments finis

Afin de simuler le transport de tôles présentant un défaut de planéité, la méthode qui est adoptée, consiste à introduire un champ de température variant dans la largeur. Il en résulte l'apparition de déformations d'origine thermique :

$$\varepsilon_{ij}^t = \alpha \delta_{ij} \Delta T \quad (5-2)$$

$\alpha$  étant l'expansivité du matériau.

Nous nous sommes limités au cas d'une distribution parabolique :

$$\Delta T = T_a \left( 1 - \left( \frac{2y}{l_b} \right)^2 \right) \quad (5-3)$$

$y$  est la position dans la largeur, cette dernière est notée  $l_b$ .  $T_a$  est la variation maximale de température. Si  $T_a > 0$ , on a affaire à un défaut de type centre long. Si  $T_a < 0$ , il s'agit d'un « bords longs ».

La planéité de ce type de défaut vaut :

$$Pl \approx \alpha T_a 10^5 \quad (5-1b)$$

D'un point de vue pratique, lors des simulations, le défaut est introduit progressivement après avoir appliqué une légère traction. Le niveau de traction désiré est ensuite appliqué. La dernière étape est la mise en mouvement de la tôle. Cette façon de faire se justifie par le fait qu'appliquer le champ de température à une tôle non-tendue pose des problèmes de convergence. Il faut cependant faire attention à ce que la valeur de la « pré-traction » soit suffisamment faible pour ne pas faire plastifier la tôle.

## 2.3 Influence de la planéité sur les TCFP

Des essais sur le pilote ont montré que des défauts de type centre long pouvait causer une baisse significative des TCFP. Des simulations numériques ont été effectuées et ont aussi montré que la présence d'un défaut de type centre long favorise la formation de plis. Comme le montre le tableau 5-1, les calculs effectués avec des bandes planes ont montré qu'il est impossible, dans la plage de limites élastiques étudiée, de former des plis pour la configuration [ $e=0.2 \text{ mm}$ ,  $f=0.4$ ]. Pour cette configuration, nous avons introduit un défaut de type centre long dont la planéité vaut 10. La présence de ce défaut a permis de former des plis pour tout l'intervalle de variation de la limite élastique (fig. 5.14). De plus, on remarque que l'on a une très forte sensibilité à la limite élastique. La TCFP est comprise entre 2 et 4 MPa lorsque la limite élastique est de 40 MPa. Ces valeurs sont plus en accord avec les constatations industrielles. Concernant la valeur de la planéité du défaut, elle a été choisie afin d'être réaliste par rapport aux conditions de marche d'une ligne de recuit. En effet, compte tenu de l'expansivité de l'acier, comprise entre  $1.2 \cdot 10^{-5}$  et  $1.7 \cdot 10^{-5}$ , une planéité de 10 correspond à un gradient de température dans la largeur compris entre 6 et 8 degrés. Cette valeur est souvent atteinte voire dépassée en fin de chauffe. De plus, la planéité résultant du laminage peut aussi être plus importante. Il apparaît donc que pour certains formats traités dans les recuits continus, la formation de pli est due à la présence des défauts de planéité.



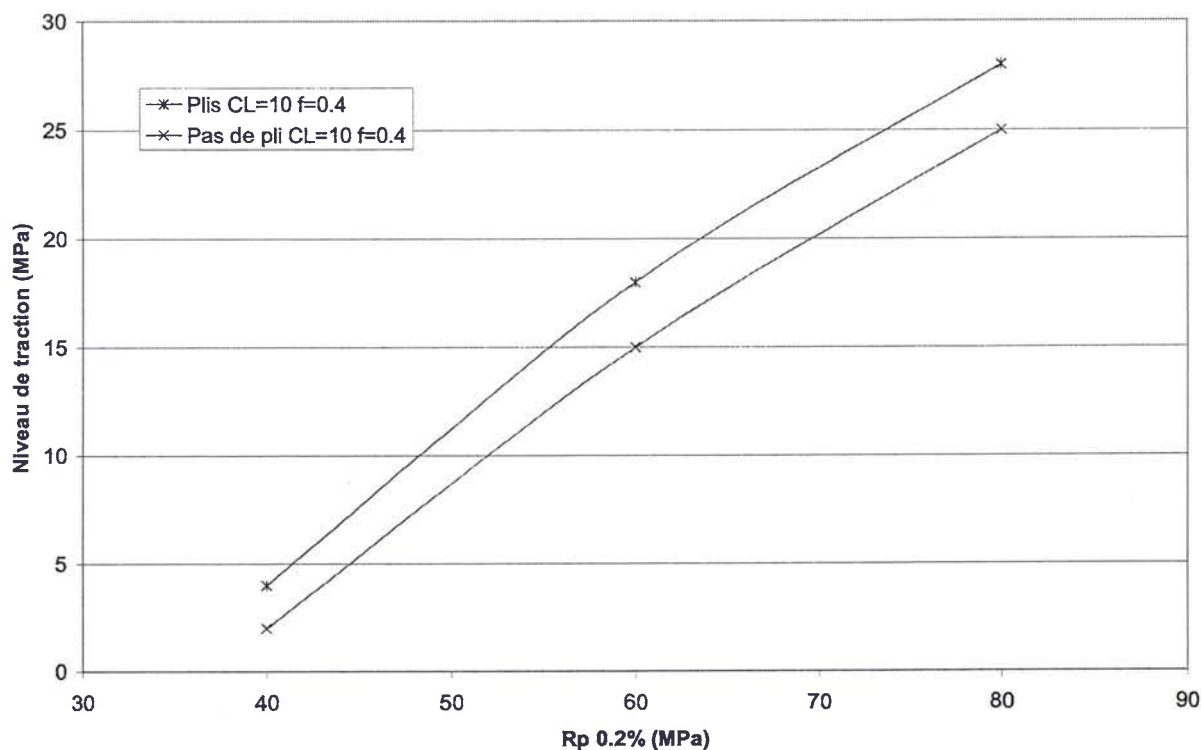


Fig. 5.14 : Influence de la limite élastique sur le niveau de traction critique (TCFP) pour une tôle présentant un défaut de planéité de type centre long.

Données : épaisseur : 0.2 mm, coefficients de frottements : 0.4, planéité : 10, autres caractéristiques : cf. fig.5.1

Nous allons maintenant essayer de comprendre pourquoi les défauts de planéité peuvent être aussi pénalisants en terme de formation des plis. En fait, on constate, qu'en présence d'un centre long, le niveau des contraintes compressives atteint lors de la mise sous tension est beaucoup plus important que pour une tôle plane (fig. 5.15). De plus, les contraintes compressives atteignent leur niveau maximum pour une traction relativement basse. Si la limite élastique est basse, le niveau de contrainte atteint lors de la mise sous tension peut être pratiquement aussi important que le niveau de compression critique. Par exemple, avec  $R_{p0.2\%}=40$  MPa, le niveau de compression critique que l'on observe en épaisseur 0.2 est d'environ 21 MPa, alors qu'avec un centre long de 10, les contraintes compressives avant enroulement atteignent pratiquement 19 MPa pour un niveau de traction de 3 MPa. Une très légère augmentation du niveau des contraintes compressives lors de l'enroulement peut donc conduire à la formation d'un pli. On comprend pourquoi la TCFP est aussi basse. Par contre, lorsque que la limite élastique augmente, le niveau de compression critique augmente. Or, comme les contraintes compressives avant enroulement diminuent ensuite avec le niveau de traction (cas où  $Pl=10$ ), les contraintes compressives n'atteignent le niveau critique que si elles augmentent de manière importante pendant l'enroulement. Ceci implique une action importante des mécanismes impliquant le frottement et dans une moindre mesure la convection des déformations plastiques, ne pouvant se faire que pour un niveau de traction relativement important. La forte sensibilité à la limite élastique s'explique donc par le fait que l'effet d'un centre long sur les contraintes « d'origine géométrique » est le plus important pour des niveaux de tractions relativement bas.

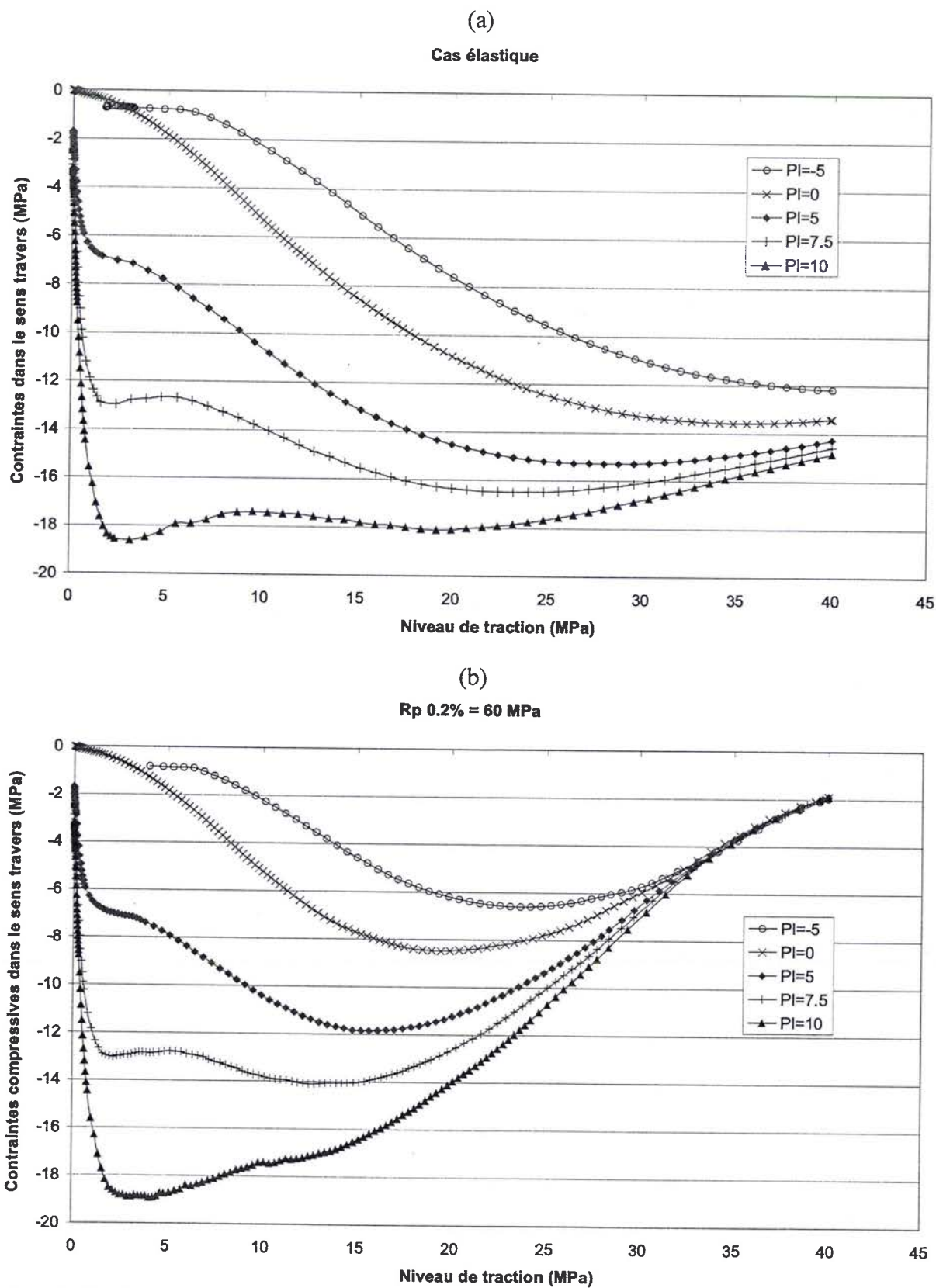


Fig. 5.15 : Evolution du niveau de contraintes compressives dans le sens travers (valeur minimale aux points d'intégrations) lors de la mise sous tension de la bande pour différentes valeurs de la planéité.

Données : planéités : bords longs ( $Pl = -5$ ), tôle plane ( $Pl = 0$ ), centre long ( $Pl = 0, 5, 7.5$  et  $10$ ) (a) comportement élastique (b) comportement élasto-plastique avec  $Rp0.2\% = 60$  MPa, autres caractéristiques : cf. fig. 5.1

Pourquoi les défauts de type centre long favorisent-ils l'apparition de contraintes compressives dans le sens travers lors de la mise sous tension de la bande ? Nous avons vu dans le chapitre 3 que les contraintes dans le sens travers apparaissent où il y a des variations des contraintes longitudinales selon la longueur. C'est-à-dire à proximité du rouleau où il y a des effets de bord dus au fait que la traction se concentre au niveau de la table du rouleau. Ces effets sont d'autant plus importants que la traction est localisée. Or, en présence d'un défaut de type centre long, on constate que le contact (donc les contraintes longitudinales) n'est pas réparti de manière homogène sur la table, mais se concentre près de l'arête délimitant la table et les cônes (fig. 5.16). De plus, avec un défaut de planéité, la traction ne devient pas uniforme lorsque l'on s'éloigne du bord, mais se concentre là où les fibres sont les plus courtes, en l'occurrence près des rives dans le cas d'un « centre long ». Donc, sur le rouleau, la traction se concentre à la limite de la table, tandis qu'elle est concentrée au bord de la tôle lorsque l'on s'éloigne suffisamment de celui-ci. Il y a par conséquent des variations importantes de la traction selon la longueur. Par contre, avec un « bords longs », aussi bien sur le rouleau que loin de celui-ci, les contraintes de traction sont les plus importantes au centre de la bande (fig. 5.16), les variations de tension près du rouleau sont donc beaucoup moins importantes. Les défauts de planéité peuvent donc favoriser (centre long) ou pas (bords longs) l'apparition de contraintes compressives lors de la mise sous tension.

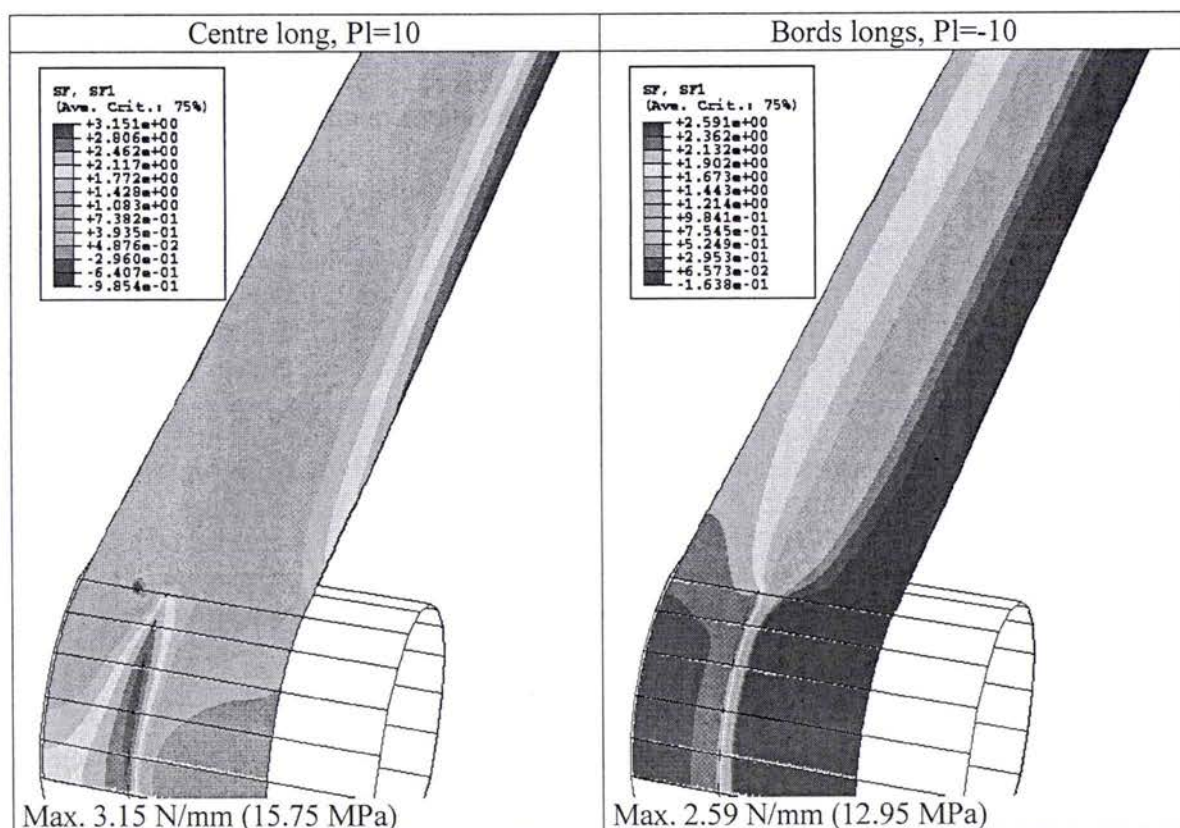


Fig. 5.16 : Répartition des contraintes généralisées dans le sens long pour des défauts de planéité de type centre long et de type bords longs. Du fait de la symétrie, le centre de la bande est au niveau du côté gauche du maillage.

Données : comportement élastique, planéités : 10 et  $-10$ , niveau de traction : 5 MPa, autres caractéristiques : cf. fig. 5.1

Cette étude concernant le rôle des défauts de planéité est loin d'être close, mais elle a permis de mettre en évidence une configuration extrêmement critique en terme de plissement : la présence d'un défaut de planéité de type centre long et une limite élastique basse. D'ailleurs, cette configuration est la seule qui permet de trouver des niveaux de TCFP proches de ceux constatés dans les lignes industrielles, il semble même que la formation des plis dans les recuits ne puisse être expliquée sans la prise en compte des défauts de planéité. Renseignement pris auprès des personnes impliquées dans la thermique des recuits à l'IRSID, il apparaît que ces conditions peuvent tout à fait être rencontrées dans les usines, en particulier en fin de chauffe. En effet, c'est à cet endroit que la tôle est la plus chaude donc que sa limite élastique est la plus basse. De plus, le chauffage engendre généralement une inhomogénéité de la température de la tôle dans sa largeur générant un défaut de planéité qui s'ajoute à ceux provenant du laminage. Il me semble néanmoins nécessaire d'engager des études complémentaires pour préciser la température dans les recuits afin de pouvoir à l'aide du modèle éléments finis déterminer les TCFP aux différents endroits de la ligne. Il me paraît aussi nécessaire de s'intéresser aussi aux autres défauts présents dans les usines en particulier ceux liés à l'installation, principalement les problèmes de désalignement.

### **3. Conclusions : vers de nouvelles solutions pour limiter le risque de formation des plis**

Les résultats présentés dans ce chapitre me semblent avoir des conséquences importantes d'un point de vue industriel. Tout d'abord, ils montrent que les phénomènes intervenant avec des tôles en acier à chaud (faible ratio entre limite élastique et module d'Young) sont différents de ceux qui interviennent avec des tôles en aluminium à température ambiante. La conséquence de cela est que les sensibilités obtenues lors d'essais sur le pilote guidage ne sont pas forcément utilisables pour le choix des profils de rouleaux dans les recuits continus.

La mise à jour du rôle des défauts de planéité ouvre des perspectives intéressantes. On pourra, en connaissant la thermique des recuits, déterminer les rouleaux critiques, c'est-à-dire les rouleaux où le risque de former des plis est le plus important. Ceci laisse entrevoir la possibilité de dissocier les fonctions de centrage et de prévention du plissement. Dans les zones où le risque de formation de plis est important, on utiliserait des profils de rouleaux faiblement marqués, voire cylindriques. La fonction de centrage serait effectuée à d'autres endroits de la ligne où l'on peut utiliser des profils plus marqués sans risquer de former des plis. D'autres solutions concernant les dispositifs de chauffe ou de refroidissement sont aussi envisageables. L'objectif serait alors de réduire les différences de température ou de favoriser une température plus élevée au niveau des rives, ce qui permettrait de générer un défaut de type bords longs qui pourrait même compenser les planéités intrinsèques aux bandes. Dans tous les cas, la simulation numérique sera un outil précieux pour la mise au point de ces solutions.

## Conclusion générale

Nous avons effectué des simulations numériques du plissement de bandes lors du passage sur un rouleau. Ces travaux nous permettent d'explicitier les mécanismes à l'origine de ce phénomène. L'apparition de contraintes compressives à proximité du rouleau, lors de l'application d'une traction, cause le flambage de la tôle. Ce flambage présente d'intéressantes caractéristiques, on montre en particulier que sa longueur caractéristique n'est pas liée à une dimension de la structure mais à la taille de la zone où se concentrent les contraintes compressives. La localisation des contraintes compressives conduit aussi à l'apparition de structures post-flambées complexes appelées cascades de flambement. Ces ondulations évoluent lors du mouvement de la tôle par l'intermédiaire d'un mécanisme faisant intervenir le frottement. Lors de cette phase, on constate généralement une augmentation importante de la courbure des ondulations, la limite élastique peut être dépassée. Dans certains cas, la plastification peut aboutir à la mise en œuvre du mécanisme cumulatif plastique, qui conduit à la formation progressive d'un pli lors du défilement de la bande. Notons que malgré la complexité de ces phénomènes, il semble que le plissement se produise lorsque les contraintes compressives atteignent un niveau critique.

La mise en évidence du rôle du frottement nous a amenés à nous intéresser à l'influence du frottement sur les TCFP. Les forts frottements favorisent la formation des plis, néanmoins cette influence dépend grandement du profil de rouleau. De plus, nous avons constaté, pour certaines configurations, une très forte augmentation de la TCFP lorsque le coefficient de frottement descend en dessous d'un certain niveau. Ces résultats ont pu être validés par la définition d'un nouveau protocole expérimental sur le pilote guidage et pli.

La prise en compte des défauts de planéité des tôles dans le modèle éléments finis nous a permis de mettre en évidence une situation extrêmement critique en terme de formation des plis : en présence d'un défaut de type centre long, la TCFP devient très sensible à la limite élastique. On peut ainsi expliquer les faibles niveaux des TCFP que l'on rencontre dans les lignes de recuit continu où la limite élastique chute à cause des hautes températures. Nous sommes donc en mesure de prendre en compte les principaux paramètres de marche des procédés où l'on est confronté à des problèmes de formation de plis. De plus, la puissance actuelle des ordinateurs (y compris de type PC) permet de traiter tous les formats du catalogue ARCELOR. Les travaux présentés dans ce mémoire ouvrent donc des perspectives importantes en terme d'aide à la conception des lignes industrielles.

Bien sûr, ce travail laisse des questions en suspens. Nous avons mis en évidence l'influence des défauts des bandes. Il est probable que les défauts liés aux installations (désalignement des rouleaux, déports latéraux...) ont aussi des conséquences en terme de formation des plis. Il serait intéressant de les introduire dans le modèle éléments finis. D'un point de vue plus fondamental, les études analytiques initiées dans le chapitre 3 pourraient être poursuivies afin d'améliorer la compréhension du flambage des bandes longues lors des opérations industrielles. Nous nous sommes limités au cas d'une bande plane, or le flambement peut aussi toucher la portion de tôle enroulée sur le rouleau. L'effet rigidifiant de la courbure de la tôle, ainsi que le rôle du contact mériteraient d'être explorés. Une extension au post-flambage peut aussi être envisagée.



## Références bibliographiques

- ABAQUS, Inc. 2003 ABAQUS Documentation, version 6.4.
- Audoly, B. Boudaoud, A. 2003 Fronces auto-similaires au bord des feuilles distendues. Comptes-rendus du 16<sup>ème</sup> Congrès Français de Mécanique, Nice.
- Audoly, B. Boudaoud, A. 2003 Self-Similar Structures near Boundaries in Strained Systems. *Physical Review Letters* 91, 08105-1 08105-4.
- Bertrandie, JJ. Cremer, S. Santi, I. 2003 Entraînement et rainurage de rouleaux immergés. Essais sur le pilote et éléments de théorie. Note interne IRSID LAMEF/03/R/01.
- Bouquerel, F. 1993 Etude théorique et expérimentale de l'enroulement d'un film mince : rôle des effets aérodynamiques. Thèse de Doctorat de l'Ecole Centrale de Lyon.
- Brunelot, J. 1995 Flambage d'une tôle sous gradient transversal d'allongement, influence d'une traction. Rapport de DEA Université de Metz – IRSID.
- Cerda, E. Mahadevan, L. 2003 Geometry and Physics of Wrinkling. *Physical Review Letters* 90, 086105-1 086105-4.
- Cremer, S. Elias, A. Petit, JC. 1997 Détermination expérimentale de l'influence du profil et de l'état de surface des rouleaux de lignes de recuit continu sur le risque de formation des plis. Conséquences sur la modélisation. Note interne IRSID LAMEF/PPF 97 N 1191.
- Ducotey, KS. Good, JK. 1995 The importance of traction in web handling, *Journal of Tribology*, Vol. 117, pp. 679-684.
- Elias, A. 1996 Point sur l'étude théorique des plis. Note interne IRSID LAMEF/PPF/n/96/025.
- Elias, A. 2002 Formulation analytique de la traction critique de formation des plis sur rouleaux dans les recuits continus et lignes de traitement. Etat des lieux. Note interne IRSID LAMEF/N/02/105.
- Elias, A. Ikeda, T. 1998 Effet d'un rouleau profilé sur la formation des plis dans les recuits continus et les lignes de traitement. Note interne IRSID LAMEF/n/98/863.
- Elias, A. Onno, F. Noville, G.F. Steiner, D. 1999 Amélioration du guidage des bandes et étude mécanique des phénomènes de formation des plis au recuit continu. Commission Européenne EUR 18796. ISBN 92-828-5413-2.
- Eshel, A. Elrod, HG. 1965 The theory of the infinitely wide, perfectly flexible, self acting foil bearing. *Journal of Basic Engineering*, Vol. 87, pp. 831-836.
- Fisher, F.D. Rammerstorfer, F.G. Friedl, N. Wieser, W. 2000 Buckling phenomena related to rolling and levelling of sheet metal. *International Journal of Mechanical Science* 42, pp. 1887-1910.
- Fisher, FD. Rammerstorfer, FG. Friedl, N. 2003 Residual stress-induced center wave buckling of rolled strip metal. *Journal of Applied Mechanics* 70, pp. 84-90.

- Friedl, N. Rammerstorfer, F.G. Fisher, F.D. 2000 Buckling of stretched strips. *Computers and Structures* 78, pp. 185-190.
- Geoffroy, JL. 1995 Détermination des constantes d'élasticité et des propriétés Rhéologiques des matériaux (aciers et aluminium) utilisés par l'IRSID pour la mise au point du procédé RC. Note interne SOLLAC DRDM-LEDEPP 13928/95.
- Gueydan, V. 1997 Modélisation numérique du flambage de bandes en acier dans les recuits continus. Thèse de doctorat de l'Université de Metz.
- Hashimoto, H. 1997 Estimation of air film thickness between moving webs and guide rollers. *Proceedings of the Fourth International Web Handling Conference, Oklahoma State University.*
- Hashimoto, H. 2000 Experimental study of porous foil bearings for web-handling. *Tribology International*, Vol. 33, pp. 191-196.
- Jacques, N. 2002 Simulation numérique du plissement des tôles au recuit continu. Note interne IRSID LAMEF/02/N/125.
- Jacques, N. 2003 Plissement des tôles sur rouleaux dans les recuits continus : nouveaux résultats concernant l'influence du frottement. Note interne IRSID LAMEF/03/R/17.
- Kaseda, Y. Masui, T. 1994 Control of buckling and crossbow in strip processing lines. *Iron and Steel Engineer*, September, pp. 14-20.
- Matoba, T. 1992 Effect of roll crown on heat buckling and strip walk in continuous annealing lines. *CAMP ISIJ* vol 5, pp. 1459-1462.
- Meyer, V. Cremer, S. 1998 Influence des fines épaisseurs sur la traction critique de formation de plis. Compte rendu des essais – 0.10 et 0.12 mm. Note interne IRSID LAMEF n 98/961.
- Muñoz, E. 1997 Influence des fines épaisseurs sur la formation des plis. Note interne IRSID LAM/PPF n 97.
- Onno, F. 1993 Etude expérimentale et théorique de la formation des plis au recuit continu : analyse bibliographique. Note LAMEF N 93 1067.
- Petit, JC. 1997 Influence de la limite d'élasticité  $R_p 0.2\%$  et de la planéité sur la traction critique de formation des plis. Essais sur le pilote Guidage et Plis. Note interne IRSID LAMEF/n/97/505.
- Petit, JC. Muñoz, E. 1997 Influence du mode d'obtention de la rugosité des rouleaux de recuit continu sur le risque de formation des plis ; sur bande centrée et sur deport latéral cyclique de la bande. Note interne IRSID LAM/PPF n 97/655.
- Poleggi, C. 1996 Caractérisation des états de surface de rouleaux de lignes continues et corrélations avec des mesures de tractions critique de formation de plis et de mesures de frottement en statique. Rapport de stage IRSID.
- Rammerstorfer, FG. Fisher, FD. Friedl, N. 2001 Buckling of free infinite strips under residual stresses and global tension. *Journal of Applied Mechanics* 68, pp. 399-404.



Sasaki, T. Yangishima, F. Hira, T. Shimoyama, Y. Abe, H. Tahara, K. 1984 Control of strip buckling and snaking in continuous annealing furnace. Kawasaki Steel Technical Report No. 9, pp. 36-46.

Sharon, E. Roman, B. Marder, M. Shin, G.S. Swinney, H.L. 2002 Buckling cascades in free sheets. Nature 419, p. 579.



## Annexe : Les procédures pour l'étude du flambage : analyses non-linéaires et de flambage linéaire

Le but de cette annexe est de définir deux des procédures utilisables dans le code ABAQUS souvent utilisées pour l'étude des phénomènes de flambage: les analyses en statique non-linéaire et les analyses de flambage linéaire. Pour cela, il est aussi nécessaire de préciser les notions de rigidité tangente et de stabilité d'un équilibre.

Le flambage correspond à une instabilité d'une structure se produisant sous l'effet de contraintes compressives. La notion d'instabilité est liée à celle de non-linéarité. Le théorème de l'énergie potentielle nous indique qu'un état d'équilibre correspond à un point stationnaire de l'énergie potentielle. Si l'on se place dans le cadre de l'élasticité linéaire, on peut démontrer que ce point correspond au minimum de l'énergie potentielle, il y a unicité de la solution d'équilibre. Par contre, si la structure a un comportement non-linéaire, un état d'équilibre correspond toujours à un point stationnaire mais pas forcément à un minimum. De plus, il peut avoir plusieurs minima, rendant possible les phénomènes de bifurcation et d'instabilités.

### Analyse non-linéaire

Pour une structure élastique, des effets non-linéaires peuvent être induits par la mesure des déformations. Considérons par exemple celle de Green-Lagrange.

$$\gamma_{ij} = \frac{1}{2}(u_{i,j} + u_{j,i}) + \frac{1}{2}u_{j,i}u_{i,j} \quad (\text{A-1})$$

$u$  est le déplacement.

La forme faible des équations d'équilibre d'un domaine  $\Omega_0$  s'écrit :

$$\int_{\Omega_0} S_{ij} \delta \gamma_{ij} d\Omega_0 = \int_{\partial\Omega_0} F_i^d \delta u_i dS_0 \quad (\text{A-2})$$

$S$  est le deuxième tenseur des contraintes de Piola-Kirchhoff.  $F^d$  est la force surfacique appliquée à la frontière du domaine.

Une fois discrétisée par éléments finis, l'équation (A-2) peut s'écrire sous la forme matricielle suivante :

$$[K(U)] \{U\} = \{F\} \quad (\text{A-3})$$

$U$  et  $F$  étant respectivement les déplacements et les forces nodales.

Ce système non-linéaire est résolu de manière **incrémentale**, ce qui signifie que le chargement  $F$  est appliqué progressivement et que l'on suit une branche d'équilibre lorsque le chargement augmente. ABAQUS utilise pour cela le schéma itératif de Newton-Raphson.

## Notion de rigidité tangente – stabilité d'un équilibre

On considère que l'on impose un chargement croissant  $F_i^d = \lambda(t) F_i^{nom}$ .

On dérive l'équation d'équilibre (A-1) par rapport au temps (les dérivées par rapport au temps sont notées à l'aide d'un point), on obtient les équations incrémentales :

$$k_t(v, \delta u) = \dot{\lambda} \int_{\partial\Omega_0} F_i^{nom} \delta u_i dS_0 \quad (A-4)$$

$$\text{avec } k_t(v, \delta u) = \int_{\Omega_0} L'_{ijkl} \dot{\gamma}_{kl} \delta \gamma_{ij} d\Omega_0 + \int_{\Omega_0} S_{ij} v_{k,i} \delta u_{k,j} d\Omega_0$$

$$v = \dot{u}$$

$$L' \text{ est le tenseur des modules tangent } \dot{S}_{ij} = L'_{ijkl}(\gamma_{kl}) \dot{\gamma}_{kl}$$

$k_t$  est la rigidité tangente, c'est une forme bilinéaire symétrique. Son premier terme est appelé rigidité structurale, le second rigidité géométrique.

Un équilibre est stable si la rigidité tangente est définie positive :

$$k_t(v, v) > 0 \quad \forall v \text{ cinématiquement admissible} \quad (A-5)$$

Physiquement, cela signifie que toute perturbation par rapport à l'état d'équilibre cause une augmentation de l'énergie potentielle. S'il existe une solution  $v$  non-nulle annulant la rigidité tangente, cela signifie que nous sommes à un point de bifurcation.

Si l'équation (A-4) est discrétisée par éléments finis, l'équilibre est stable si toutes les valeurs propres de la matrice de rigidité tangente sont positives.

## Flambage linéaire

La procédure de flambage linéaire s'appuie sur l'approche incrémentale présentée dans le paragraphe précédent. On fait l'hypothèse supplémentaire suivante : la structure a un comportement linéaire avant le flambage, il faut donc utiliser les contraintes de Cauchy au lieu de celles de Piola-Kirchhoff. De plus, on peut appliquer le théorème de superposition, on peut donc écrire :

$$S_{ij} = \lambda \sigma_{ij} \quad (A-6)$$

$\sigma_{ij}$  est le champ de contraintes induit par le chargement nominal  $F^{nom}$ .

Pour déterminer les charges critiques, c'est-à-dire la valeur de  $\lambda$  rendant l'équilibre instable, il faut résoudre le problème suivant :

$$\text{Pour quelle valeurs de } \lambda, \exists v \neq 0 \text{ tel que } \int_{\Omega} L'_{ijkl} \dot{\epsilon}_{kl} \delta \epsilon_{ij} d\Omega + \lambda \int_{\Omega} \sigma_{ij} v_{k,i} \delta u_{k,j} d\Omega = 0 \quad (A-7)$$

Discrétisé par éléments finis, ce problème se présente sous la forme d'un calcul de valeurs propres :

$$\left[ K_{el} + \lambda K_{géo} \right] \{V\} = 0 \quad (A-8)$$

L'on détermine ainsi les différentes charges critiques  $\lambda_{cr}$  ainsi que les solutions singulières associées  $V$  que l'on appelle modes de flambage. Bien-sûr, seule la première a une réalité physique. Notons de plus que la notion de bifurcation n'a de sens que pour des structures

parfaites ou idéalisées. Pour illustrer ces propos, considérons l'exemple d'une plaque comprimée. La figure A.1 montre l'évolution en fonction du chargement d'une variable, d'une variable représentative du flambement, comme le déplacement hors plan en un point de la plaque.

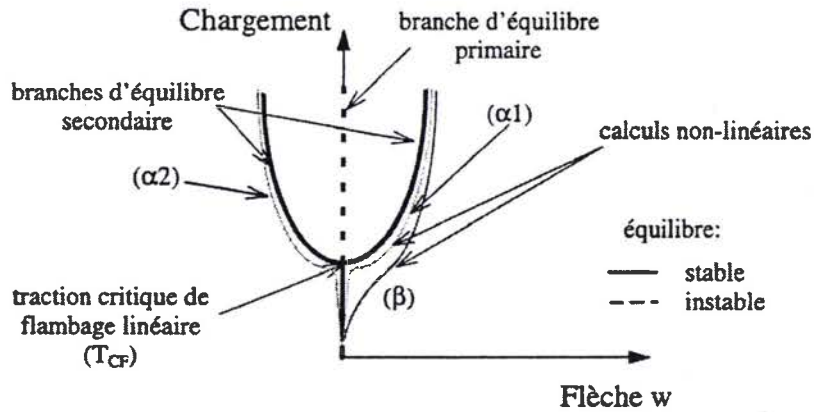


Fig. A.1 : Equilibres primaire et secondaires, influences des défauts pour une structure symétrique.

La structure étant symétrique, sur la branche d'équilibre primaire, les flèches sont nulles. Une analyse de flambage linéaire nous indiquera pour quelle charge cette équilibre devient instable. Si l'on effectue une analyse non-linéaire de cette structure, on suivra cette branche primaire même au delà du point de bifurcation. Néanmoins, le moindre défaut de la structure entraîne l'existence de déplacements hors-plan qui vont croître très rapidement lorsque l'on s'approche de la charge critique. Il n'y a plus de bifurcation. Au-delà de la charge critique, la solution du problème est proche d'une des deux branches d'équilibre secondaire.

## **Modélisation et étude du plissement des tôles lors de leur transport en continu dans les usines sidérurgiques**

*Résumé :* Ces travaux portent sur la modélisation du plissement lors du transport de bandes métalliques à l'aide de rouleaux. Un modèle éléments finis a été mis au point afin de simuler la formation de plis. Les mécanismes à l'origine du plissement sont décrits. La traction appliquée pour guider les bandes, engendre l'apparition de contraintes compressives secondaires et localisées qui peuvent causer le flambement de la bande. Lors du mouvement de la tôle, le frottement bande-rouleau induit une accentuation importante des ondulations de flambement. Si ces ondulations deviennent suffisamment marquées, le pli s'initie et se propage par l'action d'un mécanisme cumulatif plastique. L'influence du frottement sur la formation des plis est ensuite étudiée. Il existe deux régimes de formation des plis suivant la valeur du coefficient de frottement. La définition d'un nouveau protocole expérimental a permis de valider ces résultats. Le modèle numérique est ensuite appliqué à l'étude du plissement dans les lignes de recuit continu, où les effets de la plasticité sont plus importants. Le rôle des défauts de planéité est aussi étudié. En complément de ces études numériques, un modèle analytique simplifié du flambement sous traction est proposé.

*Mots clés :* plissement, tôles minces, transport de bande, (post-)flambement, éléments finis

---

## **Wrinkling during strip conveying in processing lines**

*Abstract:* In processing lines, sheets of metal are in a continuous form, called strip, and are driven by upper and lower rolls in an alternate up and down motion. This work deals with the formation of wrinkles when a strip passes over a roll. Finite element analyses are carried out to modelize wrinkling. Occurrence of wrinkles follows a buckling phenomenon induced by a tensile load, applied in order to avoid strip wandering. Indeed, when the strip is stretched, small compressive stresses appear near the roll and cause the strip buckling. Due to friction, the strip displacement increases significantly stresses induced by the buckling. So, the yield stress may be reached. In some cases, buckles evolve to create a wrinkle by a plastic cumulative mechanism. The influence of friction on the wrinkles formation is investigated. The mechanism of wrinkling is not the same for low and high values of the friction coefficient. Numerical results concerning the influence of the friction coefficient have been validated by an experimental study. Next, simulations are performed to modelize the wrinkling of steel sheets in continuous annealing furnaces. In this case, the effect of plasticity is more important. The influence of the sheet flatness is also taken into account. In addition, an analytical study of the buckling of plates under global tension is proposed.

*Keywords:* wrinkling, sheet metal, web handling, (post-)buckling, finite element