UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

SIMULATION NUMÉRIQUE DU COMPORTEMENT INÉLASTIQUE ET CONCEPTION PARASISMIQUE D'UN SYSTÈME DE DIAGONALES DUCTILES CONFINÉES CONSTRUIT UNIQUEMENT EN ACIER

ADAM KORZEKWA
DÉPARTEMENT DES GÉNIES CIVIL, GÉOLOGIQUE ET DES MINES
ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

MÉMOIRE PRÉSENTÉ EN VUE DE L'OBTENTION
DU DIPLÔME DE MAÎTRISE ÈS SCIENCES APPLIQUÉES
(GÉNIE CIVIL)
AVRIL 2009

© Adam Korzekwa, 2009

Library and Archives Canada

Published Heritage Branch

395 Wellington Street
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

Bibliothèque et Archives Canada

Direction du Patrimoine de l'édition

395, rue Wellington
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

Your file Votre référence
ISBN: 978-0-494-49437-0
Our file Notre référence
ISBN: 978-0-494-49437-0

NOTICE:
The author has granted a non-exclusive license allowing Library and Archives Canada to reproduce, publish, archive, preserve, conserve, communicate to the public by telecommunication or on the Internet, loan, distribute and sell theses worldwide, for commercial or non-commercial purposes, in microform, paper, electronic and/or any other formats.

The author retains copyright ownership and moral rights in this thesis. Neither the thesis nor substantial extracts from it may be printed or otherwise reproduced without the author's permission.

AVIS:
L'auteur a accordé une licence non exclusive permettant à la Bibliothèque et Archives Canada de reproduire, publier, archiver, sauvegarder, conserver, transmettre au public par télécommunication ou par l'Internet, prêter, distribuer et vendre des thèses partout dans le monde, à des fins commerciales ou autres, sur support microforme, papier, électronique et/ou autres formats.

L'auteur conserve la propriété du droit d'auteur et des droits moraux qui protège cette thèse. Ni la thèse ni des extraits substantiels de celle-ci ne doivent être imprimés ou autrement reproduits sans son autorisation.

In compliance with the Canadian Privacy Act some supporting forms may have been removed from this thesis.

While these forms may be included in the document page count, their removal does not represent any loss of content from the thesis.

Conformément à la loi canadienne sur la protection de la vie privée, quelques formulaires secondaires ont été enlevés de cette thèse.

Bien que ces formulaires aient inclus dans la pagination, il n'y aura aucun contenu manquant.

Canada

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Ce mémoire intitulé :

SIMULATION NUMÉRIQUE DU COMPORTEMENT INÉLASTIQUE ET CONCEPTION PARASISMIQUE D'UN SYSTÈME DE DIAGONALES DUCTILES CONFINÉES CONSTRUIT UNIQUEMENT EN ACIER

Présenté par : KORZEKWA Adam

en vue de l'obtention du diplôme de : Maîtrise ès sciences appliquées

a été dûment accepté par le jury d'examen constitué de :

MME. KOBOEVIC Sanda, Ph.D., présidente

M. TREMBLAY Robert, Ph.D., membre et directeur de recherche

M. ROGERS Colin, Ph.D., membre

Remerciements

Je tiens par la présente à exprimer ma profonde gratitude aux personnes et organismes qui ont rendu possible la réalisation de ce projet.

Tout d'abord, je désire témoigner ma reconnaissance à mon directeur de recherche, M. Robert Tremblay. Son savoir, son expérience et ses connaissances techniques, si généreusement partagés, sont le fondement même de ce mémoire. Merci pour sa disponibilité, ses discussions fructueuses ainsi que son soutien matériel et moral.

Je désire aussi remercier Mme Sanda Koboevic et M. Colin Rogers, dont la présence sur le jury est un honneur pour moi. Merci pour leur dévouement ainsi que pour le temps qu'ils ont consacré à la lecture et à l'évaluation de ce mémoire.

Je tiens à remercier le Conseil de recherches en sciences naturelles et en génie ainsi que la Fondation pour la formation en charpentes d'acier pour leur confiance et leur soutien financier.

Je voudrais aussi remercier tous les autres professeurs et membres du Groupe de Recherche en génie des structures. Un remerciement particulier à mes collègues Charles-Philippe-Lamarche, Nabil Mansour, Gilberto Martinez, Julien Richard et Emre Yildiz dont l'amitié et la générosité sont mémorables.

Finalement, je ne peux oublier la compréhension et le soutien indéfectible de ma famille et de mes amis.

Résumé

Développées depuis les années 1970, les diagonales ductiles confinées (DDC), plus connues sous leur nom anglais de *buckling-restrained braces* (BRB), sont utilisées en Amérique du Nord dans les contreventements pour former un système de résistance aux charges latérales. Les principales diagonales DDC actuellement disponibles sont réalisées par l'insertion d'une plaque d'acier dans un tube en acier rempli de mortier. Le confinement de la plaque d'acier l'empêche de flamber et lui permet de plastifier tant en tension qu'en compression. Le comportement des DDC est sensiblement supérieur par rapport à celui des diagonales conventionnelles. Le comportement hystérétique des DDC est stable, symétrique et ample, synonyme d'une grande capacité de dissipation d'énergie.

Des recherches antérieures ont permis de démontrer le potentiel d'un système de DDC réalisé entièrement en acier. Un tel système de DDC permettrait d'éliminer les étapes de fabrication associées à la mise en place du mortier ainsi qu'à son mûrissement, ce qui se traduirait en une réduction sensible des coûts et délais de fabrication. De plus, un système construit uniquement en acier faciliterait l'inspection après un séisme et serait entièrement recyclable. Néanmoins, des problématiques liées au dimensionnement du système de retenue et en particulier à la rigidité à lui spécifier subsistent.

Le but du travail présenté dans ce mémoire est d'améliorer le comportement sismique d'une diagonale DDC réalisée uniquement en acier. Plus précisément, on vise une meilleure compréhension du système et le développement de méthodes de dimensionnement d'un système simple de diagonales ductiles confinées permettant de parvenir à un comportement sismique satisfaisant.

Pour ce faire, en premier lieu, des études analytiques sont réalisées. Celles-ci rendent possible l'élaboration de modèles simplifiés du comportement des DDC permettant d'estimer les forces présentes dans le système et d'établir l'influence des principaux paramètres de conception sur ces forces. De même, une estimation conservatrice de la rigidité à spécifier au système de retenue pour assurer sa stabilité et la plastification axiale du noyau est proposée.

Des études numériques par éléments finis sont ensuite réalisées pour reproduire les résultats d'un spécimen de DDC testé antérieurement. Cette reproduction permet de calibrer un modèle numérique, de caractériser les matériaux et de mieux comprendre les problèmes du système. Le modèle final reproduit bien les résultats expérimentaux et permet d'étudier des paramètres n'ayant pu être mesurés expérimentalement. Des modèles numériques sont aussi réalisés en vue d'estimer la rigidité locale des supports latéraux des DDC et ainsi permettre la calibration d'un modèle analytique de prévision de la rigidité qui pourra être utilisé en conception. Finalement, un modèle numérique simplifié permettant de prédire le comportement des DDC est proposé et validé avec des essais expérimentaux antérieurs. Ce modèle permet une validation numérique des modèles analytiques et la réalisation d'une étude paramétrique visant l'étude de l'influence des principaux paramètres de conception des DDC sous conditions de chargement monotonique et cyclique. L'étude paramétrique confirme les tendances prévues par les modèles analytiques et ajoute des informations sur l'influence des paramètres de conception sur le comportement cyclique des DDC.

La dernière partie du projet présente la proposition d'un concept de DDC ainsi que des recommandations en vue d'un éventuel programme expérimental permettant de valider le concept proposé de diagonale ductile confinée.

Abstract

Buckling-restrained braces (BRBs) were developed mainly in Japan since the 1970s and are now used in North America in concentrically braced frames to resist lateral loads. BRBs are generally built by inserting a steel plate in a steel tube filled with mortar. The steel plate is restrained laterally by the mortar and the tube such that it can yield in tension and compression without buckling. The behaviour of the BRBs is significantly better than that of conventional steel braces. The hysteretic response of BRBs is stable, symmetrical and ample, showing therein a strong energy dissipation capacity.

Previous research has demonstrated the potential for a BRB system made entirely of steel. A BRB system made entirely of steel would eliminate the manufacturing steps associated with the pouring of mortar and its curing, which would significantly reduce manufacturing time and costs. In addition, a system built only from steel would allow for easy inspection after an earthquake in addition to being fully recyclable. However, several issues related to the stiffness of the buckling restraining system still need to be addressed.

The purpose of the work presented in this document is to enhance the performance achieved by a BRB system made entirely of steel. The objective is to achieve an understanding of the system and develop guidelines to design a simple BRB system that can achieve a satisfactory seismic behaviour.

Analytical studies are first conducted to develop simplified models for the prediction of the behaviour of BRBs and the assessment of the forces acting in the system. Also, the analytical models permit to establish the influence of the main design parameters on these forces. Similarly, a conservative estimate of the stiffness to be specified for the

restraining system in order to ensure its stability and axial yielding of the core plate is proposed.

Numerical studies using finite element analyses are then carried out to reproduce the results of a BRB specimen tested previously. This reproduction allows for the calibration of a numerical model, characterization of materials and better understanding of the system's problems. The final model accurately reproduced the experimental results and allowed the studying of parameters that could not be measured experimentally. Numerical models are also developed to evaluate the local stiffness of the BRBs lateral supports and thus enable the calibration of an analytical model that can be used in design for predicting the stiffness. Finally, a simplified numerical model is proposed to predict the behaviour of BRBs. The model has been validated against previous experiment. It allows a numerical validation of the analytical models and to carry out a parametric study to examine the influence of key design parameters of the BRBs when subjected to a monotonic and cyclic loading. The parametric study confirms the trends observed with the analytical models and adds information on the influence of design parameters on the cyclic behaviour of BRBs.

The last part of the project presents a proposed concept of BRBs as well as recommendations for a possible experimental program in order to validate the proposed concept.

Table des matières

REMERCIEMENTS iv

RÉSUMÉ v

ABSTRACT vii

TABLE DES MATIÈRES ix

LISTE DES TABLEAUX xiii

LISTE DES FIGURES xiv

LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS xx

LISTE DES ANNEXES xxv

CHAPITRE 1 : INTRODUCTION 1

1.1 Préambule 1

1.2 Les diagonales ductiles confinées 3

1.3 Objectifs du projet 6

1.4 Méthodologie 6

1.5 Organisation du mémoire 12

CHAPITRE 2 : DESCRIPTION DÉTAILLÉE DU CONCEPT DE DDC 14

2.1 Composantes principales 18

2.1.1 Le noyau 18

2.1.2 Le système de retenue latérale 20

2.1.3 L'élément de désolidarisation 23

2.2 Comportement des DDC 24

2.2.1 Incursion plastique en compression 24

2.2.2 Incursion plastique en tension 25
2.2.3 Rupture 26
2.2.4 Équilibre des forces tension-compression 27
2.2.5 Déformée et déformations résiduelles 28
2.2.6 Problématiques de stabilité globale et d'assemblage 28

CHAPITRE 3 : REVUE DE LA LITTÉRATURE 30
3.1 Développement des DDC 30
3.2 Modèles analytiques et numériques 42
3.3 Comportement des structures avec systèmes de DDC 45
3.4 Dimensionnement des diagonales ductiles confinées 47
3.5 Présentation des principales DDC commerciales disponibles 49
3.5.1 Nippon Steel 49
3.5.2 CoreBrace 50
3.5.3 Star Seismic 51
3.6 Bâtiments construits avec des systèmes de DDC 53
3.7 Récentes études additionnelles 54
3.8 Résumé et commentaires 62

CHAPITRE 4 : MODÈLES ANALYTIQUES 64
4.1 Modèles analytiques élémentaires 65
4.1.1 Colonne sur fondation flexible 65
4.1.2 Noyau de segments rigides rotulés avec déformée initiale 68
4.2 Modèles analytiques par équilibre énergétique 72
4.2.1 Modèle discret 73
4.2.2 Modèle continu 80
4.2.3 Modèle discret avec segments plats 85
4.2.4 Modèle continu avec segments plats 89
4.2.5 Résumé et comparaison des modèles analytiques 94
4.2.6 Discussion 98

CHAPITRE 5 : REPRODUCTION NUMÉRIQUE D'UN ESSAI SUR DDC 101
5.1 Essais de traction monotonique sur éprouvettes 104
5.1.1 Obtention de la courbe contraintes-déformations réelle 104
5.1.2 Description du modèle utilisé 109
5.2 Essais de traction cyclique 112
5.2.1 Obtention des paramètres de matériau 113
5.2.2 Définition du matériau cyclique alternative 116
5.2.3 Description du modèle utilisé 119
5.3 Modèle S1-2 complet 121
5.3.1 Évolution du modèle 126
5.3.2 Description détaillée du modèle retenu 129
5.3.3 Maillage et choix d'éléments 137
5.3.4 Définition des matériaux 141
5.3.5 Description des paramètres d'analyse 141
5.3.6 Résultats disponibles 143
5.3.7 Présentation des résultats et comparaison avec résultats expérimentaux 144
5.3.8 Discussion et commentaires 159
5.3.9 Résumé 160

CHAPITRE 6 : PRÉVISION DE LA RIGIDITÉ LOCALE 162
6.1 Fondements, hypothèses et simplifications 163
6.2 Modèles numériques de rigidité locale 166
6.2.1 Modèle de rigidité locale pour sections de support en T 166
6.3 Étude paramétrique de la rigidité des sections en T 172
6.3.1 Discussion sur les résultats 173
6.4 Modèle analytique d'approximation de la rigidité des sections en T 177
6.5 Discussion et recommandations concernant la rigidité locale 180
6.6 Modèle de rigidité locale du support latéral de l'essai S1-2 182

CHAPITRE 7 : MODÈLES NUMÉRIQUES SIMPLIFIÉS 185
7.1 Présentation du modèle simplifié 185
7.2 Étude de convergence 189
7.3 Validation avec essai S1-2 192
7.4 Comparaison avec modèles analytiques 194
7.5 Commentaires sur la conception du spécimen S1-2 201
7.6 Résumé 209

CHAPITRE 8 : ÉTUDE PARAMÉTRIQUE DES DDC 210
8.1 Paramètres de l'étude, valeurs et explications 211
8.2 Résultats et discussion 216
8.2.1 Influence de la rigidité ke 221
8.2.2 Influence de l'épaisseur du noyau 223
8.2.3 Influence du coefficient de friction 224
8.2.4 Influence de l'espacement initial Δb0 226
8.3 Résumé et choix de paramètre de conception 227

CHAPITRE 9 : CONCEPT DE DDC PROPOSÉ 230
9.1 Objectifs de performance 230
9.2 Description et critique des variantes envisagées 231
9.3 Méthodologie de conception 235
9.4 Validation du concept proposé 250

CHAPITRE 10 : VALIDATION EXPÉRIMENTALE DU CONCEPT DE DDC PROPOSÉ 263
10.1 Description du cadre d'essais 264
10.2 Programme expérimental proposé 271
10.2.1 Essais proposés et résultats désirés 275

CHAPITRE 11 : CONCLUSION 278

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES 284

ANNEXES 291

Liste des tableaux

Tableau 3.1: Variations maximales résiduelles, en millimètres, des dimensions des noyaux des spécimens après tests (Adapté de Tremblay et al. 2006) 38
Tableau 3.2: Sommaire des réponses sismiques (Sabelli et al. 2003) 45
Tableau 4.1: Validation SAP du modèle analytique 71
Tableau 4.2: Résumé des modèles analytiques 94
Tableau 4.3: Données pour exemple numérique 95
Tableau 4.4: Premier exemple numérique des modèles analytiques– λ_{inel} constant 95
Tableau 4.5: Second exemple numérique des modèles analytiques – k_e constant 96
Tableau 5.1 : Courbe contraintes-déformations réelles finale 108
Tableau 5.2 : Paramètres de matériau cyclique retenus 115
Tableau 5.3 : Avantage et inconvénient des maillages considérés 139
Tableau 5.4: Variations de dimensions maximales du spécimen S1-2 (adapté de Tremblay et al. 2006) 149
Tableau 5.5: Comparaison des variations de dimensions maximales 151
Tableau 5.6: Force dans un connecteur à la fin de l'analyse avec $\mu = 0,6$ 156
Tableau 6.1 : Résultats de l'analyse paramétrique de rigidité locale 173
Tableau 6.2: Flèches et rigidités locales des sections de support latéral des spécimens S1-1 et S1-2 184
Tableau 7.1: Maillages considérés pour l'étude de convergence du noyau 190
Tableau 7.2: Forces dans ressort F_{ke} selon la rigidité considérée 203
Tableau 8.1: Modèles pour étude paramétrique 212
Tableau 8.2: Valeurs d'espacements initiaux utilisées pour l'étude paramétrique 214
Tableau 8.3: Résumé des valeurs numériques des paramètres de l'étude paramétrique 215
Tableau 8.4: Définition du chargement cyclique 216
Tableau 8.5: Déformation atteinte à l'avènement de la striction 219
Tableau 8.6: Résumé des résultats des analyses paramétriques 227

Tableau 9.1: Charge axiale transférée au support latéral par friction hors plan 243
Tableau 9.2: Charge axiale transférée au support latéral par friction hors plan 245
Tableau A.1: Sections de poteaux 297
Tableau A.2: Charges des poteaux de gravité pour analyses 2D 297
Tableau A.3: Propriétés des DDC 298
Tableau A.4: Propriétés d'analyses modales et spectrales 298

Liste des figures

Figure 1.1: Exemples de contreventements concentriques 2
Figure 1.2: Exemple du débalancement des efforts transmis à la structure après flambement d'une diagonale 2
Figure 1.3: Schéma conceptuel des diagonales ductiles confinées 3
Figure 1.4: Boucles hystérétiques comparatives - diagonale conventionnelle et DDC 3
Figure 1.5: Système de DDC réalisé uniquement en acier (tiré de Tremblay et al. 2006) 5
Figure 1.6: Flambement local du noyau du spécimen S1-1 (Bolduc et Tremblay 2003) 5
Figure 1.7: Schéma des étapes du projet 11
Figure 2.1: Diagramme simplifié des forces de conception en fonction de la ductilité 15
Figure 2.2: Calcul par capacité partiel pour DDC et cadres concentriques (Tremblay et al. (2004)) 17
Figure 2.3: Géométries de noyaux 18
Figure 2.4: Flambement du noyau selon un mode élevé 19
Figure 2.5: Quelques exemples de profils de systèmes de retenue latérale (Xie 2005) 20
Figure 2.6: Développement du mode de flambement du noyau et transfert de charges axiales au système de retenue latérale 24
Figure 2.7: Épaississement et amincissement local du noyau 25
Figure 2.8: Modes de rupture des noyaux des diagonales ductiles confinées 26
Figure 2.9: Débalancement des enveloppes de capacité : $P_{max}>T_{max}$ 27
Figure 2.10: Mode de rupture par étage faible 28
Figure 2.11: Stabilité des assemblages avec DDC 29
Figure 2.12: Longueur de flambement de gousset (adapté de Tsai et al (2002)) 29
Figure 3.1: Diagonale ductile confinée à paroi de béton 31

Figure 3.2: Banc d'essais de Inoue (tiré de Inoue (2001)) 31
Figure 3.3: Exigences de retenue latérale (tiré de Inoue et al (2001)) 32
Figure 3.4: Exemples de résultats expérimentaux de Inoue et al. (2001) 33
Figure 3.5: Systèmes comparés par Iwata et al. (2000) 34
Figure 3.6: Banc d'essais de Iwata et al. (2000) 34
Figure 3.7: Réponse hystérétique des spécimens S1-1 et S1-2 (adapté de Tremblay et al. 2006) 36
Figure 3.8: Réponse hystérétique du spécimen S2-1 (adapté de Tremblay et al. 2006) 37
Figure 3.9: État du noyau du spécimen S2-1 à la fin du test (Bolduc et Tremblay 2003) 37
Figure 3.10: Déformée résiduelle du spécimen S1-2 (Bolduc et Tremblay 2003) 38
Figure 3.11: Système de DDC proposé par Iwata et Murai (2006) 39
Figure 3.12: Paramètres de ductilité (tiré de Iwata (2006)) 40
Figure 3.13: Relation entre le rapport P_E/ P_y et la ductilité cumulée (Tiré de Iwata et Murai 2006) 41
Figure 3.14: Figures tirées de Yoshida et al. 1999 42
Figure 3.15: Figure tirée de Nagao et Takahashi (1991) 43
Figure 3.16: Modèle analytique de Usami et al. (2003) 43
Figure 3.17: Déformation du noyau (tiré de Usami et al. 2003) 44
Figure 3.18: Sélection de figures tirées de Usami et al. (2003) 44
Figure 3.19: Statistiques sur la déformation maximale du noyau a) médiane; b) 84e percentile (Adapté de Tremblay et Merzouq (2004)) 47
Figure 3.20: Extrémité d'une Unbouded Brace (Black 2004) 50
Figure 3.21: Connections possibles avec le système de CoreBrace (www.corebrace.com) 51
Figure 3.22: Diagonales *Star Seismic* (www.starseismic.net) 51
Figure 3.23: Combinaison de deux diagonales *Star Seismic* (Merritt 2003) 52
Figure 3.24: Intermountain Health Care en Utah, avec diagonales de *CoreBrace* (www.corebrace.com) 54
Figure 3.25: Détails des DDC testées par Wei et Tsai (2008) 55
Figure 3.26: Modèle de dimensionnement (Wei et Tsai 2008) 56
Figure 3.27: Rupture par flambement local (Wei et Tsai 2008) 56

Figure 3.28: Flambement local d'une DDC en acier-mortier (tiré de Matsui et al. 2008) 58
Figure 3.29: Définition des paramètres du modèle proposé par Matsui et al. 2008 59
Figure 3.30 : Modèle par éléments finis de Matsui et al. (2008) 60
Figure 4.1: Modèle avec fondation flexible 65
Figure 4.2: Charge critique selon rigidité de fondation 66
Figure 4.3: Modèle analytique avec segments rotulés 68
Figure 4.4: Équilibre d'un segment de noyau 68
Figure 4.5: Illustration de la relation entre n_0, m_r et n 70
Figure 4.6: Modèle discret 73
Figure 4.7: Modèle continu 80
Figure 4.8: Modèle discret avec segments plats 85
Figure 4.9: Modèle continu avec segments plats 89
Figure 4.10: Comparaison schématique des forces de contact selon le modèle 99
Figure 4.11: Comparaison schématique des forces de contact selon le modèle 100
Figure 5.1 : Obtention de la courbe contraintes-déformations réelles avant la striction à partir d'une moyenne des résultats de trois tests coupon 106
Figure 5.2 : Courbes contraintes-déformations finale avec résultat d'analyse 107
Figure 5.3 : Modèle de coupon 109
Figure 5.4 : Analyses de coupon, comparaison de résultats 110
Figure 5.5 : Striction du coupon numérique – maillage cubique à interpolation linéaire 111
Figure 5.6: Déplacement imposé et hystérèse du spécimen C1-1 (Bolduc 2003) 112
Figure 5.7: Paramètres du matériau élastique 113
Figure 5.8: Paramètres de matériau plastiques 113
Figure 5.9: Paramètres de matériau cycliques 114
Figure 5.10: Calibration de matériau retenue 114
Figure 5.11: Courbes d'écrouissage du matériau cyclique 117
Figure 5.12: Comparaison entre la reproduction de l'essai C1-1 par l'ancien et le nouveau modèle de matériau 117
Figure 5.13 : Modèle du quart du segment ductile du noyau du spécimen C1-1 119
Figure 5.14 : Géométrie du spécimen S1-2 (tiré de Bolduc 2003) 121

Figure 5.15: Disposition des plaques d'espacement utilisées 122
Figure 5.16: Montage du spécimen S1-2 (tiré de Bolduc 2003) 122
Figure 5.17: Hystérèse du spécimen S1-2 (Bolduc 2003) 123
Figure 5.18: Déformée résiduelle du noyau (x 10) 123
Figure 5.19: Noyau du spécimen S1-2 après démantèlement à la fin du test (Bolduc 2003) 124
Figure 5.20: Système de retenue latérale monolithique 126
Figure 5.21 : Courbes hystérétique du premier modèles de l'essai S1-2 127
Figure 5.22 : Éléments du modèle S1-2 complet 130
Figure 5.23 : Lien de modélisation des boulons 130
Figure 5.24 : Boulons modélisés par connecteurs axiaux 131
Figure 5.25: Modèle assemblé et annoté 131
Figure 5.26 : Coefficient de friction aluminium-acier selon la pression (tiré de Javadi 2006) 133
Figure 5.27 : Surfaces avec conditions de contact 133
Figure 5.28 : Découpe des tubes de support pour accommoder les raidisseurs (Tremblay et al. 2006) 134
Figure 5.29 : Surfaces avec conditions frontières de symétrie 135
Figure 5.30 : Retenue de l'extrémité du noyau à la connexion 135
Figure 5.31 : Zone d'application du déplacement imposé du noyau 136
Figure 5.32: Déplacement imposé 136
Figure 5.33 : Maillage des éléments du modèle 137
Figure 5.34 : Maillages cubiques utilisés 137
Figure 5.35: Hystérésis comparatives - essai S1-2 réel et modèles ÉF 144
Figure 5.36: Déformée du noyau selon la déformation imposée pour $\mu = 0,6$ (x 10) 146
Figure 5.37: Agrandissement de la déformée à $\Delta = - 5\Delta_y$ pour $\mu = 0,6$ 146
Figure 5.38: Déformées comparatives du noyau (x 10) 147
Figure 5.39: Flambement du noyau dans son plan pour $\Delta = - 5\Delta_y$ (x 10) 148
Figure 5.40: Déformée d'un support latéral pour $\mu = 0,6$ (x 50) 149
Figure 5.41: Variations d'épaisseur du noyau selon le temps d'analyse pour $\mu = 0,3$... 150
Figure 5.42: Variations d'épaisseur du noyau selon le temps d'analyse pour $\mu = 0,6$... 150

Figure 5.43: Charge axiale totale dans les supports latéraux selon le temps d'analyse 153
Figure 5.44: Pressions de contact pour $\mu = 0,6$ à $\Delta = -5\Delta_y$, échelle verticale : x 10.... 155
Figure 5.45: Comparaison des pressions de contact selon les zones du noyau 155
Figure 5.46: Forces dans les connecteurs selon l'emplacement pour $\mu = 0,6$ à $\Delta = -5\Delta y$ 156
Figure 5.47: Énergies présentes dans le modèle selon le temps d'analyse (μ=0,3 seulement)..... 157
Figure 5.48: Énergies sélectionnées selon le temps d'analyse (μ=0,3 seulement)..... 158
Figure 5.49: Distribution des énergies du modèle à la fin de l'analyse 159
Figure 6.1: Ouverture entre les supports latéraux - image des essais de Tremblay et Bolduc reproduite avec un modèle Abaqus 162
Figure 6.2 : Longueurs caractéristiques pour la rigidité locale des DDC..... 164
Figure 6.3 : Flambement de noyau - $L_b=L_m/2$..... 164
Figure 6.4 : Flambement de noyau - Lb = Lm 165
Figure 6.5 : Flambement de noyau - $L_b > L_m$..... 165
Figure 6.6 : Section de support latéral étudiée 166
Figure 6.7: Propriétés géométriques de la section WT155x64,5..... 167
Figure 6.8 : Conditions frontières du modèle de rigidité locale 168
Figure 6.9: Analyse de convergence pour modèle de rigidité locale..... 170
Figure 6.10 : Paramètres géométriques de la section de support latéral..... 172
Figure 6.11 : Déflexions caractéristiques de la section de support latéral..... 172
Figure 6.12: Flèches selon l'espacement des boulons pour un WT155x64,5 174
Figure 6.13: Déflexions selon l'espacement des boulons 174
Figure 6.14 : Allure des déformées de la section de retenue latérale selon l'espacement des boulons 175
Figure 6.15 : Rigidités de support latéral pour force constante..... 176
Figure 6.16 : Représentation analytique des rigidités du support latéral..... 177
Figure 6.17 : Modèle éléments finis d'évaluation de la rigidité du système de retenue latérale utilisé par Tremblay et al. (2006) pour le spécimen S1-2..... 183
Figure 7.1: Schéma du modèle simplifié..... 186
Figure 7.2: Schéma explicatif pour la rigidité équivalente 187

Figure 7.3: Étude de la convergence de la force dans le ressort du modèle simplifié 191
Figure 7.4: Déformée finale du Modèle 9 191
Figure 7.5: Comparaison de résultats selon les modèles considérés 193
Figure 7.6: Déformée du noyau au dernier cycle en compression avant la striction (X20) 193
Figure 7.7: Comparaison des modes de flambement des modèles analytiques et numériques 195
Figure 7.8: Déformées de noyau à 4% pour une sélection de rigidités k_e différentes .. 196
Figure 7.9: Comparaison des forces dans le noyau des modèles analytiques et numériques 197
Figure 7.10: Comparaison des forces dans le noyau des modèles analytiques et numériques 198
Figure 7.11: Comparaison des forces dans le ressort des modèles analytiques et numériques 199
Figure 7.12: Comparaison de la prévision des efforts avec les modèles analytiques ... 200
Figure 7.13: Forces transmises au support latéral selon la rigidité équivalente de celui-ci pour la géométrie du noyau des spécimens S1-1 et S1-2 et un mode de flambement de 9 202
Figure 7.14: Séquence d'évènements ayant mené au blocage en compression du spécimen S1-2 206
Figure 7.15: Comparaison des forces dans le ressort des modèles simplifiés 207
Figure 7.16: Comparaison des variations d'épaisseur de l'extrémité du noyau pour des modèles simplifiés 208
Figure 8.1: Illustration du transfert des forces de contact en charge axiale pour F_{ke}= 50kN et μ=0,30 216
Figure 8.2: Comparaison de tendances sur les forces de contact et les déformations plastiques du noyau 218
Figure 8.3: Protocole de chargement avec évènements importants 220
Figure 8.4: Influence de la rigidité k_e sur la force F_{ke} 221
Figure 8.5: Influence de l'épaisseur du noyau sur la force F_{ke} 223
Figure 8.6: Modes de flambement selon l'épaisseur du noyau, monotonique à ε=4% 223
Figure 8.7: Influence du coefficient de friction sur la force F_{ke} 224

Figure 8.8: Influence du coefficient de friction sur la charge axiale transférée au système de retenue latérale P_{SRL} 225
Figure 8.9: Modes de déformée selon le coefficient de friction, cyclique à $\varepsilon = 2\%$ en compression 225
Figure 8.10: Influence de l'espacement initial sur la force F_{ke} 226
Figure 9.1: Géométrie approximative du noyau proposé 231
Figure 9.2: Détail des raidisseurs d'extrémité du noyau 232
Figure 9.3: Détail de la connexion au gousset 232
Figure 9.4: Noyau avec supports latéraux dans le plan 232
Figure 9.5: Section schématique de la DDC proposée (à l'échelle) 233
Figure 9.6 : Découpe des supports latéraux de la première variante 233
Figure 9.7: Détail de découpe des supports latéraux de la première variante 234
Figure 9.8: Détails des chevauchements des supports de la seconde variante 234
Figure 9.9: Position des raidisseurs à l'état initial et sous déformations maximales en tension et compression 234
Figure 9.10: Schéma de la méthodologie de conception des supports latéraux 235
Figure 9.11: Configuration de cadre d'essais proposée 236
Figure 9.12: Axes principaux de la section de DDC 237
Figure 9.13: Moment de flexion global 239
Figure 9.14: Vérification de la résistance locale du segment de support latéral 242
Figure 9.15: Vérification de la résistance locale du segment de support latéral 247
Figure 9.16: Modèle Abaqus du concept proposé 250
Figure 9.17: Modèle du demi-noyau du concept proposé 251
Figure 9.18: Courbe hystérétique comparative du concept proposé jusqu'à $5\Delta_y$ 252
Figure 9.19: Courbe hystérétique du concept proposé jusqu'à 10 Δ_y 253
Figure 9.20: Force axiale totale dans les supports latéraux selon le temps d'analyse 254
Figure 9.21: Variations dimensionnelles du noyau selon le temps d'analyse 255
Figure 9.22: Variations dimensionnelles du noyau selon le temps d'analyse (comparaison) 256
Figure 9.23: Somme et enveloppe des forces axiales dans les boulons selon le temps d'analyse 257
Figure 9.24: Déformée du support latéral à $\Delta = -10\ \Delta_y$ (x 500) 258

Figure 9.25: Somme et enveloppe des forces axiales dans les boulons selon le temps d'analyse 258
Figure 9.26: Déformée du concept proposé à la fin de l'analyse (x 50) 259
Figure 9.27: Énergies du modèle 260
Figure 10.1: Configuration de cadre d'essais proposée 264
Figure 10.2: Pièce de transfert vérin-poutre 266
Figure 10.3: Poutre supérieure du cadre d'essais 267
Figure 10.4: Système de retenue latérale de la poutre supérieure 268
Figure 10.5: Diagonale testée dans le cadre d'essais 268
Figure 10.6: Poutre inférieure du cadre d'essais 269
Figure 10.7: Support horizontal à la base du cadre d'essais 269
Figure 10.8: Poteaux, rotule et retenue latérale des poteaux du cadre d'essai 270
Figure A.1: Plan et élévation du bâtiment considéré 292
Figure A.2: DDC et aires équivalentes 293
Figure A.3: Modèle SAP du bâtiment considéré 294
Figure A.4: Définition du comportement inélastique des DDC 295
Figure A.5: Résultats des analyses pushover 298
Figure A.6: Allure de la déformée à la rupture – profil spectral 299
Figure A.7: Allure de la déformée à la rupture - profil rectangulaire 300

Liste des sigles et abréviations

A	Paramètre de la courbe exponentielle de comportement du matériau influençant l'importance de l'écrouissage
	Aire du noyau de DDC
A_0	Aire initiale de la section du coupon
AISC	American Institute of Steel Construction, Institut américain de la construction en acier
B	Paramètre de la courbe exponentielle de comportement du matériau influençant le taux d'écrouissage
	Largeur de la base du support latéral en T
B'	Distance entre le centre de l'âme de la section de support latéral en T et l'axe d'un boulon
BRB	Buckling-restrained brace
C	Hauteur de l'âme du support latéral en T
CISC	Canadian Institute of Steel Construction, Institut canadien de la construction en acier
DDC	Diagonale ductile confinée
E	Module d'élasticité - module de Young
F_y	Limite élastique de l'acier
F_{ke}	Force dans le ressort de rigidité équivalente
G	Module de cisaillement
h	Épaisseur du noyau
I	Inertie du noyau

$I_{âme}$	Inertie locale de l'âme d'un support latéral en T
ICCA	Institut canadien de la construction en acier
$I_{semelle}$	Inertie locale de la semelle d'un support latéral en T
k	Coefficient de longueur effective
k_e	Rigidité équivalente pour modèle simplifié
k_l	Rigidité locale de section de support latéral
k_{la}	Rigidité locale de l'âme
k_{lin}	Rigidité linéique de la fondation flexible du modèle de colonne sur fondation flexible
k_{ls}	Rigidité locale de la semelle
L	Largeur du segment ductile du noyau
L_0	Longueur initiale du coupon
L_b	Espacement longitudinal entre deux boulons
L_{be}	Espacement longitudinal entre deux boulons effectif pour le calcul de la rigidité de la semelle des supports latéraux en T
L_d	Longueur du segment ductile du noyau
L_f	Longueur du coupon déformé
L_{fg}	Longueur de flambement non supportée d'un gousset
L_m	Longueur de flambement du noyau
L_p	Longueur des segments plats d'un noyau du modèle continu à segments plats
L_q	Longueur des segments inclinés d'un noyau du modèle continu à segments plats
L_r	Longueur totale du système de retenue
m	Mode de flambement du noyau

m_r	Mode de flambement du noyau pour le modèle de noyau à segments rigides rotulés avec déformée initiale
m_{cr}	Mode correspondant à la charge critique
n	Ouverture entre une face de support latéral et l'axe du noyau
n_0	Ouverture initiale entre une face de support latéral et l'axe du noyau
n_b	Nombre de boulons dans le système de retenue
n_e	Nombre d'espacements de boulons sur la longueur de la DDC
P	Charge appliquée sur une diagonale Charge appliquée sur un coupon
P_{cr}	Charge de flambement critique
$P_{cr,EI}$	Charge de flambement critique dictée par le flambement du noyau
$P_{cr,k}$	Charge de flambement critique dictée par le flambement du système de retenue
$P_{cr,e}$	Charge de flambement critique après interaction des scénarios de flambement
P_E	Charge de flambement élastique global
$P_{\varepsilon max}$	Charge atteinte par le noyau à une déformée ε maximale en compression
P_{max}	Charge maximale atteinte par le système de DDC en compression
P_u	Charge ultime de la diagonale
P_y	Charge de plastification
r	Rayon de giration d'une section
R_d	Facteur de modification des charges sismiques pour la ductilité
R_o	Facteur de modification des charges sismiques pour la sur résistance
t	Temps d'analyse
t	Épaisseur de la semelle de la section de support latéral en T

T_{max}	Charge maximale atteinte par le système de DDC en tension
w	Épaisseur de l'âme du support latéral en T
β	Facteur d'ajustement de la résistance en compression
Δ	Déformation
Δ_b	Ouverture entre les faces des supports latéraux
Δb_0	Ouverture initiale entre les faces des supports latéraux
$\Delta_{b0,min}$	Ouverture initiale minimale entre les faces des supports latéraux pour permettre les déformations dues à l'effet Poisson
$\Delta_{âme}$	Déflexion locale de l'âme d'un support latéral en T
Δ_m	Déformation maximale atteinte par la diagonale
$\Delta_{semelle}$	Déflexion locale de la semelle d'un support latéral en T
Δ_y	Déformation correspondant à la première plastification
ε	Déformation
$\varepsilon_{réel}$	Déformations réelles
$\varepsilon_{réel0}$	$\varepsilon_{réel}$ à l'initiation de la striction
$\varepsilon_{Poisson}$	Déformations transversales dues à l'effet Poisson
η	Ductilité cumulée
θ	Angle entre l'axe du noyau et la ligne médiane du noyau déformé
λ	Coefficient d'élancement
μ	Ductilité Coefficient de friction
μ_{max}	Ductilité maximale
ν	Coefficient de Poisson élastique
ν_p	Coefficient de Poisson plastique

σ	Écart type
$\sigma_{réel}$	Contraintes réelles
$\sigma_{réel0}$	$\sigma_{réel}$ à l'initiation de la striction

Liste des annexes

Annexe A: Analyse *pushover* d'un bâtiment avec DDC 290

Annexe B: Relevé des essais expérimentaux réalisés sur les DDC 301

Annexe C: Détermination numérique d'une courbe de flambement inélastique pour plaques 304

Annexe D : Plans préliminaires de la configuration du cadre d'essais 310

Chapitre 1 : Introduction

1.1 Préambule

Le désir de performance et d'économie prend de plus en plus de place dans le monde actuel. Ainsi, toute personne faisant partie d'un processus décisionnel et voulant parvenir à un choix éclairé doit bien connaître les caractéristiques particulières des options envisageables. L'ingénieur civil, concepteur de bâtiments, n'échappe pas à ces exigences. Devant concevoir des bâtiments de plus en plus complexes tout en privilégiant la sécurité et la minimisation des coûts, l'ingénieur civil dispose souvent d'une marge très restreinte. En effet, les éléments de conception étant balisés par les codes et les matériaux envisageables étant en nombre limité, le rôle de l'ingénieur civil consiste principalement à faire un choix éclairé du système structural le mieux adapté à une situation donnée.

Les systèmes structuraux dans un bâtiment peuvent être séparés en deux catégories distinctes : les systèmes de reprise des charges gravitaires et les systèmes de résistance aux charges latérales. Tandis que l'optimisation des premiers est généralement aisément réalisable à partir des contraintes architecturales et de la géométrie désirée, les systèmes de résistance aux charges latérales, aussi appelés contreventements, sont plus complexes. Conçus afin de reprendre les charges de vent et les charges dynamiques induites par les séismes, ces systèmes se déclinent en plusieurs variantes. Tous doivent supporter les vents les plus forts sans dommages tout en limitant les déplacements maximaux. Les contreventements doivent aussi permettre aux bâtiments de survivre à des séismes de faible et moyenne intensité sans dommages excessifs et éviter l'effondrement de la structure sous des séismes exceptionnels. Ces systèmes peuvent être conçus pour seulement une fraction des charges prévues lors d'un évènement sismique majeur à condition de garantir un niveau de ductilité suffisant et une capacité de dissipation de l'énergie du séisme.

Parmi les systèmes de résistance aux charges latérales les plus souvent utilisés en Amérique du Nord, les contreventements à diagonales concentriques occupent une place prépondérante. Quelques configurations envisageables sont présentées à la Figure 1.1. Ces systèmes offrent un moyen efficace de descendre jusqu'aux fondations les charges induites par les séismes et exhibent une rigidité importante permettant de limiter les déplacements.

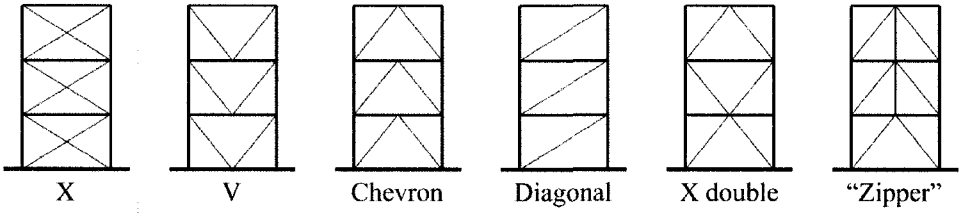


Figure 1.1: Exemples de contreventements concentriques

Les membrures diagonales de ces systèmes sont généralement conçues de façon à se déformer inélastiquement sous un séisme important. Ces diagonales plastifient alors en tension et flambent en compression. Les autres éléments du système doivent être protégés et rester dans le domaine élastique, et pour ce, être conçus pour reprendre les efforts créés après plastification et flambement des diagonales. Le flambement des diagonales, en plus de compromettre la dissipation d'énergie du système, crée un débalancement des forces transmises aux autres éléments de la structure. La résultante de ces forces inégales peut être grande, tel qu'illustré dans l'exemple de la Figure 1.2, ce qui conduit à des éléments protégés plus dispendieux. Ces inconvénients ont été le point de départ du développement des diagonales ductiles confinées (DDC), plus connues sous leur nom anglais de *buckling-restrained braces* (BRB).

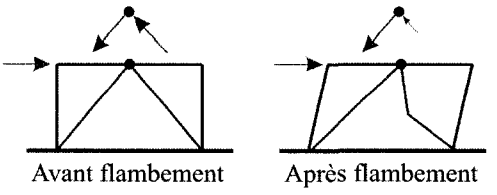


Figure 1.2: Exemple du débalancement des efforts transmis à la structure après flambement d'une diagonale

1.2 Les diagonales ductiles confinées

Les diagonales ductiles confinées sont composées d'un noyau ductile qui reprend les efforts axiaux de traction et de compression imposés à la diagonale et dont le flambement global est empêché par un système de retenue latérale (SRL), comme illustré schématiquement à la Figure 1.3. Le système de retenue est séparé du noyau, typiquement par un espacement entre les composantes ou par l'ajout d'un élément de désolidarisation. Le système de retenue peut prendre plusieurs formes, dont la plus commune est un tube d'acier dans lequel est inséré le noyau. Pour la majorité des systèmes développés à ce jour, l'espace entre le noyau et le tube est comblé de mortier.

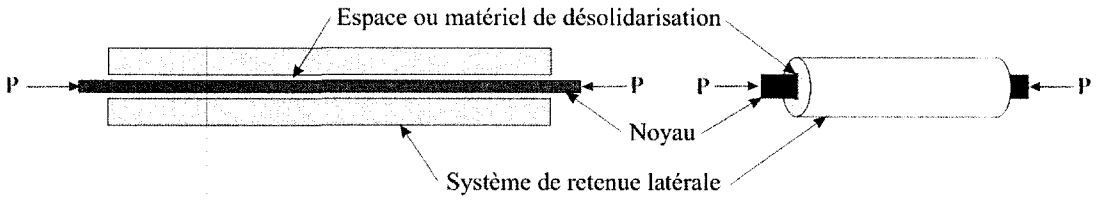


Figure 1.3: Schéma conceptuel des diagonales ductiles confinées

Les diagonales ductiles confinées permettent d'obtenir un comportement similaire tant en tension qu'en compression et exhibent donc un comportement hystérétique stable avec une boucle large, synonyme de dissipation énergétique importante. La Figure 1.4 présente une comparaison entre le comportement hystérétique d'une diagonale conventionnelle et d'une DDC.

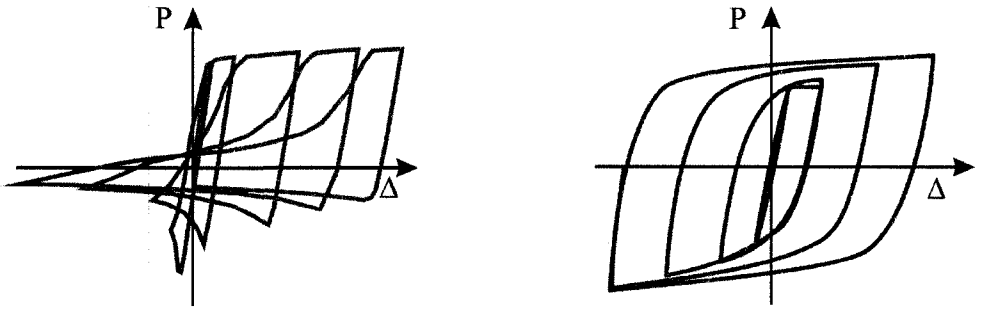


Figure 1.4: Boucles hystérétiques comparatives - diagonale conventionnelle et DDC

Les systèmes de diagonales ductiles confinées sont développés principalement au Japon depuis les années 1970 en tant que dissipateurs d'énergie conçus pour une fraction des charges latérales totales (Wada et al. 1998, Inoue et al. 2001, Iwata et al. 2006). Ces dissipateurs sont vendus en tant que produits complets qui s'ajoutent à un système de résistance latérale principal. Vers la fin des années 1990, on a débuté l'utilisation des DDC en Amérique du Nord, mais comme système de résistance sismique principal de la structure, soit un système résistant à l'entièreté des charges latérales (Clark et al. 1999, Tremblay et al. 1999, Shaw et al. 2000). Des compagnies américaines comme *CoreBrace* et *StarSeismic* ont ensuite développé leur propre système de DDC. Ces systèmes sont propriété des entreprises qui les proposent et les détails de conception sont généralement gardés secrets. Il est néanmoins connu que leur fabrication requiert l'utilisation conjointe de l'acier et de matériaux cimentaires.

Le développement de systèmes de DDC réalisés entièrement en acier a aussi été entrepris. Ultimement, l'usage exclusif de l'acier permettrait d'éliminer les étapes de fabrication associées à la mise en place du béton ainsi que le temps de mûrissement du béton, ce qui réduirait sensiblement les coûts de fabrication et les délais de livraison au chantier. De plus, un système construit uniquement en acier à partir d'éléments boulonnés permettrait une inspection aisée du noyau après un séisme.

Plusieurs systèmes de DDC entièrement fabriqués en acier ont récemment été testés (Tremblay et al. 2006, Ma et al. 2008, Mazzolani 2008). Le système proposé par Tremblay et al. (2006) est illustré à la Figure 1.5 Le système de retenue latérale y est constitué de deux profilés HSS disposés de part et d'autre du noyau. Chaque tube est préalablement soudé à une plaque continue de même longueur que le tube mais d'une largeur supérieure. L'assemblage des deux profilés tubulaires est réalisé par boulonnage des plaques le long de la diagonale. Des essais ont démontré le potentiel du système mais ont aussi révélé des difficultés au niveau du confinement du noyau. Il a été observé que le noyau flambait localement à ses extrémités avec une amplitude importante (Figure 1.6) ce qui causait une friction entre le noyau et le système de retenue latérale et

augmentait considérablement la résistance en compression de la diagonale lors de l'application de cycles à grandes amplitudes. Ce comportement n'est pas jugé adéquat pour une conception sismique économique. En effet, de grandes charges axiales en compression devraient ainsi être prises en compte pour la conception du système de retenue latérale et des éléments de structure entourant la DDC. Un comportement similaire a été observé sur d'autres systèmes récemment testés de DDC réalisés en acier seulement (Ma et al. 2008, Mazzolani 2008) ou même sur des DDC composites acier-mortier (Matsui et al. 2008).

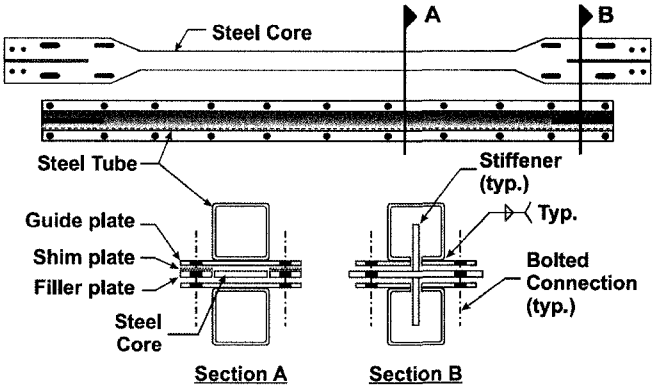


Figure 1.5: Système de DDC réalisé uniquement en acier (tiré de Tremblay et al. 2006)

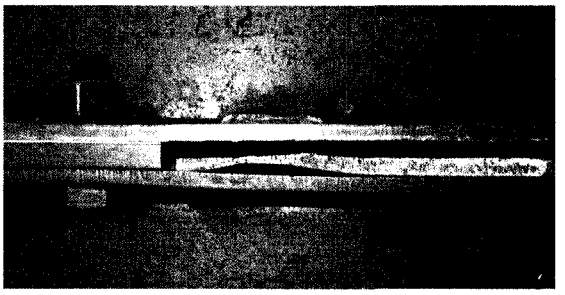


Figure 1.6: Flambement local du noyau du spécimen S1-1 (Bolduc et Tremblay 2003)

Des études additionnelles sont nécessaires afin de proposer des règles de conception permettant d'assurer un comportement inélastique adéquat. La formulation et la diffusion dans le domaine public de telles règles permettraient une plus grande percée du système de DDC et certainement un meilleur usage des ressources et des matériaux disponibles.

1.3 Objectifs du projet

Le présent mémoire vise la poursuite des travaux entrepris dans l'adaptation des diagonales ductiles confinées pour usage en tant que système de résistance latérale principal en Amérique du Nord. Plus particulièrement, on désire poursuivre les efforts de développement d'un système entièrement réalisé en acier tel qu'entamés par Tremblay et al. (2006).

L'amélioration du comportement obtenu par ce système est souhaitée. Le résultat visé est d'abord l'atteinte d'une bonne compréhension du système par l'examen et la caractérisation des principaux mécanismes en jeu lorsqu'une DDC est soumise à des déformations inélastiques. Par la suite, l'obtention de règles de dimensionnement d'un système simple de diagonales ductiles confinées permettant de parvenir à un comportement sismique satisfaisant est visée. Les problématiques liées au dimensionnent du système de retenue doivent aussi être résolues dont, en particulier, celles liées à la rigidité minimale requise pour assurer un bon confinement du noyau, sans déformations transversales excessives ni coincement du noyau. Les détails de fabrication du système de confinement doivent aussi être améliorés.

1.4 Méthodologie

La méthode appliquée cherche à s'appuyer le plus possible sur les travaux déjà réalisés. En se basant sur des résultats disponibles, une bonne compréhension du comportement des diagonales ductiles confinées est atteint et on reconnaît et explique les différents phénomènes physiques observés. Une fois la compréhension établie, on approxime et prévois le comportement des DDC par l'élaboration de modèles analytiques et numériques reproduisant les principales caractéristiques réelles des DDC. Les méthodes d'approximation du comportement sont validées par une comparaison avec des résultats expérimentaux. Cette étape complétée, un concept de DDC pour lequel on s'attend à un comportement adéquat est proposé. En se basant sur les méthodes d'approximation du

comportement, des règles de conception sont établies et une conception complétée. Un programme d'essais en laboratoire est proposé afin de parvenir à une validation expérimentale du concept proposé et des règles de dimensionnement formulées.

En premier lieu, afin de s'instruire sur les systèmes de DDC déjà développés, sur les problématiques rencontrées et les solutions déjà proposées, une étude de la littérature sur les DDC est réalisée. Cette étude de la littérature permet aussi de prendre connaissance des demandes en ductilité auxquelles peuvent s'attendre des DDC utilisées dans des bâtiments. La connaissance de ces demandes ductiles est nécessaire afin de déterminer le niveau de déformation que les DDC doivent soutenir.

Vient ensuite une étude cherchant à reproduire les caractéristiques principales du comportement des diagonales ductiles confinées. Cette étude est basée sur des modèles analytiques simplifiés. On obtient de celle-ci des approximations analytiques des efforts présents dans le système de retenue latérale en fonction des caractéristiques du noyau et de celles du système de retenue. La connaissance de ces efforts est nécessaire au dimensionnement du système de retenue latérale. Un modèle par équilibre en position déformée et des modèles de flambement du noyau par variation de l'énergie potentielle totale sont ainsi réalisés. Des modèles de différents niveaux de complexité sont considérés afin d'examiner plusieurs hypothèses sur la déformée adoptée par le noyau. En comparant les modèles analytiques entre eux et avec des simulations numériques par éléments finis, il est possible de juger de la validité des hypothèses et de la précision des modèles et ainsi proposer une méthode permettant de circonscrire les efforts pouvant être présents dans une configuration donnée de DDC.

Des simplifications et hypothèses étant nécessaires à la formulation des modèles analytiques, il est impossible de limiter le projet uniquement à ceux-ci. Des simulations numériques par éléments finis sont nécessaires pour vérifier les hypothèses. Ces modèles numériques permettent aussi l'obtention d'ingrédients essentiels aux modèles analytiques, soit une courbe de flambement inélastique pouvant être appliquée au noyau

des DDC et une approximation de la rigidité locale du support latéral. Il est à noter que la rigidité locale du support latéral est définie comme étant la rigidité d'un support latéral entre deux boulons de connexion.

En parallèle à l'étude analytique, des simulations numériques ont donc été réalisées en utilisant les possibilités avancées du programme d'éléments finis Abaqus. Le comportement d'un spécimen étudié expérimentalement par Tremblay et Bolduc (2006) a d'abord été reproduit pour développer et valider la modélisation par éléments finis. Les problématiques qui ont été observées expérimentalement ont ainsi pu être étudiées plus en profondeur et mieux comprises. De plus, la comparaison avec des essais réels a permis de calibrer les modèles numériques afin que ceux-ci puissent être utilisés pour estimer le comportement d'un concept proposé avant son test en laboratoire. Dans le processus, on a aussi reproduit par éléments finis les résultats d'essais de traction sur éprouvettes en acier afin d'obtenir les propriétés du matériau utilisé. Ces propriétés permettent de déduire un modèle d'acier sous sollicitations cycliques qui soit représentatif. Les propriétés du matériau sous sollicitations cycliques sont essentielles à la modélisation adéquate du comportement des DDC et sont utilisées abondamment dans le projet.

En vue de relier les modèles analytiques aux résultats expérimentaux et de valider les modèles analytiques, la rigidité locale des supports latéraux doit être connue. Ainsi, une géométrie de support latéral est choisie et une étude paramétrique de la rigidité locale est réalisée par éléments finis en variant l'espacement des boulons. L'estimation de la rigidité locale des sections de support permet de développer un modèle analytique de prévision de la rigidité pouvant être utilisé en conception. De plus, elle permet une comparaison des modèles analytiques avec les résultats expérimentaux et est donc nécessaire pour le développement d'un modèle numérique simplifié de comportement des DDC.

Les interactions entre les différentes composantes des DDC étant complexes et difficiles à prévoir, une étude paramétrique est réalisée afin de faire ressortir l'impact des principaux paramètres de dimensionnement des DDC sur le comportement global. Cette étude paramétrique est réalisée d'abord pour un chargement monotonique et ensuite pour un chargement cyclique, ceci afin de déterminer l'impact du type de chargement sur le comportement. L'analyse paramétrique nécessite le développement d'un modèle numérique simplifié de comportement des DDC de façon à réduire le temps d'analyse et ainsi permettre la réalisation d'un nombre important d'analyses.

L'étude paramétrique sur un modèle numérique simplifié, couplée aux modèles analytiques, permet de déterminer les configurations permettant d'obtenir le meilleur comportement possible des DDC et ainsi proposer un concept de diagonale ductile confinée pour lequel on prévoit un comportement adéquat. Une règle de conception permettant de fixer la rigidité de support latéral nécessaire est aussi établie.

Un programme expérimental a finalement été préparé pour vérifier les hypothèses de conception, de même que le concept qui est proposé. Les spécimens d'essais sont choisis de façon à ce que certains produisent un comportement adéquat et d'autres pas. Cette manière de procéder permet de valider ou d'invalider la règle de conception après essais expérimentaux. Un cadre d'essais existant est modifié en vue du programme expérimental.

Une analyse par éléments finis, quoique étant un outil particulièrement performant pour le genre d'étude menée, n'est pas une solution parfaite. Les résultats restent soumis à toute sorte d'artéfacts provenant entre autres des défauts inhérents à la formulation mathématique des éléments, à la méthode de recherche de solution, à l'idéalisation des conditions frontières et à la simplification des géométries. Il est gardé en vue que les résultats des modèles restent uniquement des approximations de la réalité. C'est avec cette vision que toute modélisation du projet est réalisée. Ainsi, un scepticisme face aux résultats est présent à chaque étape et lorsque des résultats expérimentaux sont

disponibles, les modèles et analyses y sont comparés. Les essais de Tremblay et Bolduc jouent un rôle particulièrement important pour ces comparaisons. De plus, pour tous les modèles, une étude de convergence est réalisée et les résultats obtenus avec plusieurs maillages sont comparés, et ce, afin de s'assurer de tirer des modèles des résultats de la plus grande qualité possible.

La Figure 1.7 présente un résumé des moyens suivis en vue de la réalisation du projet.

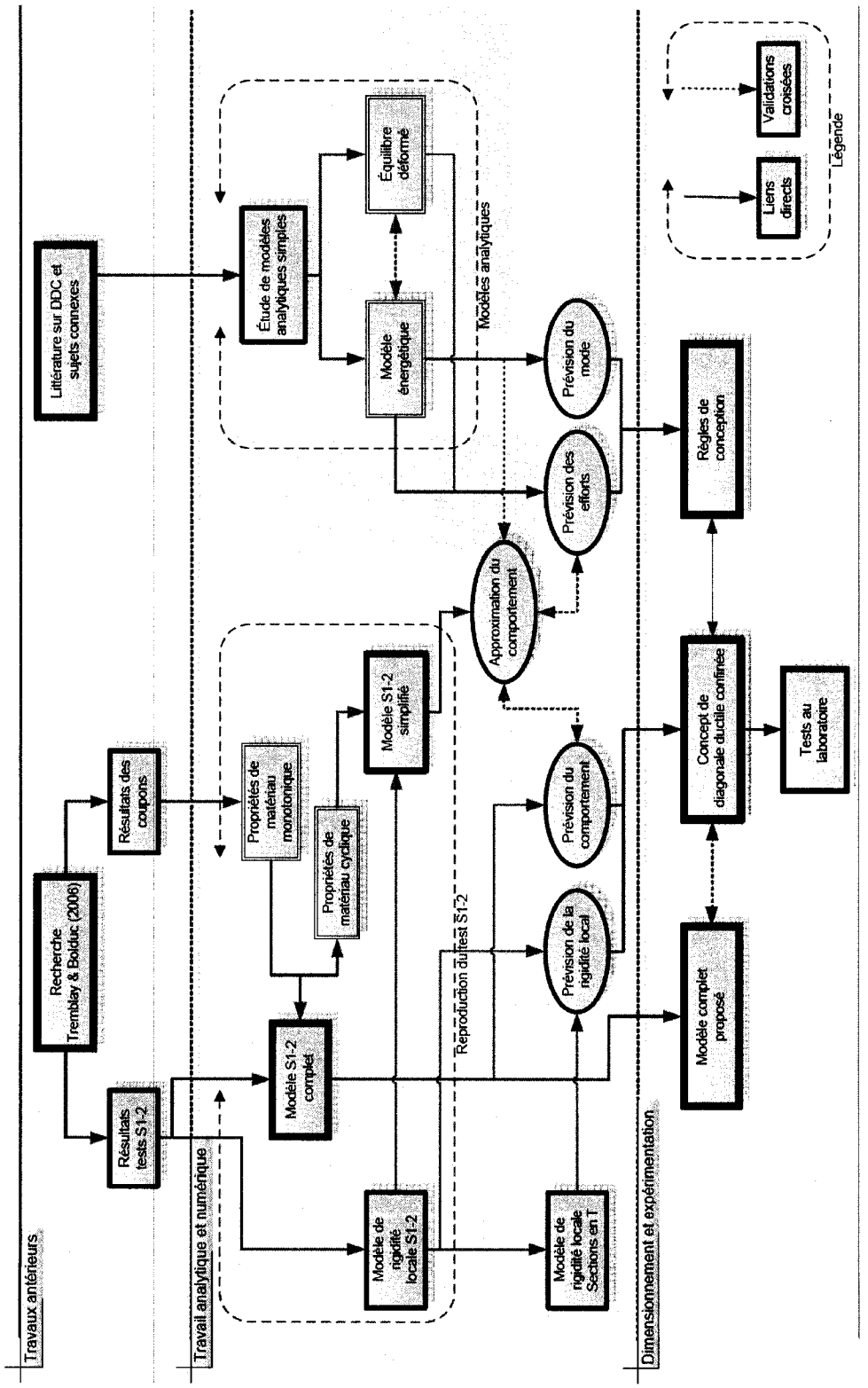


Figure 1.7: Schéma des étapes du projet

1.5 Organisation du mémoire

Le présent mémoire expose l'ensemble des étapes nécessaires à la complétion du projet et à l'atteinte des objectifs visés. Il compte dix chapitres, une conclusion et quatre annexes.

Le premier chapitre introduit le sujet de la recherche, les objectifs poursuivis ainsi que la méthodologie qui a été utilisée. Le second chapitre débute par la présentation en détail du concept de diagonale ductile confinée. On y décrit ses composantes, enjeux et problématiques. Le troisième chapitre présente un survol de la littérature qui a été publiée à ce jour sur le développement des systèmes de diagonales ductiles confinées et sur les thèmes reliés à la problématique de la rigidité du système de retenue. La revue de la littérature est complétée par une introduction à la littérature publiée sur les analyses du comportement de bâtiments utilisant les diagonales ductiles confinées comme système de résistance latérale principal.

Viennent ensuite les différentes étapes de la réalisation du projet, en débutant au quatrième chapitre par la présentation du développement de méthodes analytiques de prévision du comportement des DDC. Le développement de modèles analytiques, du plus simple au plus complexe y est exposé. Le cinquième chapitre fait état de la reproduction numérique par éléments finis d'un spécimen des essais de Tremblay et al. (2006). Cette étape est divisée en deux parties principales : d'abord la caractérisation du matériau par la reproduction d'essais de traction sur éprouvettes et, ensuite, la définition et les résultats d'un modèle complet reproduisant le comportement observé expérimentalement. Les phénomènes observés sont expliqués et des résultats n'ayant pu être mesurés expérimentalement sont présentés afin d'aider à la compréhension du système.

Le sixième chapitre est dédié à la prévision de la rigidité locale des supports latéraux, soit la rigidité d'un support latéral entre deux boulons. Cette étape présente les modèles

numériques d'approximation de la rigidité locale, une étude paramétrique de la rigidité d'une section de support en T en fonction de l'espacement longitudinal des boulons ainsi qu'un modèle analytique d'approximation de la rigidité des sections de support en T.

Le septième chapitre introduit un modèle numérique simplifié d'approximation du comportement des DDC. Une validation avec les essais expérimentaux ainsi qu'une comparaison avec les modèles analytiques y sont présentés. Le modèle numérique simplifié est ensuite utilisé au huitième chapitre pour l'étude paramétrique variant les principaux paramètres définissant le comportement des DDC. L'étude ainsi qu'une discussion des résultats y sont présentés.

Le neuvième chapitre présente le concept de DDC proposé. Les objectifs de performance visés sont d'abord décrits, suivis d'une description des variantes envisagées ainsi que d'une méthodologie de conception de la variante retenue.

Finalement, le dixième chapitre décrit un éventuel programme expérimental qui permettrait de valider le concept de DDC proposé. Le cadre d'essais ainsi que les spécimens à tester y sont présentés.

Le mémoire est clos par une conclusion sur le projet et les apprentissages réalisés. Des recommandations sur le développement des systèmes de diagonales ductiles confinées y sont aussi présentées.

Quatre annexes exposant des études connexes au projet complètent le document. La première présente une analyse statique incrémentale réalisée sur un bâtiment utilisant des DDC comme système principal de résistance aux charges latérales. La seconde présente un relevé des essais expérimentaux réalisés sur différents systèmes de DDC. La troisième est dédiée à la détermination numérique d'une courbe de flambement inélastique pour plaques. La quatrième et dernière est composée d'un ensemble de plans du cadre d'essais proposé.

Chapitre 2 : Description détaillée du concept de DDC

Le présent chapitre a pour but de présenter en détail le système de diagonale ductile confinée ainsi que les problématiques qui y sont reliées. Comme brièvement présenté dans l'introduction, les diagonales ductiles confinées peuvent être utilisées comme système de résistance aux charges latérales dans les structures. Deux approches sont possibles, soit celle où le système de DDC est utilisé en tant qu'amortisseur en parallèle à un système de résistance aux charges latérales principal et celle où le système de DDC est le principal élément de résistance. Dans le premier cas, seule une partie du cisaillement total à l'étage est reprise par le système dont le rôle est alors d'augmenter la dissipation d'énergie sous sollicitation sismique, tout en limitant les efforts repris par les autres membrures et les déplacements de la structure. Dans le second cas, soit celui où les DDC sont utilisées comme système principal, tout le cisaillement de l'étage est repris par le système et celui-ci est donc responsable de l'entièreté de la réponse sismique de la structure. Dans les deux cas, seules les charges de dimensionnement et l'importance relative du système varient; les caractéristiques et composantes des DDC restent inchangées.

Les diagonales ductiles confinées possèdent plusieurs caractéristiques qui les différencient fortement des systèmes de diagonales concentriques conventionnels. Leur plus importante propriété est intimement reliée à leur capacité à contrôler le flambement. Ainsi leur résistance en compression s'apparente à la résistance en tension. Cette caractéristique a non seulement pour avantage d'augmenter la dissipation d'énergie sous séisme par rapport aux diagonales conventionnelles, comme illustré à Figure 1.4, mais elle peut aussi représenter un élément de décision économique important dans le choix des DDC comme système de résistance principal, comme expliqué dans les paragraphes qui suivent.

Au Canada, les systèmes de résistance aux charges latérales sont conçus pour des évènements dont la période de récurrence avoisine les 2500 ans. Il est généralement admis que leur dimensionnement pour une fraction des charges induites par le séisme de conception peut représenter une option acceptable, tant du point de vue de la performance attendue que sur le plan économique. Ainsi, il est admis qu'advenant l'évènement de dimensionnement, certains éléments de la structure dissipent l'énergie du séisme par déformation plastique et que la structure subisse donc des dommages irréversibles. Cette méthode de faire, bien qu'elle permette de réduire les charges de conception et ainsi directement la taille des membrures et les coûts de construction, exige d'accommoder des déplacements équivalents à ceux que subirait une structure élastique sous l'entièreté de la charge sismique induite. Tel qu'illustré sur la Figure 2.1, une structure utilisant un système de résistance aux charges latérales auquel a été attribué un facteur de réduction des charges latérales total R et pour laquelle les charges élastiques induites par le séisme de dimensionnement seraient de a, pourrait être dimensionnée pour la charge b advenant que le niveau de ductilité c est rendu possible. La façon de parvenir à garantir un niveau de ductilité n'est pas uniquement déterminée par la capacité à se déformer plastiquement de façon stable et contrôlée des éléments dissipateurs d'énergie. En fait, toute la structure doit permettre à l'élément dissipateur de parvenir au niveau de ductilité désiré. Pour ce faire, la structure doit être plus forte que l'élément dissipateur d'énergie afin d'éviter la plastification des éléments protégés. Ce type de dimensionnement s'appelle un dimensionnement par capacité.

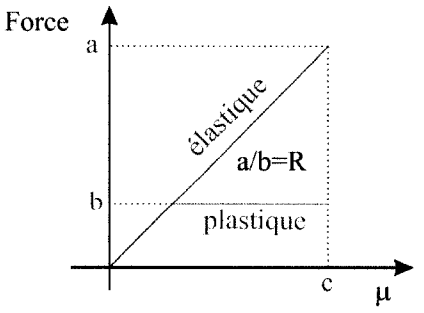


Figure 2.1: Diagramme simplifié des forces de conception en fonction de la ductilité

Lors de la conception par capacité d'un système complet de résistance aux charges latérales, tous les éléments le long du cheminement des efforts, de leur lieu de génération jusqu'au sol, doivent être en mesure de reprendre les efforts maximums qu'est capable de générer l'élément dissipateur d'énergie de la structure. Dans le cas des systèmes qui nous intéressent, les diagonales représentent ces éléments dissipateurs d'énergie. Les diagonales conventionnelles plastifient en tension et flambent en compression. Celles-ci sont souvent placées en paires ou sur plusieurs étages et les différents cas de forces débalancées causés par la différence de résistance en tension et compression des diagonales génèrent sur les poutres, colonnes et fondations les entourant des sollicitations différentes, souvent plus élevées, de celles qui proviendraient d'une analyse élastique classique.

Les diagonales ductiles confinées possèdent une résistance en tension et en compression proches l'une de l'autre, ce qui permet de réduire dans plusieurs cas les efforts provenant d'un calcul par capacité. Ceci peut se traduire, lors de l'usage du système, d'une économie dans les poutres, colonnes et fondations. Le cas illustré sur la Figure 2.2 pourrait être un exemple d'un bâtiment typique contreventé sur plusieurs travées. Cette figure illustre une comparaison entre le cisaillement à la base (V) et les réactions verticales (R3 et R5) obtenues lors d'un calcul par capacité partiel avec des diagonales ductiles confinées (BRBF) et un système conventionnel de contreventements concentriques (CBF).

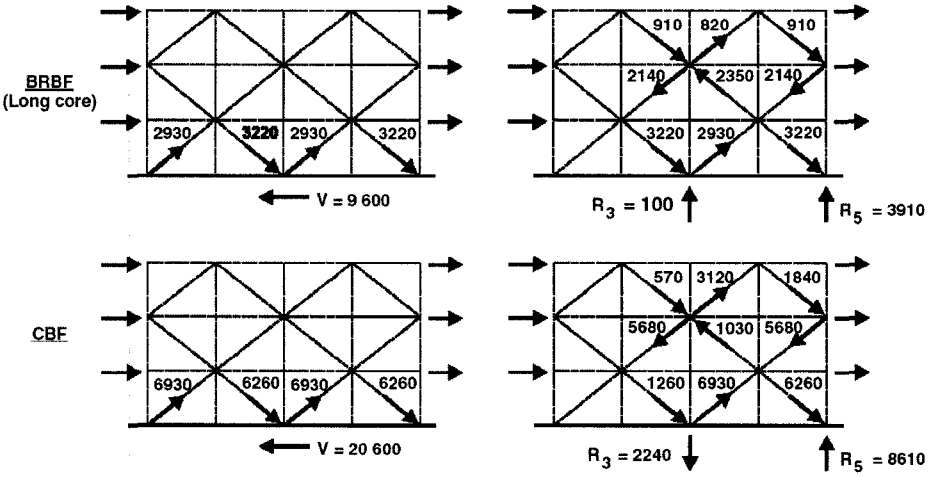


Figure 2.2: Calcul par capacité partiel pour DDC et cadres concentriques (Tremblay et al. (2004))

Dans cet exemple, seule une partie du calcul par capacité est illustrée et les diagonales des deux systèmes sont remplacées par les forces qui seraient occasionnées en régime plastique. Pour cet exemple, l'usage des DDC permet de réduire le cisaillement à la base de 20 600 kN à 9600 kN, tandis que les réactions verticales R3 et R5 passent respectivement de 2240 kN et 8610 kN à 100 kN et 3910 kN. Des réactions réduites se répercutent en une économie sur les fondations. Cette économie peut devenir substantielle si les fondations sont très dispendieuses, par exemple pour un bâtiment sur piles.

L'utilisation de diagonales ductiles confinées en tant que système principal de résistance aux charges latérales peut donc se traduire par une augmentation de l'énergie dissipée par le système et par une diminution des efforts de conception des éléments protégés par rapport aux contreventements concentriques conventionnels. La section suivante passe en revue les différents éléments qui forment le système.

2.1 Composantes principales

2.1.1 Le noyau

Le noyau est l'élément dissipateur d'énergie des diagonales ductiles confinées. Idéalement, il reprendrait l'entièreté de la charge appliquée. Composé d'un ou de plusieurs éléments, il est réalisé en un acier lui conférant de bonnes propriétés sous plastification cyclique. Dans les systèmes existants, le noyau prend généralement les formes illustrées à la Figure 2.3, soit la forme d'une barre rectangulaire renforcée aux extrémités ou d'une barre amincie dans la région centrale. Il peut être plat avec un profil rectangulaire ou adopter un profil en croix. Lorsqu'il y a transition de géométrie, celle-ci doit être graduelle de façon à limiter les concentrations de contraintes. Le noyau apporte aussi un des principaux avantages du système de DDC, la flexibilité. En effet, par l'ajustement de l'aire et de la longueur du segment ductile du noyau (L_d), le concepteur a moyen de spécifier une résistance et une rigidité donnée. Évidemment, afin d'y parvenir de façon efficace, les propriétés du matériau constituant le noyau doivent être bien connues. En plus de la géométrie à donner au noyau, le concepteur a le choix du rapport largeur sur épaisseur du segment ductile. Ce rapport de géométrie a aussi une influence sur le comportement des DDC.

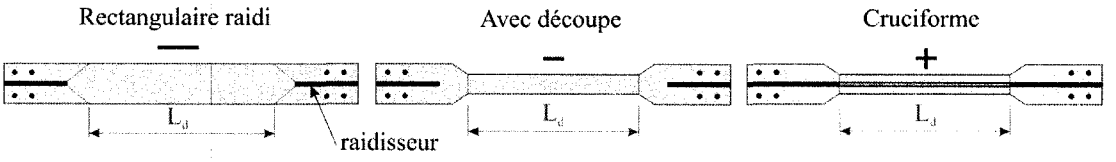


Figure 2.3: Géométries de noyaux

Le comportement désiré du noyau est une plastification uniforme du segment ductile; néanmoins sous chargement cyclique un tel comportement est utopique. En réalité, le noyau, lorsque convenablement retenu, flambe dans un mode élevé avant de plastifier en compression, tel qu'illustré à la Figure 2.4.



Figure 2.4: Flambement du noyau selon un mode élevé

Le noyau s'appuyant alors sur le système de retenue, un frottement s'exerce entre le noyau et le système de retenue et l'effort de compression varie le long du noyau. La plastification en compression ne peut alors pas être uniforme.

Lors de l'inversion des efforts, une zone du segment ductile du noyau différente de celle qui a plastifié en compression tend à plastifier en tension. Après plusieurs cycles inélastiques on peut s'attendre à une sollicitation non uniforme du noyau. Ainsi, le segment ductile du noyau doit être capable de subir des déformées plus importantes que celles calculées directement à partir de la déformation axiale globale prévue de la diagonale et de la géométrie du noyau.

Finalement, le noyau étant la partie du système de DDC qui reprend les efforts, celui-ci est conçu de façon à être facilement assemblé à la structure, souvent en créant directement les pièces d'assemblage dans la prolongation du segment ductile. De plus, un des enjeux entourant le noyau est la possibilité de l'inspecter facilement suite à un séisme, inspection difficilement réalisable lorsque le noyau est retenu par un système en béton.

Il est à noter que les déformée initiales des composantes, et en particulier du noyau, jouent un rôle dans le comportement du système de DDC. La mesure ou prédiction de ces défauts initiaux n'est pas communément réalisable. Dans cette étude, il est admis que la grandeur et la forme du défaut initial du noyau a une influence sur la manière dont le noyau commence à se comporter sous un chargement. Néanmoins, l'influence du défaut initial s'estompe avec l'accroissement du chargement et le chargement cyclique. Ainsi, étant donné que l'allure de la déformée du noyau au début du chargement a bien moins d'impact sur le comportement global de la diagonale que celle à la fin du chargement,

l'incidence de la forme et de la taille du défaut de rectitude du noyau sera considérée négligeable.

2.1.2 Le système de retenue latérale

Aussi essentiel au système de DDC que le noyau, le système de retenue latérale doit permettre au noyau de développer sa capacité en compression. Le système de retenue doit posséder la rigidité et la résistance nécessaire pour arriver à cette fin. Durant le développement des systèmes de diagonales ductiles confinées, plusieurs variantes ont été étudiées, certaines sont présentées à la Figure 2.5 ci-dessous.

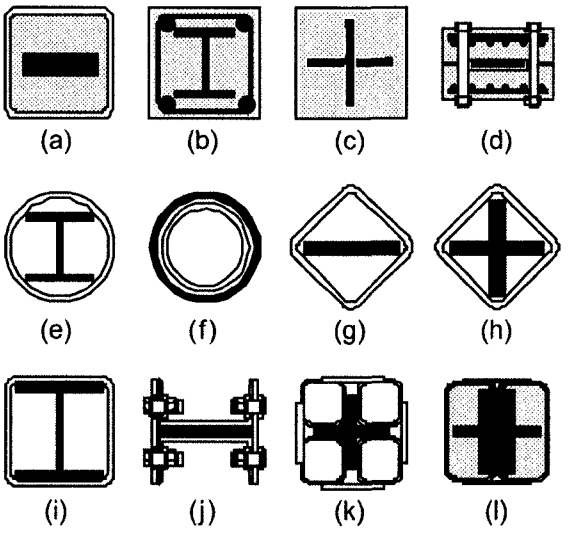


Figure 2.5: Quelques exemples de profils de systèmes de retenue latérale (Xie 2005)

Il est possible de séparer ces systèmes en deux catégories majeures, d'abord les systèmes avec utilisation de béton ou mortier et les systèmes en acier seulement. Le premier type représente la quasi majorité des diagonales ductiles confinées qui ont été testées et pour lesquels des résultats intéressants ont été obtenus. C'est aussi le type de système qui a été commercialisé par, entre autres, *Nippon Steel* au Japon ou *CoreBrace* aux États-unis. Néanmoins, les systèmes entièrement en acier possèdent plusieurs avantages : ceux-ci peuvent être fabriquées plus facilement et rapidement, ne nécessitent pas de cure, leur transport est moins contraignant, les noyaux de ces systèmes peuvent être plus

facilement inspectés et ils sont entièrement recyclables. De plus, contrairement aux systèmes avec mortier, les systèmes en acier seulement contournent les difficultés liées au positionnement centré du noyau dans le système de retenue lors de la fabrication. Par contre, ces systèmes en acier n'ont pas encore réussi à atteindre la même qualité de performance que les systèmes avec mortiers. Les principaux problèmes observés avaient trait à la rigidité du système de retenue latérale. Il est à noter que le modèle (k) de la Figure 2.5 est un système réalisé en acier seulement, dont le comportement, testé par Chen et al. (2001) apparaissait prometteur.

La rigidité et la résistance nécessaires du système de retenue latérale sont les grandes inconnues lors de la conception des composantes d'un système de diagonales ductiles confinées. En effet, le système de retenue latérale doit posséder une rigidité suffisante pour empêcher le flambement global de la diagonale. Watanabe et al. (1988) fut le premier à suggérer que la charge de flambement élastique du système de retenue, P_E, soit supérieure à la charge de plastification du noyau, P_y. Néanmoins, pour que le système puisse réellement fonctionner, une sur-résistance ($P_E/P_y>1$) doit être spécifiée au système de retenue latérale. La grandeur optimale de cette sur-résistance ne fait toutefois pas consensus.

Le noyau et le système de retenue possèdent tous deux leurs défauts de rectitude initiaux, il y a donc génération d'un moment de flexion lors de l'application d'un effort axial de compression à la diagonale. Le système doit être assez résistant pour soutenir ce moment, de même que les efforts axiaux engendrés par le frottement entre le noyau et le système de retenue. Il est à noter que le système de retenue doit offrir une retenue du noyau selon les deux axes principaux de la section de la diagonale. Dans cette étude, l'emphase est placée sur la retenue contre le flambement du noyau. Le flambement global est considéré et empêché lors de la conception. Aucun défaut de rectitude pour le système de retenue latérale n'est considéré dans les différentes modélisations.

Lorsque le noyau comprimé cherche à flamber, les forces transversales qu'il exerce sur le système de retenue peuvent être très localisées et de grande importance. Ces forces sont difficilement estimables avec les outils couramment disponibles. D'un point de vue de résistance, le système de retenue doit être capable de reprendre de façon efficace les efforts générés dans le système par ces forces. D'un point de vue rigidité, les déformations sous ces forces doivent aussi être contrôlées car, comme on le verra plus loin, l'amplitude de ces forces transversales est fonction des déformations du système de retenue.

Les diagonales avec remplissage de mortier forment naturellement un environnement robuste pour prévenir le flambement local du noyau. Dans les systèmes en acier, on doit porter une attention particulière à la résistance et la rigidité locales des différentes composantes du système. Ces propriétés sont influencées par les caractéristiques des composantes (géométrie, configuration, etc.) de même que par le type et la disposition des connecteurs entre les composantes. Les systèmes de retenue où le noyau est entouré de mortier offrent aussi l'avantage de retenir le noyau dans les deux directions. Dans les systèmes en acier, des plaques ou autres dispositifs doivent être ajoutées des deux côtés du noyau pour prévenir le flambement du noyau dans son plan.

Le système de retenue latérale ne doit pas entraver les déplacements du noyau. Ainsi, des détails de fabrication doivent être prévus afin d'accommoder les déplacements différentiels entre les composantes. Sans entraver les déplacement différentiels, le système de retenue latérale doit aussi être retenu en place autour du noyau lors des mouvements de façon à toujours protéger le noyau en entier contre un flambement excessif. De plus, le système de retenue doit, par lui-même ou par l'ajout de composantes supplémentaires, empêcher des infiltrations d'eau dans le système pouvant l'endommager et permettre l'inspection facile du noyau.

2.1.3 L'élément de désolidarisation

Le dernier composant essentiel des systèmes de diagonales ductiles confinées, est tel qu'illustré à la Figure 1.3, l'élément de désolidarisation. Celui-ci a pour but de séparer le noyau du système de retenue latérale afin de minimiser le frottement entre ces éléments et de faire en sorte que le noyau porte la plus grande part de la charge appliquée. Le système de séparation le plus simple consiste en un espace libre entre les éléments. Les systèmes les plus complexes utilisent plusieurs matériaux différents. Les matériaux de désolidarisation utilisés vont du polyéthylène à la peinture silicone en passant par différents matériaux caoutchouteux. L'élément de désolidarisation doit permettre d'accommoder les déformations du noyau dues à l'effet de Poisson élastique et aux déformations plastiques. Les déformées du noyau anticipées déterminent donc en partie ses caractéristiques. Néanmoins, si l'espace libre entre les éléments est trop important ou le matériau de désolidarisation trop épais ou pas assez rigide, le noyau pourrait être libre de flamber avec des amplitudes importantes, favorisant ainsi la fatigue du noyau sous sollicitation cyclique et générant des forces transversales plus importantes aux points de contact avec le système de retenue. Les points de contact entre le noyau et le système de retenue étant inévitables, un matériau de désolidarisation réduisant le coefficient de friction (μ) est souhaitable pour limiter les forces transmises par frottement du noyau au système de retenue.

2.2 Comportement des DDC

Le comportement global du système peut être séparé selon les étapes principales suivantes.

2.2.1 Incursion plastique en compression

Lors d'une incursion en compression, le noyau flambe très rapidement dans son premier mode, mode qui est déterminé en partie par la distribution et l'amplitude des défauts de rectitude initiaux. Les amplitudes de la déformée croissent jusqu'au premier contact du noyau avec le système de retenue latérale, comme illustré à la Figure 2.6 en (1). La partie en contact avec le support s'écrase alors et un segment plat se crée (2). Lorsque la longueur du segment plat du noyau est telle qu'elle ne peut plus porter la charge appliquée, le segment plat flambe et un mode supérieur de flambement du noyau est atteint (3). Dépendamment de la rigidité du support latéral et de l'espace libre disponible entre le système de retenu et le noyau, un mode de flambement plus ou moins élevé est développé (4) avant l'atteinte de la charge maximale correspondant à la plastification complète du noyau.

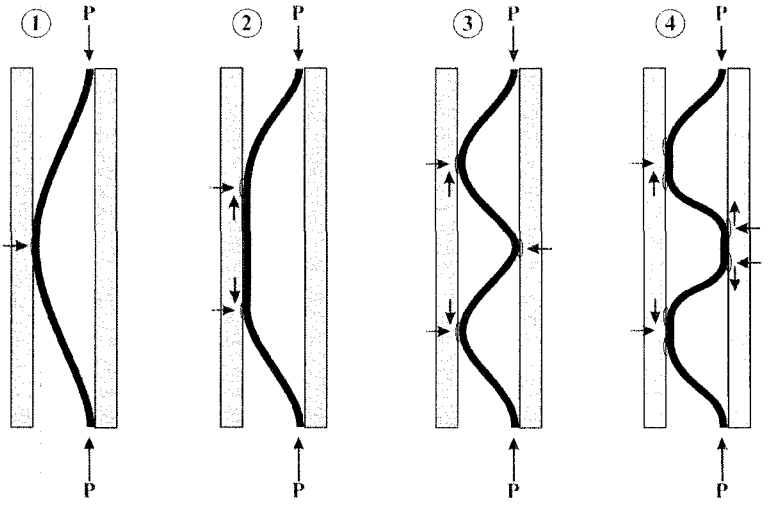


Figure 2.6: Développement du mode de flambement du noyau et transfert de charges axiales au système de retenue latérale

Lorsque le mode de flambement développé à la plastification implique plus d'un point de contact entre le noyau et le système de retenue, le frottement à ces points de contact transfère une partie de la charge axiale au système de retenue. Le noyau étant ainsi moins chargé entre ces points de contact, la plus grande part de la déformée plastique du noyau se développera aux extrémités du segment ductile plutôt que dans la partie centrale, comme présenté à la Figure 2.7 (1).

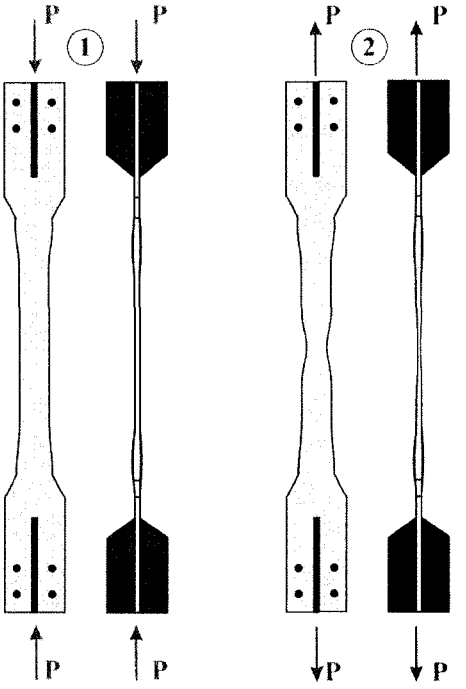


Figure 2.7: Épaississement et amincissement local du noyau

2.2.2 Incursion plastique en tension

Lorsqu'une incursion en tension arrive avant qu'il y ait eu une première incursion plastique en compression, le segment ductile du noyau plastifie en tension sur toute sa longueur, avec, possiblement certaines variations selon les défauts de matériel et de découpe. Si l'incursion plastique en tension survient après que le mécanisme décrit à l'incursion plastique en compression se soit produit, la déformation plastique en tension est concentrée dans la zone où il n'y a pas eu grossissement de section et écrouissage en

compression, soit dans la partie centrale du segment ductile, comme illustré à Figure 2.7 (2). Dans les deux cas, si la déformation plastique en tension est trop importante il peut y avoir striction du noyau et rupture en tension.

2.2.3 Rupture

La rupture, définie comme une baisse importante de la capacité portante du système peut survenir de plusieurs manières. Celles-ci sont illustrées à la Figure 2.8 et consistent en un flambement de tout le segment ductile selon son axe faible (1), en une déformation locale excessive selon l'axe faible (2), une déformation excessive du segment ductile selon l'axe fort (3) ou par rupture en tension (4). Tous ces modes de rupture ont été observés expérimentalement par Iwata (2006).

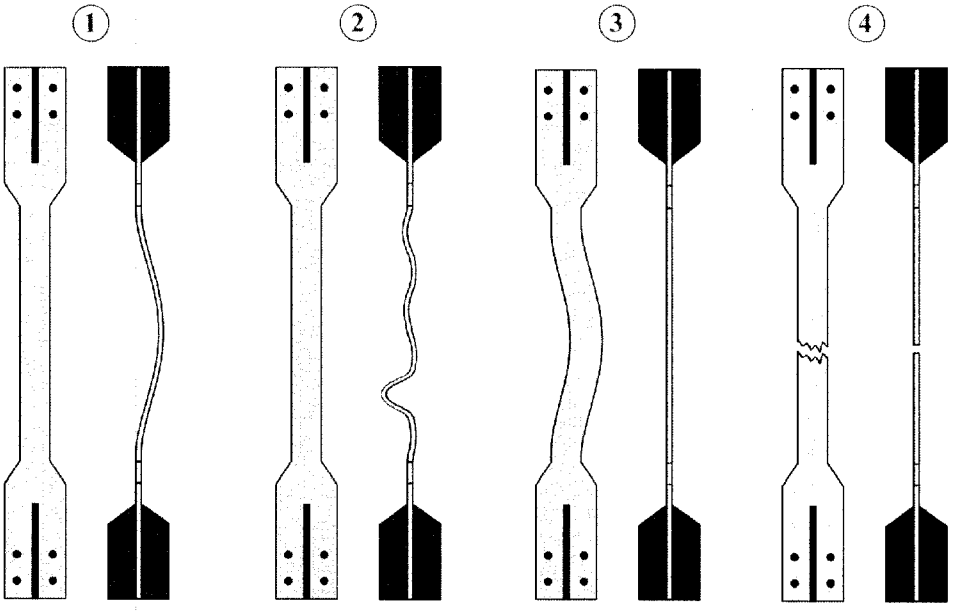


Figure 2.8: Modes de rupture des noyaux des diagonales ductiles confinées

2.2.4 Équilibre des forces tension-compression

Dépendamment de la grandeur des forces transférées du noyau au système de retenue latérale par frottement, le débalancement entre les forces maximum enregistrées en tension, T_{max}, et en compression, P_{max}, varie. Le débalancement entre les forces maximales en compression et en tension est dénoté β et est illustré à la Figure 2.9. Ce débalancement doit être minimisé afin d'éviter le plus possible de reproduire les aspects négatifs des contreventements concentriques conventionnels qui affectent le dimensionnement par capacité des éléments protégés.

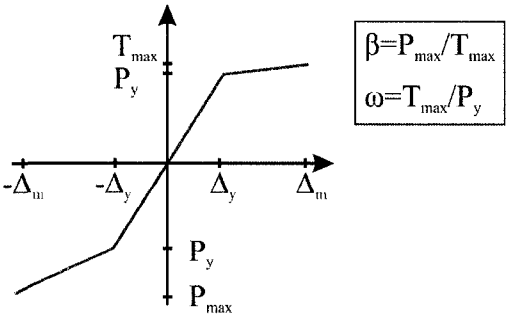


Figure 2.9: Débalancement des enveloppes de capacité : $P_{max}>T_{max}$

L'attrait du système de diagonale ductile confinée est réduit si le débalancement entre les maximums en tension et en compression est très important. Le dimensionnement par capacité d'un tel système différerait seulement des systèmes conventionnels par le fait que les forces maximales de la DDC seraient en compression tandis que les forces maximales des diagonales conventionnelles sont en tension.

L'égalité parfaite entre les forces maximales en tension et en compression est souhaitable mais elle est utopique à cause de l'effet de Poisson. On vise donc uniquement à minimiser le débalancement entre ces forces. En effet, à cause de l'effet de Poisson, la section du noyau est réduite en tension tandis qu'elle est augmentée en compression. Même en absence de friction, la capacité en compression est plus importante que la capacité en tension en raison de ce changement de section.

2.2.5 Déformée et déformations résiduelles

Les diagonales ductiles confinées peuvent subir des déformées plastiques importantes et ne possèdent pas de système de recentrage qui pourrait, après un séisme, replacer la structure d'aplomb. Le fait que la rigidité post-flambement est faible peut entraîner, pour des structures avec systèmes de DDC conventionnels, une concentration importante des déformées à un seul étage et une rupture par étage faible. Ce mode de rupture de la structure, illustré à la Figure 2.10 n'est pas souhaitable car il ne sollicite pas au maximum les capacités des diagonales de tous les étages.

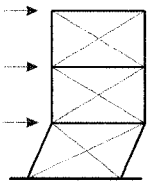


Figure 2.10: Mode de rupture par étage faible

Néanmoins, la possibilité de définir la capacité des DDC proche de la demande attendue devrait atténuer la concentration des déformations à des étages en particulier. En effet, les noyaux des DDC étant découpés sur mesure, le concepteur peut spécifier une résistance exactement égale à la résistance nécessaire à chaque étage. Ceci n'est pas le cas pour les systèmes ordinaires basés sur des profilés standard, dont les tailles et donc les résistances croissent uniquement par sauts. De plus, des systèmes atténuant la possibilité de développer un mécanisme d'étage faible ont été proposés, comme le *dual-BRB*, qui couple un cadre contreventé par des BRB à un cadre en treillis restant élastique (Tremblay et al. 2004). Finalement, le système de DDC ne flambant pas hors plan, les risques de dommages à des éléments non structurels adjacents sont réduits.

2.2.6 Problématiques de stabilité globale et d'assemblage

Les systèmes de DDC doivent non seulement permettre de porter une charge axiale de compression en empêchant le flambement du noyau, mais aussi éviter un flambement global de la diagonale. Dépendamment des caractéristiques géométriques d'une DDC

ainsi que de son environnement d'usage, tel un cadre formé de poteaux et poutres, plusieurs cas d'instabilité globale doivent être évités. Ainsi, un flambement dans le plan est possible, tel qu'illustré à la Figure 2.11 (1), ou un flambement hors plan (2).

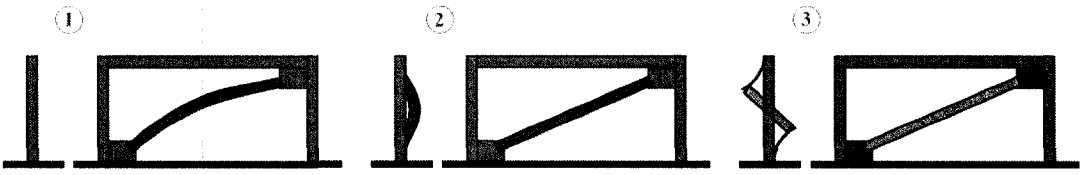


Figure 2.11: Stabilité des assemblages avec DDC

Il a été montré par Xie (2005), qui s'est basé sur les travaux de Tani et Kihara (1962), que la résistance au flambement global provient de la somme des inerties du système de support latéral et du noyau. La contribution du noyau est cependant souvent très faible par rapport à celle du système de retenue et cette contribution tombe à zéro lorsque le noyau se plastifie. Ainsi, même si le système de support latéral ne porte aucune charge axiale, celui-ci peut flamber sous la charge axiale reprise par le noyau qu'il retient.

De plus, dépendamment de la géométrie de la diagonale, un flambement en torsion peut être possible. Finalement, un flambement des goussets Figure 2.11 (3) doit être évité. Cette dernière situation s'est produite lors de tests de DDC sur un cadre d'essai (Tsai et al. 2002). Suite à cette situation, d'autres essais et analyses ont été nécessaires avant de recommander de vérifier le flambement des goussets avec la longueur de flambement non supportée (L_{fg}) indiquée à la Figure 2.12 et un facteur de longueur effective (K) de 2.0 (Lin et al. 2005).

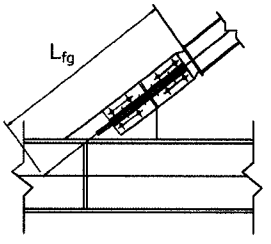


Figure 2.12: Longueur de flambement de gousset (adapté de Tsai et al (2002))

Chapitre 3 : Revue de la littérature

La section qui suit présente une brève revue de la littérature publiée sur les diagonales ductiles confinées. Étant donné l'abondance de la recherche sur le sujet et le fait que les thèmes abordés sont très vastes, seuls les sujets directement pertinents à la problématique adressée seront étudiés. Ainsi, l'emphase sera placée sur la rigidité à fournir au système de retenue. Néanmoins, un aperçu chronologique du développement et des tests des diagonales ductiles confinées est présenté en premier lieu pour orienter le lecteur. De même, les modèles analytiques et numériques d'approximation du comportement des DDC publiés à ce jour sont présentés. Vient ensuite une présentation d'études réalisées sur le comportement de bâtiments avec DDC ainsi qu'un aperçu des bâtiments réellement construits avec le système. Finalement sont brièvement présentées les règles de dimensionnement actuellement publiées dans les codes ainsi que les principales caractéristiques de quelques DDC commercialement disponibles. Pour une revue de littérature très complète et incluant les nombreux articles publiés en japonais, le lecteur pourra se référer au livre de Bertero intitulé *Earthquake Engineering from Engineering Seismology to Performance-Based Engineering* ou à l'article de Xie (2005).

3.1 Développement des DDC

Les premiers pas du développement des systèmes de diagonales ductiles confinées sont généralement attribués à Wakabayashi et al. (1973). Lors de cette étude, le système d'amortisseurs avec noyau ductile retenu par une paroi de béton qui est illustré à la Figure 3.1 a été développé. Néanmoins, il est à noter que Yoshino et al. (1971) avait précédemment effectué un programme expérimental sur des murs de cisaillement avec diagonales. Ce système a été la première démonstration du concept global des DDC.

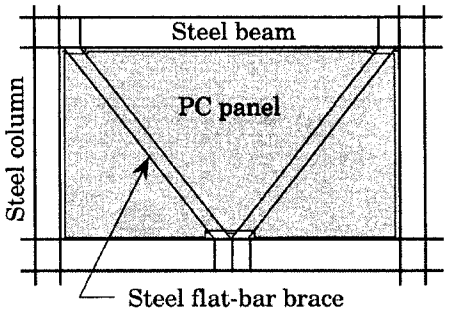


Figure 3.1: Diagonale ductile confinée à paroi de béton

La partie expérimentale du projet de Wakabayashi et al. (1973) comprenait des tests de différents matériaux de désolidarisation, des tests de sous assemblages et une vérification du système par des tests d'un cadre à deux étages. Dès ces premiers essais, malgré l'obtention de boucles hystérétiques pleines, des difficultés avec l'importance des forces transmises au système de retenue ont été notées, les parois de béton servant de retenue ayant été la cause de la rupture du système.

Suite à ces premiers développements Inoue, Sawaizumi et Higashibata (2001) ont entrepris un ambitieux programme de recherche afin de quantifier les forces transmises au système de retenue. Le banc d'essai illustré à la Figure 3.2 a été construit.

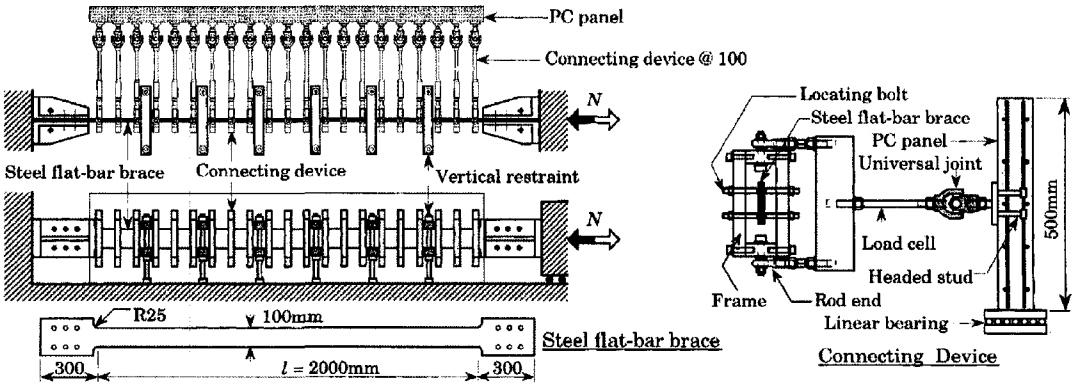


Figure 3.2: Banc d'essais de Inoue (tiré de Inoue (2001))

Le principe de base de celui-ci est de séparer le noyau et le système de retenue, dans son cas une dalle de béton armé, par une série de connecteurs rotulés. Ces connecteurs étant

instrumentés, ils permettaient de lire les forces transmises entre le noyau et la dalle de retenue. Afin de s'assurer que la somme des forces de connexion entre les éléments soit nulle, la dalle était supportée sur des appuis rouleaux permettant le déplacement dans la direction normale au noyau. Le banc d'essais avait en outre l'avantage de pouvoir imposer au noyau d'acier une déformée initiale connue. Ce programme d'essais a permis de valider des critères de résistance et de rigidité. Il a en outre permis de valider l'efficacité d'un système de renforcement des extrémités de la dalle de retenue.

Les principales contributions des travaux de Inoue et al. (2001) sont l'obtention d'exigences de rigidité et de résistances nécessaires pour un dimensionnement adéquat du système à panneau de béton. Le tout peut être résumé par un graphe adimensionnel (Figure 3.3) séparant le domaine résistance-rigidité en zones adéquates et inadéquates dépendamment de l'importance des défauts de rectitude initiaux.

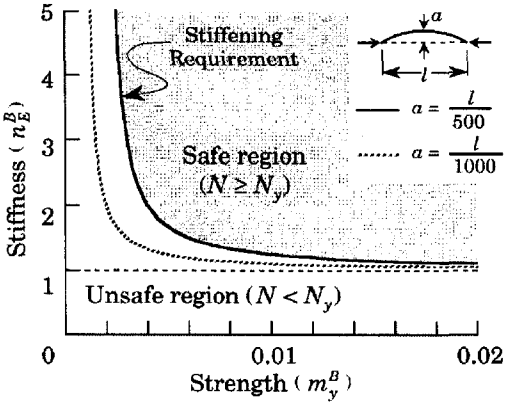


Figure 3.3: Exigences de retenue latérale (tiré de Inoue et al (2001))

Toute combinaison de résistance-rigidité-défaut de rectitude dans la zone grisée du graphe conduit à une plastification du noyau sans flambement du système. Selon la notation de l'article, la rigidité adimensionnelle n_E est le rapport entre la charge d'Euler du système et la charge N_y de plastification du noyau tandis que la résistance adimensionnelle est le moment de plastification du système de retenue M_y divisé par le produit de N_y et de la longueur de la diagonale, tel que fourni par l'expression (3.1).

$$n_E^B = \frac{N_E^B}{N_y}, \quad m_y^B = \frac{M_y^B}{N_y l} \tag{3.1}$$

La Figure 3.4 présente les trois types de résultats expérimentaux obtenus par Inoue. Il s'agit, de gauche à droite, de systèmes ne remplissant pas les conditions de rigidité et résistance spécifiées, à la limite de celles-ci et les satisfaisant. Comme prévu, le premier système a flambé très rapidement, le second a flambé après quelques cycles tandis que le dernier a soutenu plusieurs cycles de chargement. Les auteurs ont affirmé que leurs résultats, obtenus sur des systèmes à parois de béton, pouvaient être appliqués à des DDC possédant un système de retenue différent.

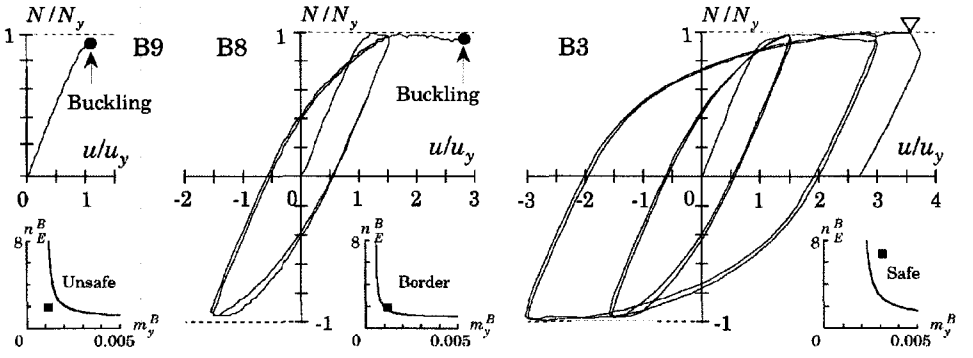


Figure 3.4: Exemples de résultats expérimentaux de Inoue et al. (2001)

Les autres développements de systèmes de diagonales ductiles confinées se sont surtout concentrés autour de systèmes de retenue latérale réalisés à partir de tubes d'acier emplis de mortier par Fujimoto et al. (1988), de sections de béton armé par Nagoa et Takahashi (1990) ou de béton fibré par Horie et al. (1993). Des exemples parmi les nombreux systèmes de retenue développés ont été présentés à la Figure 2.5. Il est difficile de comparer tous les systèmes développés entre eux étant donné que la taille des systèmes et les méthodes de tests utilisés pour chacun étaient différentes. Néanmoins, l'Annexe B recense les tests effectués et présente leurs principales caractéristiques, telles les dimensions et capacités des spécimens ainsi que les déformations atteintes.

Iwata et al. (2000) ont néanmoins comparé le comportement hystérétique et la rupture des quatre systèmes illustrés à la Figure 3.5. Ceux-ci ont tous été dimensionnés pour accommoder des rotations d'étage de 1/100 et ont été préparés dans les mêmes conditions. Leurs noyaux possédaient sensiblement la même aire et étaient réalisés dans le même acier.

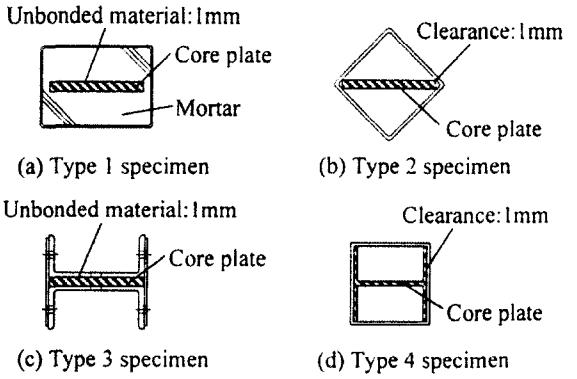


Figure 3.5: Systèmes comparés par Iwata et al. (2000)

Le banc d'essais utilisé pour les essais comparatifs est illustré à la Figure 3.6.

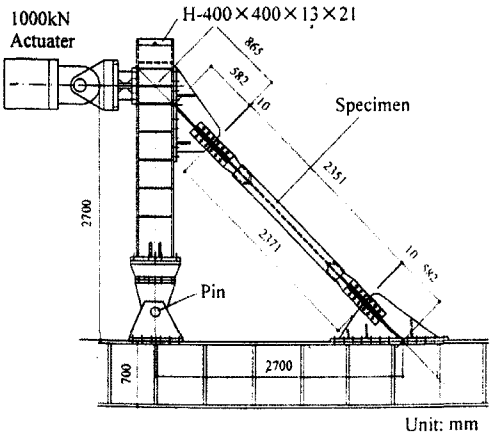


Figure 3.6: Banc d'essais de Iwata et al. (2000)

Bien que les quatre spécimens aient atteint la déformation voulue de 1% tout en maintenant une hystérésis stable, la quantité d'énergie dissipée par les spécimens a grandement varié, en effet les spécimens 1,2,3 et 4 ont respectivement dissipé 2632, 292,

752 et 617 kN-m. Les spécimens 2 et 4, n'ayant pas de couche de matériel de désolidarisation, ont fracturé en tension suite à une progression rapide d'un flambement localisé. Les auteurs recommandent de prévenir l'occurrence d'un flambement local abrupt dans les systèmes afin de maximiser la capacité de dissipation d'énergie.

Bolduc et Tremblay (2003) présentent une série de tests sur des diagonales ductiles confinées servant comme principal système de résistance aux charges latérales. Le programme d'essais consistait en des tests de sous-assemblages de six DDC de grandeur réelle. Quatre des DDC testées possédaient un système de retenue latérale réalisé uniquement en acier. Ce système de retenue latérale, déjà brièvement introduit en guise d'introduction et illustré à la Figure 1.5, comprenait deux tubes HSS soudés à des plaques. Le comportement observé a été qualifié de bon, quoique inférieur à celui obtenu avec les DDC dont le système de retenue incluait du mortier. Les principaux problèmes observés provenaient de la difficulté à déterminer la rigidité à spécifier au système de retenue latérale, et particulièrement la rigidité locale entre deux boulons. En effet, lors de la première tentative (spécimen S1-1), le système de retenue s'ouvrait entre deux boulons et le noyau présentait une déformée importante, tel que montré à la Figure 1.6.

Plus de détails sur les observations et conclusions de cette étude particulièrement importante pour l'étude en cours sont donnés ci-dessous.

Ainsi, pour les essais subséquents de ce programme (S1-2, S2-1 et S2-2), le nombre de boulons a été augmenté, et donc l'espacement entre les boulons réduit. C'est alors qu'est apparu un second problème : il y a eu concentration des déformations dans les extrémités du segment ductile. Après plusieurs cycles, le système de retenue latérale utilisé n'offrait pas assez de rigidité pour empêcher efficacement le flambement du noyau. Celui-ci flambait donc avec une amplitude importante et créait un frottement substantiel à la jonction avec le système de retenue. Une part des efforts en compression était ainsi transférée au noyau, créant un débalancement des forces entre les maximums enregistrés en tension et en compression.

La Figure 3.7 montre les réponses hystérétiques des spécimens S1-1 et S1-2. L'on remarque que le spécimen S1-1 n'offrait pas une retenue efficace au noyau avec une augmentation rapide des efforts axiaux transférés au support latéral lors des premiers cycles en compression. Le spécimen S1-2, avec augmentation de la rigidité locale du système de support latéral, permettait quant à lui une amélioration du comportement hystérétique. Néanmoins, sous répétition des cycles en compression, le même transfert des charges axiales au support latéral que pour le spécimen S1-1 se produisait, entraînant aussi une résistance axiale en compression apparente de la diagonale élevée, et donc un débalancement entre les efforts maximums en tension et en compression.

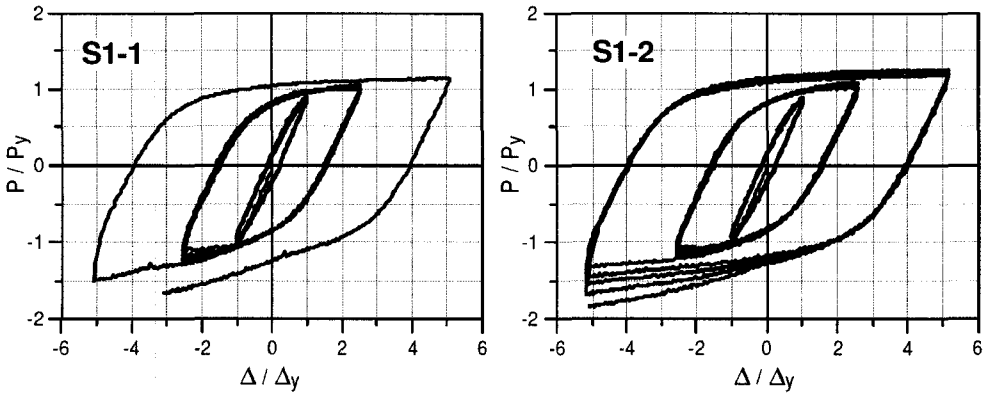


Figure 3.7: Réponse hystérétique des spécimens S1-1 et S1-2 (adapté de Tremblay et al. 2006)

Pour ces deux premiers spécimens, l'espace libre nominal entre le noyau et le système de retenue a été fixé à 1,59 mm. Cette valeur a été choisie suite à un calcul visant à permettre la libre expansion du noyau sous l'effet de Poisson. Pour ce faire, un coefficient de 0,3 dans le domaine élastique et de 0,5 dans le domaine plastique a été utilisé. En effet, connaissant la ductilité maximale prévue pour le noyau μ_{max}, il est possible d'obtenir la déformation transversale du noyau $\varepsilon_{Poisson}$ selon l'expression (3.2).

$$0.3\varepsilon_y + 0.5 \times (\mu_{max}-1)\varepsilon_y = \varepsilon_{Poisson} \tag{3.2}$$

Pour les spécimens S1-1 et S1-2, l'espace libre fourni de 1,59 mm était près de six fois plus important que celui requis par l'expression (3.2). À la vue des résultats et

soupçonnant l'influence de l'espacement initial sur le comportement observé, l'espace libre entre le noyau et le système de retenue a été réduit à 0,6 mm pour le spécimen S2-1. Ce spécimen, pour lesquels la longueur du segment ductile du noyau était aussi réduite, a obtenu un comportement cyclique satisfaisant jusqu'à une ductilité de 8,0, laissant croire que l'amplitude de l'espacement fourni a un impact sur la réduction du flambement local du noyau.

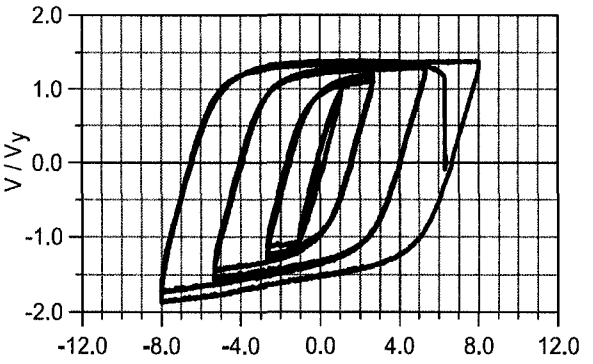


Figure 3.8: Réponse hystérétique du spécimen S2-1 (adapté de Tremblay et al. 2006)

Ce programme expérimental a aussi permis de voir l'état du noyau à la fin du chargement. La Figure 3.9 montre des évidences du contact et frottement entre le noyau et le support latéral. Les surfaces de contact acier sur acier ont été polies par friction durant leur mouvement relatif. Des traces d'oxydes en poudre résultant du frottement sont aussi visibles.

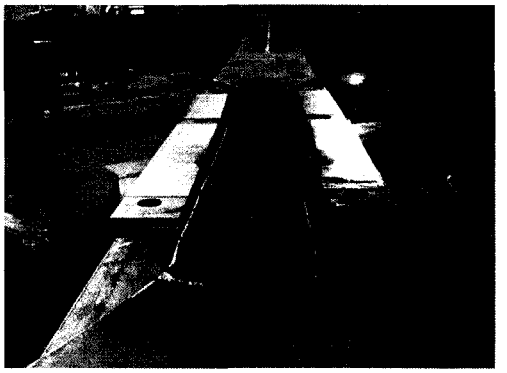


Figure 3.9: État du noyau du spécimen S2-1 à la fin du test (Bolduc et Tremblay 2003)

Finalement, les déformations permanentes après les essais ont été observées et mesurées. La Figure 3.10 présente la déformée résiduelle du noyau du spécimen S1-2, caractérisée par un mode de flambement élevé. De même, les variations des dimensions du noyau ont été mesurées. Une sélection de ces mesures est présentée au Tableau 3.1. Celles-ci corroborent les modes de déformation associés à la Figure 2.7, soit un élargissement et épaississement au centre du noyau, couplé à une réduction des dimensions de la section du noyau en son centre.



Figure 3.10: Déformée résiduelle du spécimen S1-2 (Bolduc et Tremblay 2003)

Tableau 3.1: Variations maximales résiduelles, en millimètres, des dimensions des noyaux des spécimens après tests (Adapté de Tremblay et al. 2006)

	S1-1		S1-2		S2-1	
	Largeur	Épaisseur	Largeur	Épaisseur	Largeur	Épaisseur
Centre du noyau	0.75	0.16	2.23	0.43	4.35	0.44
Extrémité du noyau	-1.45	-0.41	-1.21	-0.35	-6.90	-1.24

Bien qu'imparfait, ce système de DDC réalisé uniquement en acier a présenté un bon potentiel. Dans la publication résumant le projet, Tremblay et al. (2006) ont noté la nécessité de contrôler adéquatement le flambement du noyau afin de minimiser la friction entre le noyau et le système de retenue et parvenir à une distribution plus uniforme des déformations plastiques du noyau. Pour ce faire, les auteurs recommandent de fournir une rigidité élevée pour le système de retenue latérale, de réduire au minimum l'espacement initial autour du noyau et de considérer l'utilisation d'un matériau de désolidarisation avec coefficient de friction réduit. Néanmoins, aucun guide quantitatif n'est donné quant à la rigidité nécessaire pour obtenir un comportement adéquat ni sur comment prévoir la rigidité locale d'un système de retenue donné.

Iwata et Murai (2006) ont proposé, dans leur article intitulé *Buckling-restrained brace using steel mortar planks; performance evaluation as a hysteretic damper,* un système d'amortisseurs à base de diagonales ductiles confinées dont le système de retenue latérale est réalisé avec un assemblage de pièces préfabriquées de mortier. Le système, illustré à la Figure 3.11, se voulait résoudre des problèmes liés à la fabrication et à l'inspection des systèmes précédents.

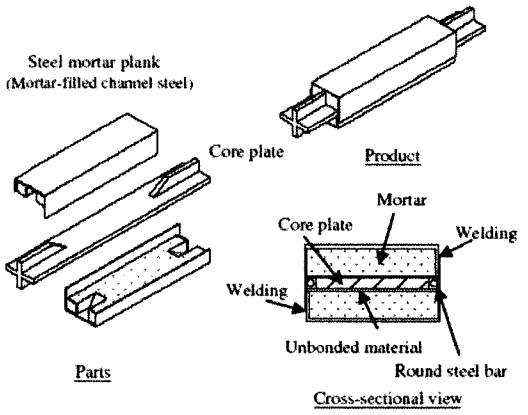


Figure 3.11: Système de DDC proposé par Iwata et Murai (2006)

Le programme d'essais, riche de treize spécimens, avait la particularité de s'attarder sur plusieurs paramètres géométriques du noyau en plus de tester plusieurs niveaux de sur résistance au flambement du support, ou rapports P_E/P_y. Les auteurs ont ainsi testé différents systèmes possédant une série de valeurs de sur-résistance au flambement élastique ainsi que plusieurs rapports de l'épaisseur sur la largeur (h/L) du segment ductile. Leur base de comparaison des performances a été établie à partir de la ductilité cumulée (η) et de la somme de l'énergie dissipée par plastification. Ces paramètres sont illustrés à la Figure 3.12.

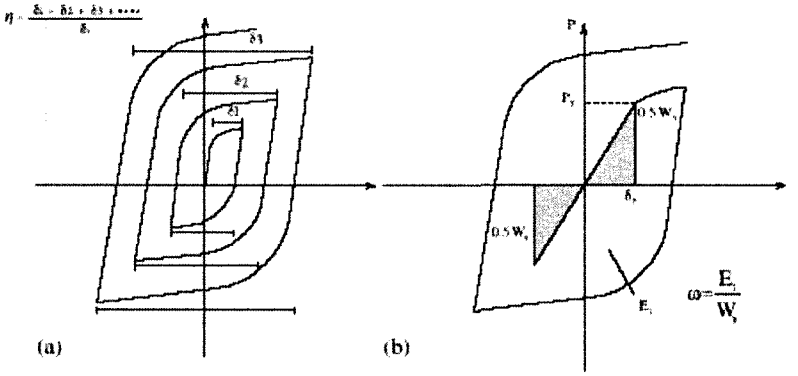


Figure 9. Calculation schematic diagrams: (a) cumulative ductility factor; and (b) cumulative plastic strain energy.

Figure 3.12:Paramètres de ductilité (tiré de Iwata (2006))

Suite à l'étude des résultats expérimentaux, Iwata et Murai sont arrivés à la conclusion qu'il y a un lien étroit entre la sur-résistance au flambement élastique et la ductilité maximale atteignable par le système. Ainsi, plus la rigidité globale en flexion du système de retenue est importante (EI ou, indirectement, P_E), plus l'énergie dissipée par le système est importante avant la rupture. Cette observation a permis d'établir une relation, l'expression (3.3), pouvant être très utile en conception car elle permet de déterminer un rapport de sur-résistance au flambement nécessaire selon la ductilité cumulée désirée.

$$\eta = \frac{75\ P_E}{P_y} \tag{3.3}$$

Ainsi, pour l'atteinte d'une ductilité cumulée de 200 Δ_y, tel qu'exigé pour qualifier une DDC par la norme ANSI/AISC 341-05 (AISC 2005), une sur-résistance P_E/ P_y de 2,67 serait nécessaire. Cette valeur recommandée par Iwata et Murai peut donc être substantiellement plus élevée par rapport à la valeur fixe de 1,5 recommandée par Watanabe et al. (1988). Dans le programme d'essai de Iwata et Murai, des DDC avec des P_E/ P_y variant de 0,9 à 4,6 ont été testées. Toutes les diagonales ont été capables de supporter des déformations du noyau jusqu'à 1%. Néanmoins, un spécimen avec un

P_E/ P_y aussi élevé que 2,4 n'a pas été en mesure d'atteindre des déformations du noyau de 3%. Ceci montre à quel point il reste beaucoup d'incertitude sur la rigidité à spécifier au système de retenue latérale afin d'assurer un niveau de performance donné. La Figure 3.13 présente un résumé des différents rapports P_E/ P_y considérés avec le niveau de ductilité cumulée atteint.

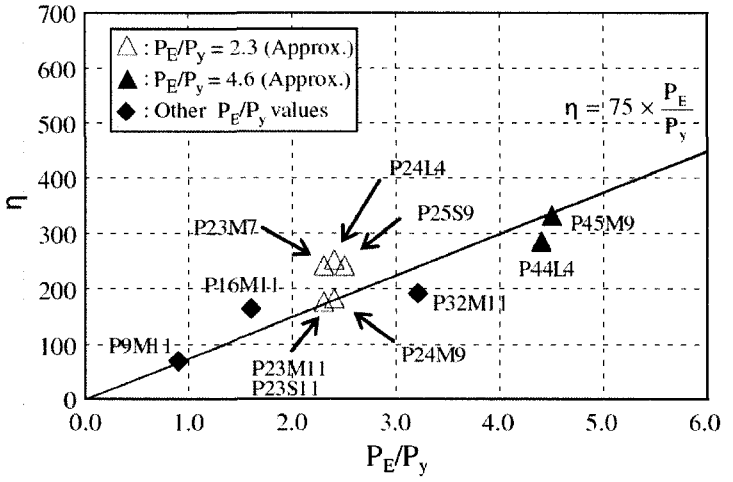


Figure 3.13: Relation entre le rapport P_E/ P_y et la ductilité cumulée (Tiré de Iwata et Murai 2006)

Concernant la géométrie du noyau, il a été observé que la dimension du noyau n'affecte pas son comportement, celui-ci est plutôt influencé par le rapport h/L. Quoique le nombre de spécimens étudiant ce paramètre n'ait pas été important, il apparaissait néanmoins que les noyaux les plus trapus (h/L plus élevé) parvenaient à dissiper le plus d'énergie.

Finalement, le système proposé par Iwata et Murai étant destiné à être utilisé comme dissipateur d'énergie couplé à un système de résistance aux charges latérales principal, l'auteur déconseille d'allouer une part trop importante du cisaillement de l'étage au DDC afin de permettre à la structure d'être retenue par le système principal même lorsque la DDC plastifie. Ceci dans le but d'éviter un mécanisme de rupture par étage faible.

3.2 Modèles analytiques et numériques

Plusieurs chercheurs se sont penchés sur la prédiction du comportement des DDC. Malheureusement peu d'auteurs ont publié en anglais et seule une étude très superficielle des articles originaux en japonais a pu être entreprise. De cette étude apparaît néanmoins que des modèles ont été développés pour des DDC avec système de retenue latérale en mortier. Dans ces modèles, la rigidité des support a été considérée infinie ou distribuée de façon uniforme, ce qui n'est pas réaliste pour une DDC avec système de retenue latérale réalisé en acier à partir d'éléments boulonnés.

Néanmoins, l'évolution du mode de flambement des noyaux des DDC ainsi qu'une certaine modélisation analytique incluant des déformées réalistes a été présentée par Yoshida et al. (1999). La Figure 3.14 présente une sélection de figures tirées de l'article de Yoshida et al. (1999).

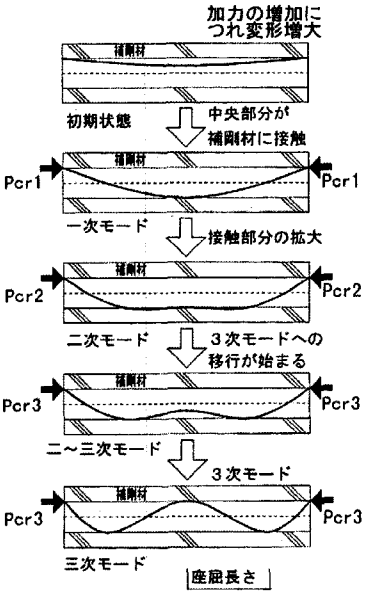


図1 芯プレースモードの移行状態

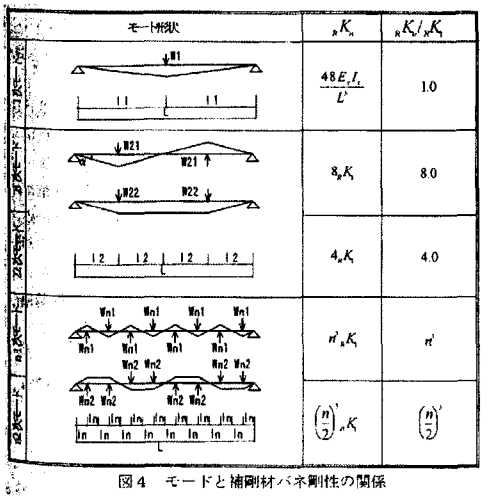


図4 モードと補剛材バネ剛性の関係

Figure 3.14: Figures tirées de Yoshida et al. 1999

Nagao et Takahashi (1991) semblent avoir poussé le raffinement de leurs modèles analytiques plus loin, en considérant des déformées sinusoïdales et même ce qui apparaît comme une distribution paraboliques des forces de contact entre le noyau et le support latéral, tel qu'illustré à la Figure 3.15.

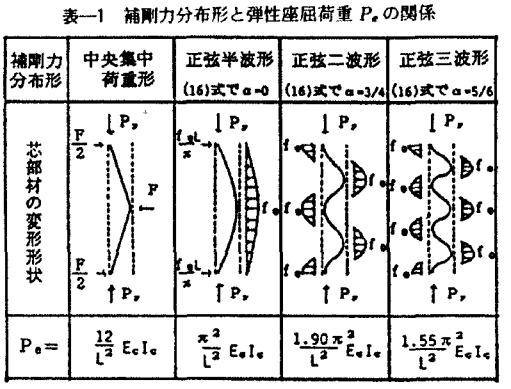


Figure 3.15: Figure tirée de Nagao et Takahashi (1991)

Une des études japonaises publiées en anglais, l'étude de Usami et al. (2003) a combiné modèles analytiques et numériques ainsi qu'expérimentations physiques en vue de mieux comprendre le comportement des DDC. Un système de retenue en mortier avec matériau de désolidarisation a été considéré. Le système de retenue fut modélisé parfaitement rigide, néanmoins la rigidité du matériau de désolidarisation a été considérée. Ainsi leur modèle, présenté à Figure 3.16, considère deux murs rigides et fixes encadrant le noyau et le retenant par des ressorts.

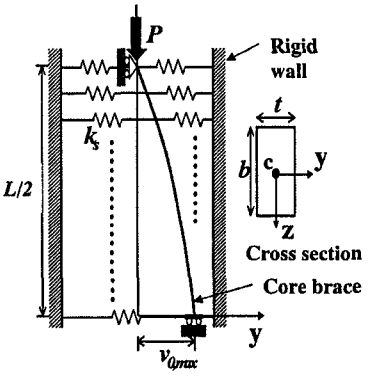


Figure 3.16: Modèle analytique de Usami et al. (2003)

Leur modèle numérique, réalisé avec des éléments poutre sur Abaqus, leur a permis d'étudier l'évolution du flambement ainsi que l'influence de la rigidité du matériel de désolidarisation sur le mode de flambement obtenu. Ils remarquent une augmentation du mode de flambement avec l'augmentation du déplacement imposé, tel qu'illustré à la Figure 3.17, et concluent que la rigidité du matériel de désolidarisation n'a qu'un très faible effet sur la déformation du noyau.

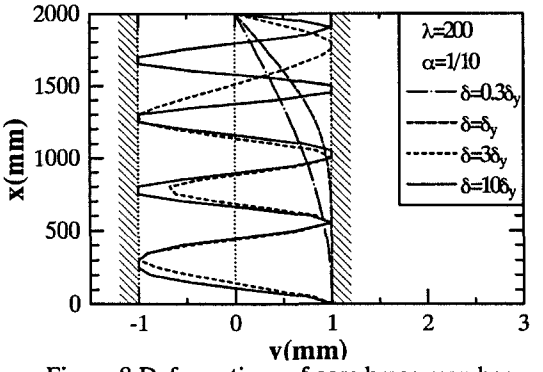


Figure 8 Deformations of core brace member
(Monotonic loading)

Figure 3.17: Déformation du noyau (tiré de Usami et al. 2003)

Les essais expérimentaux qu'ils ont réalisés leur ont permis d'observer une bonne corrélation entre résultats d'analyse et d'expérimentation, tant pour la courbe hystérétique que pour la déformée du noyau tel que montré à la Figure 3.18.

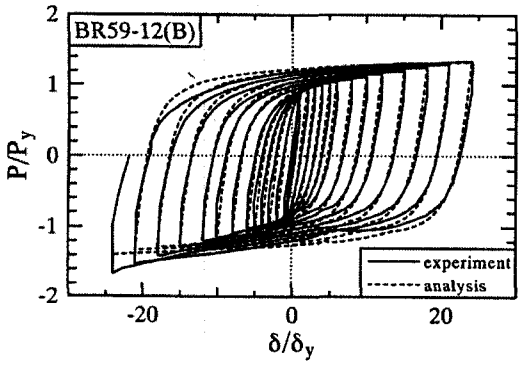


Figure 13 Comparison of test and analysis

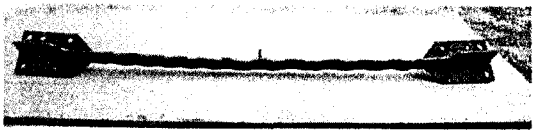


Photo 1 Core brace member after test

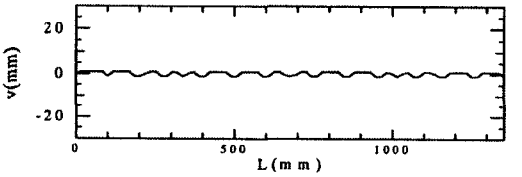


Figure 14 Deformed configuration of core brace member (analysis)

Figure 3.18: Sélection de figures tirées de Usami et al. (2003)

3.3 Comportement des structures avec systèmes de DDC

Sabelli, Mahin et Chang (2003) ont réalisé des études pour évaluer le comportement global de bâtiments utilisant des diagonales ductiles confinées. Ils ont étudié la réponse sismique de bâtiments de trois et six étages situés à Los Angeles. Les bâtiments on été conçus selon les recommandations de FEMA 1997. Une évaluation statistique de la demande sismique sur les DDC a été complétée par analyses temporelles non linéaires avec un ensemble de 20 enregistrements de séismes. Le comportement des systèmes avec DDC étudiés a été jugé bon, avec des avantages significatifs par rapport aux systèmes à diagonales conventionnelles ou cadres rigides.

Tableau 3.2: Sommaire des réponses sismiques (Sabelli et al. 2003)

Model properties			Maximum response quantities Mean and (Mean+1σ) of worst-case story or worst-case brace for suite of ground motions)						
Model	R	Hazard (% in 50 years)	% Elastic Drift under Design Loads	Max. Drift	Max. Drift/ Elastic Drift	Residual Drift	Column Rotation	Brace Ductility Max. Brace Ductility	Cum. Brace Ductility
3vb	6	10%	0.20	1.5	7.8	0.6	0.9	10.6	38
3- story				(2.2)	(11.5)	(1.1)	(1.1)	(15.3)	(59)
3vb2	8	10%	0.19	1.4	7.6	0.5	0.8	9.7	39
3- story				(2.1)	(10.9)	(1.0)	(1.1)	(13.6)	(63)
6vb	6	10%	0.28	1.6	5.7	0.6	1.0	10.7	88
6- story				(1.9)	(7.0)	(1.0)	(1.3)	(12.8)	(132)
6vb2	8	10%	0.24	1.6	6.7	0.7	1.0	10.7	83
6- story				(2.2)	(9.1)	(1.1)	(1.4)	(14.5)	(135)
6vb2	8	50%	0.24	1.0	4.0	0.4	0.6	6.6	45
6- story				(1.2)	(5.0)	(0.5)	(0.9)	(8.2)	(71)
6vb2	8	2%	0.24	4.5	18.4	2.2	3.0	17.4	139
6- story				(6.6)	(27.0)	(3.2)	(4.6)	(25.1)	(185)
6vb3	8	10%	0.24	1.5	6.0	0.6	0.9	8.9	56
Stiff Beam				(2.1)	(8.5)	(1.0)	(1.3)	(12.9)	(92)

Le Tableau 3.2 présente entre autres les flèches atteintes ainsi que les ductilités maximales et les ductilités cumulées des DDC. Dépendamment des bâtiments et des périodes de retour considérées, des valeurs supérieures à 12 sont la norme pour la valeur médiane+1σ des ductilités maximales. Pour une probabilité de retour de 2% en 50 ans dans le cas d'un bâtiment de 6 étages, une médiane des ductilités maximales de 17.4 ainsi qu'une médiane des ductilités cumulatives de 139 ont été observées. Il est à noter

que des ductilités de 12 et 17 correspondent respectivement à des allongements plastiques d'environ 2% et 3%.

Tremblay et Bouatay (2002) ont réalisé une étude dans laquelle a été évalué le comportement de bâtiments avec DDC pour l'est et l'ouest du Canada. Des protocoles d'essais ont été développés à partir de ces résultats. Ces protocoles permettant de reproduire la demande la plus critique prévue pour les bâtiments étudiés. De même une valeur de R_d de 4,0 a été proposée pour le système de DDC étudié. Cette valeur devait néanmoins être réduire à R_d = 3,0 pour des cadres de plus de 4 étages soumis à des risques sismiques particuliers.

Tremblay et Merzouq (2004) ont étudié le comportement sismique d'un bâtiment de 3 étages situé à Vancouver par des analyses dynamiques non linéaires. Le bâtiment a été conçu selon le CNBC 2005 et la norme CSA-S16 et 10 enregistrements, dont 4 simulés, ont été utilisés pour les analyses. Des valeurs médianes+1σ de plus de 4% ont été observées pour les déformations maximales dans les noyaux de DDC dont le segment ductile était court. Ces valeurs de déformations étaient réduites à moins de 1,5% pour des noyaux dont la longueur ductile était maximisée pour la géométrie considérée.

Dans leur étude comparative des systèmes *Dual-BRB* par rapport aux systèmes BRB conventionnels, Tremblay et Merzouq (2004) ont aussi réalisé des analyses temporelles non linéaires de systèmes de DDC. Cinq bâtiments de 8 à 24 étages ont été conçus selon les exigences sismiques canadiennes (CNBC 2005) en tant que DDC conventionnelles et DDC en configuration *Dual-BRB*. Les systèmes de DDC conventionnelles ont été étudiés sous quatre séismes simulés pour des évènements intra-plaques ainsi que six enregistrements réels caractéristiques de la région de Vancouver. En plus de révéler le potentiel de mécanismes d'étages faibles et la difficulté d'assurer la distribution de la demande plastique sur toute la structure, cette étude des systèmes conventionnels a montré l'importance des déformations imposées aux noyaux des DDC.

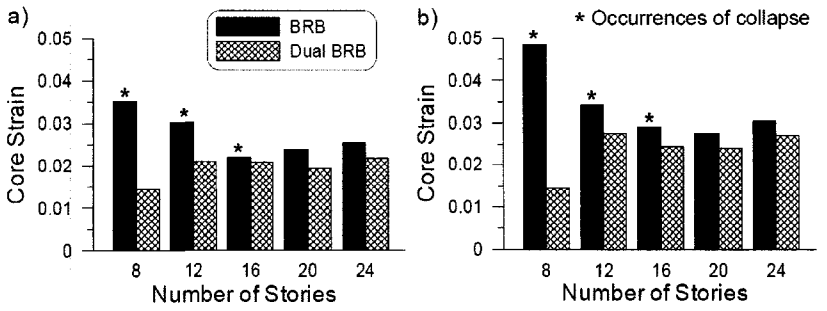


Figure 3.19: Statistiques sur la déformation maximale du noyau a) médiane; b) 84e percentile (Adapté de Tremblay et Merzouq (2004))

La Figure 3.19 montre que les déformations dans le noyau d'une DDC peuvent dépasser 3% tout en indiquant une meilleure performance des systèmes Dual BRB.

3.4 Dimensionnement des diagonales ductiles confinées

Les codes publiés aujourd'hui, tels les *Seismic Provisions for Structural Steel Buildings* AISC (2005) donnent les détails de conception reliés au choix du noyau. Ainsi, un concepteur est en mesure de déterminer la résistance et la rigidité nécessaires pour ses DDC. Néanmoins, les facteurs de sur-résistance β et ω doivent être déterminées au moyen d'essais et aucun détail sur la conception du système de retenue n'est fourni. Pour chaque projet, on exige ainsi qu'il y ait une référence vers un test expérimental de diagonales de capacité comparable à celles utilisées. De plus, un test de sous-assemblage imposant des rotations aux diagonales est aussi exigé.

Lopez (2001) recommande une procédure de conception qui peut être résumée en ces quelques étapes principales :

1. Établir les propriétés des matériaux du noyau
2. Déterminer les paramètres de réponse du système
3. Réaliser des analyses en vue d'obtenir les efforts de conception des diagonales pour les différentes combinaisons de charges

4. Choisir l'aire des noyaux pour la combinaison de charges critique et selon la norme applicable
5. S'assurer que la distribution des ratios demande/capacité des diagonales de tous les étages soit assez uniforme afin d'éviter de favoriser la création d'un mécanisme d'étage faible
6. S'assurer que les poteaux hors des contreventements sont continus sur deux étages et peuvent résister à au moins 10% des forces générées par les DDC plastifiées. Ceci est suggéré afin de réduire la possibilité d'un mécanisme de rupture par étage faible.
7. Déterminer la taille du système de retenue latérale en fournissant un moment d'inertie minimal tel que recommandé par le fabricant des DDC.
8. Sélectionner les poutres et poteaux en s'assurant de respecter les exigences du code applicable.
9. Déterminer les déformations maximales dans les DDC correspondant aux flèches de conception et calculer les forces pouvant être développées par les DDC à ces niveaux de déformations.
10. Concevoir les connexions afin de résister aux efforts maximums générés par les DDC.

3.5 Présentation des principales DDC commerciales disponibles

3.5.1 Nippon Steel

Nippon Steel est une importante entreprise japonaise ayant grandement contribué au développement des DDC. Son système, nommé *Unbounded Brace*, fut développé dans son état actuel par Wada et al. (1998). Selon Uang et al. (2004), plus de 250 bâtiments au Japon utilisent le système, qui est réputé pour sa simplicité et ses performances. Le système a fait son entrée aux États-Unis et Black et al. (2004) présentent une liste de 12 bâtiments dans lesquels on a utilisé le système avant mai 2002. Le site web dédié au produit (www.siecorp.com/UBB) vante son usage dans environ 400 projets de bâtiments au Japon et plus de 50 aux Etats-Unis.

Le système est composé d'un noyau cruciforme retenu par un tube de section carrée empli de mortier. La principale particularité du système réside dans la prolongation du segment ductile du noyau en dehors du tube de retenue latérale. Bien que cela simplifie le système de retenue, le flambement plastique en torsion du segment du noyau hors du système de retenue latérale doit être pris en compte lors de la conception. Cette question a été étudiée par Black et al. (2004). Une limite d'élancement ($b/t<5$) a été recommandée pour la conception du segment cruciforme non soutenu du noyau afin d'éviter l'avènement d'un mode d'instabilité par torsion.

La Figure 3.20 illustre l'extrémité d'une *Unbounded Brace* et définit les paramètres d'élancement b et t. Il est à noter que la connexion du système, en prolongation du noyau, est aussi de forme cruciforme et qu'elle permet l'obtention d'une connexion courte.

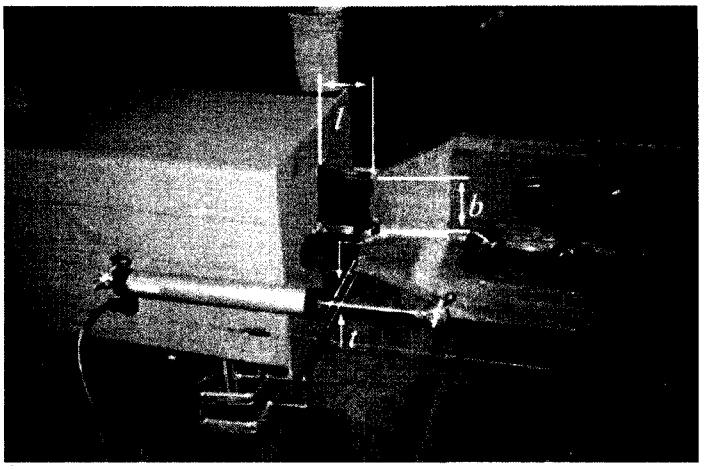


Figure 3.20: Extrémité d'une Unbouded Brace (Black 2004)

3.5.2 CoreBrace

CoreBrace est une entreprise américaine qui a développé son propre concept de DDC. Avare de détails, particulièrement concernant le moyen de parvenir à une désolidarisation du noyau et du système de retenue, CoreBrace donne néanmoins les détails de ses connexions particulières. Celles-ci viennent serrer les goussets entre deux plaques. Les surfaces en contact sont au préalable traitées au jet de sable. Ceci permet de réduire le nombre de boulons et ainsi la longueur, complexité et coût de la connexion par utilisation de plans de cisaillement multiples et la considération d'une meilleure surface de contact pour la résistance au glissement. Des tests ont été réalisés à l'Université de Californie à San Diego (Newell 2006) et à l'Université de l'Utah (Okahashi et Reaveley 2004). Le résumé des résultats est présenté à l'Annexe B. Néanmoins, il vaut la peine de mentionner que les diagonales ont été testées sous un protocole cyclique incrémental jusqu'à des ductilités de la diagonale complète de $17\Delta_y$ sans que le paramètre β (compression maximale/tension maximale) ne dépasse 1,14.

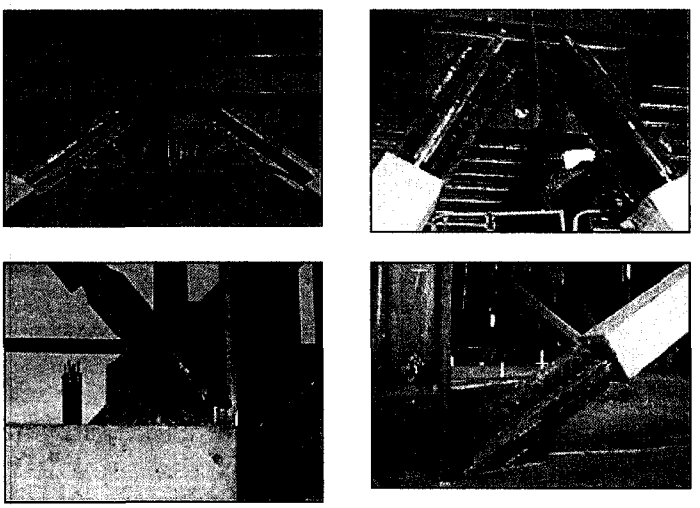


Figure 3.21: Connections possibles avec le système de CoreBrace (www.corebrace.com)

3.5.3 Star Seismic

Compagnie américaine de l'Utah, *Star Seismic* est le manufacturier des diagonales ductiles confinées *PowerCat* et *WildCat* illustrées à la Figure 3.22. La différence entre les deux produits réside dans le type de connexion utilisé. Les diagonales *WildCat* sont directement soudées au gousset tandis que les *PowerCat* possèdent une connexion à rotule. Il s'agit de la principale caractéristique du système et de la partie brevetée du concept. Ce qu'il est montré du reste du système porte à croire que celui-ci est quasiment identique aux diagonales de *Nippon Steel* ou à celles de *CoreBrace*.

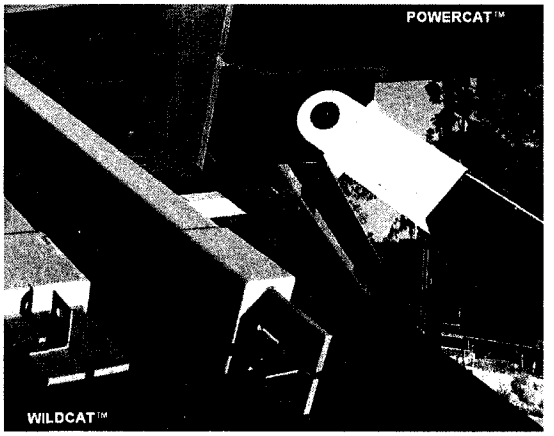


Figure 3.22: Diagonales *Star Seismic* (www.starseismic.net)

La rotule des diagonales *PowerCat* empêche la transmission des moments développés par le cadre au noyau de la diagonale. De plus, *Star Seismic* vante le fait que sa connexion rotulée permet une connexion plus courte et ainsi un segment ductile plus long et moins de déformations dans le noyau. La connexion particulière permet aussi la combinaison de plusieurs petites diagonales en une seule de plus forte capacité, tel qu'illustré à la Figure 3.23. Finalement, le producteur considère l'aspect esthétique de sa diagonale comme particulièrement plaisant.

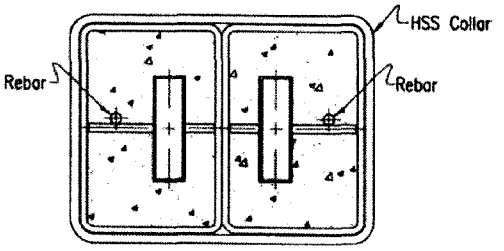


Figure 3.23: Combinaison de deux diagonales *Star Seismic* (Merritt 2003)

Point de vue comportement, *Star Seismic* a effectué des tests à l'Université de l'Utah (Romero 2007) et à l'Université de Californie à San Diego (Merritt et al. 2003). Les spécimens des tests sont recensés à l'Annexe B. Néanmoins, il est intéressant de noter que certaines diagonales ont atteint sous chargement cyclique des déformations du noyau de près de $20\Delta_y$ avec une ductilité cumulative dépassant $800\Delta_y$, le tout en maintenant le facteur β en deçà de 1,30. D'autres diagonales, moins sollicitées, ont atteint 10 Δ_y en maintenant β inférieur à 1,10.

3.6 Bâtiments construits avec des systèmes de DDC

À travers le monde, de nombreux bâtiments incorporent des DDC dans leur système de résistance aux charges latérales, soit comme dissipateurs d'énergie ou comme systèmes de résistance principaux.

Les diagonales ductiles confinées ont été utilisées au Japon pour plusieurs bâtiments d'importance. On pourrait mentionner le bâtiment No2. de Nippon Steel, bâtiment de près de 27000 m^2 pour lequel les DDC ont été utilisées en une configuration en V dans trois travées de quinze étages. Comme dans la majorité des bâtiments asiatiques utilisant le système, celui-ci était conçu comme dissipateur d'énergie. Selon Xie (2005) qui a étudié 13 bâtiments japonais utilisant des DDC, dix de ceux-ci faisaient porter entre 20 et 30% du cisaillement horizontal total aux DDC.

Le système de DDC a fait son entrée sur le marché américain suite aux tests réalisés en 1999 par Clark et al. à *l'University of California*, Berkeley. Depuis, il a été utilisé dans plusieurs bâtiments, dont un centre médical à Murray en Utah. Ce bâtiment de 15 étages a utilisé 646 diagonales de *CoreBrace*. La plus forte diagonale était conçue pour 1260 kips (5600 kN).

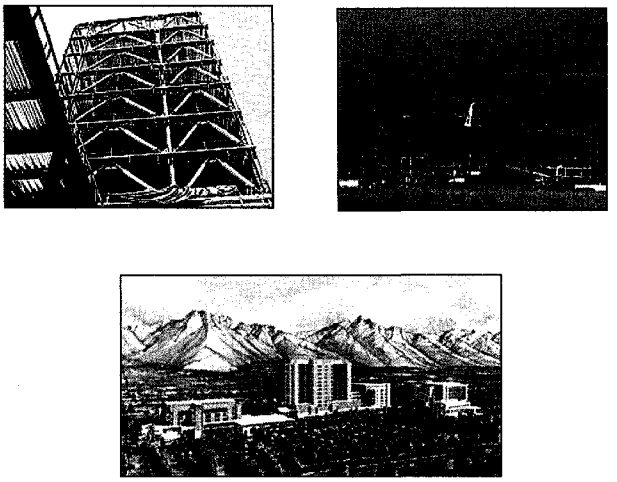


Figure 3.24: Intermountain Health Care en Utah, avec diagonales de *CoreBrace* (www.corebrace.com)

CoreBrace présente 6 projets sur son site Web, dont deux qui consistaient en des mises à jour sismiques de bâtiments existants. Finalement le site Web de *Star Seismic* présente sept projets, dont six consistent en des bâtiments. Le septième projet a utilisé des DDC pour assurer la sécurité d'une tour de prise d'eau en béton existante.

Les systèmes de DDC ont aussi fait leur entrée à Taiwan. Selon le site Web du *National Center for Research on Earthquake Engineering* (www.ncree.gow.tw), au moins trois bâtiments d'importance ont utilisé des DDC comme dissipateurs d'énergie en vue d'une amélioration des performances sismiques.

Au Canada, Tremblay et al. (1999) ont introduit le système de DDC lors de la réhabilitation sismique d'un bâtiment de 4 étages situé à Québec.

3.7 Récentes études additionnelles

La section qui suit présente brièvement deux articles récents. Ceux-ci ont été publiés en octobre 2008, soit après la complétion du présent projet. Les deux articles concernent des DDC avec système de retenue latérale réalisé en acier et en mortier. Néanmoins, les

problématiques et les méthodes employées sont proches de celles présentées dans ce mémoire et il a été jugé pertinent d'inclure ces articles dans cette revue de littérature.

Le premier article, par Wei et Tsai (2008), fait état de l'avènement de DDC amincies (*slimmed BRB*) cherchant à minimiser la quantité de matériaux nécessaires à leur fabrication. La Figure 3.25 présente la configuration de ces diagonales.

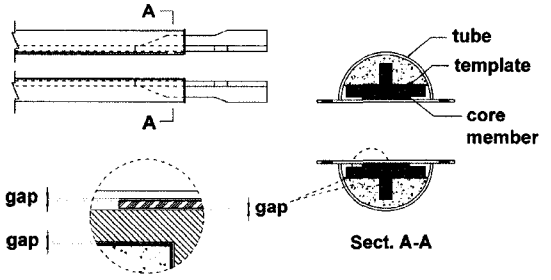


Figure 3.25: Détails des DDC testées par Wei et Tsai (2008)

Pour le dimensionnement des diagonales les auteurs ont considéré le mortier comme un support élastique continuellement distribué sur la longueur du noyau. Ce modèle, déjà auparavant utilisé (Wada et al. 1989; Black et al. 2004) permet d'obtenir une charge critique pour la diagonale selon la rigidité du mortier fournie et la géométrie du système. L'expression (3.4) présente les relations tirées du modèle.

$$P_{cr} = 2\sqrt{kE_iI_i} \qquad (3.4)$$

$$où \quad k = \frac{E_c w}{h}$$

Dans cette expression, P_{cr} est la charge entraînant la rupture du système de retenue par rupture du mortier. E_i est le module de Young à la plastification, I_i est le moment d'inertie du noyau selon son axe faible et E_c le module de Young du mortier. La Figure 3.26 illustre le modèle et définit les paramètres géométriques.

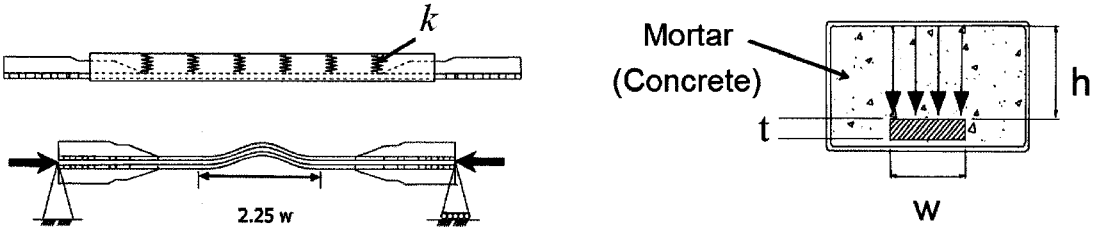


Figure 3.26: Modèle de dimensionnement (Wei et Tsai 2008)

Bien que l'expression ait été satisfaite pour les spécimens de l'essai, des ruptures par flambement localisé du noyau ont été observées dans les deux spécimens testés. Un exemple (spécimen U_G01) est illustré à la Figure 3.27. On y remarque un écrasement du mortier du système de retenue et un important flambement localisé du noyau qui va jusqu'à déformer le tube en acier du système de retenue latérale. L'hystérésis indique clairement l'avènement d'un flambement brusque et prononcé.

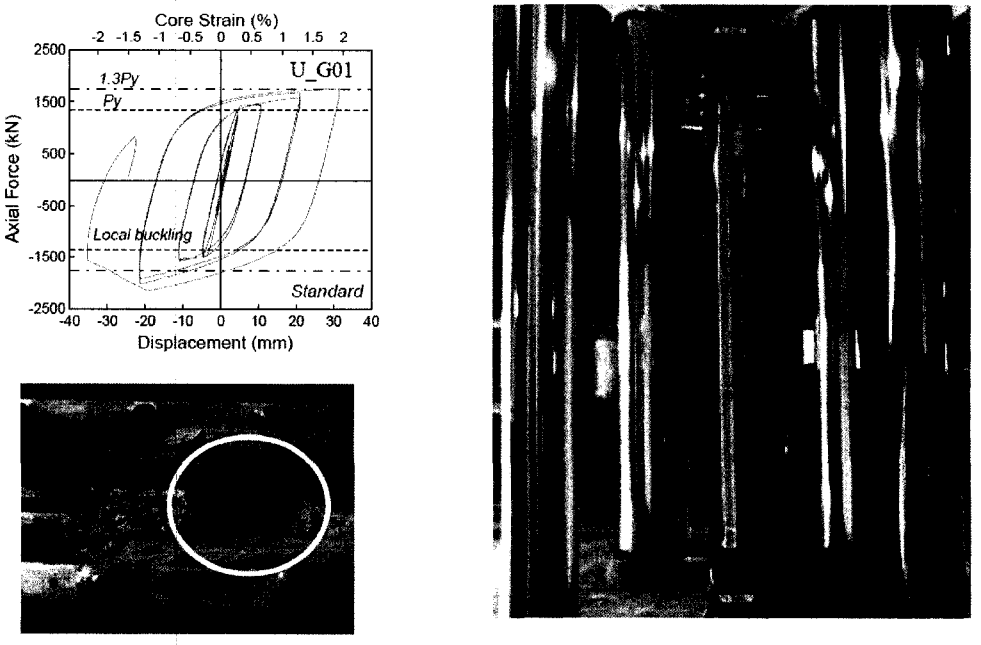


Figure 3.27: Rupture par flambement local (Wei et Tsai 2008)

Les auteurs ont inspecté les deux spécimens endommagés et ont remarqué que la longueur de flambement du noyau ayant causé la rupture était dans les deux cas d'environ 230 mm, ou encore 2,25 fois la largeur du noyau. Assumant alors cette

longueur de flambement comme étant représentative, ils ont considéré l'élément de béton soutenant une longueur de flambement du noyau comme une poutre soumise à une flexion afin de dériver une nouvelle définition de la rigidité k à utiliser dans l'expression (3.4). Ceci leur a permis de recommander par l'expression (3.5) un module de Young minimal pour le mortier (en kg/cm^2) pour un noyau d'acier ASTM A572 Grade 50.

$$E_c \geq 18000\left(\frac{w}{h}\right)^3\left(\frac{w}{t}\right) \tag{3.5}$$

De cette expression, on remarque qu'une augmentation de la largeur du noyau (w) ainsi qu'une diminution de l'épaisseur du noyau (t) ou de la hauteur de mortier (h) entraînent une augmentation de la rigidité du mortier nécessaire.

Trois nouveaux spécimens ont alors été conçus en accord avec l'expression (3.5). Tous ont de nouveau fait état d'une rupture prématurée par flambement local. Pour deux des trois ruptures, les auteurs valident l'expression (3.5) pour la vérification de la résistance nécessaire du mortier.

Les auteurs concluent que la méthode proposée est fortement empirique et qu'elle peut ne pas s'appliquer dans tous les cas. Ils recommandent de plus amples recherches sur les exigences de rigidité afin d'éviter le flambement local des DDC.

Le second article, par Matsui et al. (2008), présente une question similaire. Il a été observé que certaines géométries particulières de DDC peuvent mener à des ruptures locales du système de retenue. Une telle géométrie, avec peu de mortier pour soutenir le noyau contre le flambement dans son plan est présentée à la Figure 3.28, avec une schématisation de la rupture cherchant à être évitée. Il est à noter qu'il s'agit d'une rupture dans le plan du noyau et que cette rupture a été observée expérimentalement.

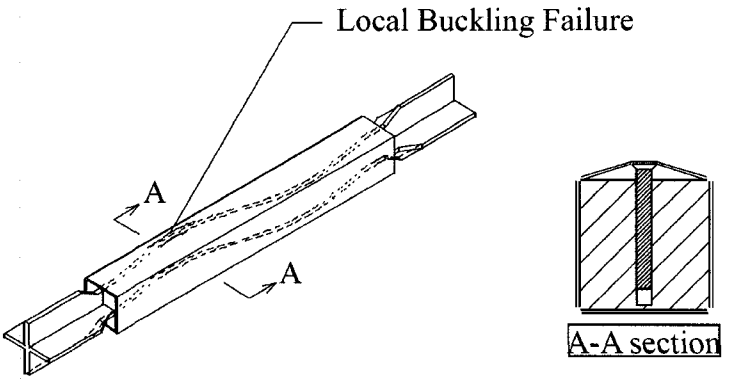


Figure 3.28: Flambement local d'une DDC en acier-mortier (tiré de Matsui et al. 2008)

Matsui et al. n'étudient pas la rigidité du béton nécessaire, mais plutôt la résistance et la rigidité nécessaires au tube d'acier. Cette rigidité est locale, mais contrairement aux DDC en acier seulement qui sont boulonnées, cette rigidité est continue. Ainsi, ils utilisent le même modèle que Wada et al. (1989), Black et al. (2004) et l'article précédent de Wei et Tsai (2008), mais adaptent la rigidité selon les paramètres du tube de retenue, tel que montré à l'expression (3.6).

$$P_{cr} = 2\sqrt{\beta_r E_{tc} I_c} \qquad (3.6)$$

$$où \quad \beta_r = \frac{192 E_{tr} I_r}{B_r^{\,3}}$$

Dans cette expression, E_{tc} est le module tangent de l'acier du noyau, I_c est le moment d'inertie du noyau, E_{tr} est le module tangent de l'acier du tube de retenue, I_r est le moment d'inertie de la paroi du tube de retenue par unité de longueur et B_r est la largeur de la paroi du tube de retenue. La Figure 3.29 aide à définir ces paramètres.

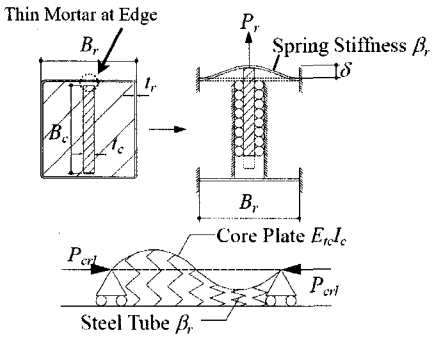


Figure 3.29: Définition des paramètres du modèle proposé par Matsui et al. 2008

Afin de démontrer la possibilité du mode de rupture étudié quatre spécimens sont testés. Ceux-ci varient principalement l'épaisseur du tube de retenue et l'espacement initial fourni dans le plan du noyau. Suite aux essais, il est noté que les tubes minces (t_r = 2,3 mm) permettent l'occurrence du mode de flambement dans le plan tandis que le tube épais (t_r = 6,0 mm) l'évite. Lorsqu'il y a rupture, celle-ci se développe progressivement mais avec une amplitude s'amplifiant avec les cycles. De plus, il est remarqué que l'augmentation du jeu initial provoque une rupture plus rapide.

Afin de clarifier le comportement du système de retenue, des analyses par éléments finis avec ABAQUS 6.5-6 sont réalisées. Seul le noyau et la paroi de retenue sont modélisés. Les éléments sont en contact direct, sans aucun jeu initial ni friction. Des éléments coque sont choisis pour la modélisation. Le modèle permet de très bien reproduire le comportement hystérétique et de capturer le mode de rupture, tel qu'illustré à la Figure 3.30.

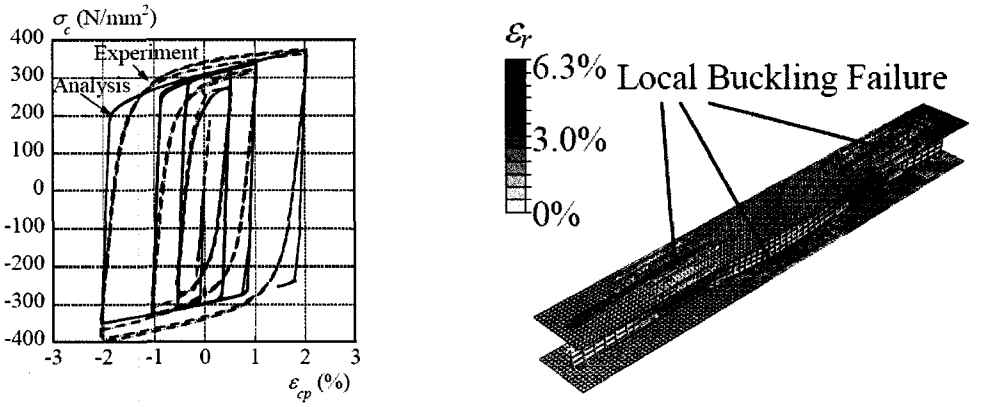


Figure 3.30 : Modèle par éléments finis de Matsui et al. (2008)

Les auteurs remarquent que les demi-longueurs de flambement observées varient entre 3,5 et 5,0 fois la largeur du noyau. Ils notent que le mode de flambement augmente avec la force axiale appliquée jusqu'à ce que le flambement d'Euler du noyau (considérant le module de Young tangent) atteigne la limite élastique du noyau. De ce constat, ils tirent l'expression (3.7) pour la demi-longueur de flambement l_p :

$$l_p = \frac{\pi B_c}{2}\sqrt{\frac{E_{tc}}{3\sigma_{cy}}} \tag{3.7}$$

Dans cette expression, σ_{cy} est la limite élastique de l'acier du noyau. Les auteurs dérivent ensuite l'expression (3.8) qui permet de calculer la force P_r appliquée à la paroi du système de retenue, en considérant l'espacement initial s, ainsi que l'augmentation de l'espacement dû à l'application de ε_t en tension avec un coefficient de Poisson plastique ν_p égal à 0,5.

$$P_r = \frac{2s + \nu_p \varepsilon_t B_c}{l_p} B_c t_c \sigma_{cy} \tag{3.8}$$

L'expression (3.8) permet surtout de quantifier pour la première fois dans la littérature l'influence de l'espacement initial sur les forces transmises au système de retenue

latérale. On y remarque une proportionnalité directe entre l'espacement total et les forces de contact.

Finalement, par calcul plastique du mécanisme de rupture et en assumant une longueur de paroi du tube de retenue sollicité égale à B_r, les auteurs recommandent une expression pour P_{lb}, la charge critique pour un flambement local du noyau dû à l'atteinte d'un mécanisme de rupture plastique de la paroi du système de retenue :

$$P_{lb} = 2t_r^2 \frac{l_p}{2s + \nu_p \varepsilon_t B_c} \sigma_{ry} \tag{3.9}$$

Dans cette expression, σ_{ry}, est la limite élastique de l'acier du tube de retenue. En se basant sur des tests antérieurs pour lesquels un flambement local est apparu ou non, les auteurs ont utilisé l'expression (3.9) pour déterminer si une rupture par flambement local aurait dû se produire ou non. Dans tous les cas, l'expression développée a permis de prévoir le comportement réellement observé.

Tous les résultats de ces deux articles ne peuvent être directement transposés aux DDC réalisées entièrement en acier, et ce surtout parce que les modes de rupture possibles sont résistés différemment. Néanmoins, il est particulièrement intéressant de remarquer qu'une fois que l'on cherche à réduire la quantité de matériaux utilisée dans le système de retenue du noyau des DDC acier-mortier, des modes de ruptures locale proche de ceux observés dans les DDC en acier entrent aussi en jeu. Il est aussi intéressant de voir que la prévision de la longueur de flambement du noyau et de la rigidité locale des supports devient un enjeu, enjeu qui est étudié dans ce mémoire. De même, Matsui et al. (2008) ont utilisé des méthodes de modélisation très proches de celles utilisées dans ce mémoire.

3.8 Résumé et commentaires

Concernant la suite de ce projet, certains éléments clé provenant de recherches antérieures méritent d'être soulignés. Ainsi, il est à noter que la majorité des études publiées en anglais à ce jour concerne des systèmes de DDC incluant des matériaux cimentaires pour la construction du système de retenue latérale. De ces études, il ressort qu'il y a un besoin de fournir tant une rigidité qu'une résistance minimale au système de retenue latérale pour parvenir à un comportement cyclique adéquat. Des règles de conception ont pu être formulées pour les systèmes de retenue réalisés en acier et béton. Bien que ces règles ne soient pas transposables directement à des systèmes réalisés en acier seulement, rien n'indique l'impossibilité de formuler des règles équivalentes pour ces systèmes.

Les modèles analytiques et numériques développés à ce jour l'ont été seulement pour des DDC avec un système de retenue latérale en béton (panneaux de béton, tubes remplis de béton, etc.) et ne peuvent être appliquées directement à un système de retenue latérale réalisé entièrement en acier. En effet, il n'est pas raisonnable d'utiliser un modèle analytique considérant fixes et rigides les deux faces du système de retenue latérale, surtout quand l'éloignement de ces faces est reconnu comme étant l'une des causes principales du piètre comportement de DDC construites en acier seulement.

Pour ce qui est du comportement des DDC, aucune étude n'a apparemment été dédiée à l'étude de l'influence du frottement entre le noyau et le support latéral sur le comportement cyclique du système de DDC. De plus, aucune étude numérique paramétrique étudiant tous les principaux paramètres de conception des DDC n'a été trouvée.

Iwata recommande d'utiliser les systèmes de DDC comme dissipateurs d'énergie ne reprenant pas l'entièreté des charges latérales, contrairement aux tendances de conception qui semblent se dessiner au Canada et aux États-unis. Bien qu'il y ait

consensus sur le risque de développement d'un mécanisme d'étage faible pour les systèmes de résistance aux charges latérales dépendant uniquement des DDC, il n'est pas évident si les systèmes actuels ont la capacité nécessaire afin d'éviter un tel mécanisme de ruine. Les études de comportement des bâtiments utilisant les DDC comme système principal de contreventement semblent contradictoires. Sabelli (2003) présente un comportement des DDC quasi irréprochable, tandis que Tremblay et Merzouq (2004) notent un nombre inquiétant d'effondrements de leurs modèles numériques de bâtiments.

Les études numériques recensant la demande plastique du segment ductile du noyau ou l'allongement maximal subi par celui-ci indiquent une forte probabilité d'occurrence de déformations importantes. Des allongements de 3% ou même 4% ne sont pas exceptionnels dans les analyses. Ces allongements sont souvent plus importants que ceux auxquels ont été soumis les diagonales testées à ce jour.

En conclusion, il peut être intéressant d'ajouter que la barrière de la langue a empêché de gagner l'expérience des nombreux travaux réalisés au Japon, en Chine ou à Taiwan. Leur compréhension aurait certainement été très instructive.

Chapitre 4 : Modèles analytiques

Le chapitre qui suit porte sur l'étude analytique des différents paramètres qui contrôlent le comportement des diagonales ductiles confinées (DDC). Il s'agit en particulier de saisir l'influence de la rigidité du support, du mode de flambement du noyau et de l'importance des défauts de rectitude initiaux sur les forces transmises au support latéral. Cette étude est réalisée à partir de plusieurs modèles simplifiés qui tentent de représenter les différentes caractéristiques et problématiques particulières aux DDC. Aucun des modèles simplifiés ne réussit à représenter entièrement le comportement des DDC, mais ensemble ils permettent de mieux le saisir. De même, ils permettent de circonscrire le mode de flambement du noyau entre des limites supérieure et inférieure et d'estimer les forces transmises au support latéral.

Le quatrième chapitre débute par une présentation de modèles analytiques élémentaires. Le premier est un modèle de colonne sur fondation flexible permettant de présenter une première relation entre rigidité de support et mode de flambement. Le second modèle élémentaire est un équilibre du système de DDC en position déformée. Il permet une première évaluation des forces transmises par le noyau au support latéral.

Une seconde section présente des modèles basés sur un équilibre énergétique. Ces modèles, basés sur différentes hypothèses de déformation du noyau permettent de calculer des modes de flambement critiques du système et d'estimer les forces transmises au support latéral en vue de son dimensionnement.

4.1 Modèles analytiques élémentaires

4.1.1 Colonne sur fondation flexible

Le modèle le plus simple parmi ceux qui sont considérés reprend un problème classique de stabilité des structures, celui du flambement d'une colonne sur fondation flexible. Il s'agit ici de considérer le noyau comme une colonne parfaitement rectiligne retenue latéralement contre le flambement par une rigidité linéique constante possédant des unités de force par longueur au carré, tel que représenté à la Figure 4.1. Ce modèle a été utilisé pour représenter les DDC possédant un système de retenue réalisé avec du mortier et pour lesquels la rigidité de support du noyau peut être considérée uniformément répartie (Wada et al. 1989, Black et al. 2004).

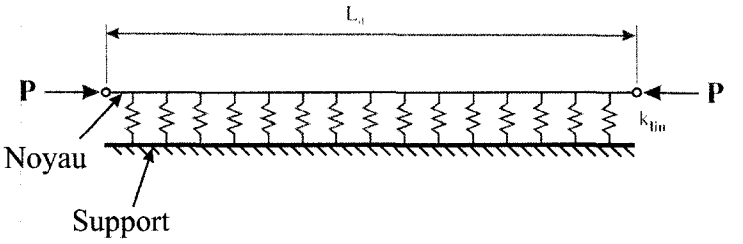


Figure 4.1: Modèle avec fondation flexible

En assumant un déplacement sinusoïdal du noyau respectant les conditions frontières et en posant la somme des dérivées des énergies potentielles du noyau, du support et de la force axiale comme nulle, l'expression suivante est obtenue pour la charge P_{cr} du système (Timoshenko et Gere, 1961).

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L_d^{\,2}}\left(m^2 + \frac{k_{lin} L_d^{\,4}}{m^2 \pi^4 EI}\right) \tag{4.1}$$

Dans cette équation, EI est la rigidité flexionnelle du noyau, m est le mode de flambement, k_{lin} est la rigidité linéique de support, et L_d est la longueur du noyau sur laquelle le flambement peut se produire. Pour fins de simplicité, cette longueur L_d est

considérée comme l'équivalent de la longueur ductile du noyau qui a été introduite au Chapitre 2.

Cette solution permet de noter dans le cas étudié que plus la rigidité de support k_{lin} est élevée, plus la charge critique pouvant être portée est importante pour un mode de flambement donné. De même, pour un même k_{lin}, une augmentation du mode de flambement entraîne aussi une augmentation de la charge critique. La Figure 4.2 présente de façon adimensionnelle ces relations. Pour cette figure, la charge P_{cr} est normalisée par la charge P_E qui est la charge de flambement d'Euler du noyau seul, tandis que la rigidité est représentée par la rigidité linéique k_{lin} multipliée par la longueur au carré et divisée par le produit de π^2 et de P_E.

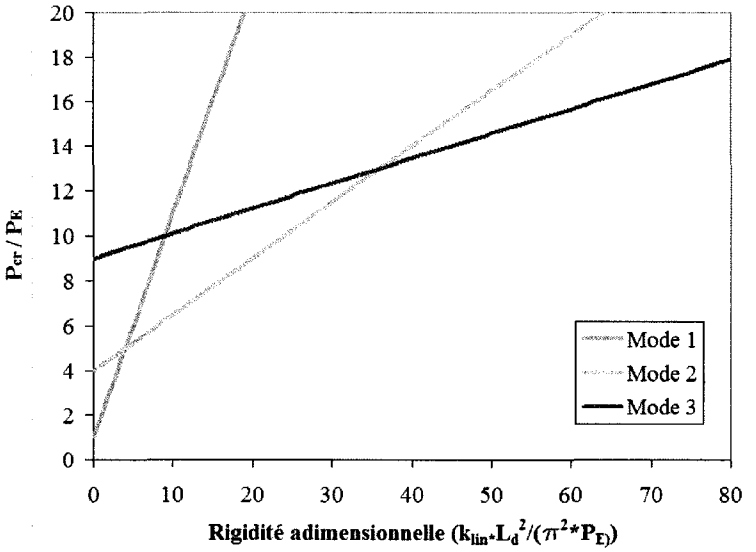


Figure 4.2: Charge critique selon rigidité de fondation

Pour toute rigidité de fondation flexible le mode de flambement permettant la charge la plus faible contrôle. On remarque à la Figure 4.2 que lorsque la rigidité de support est nulle, le flambement survient au premier mode et à la charge d'Euler du noyau. Lorsque la rigidité est augmentée, la charge pouvant être portée augmente aussi. Ainsi, l'augmentation de la rigidité cause une augmentation du mode critique de flambement. Finalement, l'augmentation de la charge critique du système tend à être moins

prononcée pour une même augmentation de rigidité lorsque des modes supérieurs sont critiques.

Ces observations peuvent être partiellement transposées aux DDC. En effet, comme la rigidité du support latéral permet d'augmenter la charge de flambement du système, il faut être en mesure de fournir un support suffisant au noyau afin que la charge critique de flambement soit supérieure à la charge entraînant la plastification du noyau. Néanmoins, étant donné que ce modèle est purement élastique et que la rigidité du support d'une DDC réalisée en acier et boulonnée n'est pas constante sur sa longueur, le présent modèle ne permet pas de représenter exactement les DDC voulues.

4.1.2 Noyau de segments rigides rotulés avec déformée initiale

Si on connaît la rigidité du support et le mode de flambement du noyau, on peut établir les relations qui gouvernent les forces transmises au support par le noyau en étudiant l'équilibre du système dans sa position déformée. Dans ce calcul, on peut aussi introduire les défauts de rectitude (déformée initiale) du noyau. Ce second modèle est illustré à la Figure 4.3. Il consiste en un support rigide et rectiligne qui soutient un noyau déformé initialement. La déformée initiale du noyau prend la forme d'un zigzag de segments droits travaillant comme des bielles. Dans ce modèle simple, la rigidité en flexion du noyau est négligée, d'où la présence de rotules parfaites. Les rotules représentent un point de contact entre le noyau et le support latéral des DDC. Ce point de contact est lié au support du modèle par un ressort de rigidité k_r. Les deux moitiés du système de retenue du noyau peuvent être réduites en un seul support dans le cas de ce modèle : la rigidité k_r représentant la rigidité des deux parties du système de retenue du noyau. La déformée initiale approxime un défaut de rectitude de mode m_r et le contact entre le noyau et le support est supposé présent, même sans l'application d'une charge P. Il n'y a donc pas d'espace libre entre le noyau et le système de retenue.

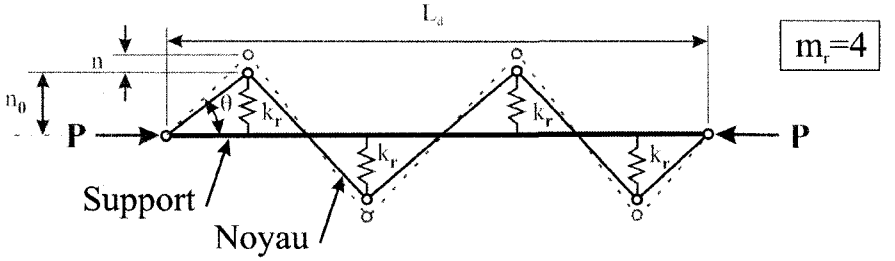


Figure 4.3: Modèle analytique avec segments rotulés

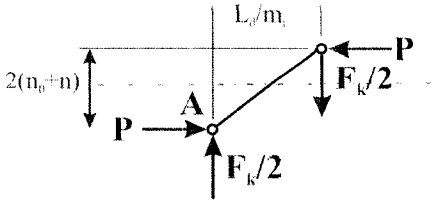


Figure 4.4: Équilibre d'un segment de noyau

La résolution de ce modèle est présentée ci-dessous à partir de l'équilibre d'un segment de noyau illustré à la Figure 4.4. L'équilibre des moments au point A peut s'écrire :

$$2P(n+n_0)=\frac{F_k}{2}\left(\frac{L_d}{m_r}\right) \tag{4.2}$$

Sachant que la force dans le ressort est proportionnelle à sa rigidité et déformée :

$$F_k = k_r n \tag{4.3}$$

De ces deux équations, on peut obtenir la charge critique P_{cr} pour un système sans défaut ($n_0 = 0$) :

$$P_{cr}=\frac{k_r L_d}{4m_r} \tag{4.4}$$

On note que cette charge critique augmente linéairement avec la rigidité du ressort mais décroît avec le mode. On peut aussi solutionner pour la déformée du système imparfait :

$$n=\frac{4Pn_0m_r}{k_rL_d-4Pm_r}=\frac{n_0}{\frac{k_rL_d}{4Pm_r}-1}=n_0\left(\frac{P/P_{cr}}{1-P/P_{cr}}\right) \tag{4.5}$$

Ce modèle permet de calculer les forces transmises par le noyau au support et l'ouverture supplémentaire n entre les supports latéraux à partir de la force appliquée P, du mode de déformation du noyau m_r et de l'ouverture initiale n_0. En modifiant le paramètre m_r et l'amplitude n_0, on peut donc étudier l'influence du mode de flambement et l'importance des défauts de rectitude sur les forces transmises au support. Ainsi, l'équation (4.5) indique que l'augmentation de la rigidité du support diminue les déformées. De plus, l'ouverture n, et par conséquent, les forces transmises au support, augmentent lorsque des déformées initiales de mode supérieur sont considérées ou que le défaut initial est plus important. Ceci est directement dû à l'augmentation de l'angle θ avec l'augmentation du mode de déformée et de l'ouverture. Cette relation est illustrée schématiquement à la Figure 4.5.

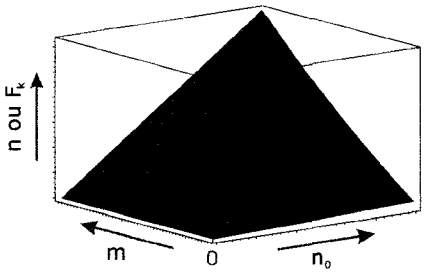


Figure 4.5: Illustration de la relation entre n_0, m_r et n

Il est possible de transposer ces résultats aux DDC. Ainsi, dans le système réel, lorsque la rigidité du support est insuffisante, il y a emballement des déformées latérales; une augmentation de la déformée entraînant une augmentation des efforts et vice-versa. De plus, l'élévation du mode de déformée qui survient dans les DDC avec l'augmentation des charges entraîne elle aussi une augmentation des efforts et des déformées par l'augmentation de l'angle θ.

Un modèle numérique avec bielles rigides et ressorts a été réalisé avec le logiciel SAP2000 (CSI 2008) afin de valider le modèle analytique. Trois validations ont été effectuées avec différentes conditions de géométrie et de chargement. Les résultats sont consignés au Tableau 4.1. On remarque que tant les ouvertures n que les forces dans le ressort F_k calculées avec le modèle analytique sont exactement reproduites par le modèle SAP avec considération des grands déplacements (gd). Une modélisation SAP sans considération des grands déplacements sous-estime les paramètres n et F_k. Bien que cette validation numérique ne permette pas de juger de la pertinence du modèle analytique pour représenter une DDC réelle, elle permet néanmoins de s'assurer de la justesse de l'équilibre proposé et de sa résolution.

Tableau 4.1: Validation SAP du modèle analytique

Validations	1	2	3
P (kN)	150	300	367
$\mathbf{n_0}$ (mm)	3	3	3
$\mathbf{m_r}$ ()	4	4	3
$\mathbf{L_d}$ (mm)	3200	3200	2400
$\mathbf{k_r}$ (kN/mm)	10	10	17
$\mathbf{P_{cr}}$ (kN)	2000	2000	3400
n (par éq. 4.4) (mm)	0,243	0,529	0,363
n SAP (mm)	0,225	-	-
n SAP (gd) (mm)	0,243	0,529	0,363
$\mathbf{F_k}$ **(par éq. 4.3)** (kN)	2,43	5,29	6,17
$\mathbf{F_k}$ **SAP** (kN)	2,25	-	-
$\mathbf{F_k}$ **SAP (gd)** (kN)	2,43	5,29	6,17

Cette formulation est valable en grandes déformations, mais on néglige la résistance en flexion du noyau ainsi que le changement de section sous l'effort axial (effet de Poisson). Une autre limite du modèle est que le mode de la déformée initiale doit correspondre au mode de flambement du noyau.

Finalement, une autre limitation importante du modèle est qu'on suppose qu'une rigidité k_r est disponible vis-à-vis de chaque point de contact. De ce fait, le nombre de ressorts augmente avec m_r, une représentation qui n'est pas réaliste pour les valeurs élevées de m_r car il existe probablement une limite physique dans la diagonale quant à la rigidité totale que peut offrir le système de retenue. Dans la prochaine section, on présente un modèle qui reproduit plus étroitement le comportement d'un système de retenue qui serait caractérisé par ses propriétés globales.

4.2 Modèles analytiques par équilibre énergétique

Dans cette seconde section sur les modèles analytiques, on présente des modèles qui sont développés sur la base de la variation de l'énergie potentielle du système. Ces modèles permettent de déterminer une charge critique et un mode de flambement critique selon la rigidité du système de retenue et différentes hypothèses de déformées du noyau lors du flambement. Quatre modèles sont proposés, nommément :

- Modèle discret
- Modèle continu
- Modèle discret avec segments plats
- Modèle continu avec segments plats

Les charges critiques et modes de flambement qui y sont associées peuvent être obtenues en déterminant les conditions où l'énergie potentielle totale du système est minimum. Seul le flambement élastique peut être étudié en minimisant l'énergie potentielle d'un système. Des charges de flambement inélastique peuvent néanmoins être calculées en utilisant une courbe de flambement inélastique développée pour les noyaux de DDC. Le développement de cette courbe inélastique de flambement est présenté à l'Annexe C du mémoire.

Les modèles décrits dans cette section permettent aussi d'estimer la force totale transmise au support latéral lorsqu'un défaut initial est spécifié. Pour ces modèles, on considère que le défaut initial du noyau est de la grandeur de l'ouverture initiale entre les supports latéraux Δ_{b0}.

À la fin de cette section, une comparaison des modèles est présentée ainsi qu'une discussion sur le réalisme des résultats.

4.2.1 Modèle discret

Le modèle discret adopte une déformée semblable à celle du modèle avec bielles de la section précédente mais on y retrouve les deux composantes du système de retenue qui sont reliées par un seul ressort de rigidité k_e. La déformée adoptée est illustrée à la Figure 4.6.

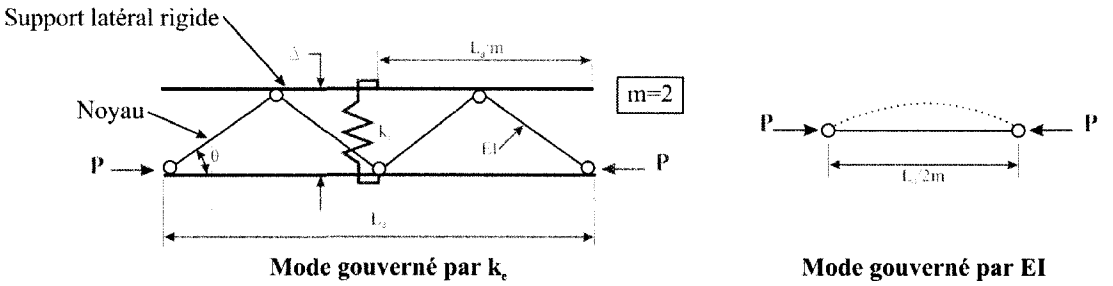


Figure 4.6: Modèle discret

Ce modèle suppose une déformée constante sur la longueur de la diagonale. Cette approche est justifiée par l'étude du comportement de diagonales confinées en acier (présentée aux chapitres suivants) qui indique que les composantes du système de retenue se déforment principalement dans la direction transversale plutôt que dans la direction longitudinale. On verra aux chapitres suivants que la rigidité k_e peut être estimée pour inclure l'effet des déformations dans les directions transversales et longitudinales du noyau. La déformée dans le modèle développé ici, de même que pour ceux traités dans les sous-sections suivantes, représentent donc l'ouverture moyenne sur la longueur de la diagonale. Pour ces modèles, on a aussi adopté les hypothèses des petites déformations. Ainsi :

$$\cos\theta \approx 1 - \frac{\theta^2}{2} \tag{4.6}$$

$$\theta \approx \frac{\Delta}{\left(\frac{L_d}{2m}\right)} = \frac{2m\Delta}{L_d} \tag{4.7}$$

4.2.1.1 Charge critique élastique

L'énergie potentielle du système est composée de l'énergie potentielle de la charge axiale appliquée et de l'énergie emmagasinée dans le ressort :

$$V = -P(\frac{L_d}{2m} - \frac{L_d}{2m}\cos\theta)2m = -PL_d\frac{\theta^2}{2} = -2m^2\frac{P\Delta_b{}^2}{L_d} \tag{4.8}$$

$$U = \frac{k_e\Delta_b{}^2}{2} \tag{4.9}$$

Dans ces équation, Δ_b est la déformation subie par le ressort, la déformée Δ étant la déformation totale donnée par $\Delta = \Delta_b + \Delta_{b0}$ où Δ_{b0} est la déformée initiale du noyau. L'énergie potentielle totale peut être minimisée en posant sa dérivée par rapport au déplacement égale à zéro.

$$\Pi = U + V = \left[-2m^2\frac{P}{L_d} + \frac{k_e}{2}\right]\Delta_b{}^2 \tag{4.10}$$

$$\frac{\partial\Pi}{\partial\Delta_b} = \left[-4m^2\frac{P_{cr,k}}{L_d} + k_e\right]\Delta_b = 0 \tag{4.11}$$

De l'expression (4.11), on peut tirer la charge critique du système de retenue, $P_{cr,k}$:

$$P_{cr,k} = \frac{k_eL_d}{4m^2} \tag{4.12}$$

Si on pose, $m = m_r/2$ et $k_e = m*k_r/2$, on remarque que cette expression est identique à l'équation 4.4 développée à la section précédente en considérant la rigidité globale du système. Néanmoins, tel qu'illustrée à la Figure 4.6, les segments du noyau entre deux rotules peuvent aussi flamber sous la charge critique du noyau donnée par :

$$P_{cr,EI} = \frac{\pi^2 EI}{\left(\frac{L_d}{2m}\right)^2} = \frac{4m^2\pi^2 EI}{L_d^{\ 2}} \tag{4.13}$$

Dans cette équation, I est le moment d'inertie du noyau pour le flambement hors de son plan ($I = Lh^3/12$). Le flambement du système P_{cr} est limité par la plus petite charge critique entre (4.12) et (4.13). La charge critique gouvernée par la rigidité du ressort k_e (4.12) diminue avec l'augmentation du mode de flambement du noyau tandis que la charge critique du noyau seul (4.13) augmente avec le mode de flambement.

Si on suppose que le noyau demeure élastique, on peut expliquer le comportement du système sous une charge de compression croissante comme suit. Le noyau flambe d'abord pour adopter la configuration correspondant au premier mode (m = 1). En augmentant la charge davantage, on provoque le flambement du noyau à une charge $P = P_{cr,EI,m=1}$, charge qui est, pour une diagonale réaliste, beaucoup plus faible que la charge $P_{cr,k,m=1}$. Sous cette charge, l'ouverture du système de retenue est très faible car le système est encore très peu exploité ($P << P_{cr,k,m=1}$). Après ce premier flambement du noyau, la déformée épouse la forme du second mode et la charge peut être augmentée jusqu'à atteindre $P_{cr,EI,m=2}$. Le processus se poursuit, avec augmentation graduelle de la charge accompagnant la diminution de la longueur de flambement du noyau (L_d/m), jusqu'à ce que la charge appliquée approche de la charge critique $P_{cr,k}$. Le système de retenue s'ouvre alors et il n'est plus possible d'appliquer une charge plus élevée au noyau et évidemment de passer à un mode supérieur. La charge maximum que peut porter le système en régime élastique correspond donc à $P_{cr,k}$ et le mode associée à cette charge, m_{cr}, peut être obtenu en posant $P_{cr,EI} = P_{cr,k}$:

$$m_{cr} = \frac{1}{2}\sqrt[4]{\frac{k_e L_d^{\ 3}}{\pi^2 EI}} \tag{4.14}$$

Le noyau atteindra le mode correspondant au nombre entier juste inférieur à m_{cr}, soit $m_{cr,ent}$, et la charge pourra être augmentée jusqu'à $P = P_{cr,EI,m=mcr,ent} < P_{cr,k,m=mcr,ent}$. Au moment du flambement, la déformée passera au mode $m_{cre,ent}+1$ mais la charge critique $P_{cr,k}$ dans ce mode est inférieure à $P_{cr,EI,m=mcr,ent}$. Le système de retenue ne pourra supporter la charge appliquée et la charge maximum à laquelle peut résister la diagonale est donc égale à $P_{cr,EI,m=mcr,ent}$.

Le comportement réel de la diagonale diffère cependant de ce cas théorique où le noyau demeure élastique et flambe dans ses modes successifs. En réalité, le passage d'un mode à l'autre est progressif, la longueur des segments du noyau s'ajustant progressivement au fur et à mesure que la charge est augmentée. Comme le nombre de mode implique une longueur fixe, il y des zones de transition entre l'atteinte de la déformée correspondant exactement à chacun des modes. Cet aspect sera traité aux sections 4.2.3 et 4.2.4 avec des modèles comprenant des segments plats.

Deux autres différences importances sont qu'il y aura probablement interaction entre le flambement du noyau et le flambement du système de retenue et que le flambement du noyau sera de nature inélastique, plutôt qu'élastique. Le deuxième point est traité à la section 4.2.1.2.

On peut obtenir la charge critique du système, $P_{cr,e}$, qui tient compte de l'interaction entre les deux modes de flambement en adoptant l'équation d'interaction de forme quadratique qui est spécifiée dans les normes CSA-S16 (CSA 2001) et AISC (2005b) pour les pièces assemblées. L'équation proposée dans les normes permet de déterminer un élancement équivalent. Dans notre cas, la formule est adaptée pour déterminer une charge critique équivalente :

$$P_{cr,e} = \sqrt{\left(\frac{1}{P_{cr,EI}}\right)^2 + \left(\frac{1}{P_{cr,k}}\right)^2} \tag{4.15}$$

On peut démontrer que la charge $P_{cr,e}$ augmente graduellement lorsque l'on augmente m pour atteindre un maximum lorsque m = m_{cr}. Il est possible que le flambement se produise à une charge légèrement inférieure qui correspond à m = $m_{cr,ent}$, comme décrit précédemment. Cependant, compte tenu de l'approximation introduite par l'utilisation de la forme quadratique, on considèrera plutôt, pour des fins de simplification, la charge critique comme étant celle obtenue en posant m = m_{cr}. Pour cette valeur de m, $P_{cr,k} = P_{cr,EI}$ et on peut obtenir $P_{cr,e}$ de :

$$P_{cr,e} = \frac{P_{cr,EI,mcr}}{\sqrt{2}} = \frac{2\sqrt{2}m_{cr}^{\ 2}\pi^2 EI}{L_d^{\ 2}} = \sqrt{\frac{k_e \pi^2 EI}{2L_d}} \tag{4.16}$$

4.2.1.2 Charge ultime

Le développement précédent suppose un comportement élastique du système. En fait, on souhaite que le noyau puisse plastifier entièrement et puisse subir des déformations plastiques importantes en compression avant que ne survienne une rupture par instabilité causée par le système de retenue. À l'Annexe C, on a examiné par une étude par éléments finis le flambement inélastique du noyau et il est apparu que la charge ultime, P_u, que le noyau peut reprendre sous des déformations plastiques en compression égales à ε=0,04 est donnée par :

$$\left.\begin{aligned} P_u &= \frac{P_y}{\left(1+\lambda^5\right)^{-0,4}} \;\middle|\; \lambda \geq 0,25 \\ P_u &= P_{\varepsilon max} \;\middle|\; \lambda \leq 0,25 \end{aligned}\right. \tag{4.17}$$

$$\text{où :} \quad \lambda = \sqrt{\frac{P_y}{P_{cr,e}}}\,, \; avec\; P_y = AR_yF_y \tag{4.18}$$

Dans cette expression R_y est un coefficient appliqué à F_y afin d'évaluer la limite d'élasticité probable tandis que $P_{\varepsilon max}$ est la charge atteinte par le noyau à une déformée ε

maximale en compression. Comme dérivé en Annexe C, pour cette étude, ε_{max} est 4% et $P_{\varepsilon max} = 1{,}25\ P_y$.

La charge $P_{\varepsilon max}$ ne peut être atteinte qu'en assurant une plastification uniforme du noyau sans aucun flambement. Étant donné que la plastification uniforme du noyau est le comportement désiré pour une DDC, on désire donc que P_u atteigne la charge $P_{\varepsilon max}$, pour ce, il faut s'assurer que λ soit inférieur à 0,25. La rigidité minimum alors requise $k_{e,\lambda=0.25}$ est donnée par :

$$k_{e,\lambda=0,25} = \frac{512 P_y^{\,2} L_d}{\pi^2 EI} \qquad k_{e,\lambda=0,40} = \frac{78 P_y^{\,2} L_d}{\pi^2 EI} \tag{4.19}$$

La courbe de flambement inélastique étant sujette à des incertitudes, un élancement plus élevé que 0,25, de l'ordre de 0,40, pourrait aussi permettre d'atteindre $P_{\varepsilon max}$. Une rigidité associée à cet élancement de 0,40 pourrait ainsi être suffisante pour développer la pleine capacité de la diagonale. Les valeurs de $k_{e,\lambda=0.40}$, sont donc aussi présentées dans cette section. Il y sera fait référence ultérieurement. Il est à noter que le concepteur peut toujours spécifier une plus grande rigidité que la rigidité minimale nécessaire. Ce choix permet de mieux contrôler les forces et déplacements dans le système. La rigidité $k_{e,\lambda=0.25}$ est ainsi retenue comme une valeur conservatrice pour la suite du projet.

4.2.1.3 Conception du système de retenue

Afin de vérifier la rigidité et la résistance du système de retenue latérale, il est nécessaire de connaître les forces qui lui seront transmises par le noyau. Pour ce faire, il faut considérer le jeu initial, ou l'espace libre entre le noyau et le système de retenue, Δ_{b0}, qui est présent dans le système (note : Δ_{b0} est la somme de l'espace libre des deux côtés du noyau). Afin de déterminer les relations d'équilibre avec jeu initial, la variation de l'énergie potentielle pour une déformée totale égale à $\Delta = \Delta_{b0} + \Delta_b$ est considérée.

$$V = -2m^2 \frac{P\Delta^2}{L_d} \tag{4.20}$$

$$U = \frac{k_e \Delta_b{}^2}{2} \tag{4.21}$$

$$\Pi = U + V = \left[-2m^2 \frac{P}{L_d} + \frac{k_e}{2} \right] \Delta_b{}^2 - 2m^2 \frac{P}{L_d} \left(2\Delta_b \Delta_{b0} + \Delta_{b0}{}^2 \right) \tag{4.22}$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \Delta_b} = \left[-4m^2 \frac{P}{L_d} + k_e \right] \Delta_b - 4m^2 \frac{P}{L_d} \Delta_{b0} = 0 \tag{4.23}$$

De la relation (4.22) on peut isoler Δ_b :

$$\Delta_b = \frac{4P\Delta_{b0}m^2}{L_d k_e - 4m^2 P} = \frac{\Delta_{b0}}{\frac{k_e L_d}{4Pm^2} - 1} = \Delta_{b0} \left(\frac{P/P_{cr,k}}{1 - P/P_{cr,k}} \right) \tag{4.24}$$

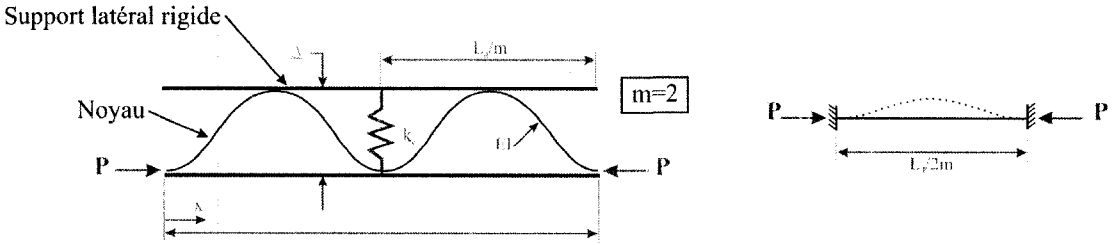
Sachant que $k_e * \Delta_b = F_{ke}$, F_{ke} étant la force totale transmise par le noyau au système de retenue latérale, il est possible de dimensionner le système de retenue latérale en utilisant $P = P_{\varepsilon max}$. Le concepteur peut utiliser au minimum $k_e = k_{e,\lambda=0.25}$, néanmoins une valeur plus élevée permettrait de réduire les déformations et, par conséquent les forces.

On note ici que l'équation (4.24) ne tient pas en compte de l'interaction entre le flambement du système de retenue et le flambement du noyau, la raison étant que l'ouverture du noyau est principalement gouvernée par la rigidité du système de retenue, donc $P_{cr,k}$, plutôt que par la rigidité du noyau lui-même.

On note également que l'équation (4.24) correspond à l'équation (4.4) si $m = m_r/2$ et $k_e = m * k_r/2$. Le modèle avec bielles, ou segment rigides rotulés, de la section précédente et le modèle discret sont donc équivalents. Ces deux modèles négligent la continuité du noyau aux points de contact avec le système de retenue latéral, ce qui donne des valeurs de P_{cr} probablement inférieures à la réalité. Le prochain modèle considère une déformée continue plus réaliste.

4.2.2 Modèle continu

Le modèle continu adopte une déformée sinusoïdale v illustrée à la Figure 4.7. La démarche de résolution est semblable à celle adoptée pour le modèle discret et les étapes de résolution sont les mêmes.



Mode gouverné par k_e **Mode gouverné par EI**

Figure 4.7: Modèle continu

$$v = \Delta_b \left[1 - \cos\left(\frac{2m\pi x}{L_d} \right) \right] \tag{4.25}$$

$$v' = \frac{2\Delta_b m\pi}{L_d} \sin\left(\frac{2m\pi x}{L_d} \right) \tag{4.26}$$

$$v'' = \frac{4\Delta_b m^2\pi^2}{L_d^{\,2}} \cos\left(\frac{2m\pi x}{L_d} \right) \tag{4.27}$$

4.2.2.1 Charge critique élastique

$$V = -\int_0^{L_d} P\frac{(v')^2}{2} = -\frac{P}{2}\left(\frac{2m^2\pi^2}{L_d} \right)\Delta_b^{\,2} \tag{4.28}$$

$$U = \int_0^{L_d} EI\frac{(v'')^2}{2} + k_e\frac{(2\Delta_b)^2}{2} = \frac{EI}{2}\left(\frac{8m^4\pi^4}{L_d^{\,3}} \right)\Delta_b^{\,2} + 2k_e\Delta_b^{\,2} \tag{4.29}$$

L'énergie potentielle totale peut être minimisée en posant sa dérivée par rapport au déplacement égale à zéro :

$$\Pi = U + V = \left[\frac{EI}{2}\left(\frac{8m^4\pi^4}{L_d^{\,3}} \right) + 2k_e - \frac{P}{2}\left(\frac{2m^2\pi^2}{L_d} \right) \right] \Delta_b^{\,2} \tag{4.30}$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \Delta_b} = \left[EI\left(\frac{8m^4\pi^4}{L_d^{\,3}} \right) + 4k_e - P_{cr,k}\left(\frac{2m^2\pi^2}{L_d} \right) \right] \Delta_b = 0 \tag{4.31}$$

De l'expression (4.30), on peut tirer la charge critique du système de retenue :

$$P_{cr,k} = \frac{4m^2\pi^2 EI}{L_d^{\,2}} + \frac{2k_e L_d}{m^2\pi^2} \tag{4.32}$$

Lorsque l'on compare au modèle précédent, le modèle traité ici suppose une déformée en flexion du noyau de forme sinusoïdale, déformée qui se reflète dans l'énergie potentielle de déformation (U). Par conséquent, on retrouve dans l'expression pour $P_{cr,k}$ une contribution du noyau, ce qui n'était pas le cas pour le modèle précédent.

Tel qu'illustré à la Figure 4.7, les segments du noyau peuvent aussi flamber entre les points de contact avec le système de retenue. La charge critique associée à ce mode de flambement est obtenue en supposant une longueur effective de $0.5L_d/2m$ pour le noyau :

$$P_{cr,EI} = \frac{\pi^2 EI}{\left(\frac{0{,}5L_d}{2m} \right)^2} = \frac{16m^2\pi^2 EI}{L_d^{\,2}} \tag{4.33}$$

À prime abord, ce deuxième mode de flambement peut sembler superflu puisque la contribution du noyau est déjà incluse dans l'équation (4.32). Cependant, on réalise que l'on considère dans l'équation (4.32) que le système de retenue peut s'ouvrir sous l'effet de la charge axiale et la contribution du noyau à la charge critiques est celle d'un élément comprimé de longueur $L_d/2m$ doublement encastré avec déplacement

transversal permis entre les extrémités, ce déplacement étant restreint partiellement par la rigidité k_e. Si la rigidité k_e tend vers l'infini, la charge critique obtenue de l'équation (4.32) tend elle aussi vers l'infini. L'équation (4.33) correspond également au cas d'un élément de longueur comprimé de longueur $L_d/2m$ doublement encastré mais, cette fois avec déplacement transversal empêché. La valeur obtenue de cette équation est supérieure (4 fois) à la contribution du noyau dans l'équation (4.32) mais elle permet de déterminer la charge critique du noyau lorsque la rigidité k_e est suffisamment élevée pour que le noyau se comporte comme si le déplacement transversal était empêché. Ce serait le cas d'un noyau placé à l'intérieur d'un système de retenue très rigide mais avec un espace libre suffisant pour permettre le flambement du noyau.

Comme dans le cas précédent, le flambement du système P_{cr} est limité par la plus petite des charges critiques obtenues de (4.32) et (4.33). La charge critique gouvernée par la rigidité du ressort k_e (4.32) diminue avec l'augmentation du mode de flambement du noyau, passe par un minimum et remonte ensuite aidée par l'énergie requise pour fléchir le noyau dans un mode de plus en plus élevé. La charge critique du noyau seul (4.33) augmente avec le mode de flambement.

Cependant, comme le noyau se comportera en régime inélastique, il est plus réaliste de négliger la contribution de la rigidité en flexion du noyau dans l'équation (4.32) étant donné que celle-ci sera nulle à la plastification. Ainsi, en ne conservant que $P_{cr,k,inel} = 2k_eL_d/(m^2\pi^2)$, la charge critique inélastique du système est atteinte lorsque $P_{cr,k,inel} = P_{cr,EI}$. Le mode critique correspondant est donné par :

$$m_{cr} = \frac{1}{2}\sqrt[4]{\frac{2k_e L_d^{\,3}}{\pi^4 EI}} \tag{4.34}$$

4.2.2.2 Charge ultime

De manière semblable qu'en 4.2.1.2, la charge critique maximum avec prise en compte de l'interaction entre les deux modes de flambement est obtenue pour le mode critique :

$$P_{cr,e} = 4\sqrt{\frac{k_e EI}{L_d}} \tag{4.35}$$

La charge ultime inélastique pour toute rigidité k_e peut être calculée à partir des équations (4.17) et (4.18). De plus, la rigidité k_e nécessaire afin que le système puisse atteindre un mode suffisant afin que λ descende jusqu'à 0,25 et permette l'atteinte de $P_{\varepsilon max}$ est exprimée ci-dessous:

$$k_{e,\lambda=0,25} = \frac{16P_y{}^2 L_d}{EI} \quad k_{e,\lambda=0,40} = \frac{2{,}44P_y{}^2 L_d}{EI} \tag{4.36}$$

4.2.2.3 Conception du système de retenue

La relation d'équilibre avec jeu initial est présentée ci-dessous. Ainsi la variation de l'énergie potentielle pour une déformée totale égale à $\Delta = \Delta_{b0} + \Delta_b$ est considérée afin de déterminer les efforts transmis au support latéral par le noyau possédant une déformée initiale d'amplitude Δ_{b0}.

$$V = -\int_0^{L_d} P\frac{(v')^2}{2} = -\frac{P}{2}\left(\frac{2m^2\pi^2}{L_d}\right)\Delta^2 \tag{4.37}$$

$$U = \int_0^{L_d} EI\frac{(v'')^2}{2} + k_e\frac{(2\Delta_b)^2}{2} = \frac{EI}{2}\left(\frac{8m^4\pi^4}{L_d{}^3}\right)\Delta^2 + 2k_e\Delta_b{}^2 \tag{4.38}$$

$$\Pi = U + V = \left[\frac{EI}{2}\left(\frac{8m^4\pi^4}{L_d{}^3}\right) - \frac{P}{2}\left(\frac{2m^2\pi^2}{L_d}\right)\right]\left(\Delta_{b0}{}^2 + 2\Delta_{b0}\Delta_b + \Delta_b{}^2\right) + 2k_e\Delta_b{}^2 \tag{4.39}$$

$$\frac{\partial\Pi}{\partial\Delta_b} = \left[EI\left(\frac{8m^4\pi^4}{L_d{}^3}\right) + 4k_e - P\left(\frac{2m^2\pi^2}{L_d}\right)\right]\Delta_b + \left[EI\left(\frac{8m^4\pi^4}{L_d{}^3}\right) - P\left(\frac{2m^2\pi^2}{L_d}\right)\right]\Delta_{b0} = 0 \tag{4.40}$$

De la relation (4.40) on peut isoler Δ_b, en négligeant la rigidité EI du noyau pour un calcul proche de la plastification du noyau :

$$\Delta_b = \frac{2P\Delta_{b0}m^2\pi^2}{4L_d k_e - 2m^2\pi^2 P} = \frac{\Delta_{b0}}{\frac{2k_e L_d}{\pi^2 P m^2} - 1} = \Delta_{b0}\left(\frac{P/P_{cr,k}}{1 - P/P_{cr,k}}\right) \tag{4.41}$$

Il devient alors possible d'estimer les déplacements dans le système et les efforts transmis par le noyau au système de retenue latérale. Ceci est nécessaire afin de dimensionner le support latéral pour $P = P_{\varepsilon max}$.

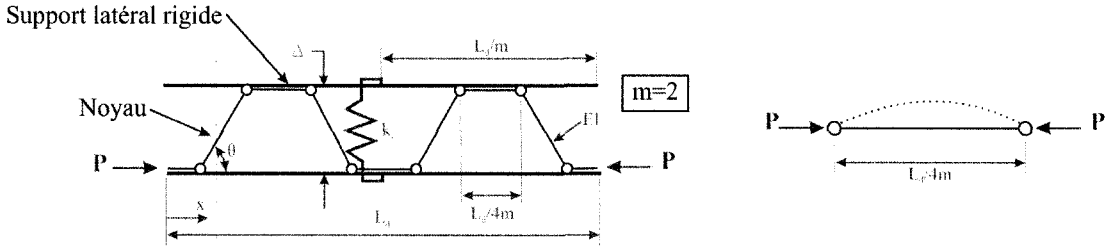
Le modèle continu, quoique plus proche de la réalité que le modèle discret, suppose un mode de flambement parfaitement sinusoïdal. Comme observé expérimentalement ou lors d'analyses numériques, cette déformée n'est pas tout à fait réaliste. En effet, le noyau des DDC a tendance à former des segments plats tel qu'illustré aux Figure 2.6 et Figure 3.14 lors du développement des modes supérieurs.

La façon graduelle dont se produit l'augmentation du mode de déformée du noyau dans les DDC empêche la création d'une déformée parfaitement sinusoïdale pour toutes les charges appliquées au noyau. En effet, il n'est pas possible de parvenir pour toutes les charges appliquées à la longueur physique totale du noyau en multipliant uniquement des longueurs non supportée du noyau ($L_d/2m$) fixées par l'équation (4.33) par des modes de flambement entiers. Des sections de transition sont donc nécessaires dans la déformée du noyau.

Pour refléter cette observation, l'influence de la présence de segments plats dans le noyau est étudiée dans les deux prochains modèles analytiques.

4.2.3 Modèle discret avec segments plats

Le premier modèle avec segments plats est un modèle discret constitué de bielles, ou segments rectilignes avec rotules à leurs extrémités. La déformée adoptée est illustrée à la Figure 4.8. Celle-ci est constituée de segments plats et de segments inclinés de longueur identique : $L_d/4m$. Le choix d'une même longueur pour les deux segments est dicté par le fait que les bielles adopteront la même longueur sous la charge critique la plus élevée du système.



Mode gouverné par k_e **Mode gouverné par EI**

Figure 4.8: Modèle discret avec segments plats

4.2.3.1 Charge critique élastique

Pour cette géométrie, l'énergie potentielle totale du système (U + V) peut être obtenue de :

$$V = -P(\frac{L_d}{4m} - \frac{L_d}{4m}\cos\theta)2m = -PL_d\frac{\theta^2}{4} = \frac{-4Pm^2\Delta_b{}^2}{L_d} \tag{4.42}$$

$$U = \frac{k_e\Delta_b{}^2}{2} \tag{4.43}$$

L'énergie potentielle totale peut être minimisée en posant sa dérivée par rapport au déplacement égale à zéro :

$$\Pi = U + V = \left[\frac{k_e}{2} - \frac{4Pm^2}{L_d}\right]\Delta_b{}^2 \tag{4.44}$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \Delta_b} = \left[k - \frac{8P_{cr,k}m^2}{L_d} \right] \Delta_b = 0 \tag{4.45}$$

De l'expression (4.45), on peut tirer la charge critique du système de retenue :

$$P_{cr,k} = \frac{k_e L_d}{8m^2} \tag{4.46}$$

Tel qu'illustré à la Figure 4.8, les segments plats ou inclinés du noyau peuvent aussi flamber entre les points de contact à une charge donnée par :

$$P_{cr,EI} = \frac{\pi^2 EI}{\left(\frac{L_d}{4m}\right)^2} = \frac{16m^2\pi^2 EI}{L_d^{\,2}} \tag{4.47}$$

Le flambement du système P_{cr} est limité par la plus petite des charges critiques obtenues de (4.46) et (4.47). La charge critique gouvernée par la rigidité du ressort k_e (4.46) diminue avec l'augmentation du mode de flambement du noyau tandis que la charge critique du noyau seul (4.47) augmente avec le mode de flambement. Comme décrit auparavant, la charge critique maximum du système est atteinte lorsque $P_{cr,k} = P_{cr,EI}$ pour le mode m_{cr} :

$$m_{cr} = \frac{1}{2}\sqrt[4]{\frac{k_e L_d^{\,3}}{8\pi^2 EI}} \tag{4.48}$$

De la même manière qu'en 4.2.1.2, la charge critique prenant compte de l'interaction des deux types de flambement, $P_{cr,e}$, peut être calculée en considérant le mode critique :

$$P_{cr,e} = \sqrt{\frac{k_e \pi^2 EI}{L_d}} \tag{4.49}$$

4.2.3.2 Charge ultime

La charge ultime inélastique pour toute rigidité k_e peut être calculée à partir des équations (4.17) et (4.18). De plus, l'équation (4.50) exprime la rigidité k_e nécessaire afin que le système puisse atteindre un mode suffisamment élevé sans flamber et permettre le λ inférieur à 0,25 nécessaire à l'atteinte de $P_{\varepsilon max}$.

$$k_{e,\lambda=0,25} = \frac{256 P_y^{\,2} L_d}{\pi^2 EI} \qquad (4.50)$$

$$k_{e,\lambda=0,40} = \frac{39{,}1 P_y^{\,2} L_d}{\pi^2 EI}$$

4.2.3.3 Conception du système de retenue

La relation d'équilibre avec jeu initial est présentée ci-dessous. Ainsi la variation de l'énergie potentielle pour une déformée totale égale à $\Delta = \Delta_{b0} + \Delta_b$ est considérée afin de déterminer les efforts transmis au support latéral par le noyau possédant une déformée initiale d'amplitude Δ_{b0}.

$$V = -4m^2 \frac{P\Delta^2}{L_d} \qquad (4.51)$$

$$U = \frac{k_e \Delta_b^{\,2}}{2} \qquad (4.52)$$

$$\Pi = U + V = \frac{k_e \Delta_b^{\,2}}{2} - \frac{4m^2 P(\Delta_b + \Delta_{b0})^2}{L_d} \qquad (4.53)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \Delta_b} = k\Delta_b - \frac{8m^2 P(\Delta_b + \Delta_{b0})}{L_d} = 0 \qquad (4.54)$$

De la relation (4.54) on peut isoler Δ_b:

$$\Delta_b = \frac{8P\Delta_{b0}m^2}{L_d k_e - 8m^2 P} = \frac{\Delta_{b0}}{\frac{L_d k_e}{8m^2 P} - 1} = \Delta_{b0}\left(\frac{P/P_{cr,k}}{1 - P/P_{cr,k}}\right) \tag{4.55}$$

Cette relation permet d'estimer les déformations du système de support latéral. Ces déformations, à leur tour permettent d'estimer les efforts transmis par le noyau au système de support latéral.

Comme pour le premier modèle discret, il est noté que la considération de segments de noyau droits néglige la continuité du noyau présente aux points de contact avec les supports latéraux. Ainsi, afin de considérer cette réalité, le prochain modèle analytique présente l'étude d'une déformée de noyau continue avec segments plats.

4.2.4 Modèle continu avec segments plats

Le modèle continu avec segments plats se différencie des modèles précédents par la considération de segments plats du noyau tout en assurant la continuité du noyau observée aux points de contact avec le support latéral. La Figure 4.9 illustre sa déformée. Celle-ci est constituée de segments sinusoïdaux de longueur L_q reliant les deux faces des supports latéraux et de segments plats appuyés sur une seule face de support latéral et d'une longueur L_p. Chaque longueur L_d/m est constituée de deux longueurs L_q et de deux longueurs L_p et, donc, $L_p + L_q = L_d/2m$. Une solution générale avec L_p pouvant être différent de L_q est d'abord envisagée. Celle-ci permet de calculer toutes les configurations possibles du noyau lors de l'accroissement graduel de la charge appliquée. Une solution critique avec $L_p = L_q$ est ultimement proposée.

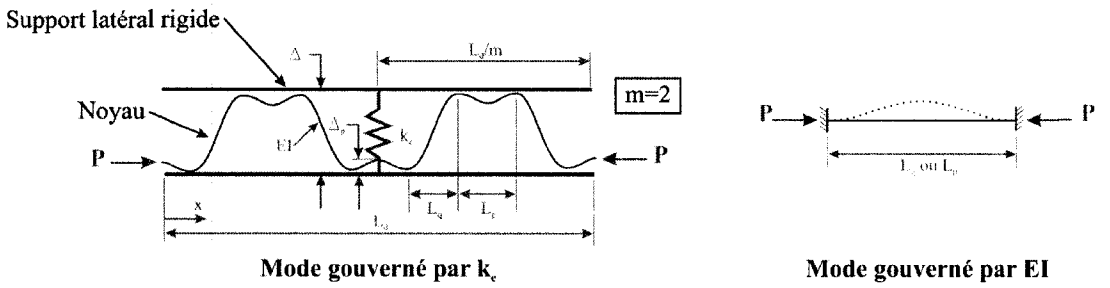


Figure 4.9: Modèle continu avec segments plats

Les segments de longueur L_p et L_q ont tous deux un profil sinusoïdal avec pente nulle à leurs extrémités et chaque segment a son amplitude maximum propre Δ_b et Δ_p :

$$v_q = \frac{\Delta_b}{2}\left[1-\cos\left(\frac{\pi x}{L_q}\right)\right] \qquad v_p = \frac{\Delta_p}{2}\left[1-\cos\left(\frac{2\pi x}{L_p}\right)\right] \tag{4.56}$$

$$v_q' = \frac{\Delta_b \pi}{2L_q}\sin\left(\frac{\pi x}{L_q}\right) \qquad v_p' = \frac{\Delta_p \pi}{L_p}\sin\left(\frac{2\pi x}{L_p}\right) \tag{4.57}$$

$$v_q'' = \frac{\Delta_b \pi^2}{2L_q^{\,2}}\cos\left(\frac{\pi x}{L_q}\right) \qquad v_p'' = \frac{2\Delta_p \pi^2}{L_p^{\,2}}\cos\left(\frac{2\pi x}{L_p}\right) \tag{4.58}$$

4.2.4.1 Charge critique élastique

L'énergie potentielle totale peut être obtenue en multipliant les contributions des segments L_p et L_q individuels par 2m, soit leur nombre total sur la longueur du noyau L_d.

$$V = -P\left[2m\int_0^{L_q}\frac{(v_q')^2}{2} + 2m\int_0^{L_p}\frac{(v_p')^2}{2}\right] \tag{4.59}$$

$$V = -mP\left[\frac{\pi^2\Delta_q^{\,2}}{8L_q} + \frac{\pi^2\Delta_p^{\,2}}{2L_p}\right]$$

$$U = 2m\int_0^{L_q} EI\frac{(v_q'')^2}{2} + 2m\int_0^{L_p} EI\frac{(v_p'')^2}{2} + \frac{k_e\Delta_q^{\,2}}{2} \tag{4.60}$$

$$U = \frac{mEI\pi^4\Delta_q^{\,2}}{8L_q^{\,3}} + \frac{2mEI\pi^4\Delta_p^{\,2}}{L_p^{\,3}} + \frac{k_e\Delta_q^{\,2}}{2}$$

L'énergie potentielle totale peut être minimisée en posant les dérivées par rapport à Δ_q et Δ_p égales à zéro :

$$\Pi = U + V \tag{4.61}$$

$$\frac{\partial\Pi}{\partial\Delta_q} = \left[\frac{-mP_{cr,k}\pi^2}{4L_q} + \frac{mEI\pi^4}{4L_q^{\,3}} + k_e\right]\Delta_q = 0 \tag{4.62}$$

$$\frac{\partial\Pi}{\partial\Delta_p} = \left[\frac{-mP_{cr,EI}\pi^2}{L_p} + \frac{4mEI\pi^4}{L_p^{\,3}}\right]\Delta p = 0 \tag{4.63}$$

De l'expression (4.62), on peut tirer la charge critique du système de retenue, incluant l'énergie de déformation du noyau.

$$P_{cr,k} = \frac{mEI\pi^4 + 4k_eL_q^{\,3}}{m\pi^2L_q^{\,2}} \tag{4.64}$$

L'expression (4.63) permet de tirer la charge de flambement d'un segment plat, qui correspond aussi à la charge de flambement du noyau seul $P_{cre,EI}$, tel qu'illustrée à la Figure 4.9.

$$P_{cr,EI} = \frac{4\pi^2 EI}{L_p^{\,2}} \tag{4.65}$$

La charge critique la plus élevée du système est atteinte lorsque $L_p = L_q$. Pour cette condition, $L_q = L_d/4m$ et l'équation (4.64) devient :

$$P_{cr,k} = \frac{16m^2\pi^2 EI}{L_d^{\,2}} + \frac{k_e L_d}{m^2\pi^2} \tag{4.66}$$

Il est noter que lorsque $L_p = 0$ et, donc, que $L_q = L_d/2m$, le modèle avec segments plats est dégénéré et sa charge critique revient à celle du modèle continu sans segments plats :

$$P_{cr,k} = \frac{4m^2\pi^2 EI}{L_d^{\,2}} + \frac{2k_e L_d}{m^2\pi^2} \tag{4.67}$$

Si on continue avec le cas où $L_p = L_q$, on peut obtenir $P_{cr,EI}$:

$$P_{cr,EI} = \frac{64m^2\pi^2 EI}{L_d^{\,2}} \tag{4.68}$$

Le flambement du système P_{cr} est limité par la plus petite des charges critiques obtenues de (4.66) et (4.68). Si l'on néglige la contribution de la flexion du noyau dans l'équation (4.66), la charge critique gouvernée par la rigidité du ressort k_e (4.66) diminue avec l'augmentation du mode de flambement du noyau tandis que la charge critique du noyau seul (4.68) augmente avec le mode de flambement. La charge critique du système est atteinte lorsque $P_{cr,k} = P_{cr,EI}$. Le mode correspondant vaut :

$$m_{cr} = \frac{1}{2}\sqrt[4]{\frac{k_e L_d^{\,3}}{4\pi^4 EI}} \tag{4.69}$$

Comme fait en 4.2.1.2, la charge critique avec prise en compte de l'interaction entre les deux types de flambement peut être calculée pour le mode m_{cr} :

$$P_{cr,e} = 4\sqrt{\frac{2k_e EI}{L_d}} \tag{4.70}$$

4.2.4.2 Charge ultime

La charge ultime inélastique pour toute rigidité k_e peut être calculée à partir des équations (4.17) et (4.18). De plus, l'équation (4.71) exprime la rigidité k_e nécessaire afin que le système puisse atteindre un mode suffisant élevé sans flamber et permettre le λ inférieur à 0,25 nécessaire à l'atteinte de $P_{\varepsilon max}$.

$$k_{e,\lambda=0,25} = \frac{8P_y^{\,2}L_d}{EI} \quad k_{e,\lambda=0,40} = \frac{1{,}22P_y^{\,2}L_d}{EI} \tag{4.71}$$

4.2.4.3 Conception du système de retenue

La relation d'équilibre avec jeu initial est présentée ci-dessous. Ainsi la variation de l'énergie potentielle pour une déformée totale égale à $\Delta = \Delta_{b0} + \Delta_q$ est considérée afin de déterminer les efforts transmis au support latéral par le noyau possédant une déformée initiale d'amplitude Δ_{b0}. Seul le cas $L_p = L_q = L_d/4m$ est considéré.

$$V = -mP\left[\frac{\pi^2\Delta^2}{8L_q} + \frac{\pi^2\Delta_p^{\,2}}{2L_q}\right] \tag{4.72}$$

$$U = \frac{mEI\pi^4\Delta^2}{8L_q^{\,3}} + \frac{2mEI\pi^4\Delta_p^{\,2}}{L_q^{\,3}} + \frac{k_e\Delta_q^{\,2}}{2} \tag{4.73}$$

$$\Pi = U + V \tag{4.74}$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \Delta_q} = \frac{-mP\pi^2(\Delta_{b0}+\Delta_q)}{4L_q} + \frac{mEI\pi^4(\Delta_{b0}+\Delta_q)}{4L_q^{\,3}} + k_e\Delta_q = 0 \tag{4.75}$$

De la relation (4.75) on peut isoler Δ_q, en ignorant la rigidité flexionnelle du noyau.

$$\Delta_b = \Delta_q = \frac{P\Delta_{b0}m^2\pi^2}{k_eL_d - m^2\pi^2P} = \frac{\Delta_{b0}}{\frac{k_eL_d}{\pi^2Pm^2} - 1} = \Delta_{b0}\left(\frac{P/P_{cr,k}}{1-P/P_{cr,k}}\right) \tag{4.76}$$

La particularité du modèle continu à segments plats est que lorsqu'il flambe à l'atteinte de sa charge critique, il peut dégénérer vers le modèle continu sans segments plats. C'est ce qui se produit en réalité, mais le passage d'un modèle à l'autre est progressif avec les longueurs de segment qui s'ajustent au fur et à mesure que la charge de compression augmente. Ainsi, il s'agit d'un modèle analytique dont la déformée n'est plus valide lorsque la charge critique est atteinte. Néanmoins, la création de segments plats dans le noyau étant une réalité du comportement des DDC, ce modèle peut fournir une borne inférieure pour le mode de flambement et la rigidité nécessaires.

4.2.5 Résumé et comparaison des modèles analytiques

Avant de comparer les différents modèles analytiques, le Tableau 4.2 dresse ci-dessous un résumé des principaux paramètres des modèles. Ces principaux paramètres sont :

- $k_{e,\lambda=0,25}$, la rigidité nécessaire afin que $\lambda = 0,25$ puisse être atteint pour le noyau avant le flambement du système de retenue
- m_{cr}, le mode de flambement du noyau correspondant à la charge maximale
- $P_{cr,k}$, la charge critique élastique du système de retenue latérale
- $P_{cr,e}$, la charge critique élastique équivalente du système
- Δ_b, l'ouverture des supports

Tableau 4.2: Résumé des modèles analytiques

Modèle	Discret	Continu	Discret avec segments plats	Continu avec segments plats
$k_{e,\lambda=0,25}$	$\frac{512P_y^2L_d}{\pi^2EI}$	$\frac{16P_y^2L_d}{EI}$	$\frac{256P_y^2L_d}{\pi^2EI}$	$\frac{8P_y^2L_d}{EI}$
m_{cr}	$\frac{1}{2}\sqrt[4]{\frac{k_eL_d^3}{\pi^2EI}}$	$\frac{1}{2}\sqrt[4]{\frac{2k_eL_d^3}{\pi^4EI}}$	$\frac{1}{2}\sqrt[4]{\frac{k_eL_d^3}{8\pi^2EI}}$	$\frac{1}{2}\sqrt[4]{\frac{k_eL_d^3}{4\pi^4EI}}$
$P_{cr,e}$	$\sqrt{\frac{k_e\pi^2EI}{2L_d}}$	$4\sqrt{\frac{k_eEI}{L_d}}$	$\sqrt{\frac{k_e\pi^2EI}{L_d}}$	$4\sqrt{\frac{2k_eEI}{L_d}}$
$P_{cr,k}$	$\frac{k_eL_d}{4m^2}$	$\frac{2k_eL_d}{m^2\pi^2}$	$\frac{k_eL_d}{8m^2}$	$\frac{k_eL_d}{m^2\pi^2}$
Δ_b	$\frac{4P\Delta_{b0}m^2}{L_dk_e-4m^2P}$	$\frac{2P\Delta_{b0}m^2\pi^2}{4L_dk_e-2m^2\pi^2P}$	$\frac{8P\Delta_{b0}m^2}{L_dk_e-8m^2P}$	$\frac{P\Delta_{b0}m^2\pi^2}{k_eL_d-m^2\pi^2P}$

Note : la contribution du noyau à la stabilité du système de retenue a été négligée pour les modèles continus

Les tendances obtenues de chacun des modèles analytiques peuvent être plus aisément discutées à l'aide d'exemples numériques. Ainsi, deux exemples numériques sont réalisés à partir de la géométrie de noyau et des propriétés de matériau présentées au Tableau 4.3.

Tableau 4.3: Données pour exemple numérique

Matériau	$E =$	207	kN/mm^2
	$R_yF_y =$	0,380	kN/mm^2
Noyau	$L_d =$	3600	mm
	$h =$	19	mm
	$L =$	120	mm
	$A =$	2280	mm^2
	$I =$	68590	mm^4
	$P_y =$	866	kN
Espace libre	$\Delta_{bo} =$	1,5	mm

Le premier exemple présente quatre modèles analytiques avec des rigidités différentes, mais permettant toutes d'obtenir pour leur modèle respectif une valeur de λ égale à 0,25. Comme présenté en Annexe C, un facteur d'élancement de 0,25 pour le noyau permet d'éviter le flambement du noyau et l'avènement d'une plastification entière du noyau jusqu'à une déformation en compression de 4%. À ce niveau de déformation, on anticipe que la charge axiale reprise par le noyau sera égale à $1{,}25\ AR_yF_y = 1083$ kN.

Tableau 4.4: Premier exemple numérique des modèles analytiques– λ_{inel} constant

Modèle	Discret	Continu	Discret avec segments plats	Continu avec segments plats
$k_{e,\lambda}$=0,25 (kN/mm)	9874	3045	4937	1523
m_{cr} ()	21.3	10.6	10.6	5.3
$P_{cr,k}$ (kN)	19604	19604	19604	19604
$P_{cr,e}$ (kN)	13862	13862	13862	13862
λ ()	0.25	0.25	0.25	0.25
P_u (kN)	1083	1083	1083	1083
$\Delta_{b,Pu}$ (mm)	0.088	0.088	0.088	0.088
F_{ke} (kN)	866	267	433	134

Des rigidités k_e différentes sont nécessaires pour chacun des modèles afin d'obtenir le même élancement $\lambda = 0{,}25$ pour le noyau. La rigidité la plus élevée est nécessaire pour le modèle discret. Les modèles continus nécessitent des rigidités moindres que les

modèles discrets. De plus, les modèles avec segments plats demandent des rigidités égales à exactement la moitié de celle nécessaire pour leurs équivalents sans segments plats. Les relations les plus notables sont celles reliées au mode de flambement. Ainsi, les modèles continu et discret avec segments plats possèdent le même mode critique, qui est la moitié du mode du modèle discret et le double du modèle continu avec segments plats. Comme on aurait pu s'y attendre, l'ajout de segments plats a divisé par deux le mode critique par rapport aux modèles sans segments plats.

Le même élancement pour tous les modèles implique l'atteinte d'une même charge dans le noyau mais aussi d'une même ouverture des supports sous cette charge. Ainsi l'allure de la déformée et le mode atteint par chacun des modèles compense les variations de rigidité k_e nécessaires afin de parvenir à une ouverture des supports identique. Des ouvertures des supports identiques créent des forces dans le ressort des modèles variant pour chacun des modèles proportionnellement à leur rigidité.

Dans le second exemple, on propose de comparer les quatre modèles entre eux lorsqu'on leur attribue la même rigidité k_e = 1523 kN/mm. Cette rigidité correspond à la rigidité du modèle continu à segments plats du premier exemple numérique.

Tableau 4.5: Second exemple numérique des modèles analytiques – k_e constant

Modèle	Discret	Continu	Discret avec segments plats	Continu avec segments plats
k_e (kN/mm)	1523	1523	1523	1523
m_{cr} ()	13.3	9.0	7.9	5.3
$P_{cr,k}$ (kN)	7700	13864	10889	19607
$P_{cr,e}$ (kN)	5444	9803	7700	13864
λ_1 ()	0.40	0.30	0.34	0.25
P_u (kN)	870	867	868	1083
Δ_b (mm)	0.191	0.100	0.130	0.088
F_{ke} (kN)	291	152	198	134

Encore cette fois, on remarque au Tableau 4.5 des différences notables entre les quatre modèles analytiques. En effet, pour la même rigidité et le même noyau, donc exactement le même système de DDC, des comportements sensiblement différents sont prévus selon les hypothèses de déformée du noyau considérées. Ainsi, les modes de flambement

varient par un facteur supérieur à deux entre le mode le plus élevé, celui du modèle discret, et le mode le plus faible, celui du modèle continu avec segments plats.

De ces deux exemples, on peut surtout remarquer que les modèles discrets nécessitent des rigidités plus importantes et prédisent des ouvertures de support et des forces transmises plus grandes que les modèles continus. En effet, le fait de négliger la continuité du noyau conduit à des noyaux qui doivent être supportés à des intervalles plus courts pour pouvoir reprendre sur une charge donnée sans flamber. Ceci entraîne un angle thêta plus élevé et, par conséquent, des forces transmises au support latéral plus élevées et des déformées plus importantes.

On remarque la même tendance lorsque l'on considère des segments plats dans la déformée du noyau, tant pour le modèle discret que pour le modèle continu. En effet les segments plats réduisent, sur la longueur totale du noyau, le nombre de segments inclinés de noyau devant faire le lien entre les deux faces du support latéral. Seuls les segments inclinés imposent des forces au système de retenue et influencent l'ouverture des supports. Leur nombre réduit diminue donc ces forces et ouvertures. Par le fait même, les modèles à segments plats nécessitent des rigidités moindres que les modèles correspondant sans segments plats. Ces modèles prédisent aussi des efforts et des ouvertures inférieures.

Il est à noter qu'on présente à la fin du septième chapitre une comparaison des modèles analytiques avec des simulations numériques par éléments finis. Cette comparaison permet d'étudier les différences dans les prévisions des modes et des efforts de chacun des modèles analytiques et met aussi cette comparaison en perspective avec des résultats de simulations numériques par éléments finis.

4.2.6 Discussion

Les deux premiers modèles élémentaires ont permis d'établir, à partir de relations simples, des tendances générales pour le comportement des DDC. Ainsi, on a vu que l'augmentation de la rigidité des supports permettait à la diagonale de supporter une charge axiale plus grande sur le noyau, ce dernier flambant dans un mode plus élevé.

Le second modèle simple a permis par un équilibre en position déformée de remarquer que les forces et déformées du système de retenue latérale étaient proportionnelles à l'espacement initial entre les supports, et ce, lorsque le défaut initial du noyau est considéré comme remplissant entièrement cet espacement. De même, une augmentation du mode de flambement résulte en une augmentation de l'angle des segments inclinés du noyau et, par le fait même, une augmentation des forces transmises au support latéral. Ce même modèle a été validé par une analyse SAP2000 avec considération des grandes déformations. Il s'est aussi trouvé que ce modèle simple est équivalent au modèle discret obtenu par l'étude de la variation de l'énergie potentielle. Cette dernière approche s'en trouve ainsi aussi validée par l'analyse SAP2000 réalisée sur le modèle discret.

Les quatre modèles analytiques suivants, pour lesquels on a déterminé les conditions d'équilibre par l'étude de l'énergie potentielle, ont permis d'élaborer des équations d'équilibre du noyau pour différentes hypothèses plausibles quant à la déformée du noyau. Ces modèles ont permis l'estimation d'un mode de flambement critique du système, incluant l'interaction entre le flambement du noyau et le flambement du système de retenue latérale. Afin de permettre au noyau de subir des déformations axiales plastiques importantes (4%) en compression, un élancement faible, estimé à $\lambda = 0{,}25$ est jugé nécessaire suite au développement d'une courbe de flambement inélastique du noyau adaptée aux DDC. Une valeur minimum de la rigidité du système de retenue a pu être dérivée pour permette le développement d'un mode de flambement critique du système suffisamment élevé pour obtenir $\lambda = 0{,}25$ pour le noyau.

Les différents modèles avec leurs hypothèses particulières de déformée du noyau donnent des prévisions très différentes pour le comportement du système. Il est considéré que malgré l'amplitude des prévisions offertes par les modèles analytiques, ces modèles bornent le comportement réel d'un noyau de DDC retenu par un support latéral avec ressort de rigidité k_e et que ces modèles peuvent être utilisés lors d'une conception d'un système de retenue latérale d'une DDC. En effet, les modèles discrets prédisent une sollicitation plus importante du support latéral que les modèles continus. Il en est de même pour les modèles sans segments plats qui sollicitent plus fortement le support latéral que les modèles avec segments plats. Le comportement réel du noyau dans une DDC bien dimensionnée devrait se situer entre les idéalisations discrètes et continues et entre les idéalisations avec et sans segments plats. Les modèles idéalisés représentant donc des bornes extrêmes du comportement, tel qu'illustré schématiquement à la Figure 4.10.

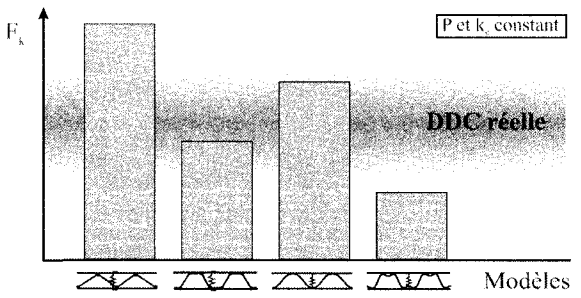


Figure 4.10: Comparaison schématique des forces de contact selon le modèle

Si l'on convient qu'une continuité du noyau est présente aux points de contact avec les faces des supports latéraux, les modèles continus apparaissent comme s'approchant le plus du comportement réel. De même, si l'on accepte que le mode de flambement d'un noyau évolue à partir d'un mode inférieur vers un mode supérieur et que cette évolution nécessite le passage par des modes de déformation avec segments plats, le modèle continu avec segments plats s'avère être le plus adapté afin de juger de l'atteinte d'un élancement suffisamment faible pour permettre la plastification axiale du noyau. Le modèle continu à segments plats peut donc être utilisé comme outil de détermination de la rigidité minimale à spécifier au système de retenue latérale.

S'il semble raisonnable de calculer la rigidité nécessaire avec le modèle continu avec segments plats, le calcul des efforts probables dans le système devrait être fait de manière conservatrice avec le modèle continu sans segments plats. En effet, bien que l'atteinte de la plastification soit assurée avec le modèle continu avec segments plats, la configuration atteinte par les segments plats dans le modèle est à la limite de leur flambement. Le modèle continu à segments plats peut alors dégénérer vers celui continu sans segments plats et créer des efforts plus importants sur le système de retenue latérale. Ceci est illustré à la Figure 4.11.

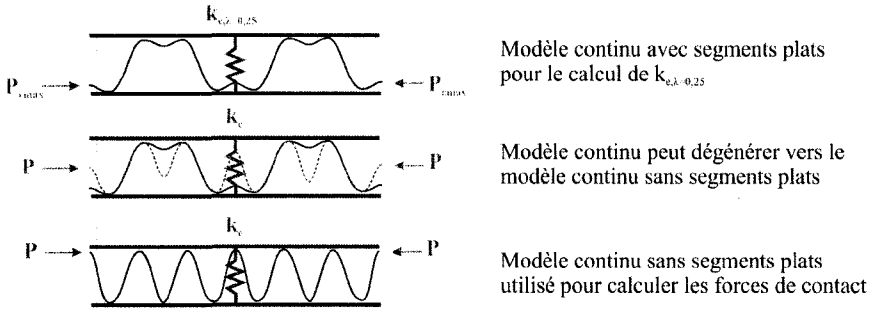


Figure 4.11: Comparaison schématique des forces de contact selon le modèle

Pour conclure ce chapitre sur les modèles analytiques de prévision du comportement des diagonales ductiles confinées, les limites des modèles proposés méritent d'être mentionnées. Tout d'abord, les modèles analytiques sont basés sur une minimisation parfaite de l'énergie potentielle du système. Dans une diagonale réelle, la déformée initiale du noyau, les défauts de rectitude des supports et surtout la friction peuvent empêcher le noyau d'adopter une configuration d'énergie potentielle minimale prévue et possible analytiquement. L'effet du frottement dans les DDC est de réduire l'effort axial dans la partie centrale du noyau. Ainsi, les solutions proposées dans ce chapitre sont davantage valables pour les extrémités du noyau. Néanmoins, appliquer ces solutions sur la longueur totale de la diagonale est probablement du côté de la sécurité.

Finalement, les formes de déformées imposées aux modèles analytiques peuvent ne pas être fidèles à la déformation réelle du noyau, surtout si celle-ci est inélastique et influencée par un chargement cyclique. Un degré de conservatisme s'impose.

Chapitre 5 : Reproduction numérique d'un essai sur DDC

Dans ce chapitre, on reproduit à l'aide d'une simulation numérique par éléments finis le comportement d'une diagonale DDC construite en acier seulement qui a été étudiée dans le cadre du programme expérimental réalisé par Tremblay et Bolduc (Bolduc 2003, Tremblay et al. 2006). Ce programme d'essai a été présenté d'abord brièvement à l'introduction (voir Fig. 1.5 et Fig. 1.6). De même, au Chapitre 3, le programme d'essais entier et certains résultats principaux de celui-ci ont été présentés (voir Fig. 3.7 à Fig. 3.10).

L'un des objectifs du projet de Tremblay et Bolduc était d'examiner le potentiel d'une DDC réalisée uniquement en acier. Bien que cet objectif ait été atteint avec succès, les auteurs mentionnent la nécessité d'un bon contrôle du flambement du noyau afin de minimiser la friction dans le système et d'assurer une plastification uniforme du noyau. Ils affirment également qu'un comportement adéquat peut être obtenu par l'utilisation d'un système de retenue plus rigide que celui utilisé et par la minimisation de l'espace libre entre le noyau et le système de retenue. Enfin, les auteurs préconisent l'usage d'un matériel de désolidarisation entre le noyau et le système de retenue et recommandent d'examiner cette option dans des études subséquentes.

Ces recommandations étant suivies dans le présent projet, il est tout naturel de vouloir profiter de l'expérience déjà acquise et de valoriser encore plus les essais déjà réalisés. C'est ainsi que l'une des premières étapes du projet fut la modélisation par éléments finis d'un spécimen des essais de Tremblay et Bolduc. Le but de l'exercice était multiple :

1) Calibrer les matériaux utilisés pour des modélisations subséquentes sur les données obtenues expérimentalement
2) Valider les modèles numériques par rapport à des essais expérimentaux
3) Utiliser les modèles calibrés et validés pour obtenir plus de données sur le comportement des DDC
4) Permettre de tester numériquement des améliorations au concept de DDC réalisée uniquement en acier sur un modèle adapté de celui qui est calibré et validé sur les essais expérimentaux

Une modélisation tridimensionnelle a été adoptée pour cette simulation numérique étant donné que les nombreux avantages qu'elle offre surpassent largement ses inconvénients :

Avantages du choix d'une modélisation 3D :

- Géométrie directement modélisée et visualisation aisée
- Possibilité d'inclure des caractéristiques réalistes, comme des défauts de rectitude dans les 2 directions
- Conditions frontières et contacts plus réalistes
- Permet l'usage d'éléments solides adaptés pour des analyses non-linéaires complexes incluant le contact, la plasticité et les grandes déformations

Désavantages du choix d'une modélisation 3D :

- Durée des analyses plus importantes
- Perte de précision due à l'usage d'un maillage plus grossier, ce dernier étant une obligation pour obtenir des temps d'analyse raisonnables
- Non recommandés pour parois minces à cause des risques de blocages

La reproduction des résultats d'un spécimen d'essais nécessite d'abord la caractérisation des matériaux utilisés. Pour ceci, la courbe contrainte-déformations réelle de l'acier utilisé doit être obtenue. Afin d'y parvenir, des modélisations par éléments finis reproduisant des tests de traction sur éprouvettes sont nécessaires. Les sections suivantes présentent ainsi la détermination de la courbe contraintes-déformations réelle monotonique de l'acier et des paramètres de comportement cyclique du matériau.

Par la suite, un modèle complet est réalisé et les résultats obtenus sont comparés aux résultats obtenus expérimentalement. Ce modèle complet permet l'étude du comportement cyclique du système ainsi qu'une meilleure compréhension des phénomènes observés au laboratoire.

5.1 Essais de traction monotonique sur éprouvettes

5.1.1 Obtention de la courbe contraintes-déformations réelle

La première étape de la réalisation d'un modèle par éléments finis est la caractérisation du matériau de l'élément modélisé. Les tests de traction réalisés sur des éprouvettes au laboratoire ne fournissent qu'une part de l'information nécessaire étant donné que les courbes tirées de ces essais sont basées sur les caractéristiques géométriques initiales du coupon. En effet, pour l'obtention des courbes d'ingénierie du matériau, la déformation dans le matériau est obtenue en divisant le déplacement imposé au spécimen par la longueur initiale tandis que la contrainte est estimée en divisant la force imposée au spécimen par l'aire initiale de l'éprouvette.

$$\varepsilon_{coupon} = \frac{L_f - L_0}{L_0} \tag{5.1}$$

$$\sigma_{coupon} = \frac{P}{A_0} \tag{5.2}$$

Avec :

L_f, la longueur du coupon déformé

L_0, la longueur initiale du coupon

P, la force appliquée au coupon

A_0, l'aire initiale de la section du coupon

Cette approche est approximative et ne prend pas en compte les déformations et les contraintes réelles dans le spécimen déformé. Cette approximation s'éloigne encore plus de la réalité lorsque la striction survient. En effet, à partir de ce point, toute la déformée plastique est concentrée dans la zone de striction, rendant ainsi non représentative la division du déplacement total par la longueur initiale de l'éprouvette. De plus, l'aire de

la section est aussi fortement réduite par la striction, rendant inadéquate la division de la force par l'aire initiale pour obtenir la contrainte.

Les propriétés de matériau devant être utilisées dans une modélisation par éléments finis sont celles du matériau le plus sollicité et non pas celles obtenues d'une courbe contraintes-déformations moyenne pour tout le spécimen. Étant donné la difficulté à mesurer exactement les déformées et les réductions de section localisées dans la zone la plus sollicitée d'un spécimen d'essais, l'approche itérative de caractérisation à l'aide d'un spécimen par éléments finis a été utilisée. Cette approche a été tirée de Matic (1985) suite à des discussions sur le sujet avec Gilberto Martinez, alors stagiaire postdoctoral à l'École Polytechnique.

La caractérisation du matériau passe par l'obtention de la courbe contraintes-déformations réelle. Cette courbe caractérise le comportement élastique et plastique avec écrouissage de chaque élément infinitésimal du matériau et peut donc être directement utilisée comme courbe de comportement d'un modèle par éléments finis. Avant la striction, étant donné que la déformée est répartie uniformément sur toute la longueur de l'échantillon et que la réduction de section est connue puisque dictée par la conservation du volume, il est possible de calculer la courbe contraintes-déformations réelle à partir de résultats de tests coupons. Ainsi, la partie précédant l'avènement de la striction d'une courbe d'un test coupon peut être ajustée selon les relations suivantes (Matic 1985) afin d'obtenir la première partie d'une courbe contraintes-déformations réelles.

$$\varepsilon_{réel} = \ln(1 + \varepsilon_{coupon}) \tag{5.3}$$

$$\sigma_{réel} = \sigma_{coupon}(1 + \varepsilon_{coupon}) \tag{5.4}$$

Dans le cas étudié, une moyenne de trois tests coupon a été utilisée. Les données proviennent des tests coupon réalisés sur l'acier des plaques ayant servi à la fabrication des noyaux des diagonales ductiles confinées testées par Tremblay et Bolduc en 2003. Pour ces coupons F_y a été estimé à 369,5 MPa et E à 207,6 GPa.

Le résultat est l'obtention d'une courbe avec un décalage vers le haut et la gauche, décalage qui est proportionnel à la déformée, tel qu'illustré à la Figure 5.1.

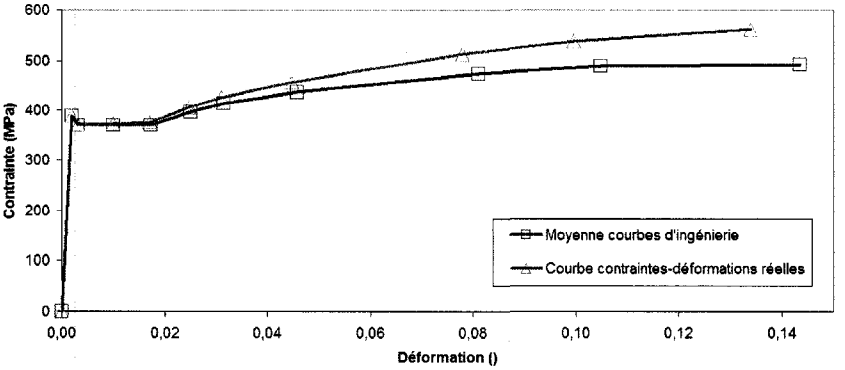


Figure 5.1 : Obtention de la courbe contraintes-déformations réelles avant la striction à partir d'une moyenne des résultats de trois tests coupon

La suite de la courbe, soit la partie après la striction et représentant l'état de la relation contraintes-déformations pour le matériau faisant partie même de la zone de striction, est obtenue à la suite d'un processus itératif incluant un modèle par éléments finis.

Le processus itératif consiste à prolonger la courbe contraintes-déformations réelles avant la striction. Dans l'étude présentée, une courbe de la forme exponentielle présentée à l'équation (5.5) est considérée :

$$\sigma_{réel} = \sigma_{réel_0} B(1 - e^{-A(\varepsilon_{réel} - \varepsilon_{réel_0})}) \tag{5.5}$$

Où :

$\sigma_{réel0}$, $\sigma_{réel}$ à l'initiation de la striction

$\varepsilon_{réel0}$, $\varepsilon_{réel}$ à l'initiation de la striction

B, paramètre de la courbe exponentielle influençant l'importance de l'écrouissage

A, paramètre de la courbe exponentielle influençant le taux d'écrouissage

Les paramètres A et B définissant l'allure de la courbe ne sont pas connus à priori. Ainsi, des valeurs raisonnables sont d'abord spécifiées et la courbe totale ainsi créée est utilisée pour définir le comportement des éléments du modèle numérique sur Abaqus. La réponse totale du coupon éléments finis est par la suite comparée à celle obtenue au laboratoire.

La difficulté ici est de provoquer le début de la striction au bon moment ainsi que de suivre fidèlement la baisse de la charge avant la rupture. Pour y parvenir, un ajustement des paramètres de la courbe exponentielle est nécessaire. Une fois l'ajustement réalisé, le modèle est lancé avec la nouvelle courbe. Le processus est répété jusqu'à obtention par éléments finis d'un comportement global du coupon reproduisant celui du test coupon réel. Dans le cas étudié, un comportement jugé adéquat a été obtenu à la cinquième itération.

Lorsque le comportement obtenu est satisfaisant, on peut considérer que la courbe contraintes-déformations réelles utilisée représente bien le matériau du coupon expérimental. La Figure 5.2 présente la courbe contraintes-déformations réelle obtenue après itérations. Les résultats d'analyse Abaqus obtenus avec cette courbe y sont aussi présentés et comparés avec la moyenne des courbes d'ingénierie obtenues expérimentalement. On note une excellente reproduction du comportement monotonique du coupon.

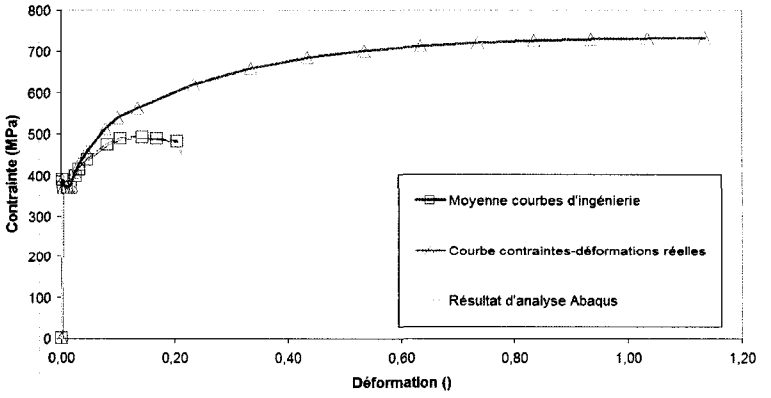


Figure 5.2 : Courbes contraintes-déformations finale avec résultat d'analyse

La courbe illustrée à la Figure 5.2 est présentée ci-dessous, au Tableau 5.1 :

Tableau 5.1 : Courbe contraintes-déformations réelles finale

Déformation ()	0,000	0,002	0,003	0,010	0,017	0,025	0,031	0,045	0,078	0,100	0,134
Contrainte (MPa)	0	389	371	373	376	407	427	457	513	540	563
Déformation ()	*0,234*	*0,334*	*0,434*	*0,534*	*0,634*	*0,734*	*0,834*	*0,934*	*1,034*	*1,134*	
Contrainte (MPa)	*620*	*659*	*685*	*702*	*714*	*722*	*727*	*731*	*733*	*734*	

Note : Les valeurs en italique sont celles provenant de l'extrapolation de forme exponentielle.

Dans la définition du matériau pour le modèle Abaqus, la partie élastique est séparée de la partie plastique, ainsi, les paramètres définis dans le modèle sont les suivants :

- Le module de Young : E = 207,6 GPa (tel que déterminé par tests sur coupon)
- Le coefficient de Poisson : v = 0,3
- La partie plastique de la courbe contraintes-déformations réelles, soit la courbe du Tableau 5.1, à laquelle on a soustrait la déformation élastique (σ /E)

Il est à noter qu'afin d'aider à la convergence des modèles, le pic de contrainte suivant la phase élastique et précédent le plateau plastique a été lissé pour la courbe de matériau utilisée dans Abaqus.

La courbe de comportement monotonique du matériau développée ci-dessus est utilisée dans l'étude paramétrique du Chapitre 8. De même son développement a aidé lors de la détermination des caractéristiques cycliques du matériau. La détermination des caractéristiques cycliques du matériau est présentée immédiatement après la description du modèle utilisé qui suit.

5.1.2 Description du modèle utilisé

Le modèle utilisé pour la détermination des caractéristiques monotoniques du matériau à partir des essais de traction monotonique sur éprouvettes est présenté ci-dessous. Le modèle a été réalisé sur Abaqus 6.6-3 (Dassault Systèmes 2007) et représente le prisme rectangulaire du test sur éprouvette avec des conditions aux frontières reproduisant le plus possible celles de la mâchoire du test physique.



Figure 5.3 : Modèle de coupon

Les dimensions sont les dimensions moyennes des trois tests coupons, soit :

- Longueur entre mâchoires : 203,5 mm
- Largeur : 39,87 mm
- Épaisseur : 12,67 mm

Tandis que les conditions frontières sont :

- Surface inférieure gauche : aucun déplacement possible
- Surface supérieure gauche : déplacement vertical (Y) possible
- Surface inférieure droite : déplacement longitudinal (Z) possible
- Surface supérieure droite : déplacement vertical et longitudinal possible

Un déplacement légèrement plus important que le déplacement maximal moyen des trois tests (44,96 mm), soit 46,0 mm est imposé aux surfaces inférieure et supérieure droite.

Plusieurs maillages ont été utilisés et une analyse de convergence a été réalisée. Les résultats de 3 maillages après convergence sont présentés ci-dessous à la Figure 5.4. Les résultats sont sensiblement identiques, indiquant alors que le résultat de l'analyse ne dépend pas du type de maillage utilisé une fois la convergence atteinte. Ainsi, les propriétés de matériau trouvées sont adéquates peu importe le maillage.

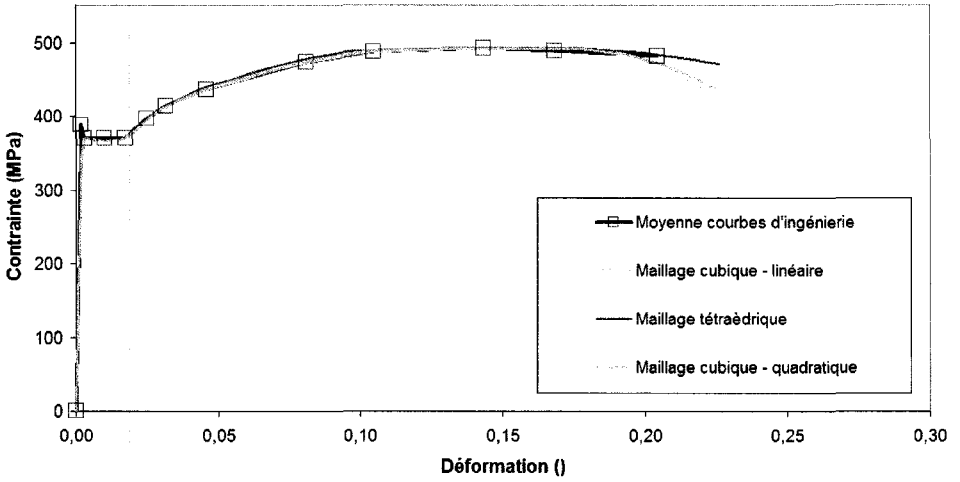


Figure 5.4 : Analyses de coupon, comparaison de résultats

Le premier maillage utilise des éléments C3D8R, des éléments cubiques linéaires à huit nœuds, avec intégration réduite et contrôle des déformées de type *hourglass*. Il est assez raffiné pour pouvoir représenter le comportement sur l'épaisseur du coupon. Ainsi, quatre éléments ont été considérés sur l'épaisseur ainsi que onze sur la largeur.

Le second maillage utilise des éléments C3D20, soit des éléments quadratiques à vingt nœuds. Le nombre d'éléments sur la largeur et la hauteur du spécimen est du même ordre de grandeur que celui qui sera utilisée pour les analyses plus complexes. Les éléments à interpolation quadratique étant plus performants que ceux à interpolation linéaire, un maillage de deux éléments sur la largeur et sur l'épaisseur a été suffisant pour atteindre la convergence.

Finalement, un maillage tétraèdrique fin a été utilisé uniquement pour valider le fait que ce sont les propriétés du matériau qui ont été déterminées, et que celles-ci sont indépendantes du type d'éléments utilisés.

La Figure 5.5 illustre la déformée finale et le maillage du modèle de coupon réalisé avec des éléments C3D8R. Cette figure présente aussi qualitativement la concentration des déformées plastiques dans le modèle ainsi que le début de la striction.

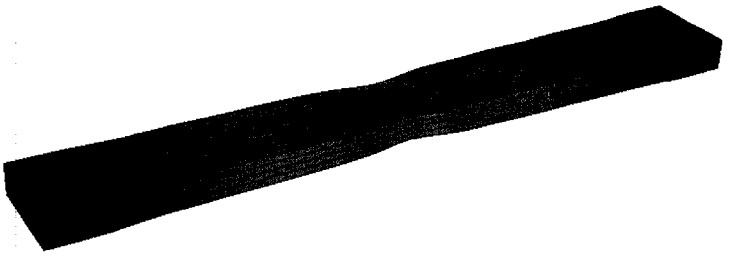


Figure 5.5 : Striction du coupon numérique – maillage cubique à interpolation linéaire

5.2 Essais de traction cyclique

La section qui suit présente la détermination des paramètres permettant de définir le comportement du matériau cyclique du noyau dans Abaqus. En effet, le noyau d'un spécimen de test subissant plusieurs cycles inélastiques, une caractérisation des propriétés cycliques est nécessaire. Le comportement du système de DDC complet étant fortement dépendant du comportement du noyau, celui-ci se doit d'approximer le mieux possible le comportement réel.

Pour déterminer les paramètres à utiliser, la même approche que pour le matériau monotonique sera utilisée, soit une comparaison itérative entre un modèle simple par éléments finis et des résultats expérimentaux. Comme aucun test cyclique n'a été réalisé sur des éprouvettes préalablement au programme expérimental de Tremblay et Bolduc, la calibration est réalisée à partir des résultats expérimentaux d'un test cyclique sur une diagonale entière. Pour ceci, il est considéré que la partie en traction de l'essai cyclique C1-1 sur une DDC avec système de retenue acier-mortier est représentative du comportement cyclique de l'acier du noyau. Autrement dit, il est considéré que le noyau entier de la DDC C1-1 est une éprouvette d'acier soumise à un chargement cyclique et que le système de retenue du spécimen n'a aucun effet en traction. La Figure 5.6 présente les déplacements imposés et résultats du spécimen C1-1.

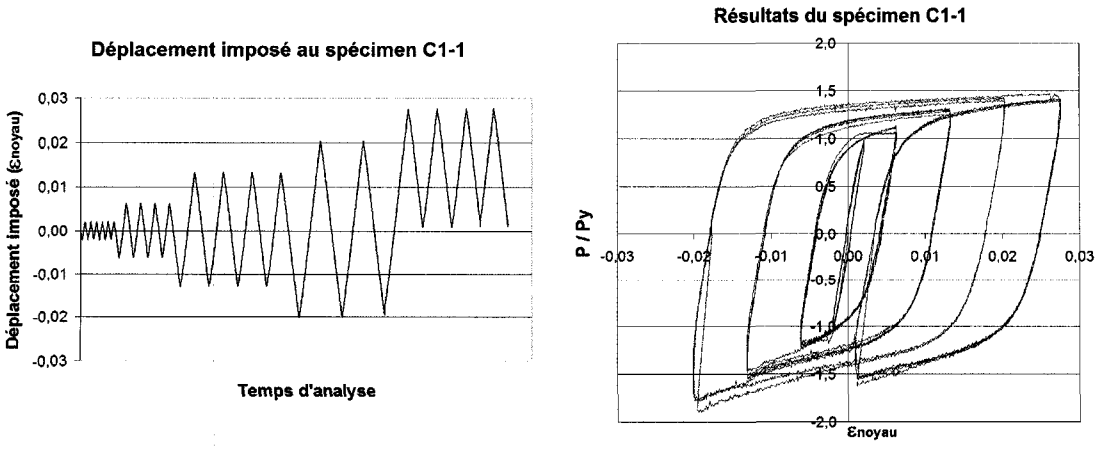


Figure 5.6: Déplacement imposé et hystérèse du spécimen C1-1 (Bolduc 2003)

5.2.1 Obtention des paramètres de matériau

Les possibilités de caractérisation cyclique de matériau offertes par Abaqus sont trop nombreuses pour être toutes testées dans le cadre de ce projet. Néanmoins, la littérature proposée en accompagnement du programme a permis de choisir une façon de définir le matériau qui pouvait convenir au projet. Celle-ci consiste en la définition séparée du comportement élastique, du comportement plastique ainsi que du comportement cyclique.

Le comportement élastique est, comme d'habitude, défini par le module de Young E et la limite élastique F_y, tel qu'illustré à la Figure 5.7. Le coefficient de Poisson dans le régime élastique doit aussi être défini.

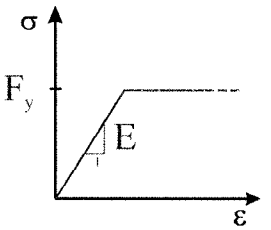


Figure 5.7: Paramètres du matériau élastique

Le comportement plastique lors d'un cycle, soit la manière dont croît la contrainte lors d'un cycle ou écrouissage cinématique est défini par un module d'écrouissage C et un facteur γ donnant le taux de changement du facteur d'écrouissage C. Les deux paramètres sont illustrés à la Figure 5.8. Il est à noter que le coefficient de Poisson en régime inélastique est de 0,5 afin d'assurer la conservation du volume de matériau après plastification.

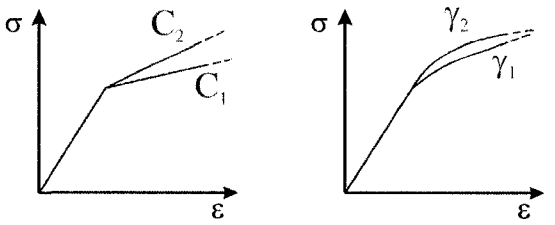


Figure 5.8: Paramètres de matériau plastiques

Le comportement cyclique entre les cycles, soit la manière dont croît la contrainte entre deux cycles subséquents ou écrouissage isotropique est défini par un facteur Q_∞ représentant la variation maximale dans la limite élastique et un facteur de taux de changement b. Le changement est de forme exponentielle, tel qu'illustré à la Figure 5.9. À la Figure 5.9, la déformation en abscisse est une déformation cumulative.

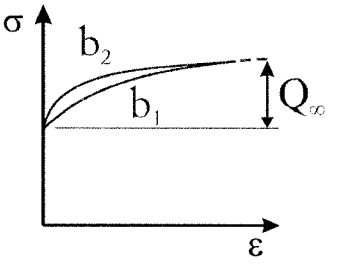


Figure 5.9: Paramètres de matériau cycliques

Les derniers paramètres Q_∞ et b peuvent être obtenus par itérations sur le modèle numérique. Aussi, ces paramètres peuvent être obtenus en connaissant la forme exponentielle utilisée par le programme et en reliant entre eux tous les points correspondant à des inversions de cycles et en traçant la courbe des contraintes atteintes selon la déformation cumulée.

Après itérations, les paramètres ont été ajustés afin d'obtenir le résultat à la Figure 5.10.

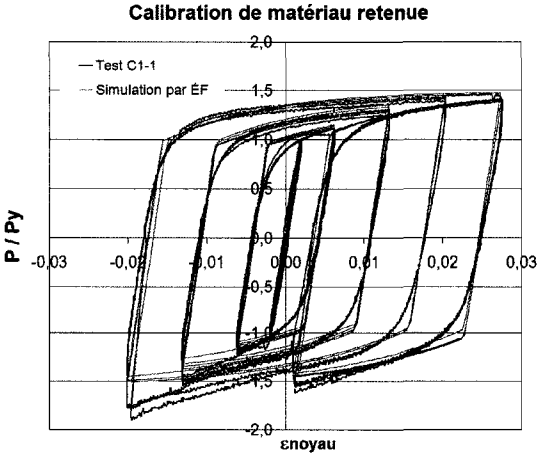


Figure 5.10: Calibration de matériau retenue

On remarque que le modèle numérique simple utilisé avec la définition du matériau cyclique proposée reproduit extrêmement bien le comportement cyclique de l'essai. Tant la rigidité initiale que les forces maximales atteintes sont bien représentés. L'écrouissage isotropique est très bien approximé. Seul l'écrouissage cinématique présente un point faible, l'effet de Bauschinger étant moyennement bien représenté. Ceci est dû à la limitation de la modélisation de matériau permise par Abaqus. Un seul paramètre de variation de l'écrouissage cinématique est permis et un compromis entre représentation adéquate de l'effet de Bauschinger et pente d'écrouissage fidèle a été nécessaire. De même, la définition du matériau ne permet pas de distinction entre le premier cycle et les cycles subséquents.

Il est intéressant de noter que la modélisation du matériau seul ne permet pas de représenter l'augmentation de capacité observée lors des cycles en compression du spécimen C1-1. Cette augmentation de capacité est due à la friction entre le noyau et le système de retenue latérale de la DDC.

Finalement, les paramètres retenus et utilisés pour le modèle ayant permis d'obtenir le résultat à la Figure 5.10 sont fournis au Tableau 5.2:

Tableau 5.2 : Paramètres de matériau cyclique retenus

Paramètre	Valeur retenue	Unités
E	200	GPa
F_y	370	MPa
ν	0,3	-
C	8	GPa
γ	75	-
Q_∞	110	MPa
b	4	-

Ces propriétés de matériau sont utilisées pour les modèles du Chapitre 5 et pour la validation du concept proposé du Chapitre 9.

5.2.2 Définition du matériau cyclique alternative

Il est important d'ajouter ici que la définition de matériau qui vient d'être présentée est une amélioration d'une définition précédente. Cette amélioration a été réalisée à la toute fin du projet dans le cadre de la rédaction d'un article pour la conférence STESSA 2009. Lors de la préparation de cet article, basé sur le Chapitre 5 de ce mémoire, le modèle complet reproduisant le spécimen S1-2 a été modifié. Ce mémoire ne présente que la version améliorée et finale du modèle reproduisant le spécimen S1-2. Néanmoins, les Chapitres 7 et 8 sont basés sur l'ancienne définition du matériau cyclique et il n'a pas été jugé nécessaire de les modifier. La section qui suit présente ainsi brièvement l'ancienne définition de matériau et la compare avec la définition de matériau présentée à la section précédente. Il est à noter que pour le Chapitre 9, présentant une validation du concept proposé, les analyses ont été refaites avec la nouvelle définition de matériau cyclique et ce, afin de permettre une comparaison directe avec le Chapitre 5.

La principale distinction entre la définition de matériau cyclique présentée à la section précédente et l'ancienne définition consiste dans l'usage de courbes afin de définir les paramètres du matériau cyclique plutôt que d'utiliser directement des paramètres. Ces courbes définissent l'écrouissage cinématique et isotropique du modèle.

L'approche utilisée afin de parvenir à une calibration des anciennes courbes de comportement de l'acier a aussi consisté en une approche d'essais et améliorations successives. En prenant comme point de départ une enveloppe de matériau monotonique provenant des tests de traction sur éprouvettes de Tremblay et Bolduc (2006), des améliorations successives ont été apportées afin de calibrer du mieux possible le comportement cyclique du modèle à celui mesuré expérimentalement. Le résultat final est représenté par les deux courbes d'écrouissage de la Figure 5.11.

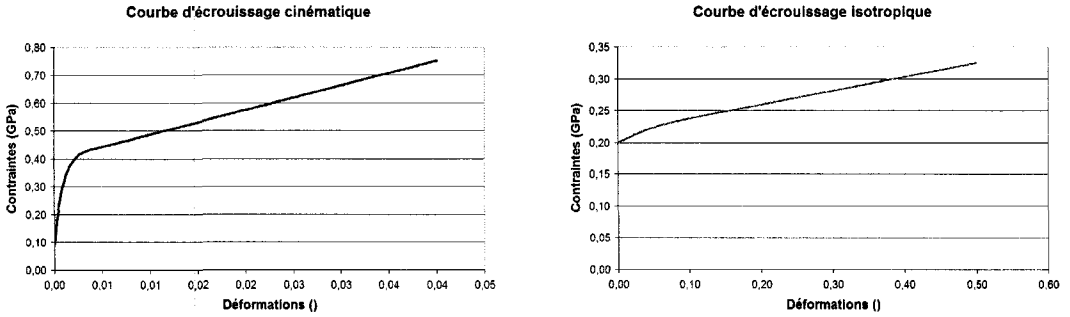


Figure 5.11: Courbes d'écrouissage du matériau cyclique

L'usage de ces courbes présente une difficulté supplémentaire lors de la calibration du matériau. En effet, Abaqus n'utilise pas directement les courbes telles qu'elles sont fournies mais dérive plutôt d'elles les paramètres C, γ, Q_∞ et b définis précédemment. Il n'y donc pas de lien direct entre le changement apportée à la courbe d'entrée et la variation du résultat fourni par le modèle. Dans de telles conditions, le compromis alors accepté présentait plus de points faibles que le compromis atteint lors de la seconde détermination des paramètres de matériau cyclique. La principale différence entre les deux définitions consiste en une sous estimation de la pente d'écrouissage à de grandes déformations, ou autrement, à l'utilisation de paramètres γ et b trop importants. Ceci a conduit les modèles utilisant l'ancienne définition à une striction prématurée.

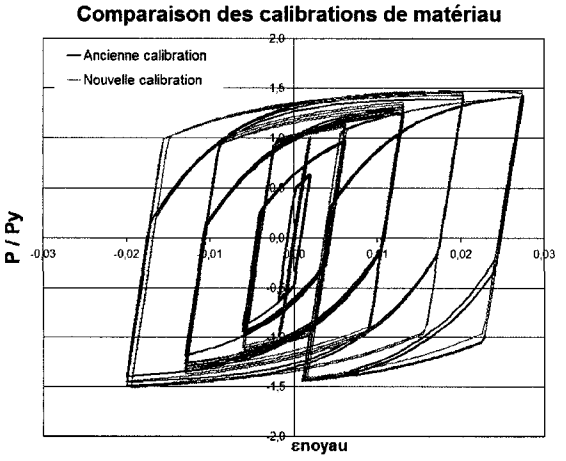


Figure 5.12: Comparaison entre la reproduction de l'essai C1-1 par l'ancien et le nouveau modèle de matériau

Bien que cette striction prématurée ne soit que très faiblement visible sur la Figure 5.12, on peut remarquer une légère baisse de la capacité en tension dans les derniers cycles. L'on peut néanmoins remarquer que le compromis accepté pour la première définition du matériau cyclique produit pour les derniers cycles une excellente approximation des capacités. De même la rigidité initiale considérée est la même. La principale différence dans la réponse est due au fait que la première définition approximait la réponse en surestimant l'effet de Baushinger tandis que la seconde définition le sous-estime.

Comme mentionné au début de cette section, cette définition de matériau alternative a été développée avant celle qui a été présentée première. Elle est utilisée aux chapitres 6 à 8. Malgré le fait qu'elle soit moins intéressante, il n'a pas jugé été nécessaire de refaire les analyses des chapitres 6 à 8 avec le nouveau matériau vu la faible différence pour les plages de déformations étudiées. De même, les tendances observées dans l'étude paramétrique sont considérées indépendantes de la définition exacte du matériau, et donc valides.

5.2.3 Description du modèle utilisé

Le modèle utilisé pour la détermination des caractéristiques cycliques du matériau à partir de la partie en traction de l'essais sur le spécimen C1-1 du programme d'essais de Tremblay et Bolduc est brièvement présenté ci-dessous. Le modèle a été réalisé sur Abaqus 6.6-3 (Dassault Systèmes 2007) et représente un huitième du prisme rectangulaire qu'est la partie ductile du noyau du spécimen. Les symétries sur la largeur, l'épaisseur et la longueur sont donc utilisées. Des conditions aux frontières reproduisant le plus possible celles fournies par la transition vers la zone élargie du noyau sont spécifiées. Ainsi les dimensions de la surface à la droite du modèle sont fixes, reproduisant la retenue offerte par la section élargie et permettant ainsi l'avènement de la striction.



Figure 5.13 : Modèle du quart du segment ductile du noyau du spécimen C1-1

Les dimensions sont celles d'un huitième du segment ductile du noyau, soit :

- Longueur totale : 1241,5 mm
- Largeur : 62,5 mm
- Épaisseur : 6,35 mm

Tandis que les conditions frontières sont :

- Symétrie sur la longueur (à gauche): déplacement longitudinal (Z) empêché
- Symétrie sur la l'épaisseur : déplacement sur l'épaisseur (Y) empêché
- Symétrie sur la largeur : déplacement sur la largeur (X) empêché

- Extrémité à droite: déplacement en X et Z empêché. Déplacement en Z imposé

Le maillage utilise des éléments C3D20, soit des éléments quadratiques à vingt nœuds. Le nombre d'éléments sur la largeur et la hauteur du spécimen est essentiellement le même que celui qui sera utilisé dans l'analyses du modèle complet reproduisant le spécimen S1-2, soit trois éléments sur la demi largeur, un élément sur la demi épaisseur et 39 éléments sur la demi longueur.

Aucun défaut de rectitude n'est spécifié étant donné que seul le comportement du matériau est d'intérêt ici.

5.3 Modèle S1-2 complet

Parmi les spécimens du programme d'essais de Tremblay et Bolduc (Bolduc 2003, Tremblay et al. 2006) qui a été présenté au Chapitre 3, le spécimen S1-2 a été choisi pour la modélisation. La géométrie détaillée du spécimen est présentée à la Figure 5.14.

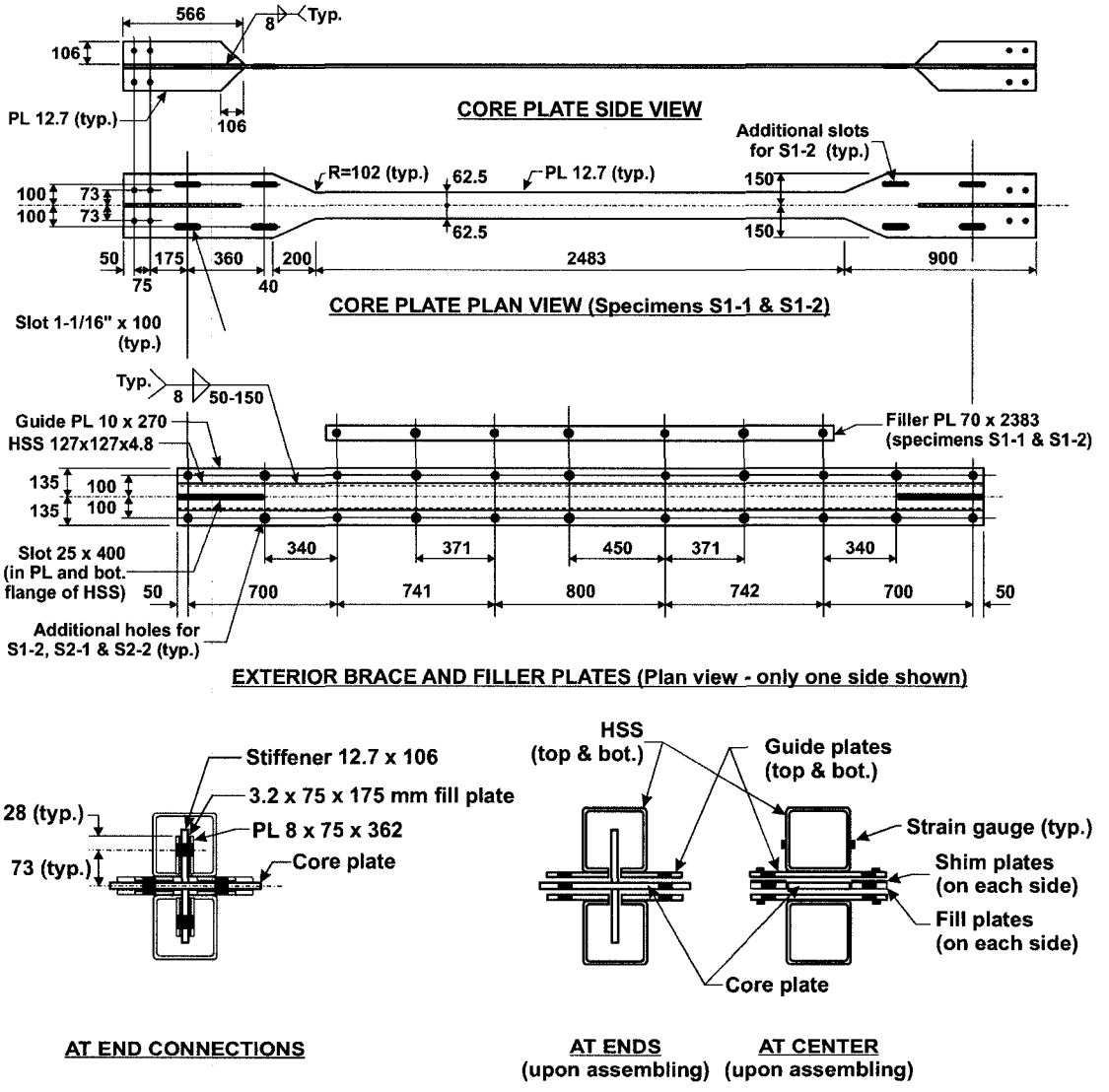
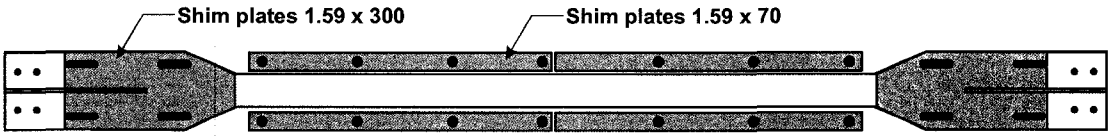


Figure 5.14 : Géométrie du spécimen S1-2 (tiré de Bolduc 2003)

La Figure 5.15 présente les plaques d'espacement utilisées ainsi que leur disposition. Ces plaques, ici d'une épaisseur de 1,59 mm sont nécessaires afin de permettre l'épaississement du noyau par effet de Poisson. Le montage de la diagonale ainsi que son installation dans le cadre d'essais horizontal sont présentés à la Figure 5.16.



SHIM PLATES SPECIMEN S1-2

Figure 5.15: Disposition des plaques d'espacement utilisées

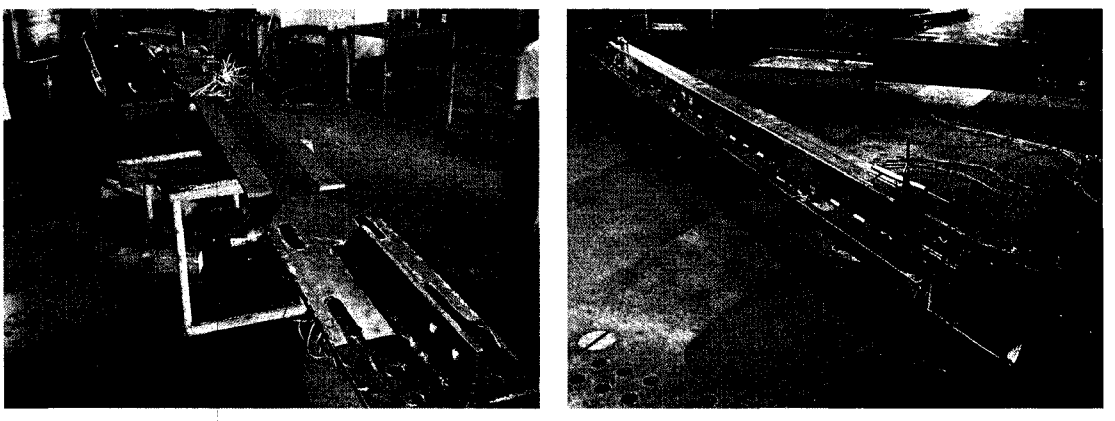


Figure 5.16: Montage du spécimen S1-2 (tiré de Bolduc 2003)

Le spécimen S1-2 a été choisi étant donné qu'il a présenté un comportement presque adéquat mais avec quelques problèmes pour lesquels on pouvait rechercher la source et la solution. Ainsi, bien qu'ils présente une courbe hystérétique pleine, illustrée à la Figure 5.17, le spécimen a connu, hormis pour les premiers cycles à faible amplitude, une augmentation non désirable de capacité en compression. Comme expliqué plus tôt, cette augmentation de capacité en compression entraîne un débalancement des efforts maximaux et une diminution de l'attrait du système à cause des plus importantes charges devant être transférées aux éléments protégés lors d'un dimensionnement par capacité.

Pour ce spécimen, comme prévu le flambement du noyau s'est produit dans un mode élevé et dans l'espace libre qui a été laissé entre le système de retenue latérale et le noyau. Néanmoins, malgré la retenue apportée par le support latéral, l'amplitude des déformations a cru et il y a eu augmentation de la force de contact et des charges axiales transférées au support latéral. Ceci a conduit à une concentration des déformations dans les extrémités du segment ductile et à un coincement du noyau à ses extrémités. À la fin du protocole, malgré l'imposition d'un déplacement d'une amplitude constante, la capacité en compression augmentait à chaque cycle, indiquant un phénomène de blocage s'amplifiant avec les répétitions des cycles de chargement.

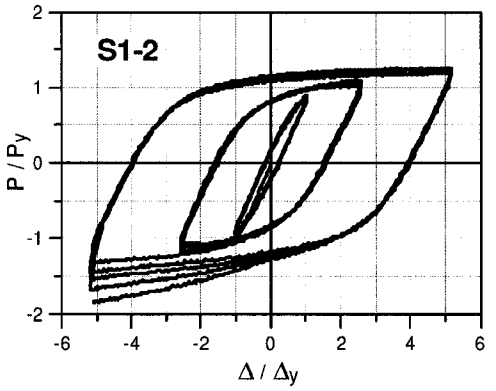


Figure 5.17: Hystérèse du spécimen S1-2 (Bolduc 2003)

Après l'essai, le spécimen S1-2 a été démonté et les observations suivantes on pu être faites sur le noyau. D'abord, la Figure 5.18 présente la déformée résiduelle mesurée. L'échelle verticale est amplifiée par 10 sur cette figure.

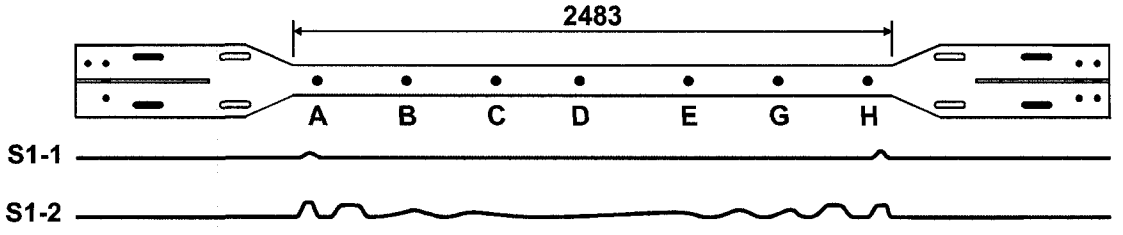


Figure 5.18: Déformée résiduelle du noyau (x 10)

On remarque que les plis de flambement local du noyau étaient plus rapprochés aux extrémités du noyau qu'en son centre. De même l'amplitude des plis était plus importante aux extrémités qu'au centre. La Figure 5.19 présente des photos du noyau après l'essai.

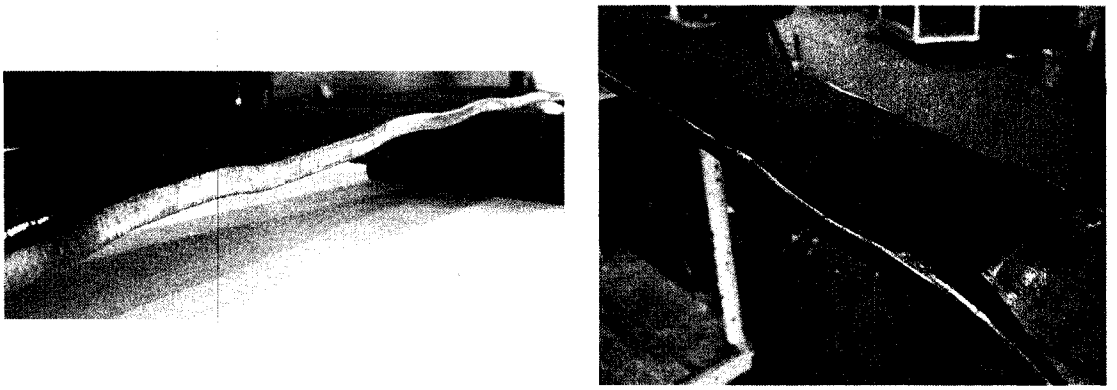


Figure 5.19: Noyau du spécimen S1-2 après démantèlement à la fin du test (Bolduc 2003)

On y remarque encore une fois les plis dans le noyau mais aussi des évidences du contact du noyau avec le système de retenue latérale. Ainsi l'image de droite à la Figure 5.19 présente des surfaces au sommet de plis qui ont été polies par le frottement lors du va et viens du protocole de chargement. Finalement, non seulement l'amplitude des plis a été mesurée mais aussi les variations des dimensions du noyau. Ainsi il a été observé que la section du noyau avait rétréci en son centre tandis qu'elle avait grossi aux extrémités. Les résultats de ces mesures sont présentés plus loin lors d'une comparaison avec les résultats de la simulation numérique.

Dans le but, entre autres, de reproduire ces comportements observés, le modèle réalisé est complet et il se veut le plus réaliste possible de façon à représenter toutes les caractéristiques du comportement des DDC, tout en restant raisonnable en durée des analyses vue les capacités de calcul disponibles.

Ainsi, tous les aspects particuliers aux DDC y sont représentés, dont :

- Support flexible avec rigidité locale entre deux boulons
- Flambement du noyau et contact avec friction
- Comportement cyclique du matériau

Ces aspects du comportement étant représentés, le modèle permet ainsi d'observer des comportements qui ont été vus sur les spécimens expérimentaux, dont :

- Épaississement du noyau à ses extrémités et amincissement du noyau en son centre,
- Plis du noyau plus rapprochés aux extrémités
- Augmentation de la force transférée au support lors d'une série de cycles de même amplitude

En premier lieu est présentée la façon dont le modèle a évolué et la justification des simplifications inhérentes au modèle. Vient ensuite une description détaillée du modèle ainsi que la justification du maillage et des éléments utilisés. La description du modèle est suivie par la définition des matériaux et des paramètres d'analyse utilisés. Les résultats disponibles sont finalement présentés ainsi que, lorsque possible, la comparaison avec les résultats expérimentaux. La section est close par une discussion et un résumé.

5.3.1 Évolution du modèle

Le modèle présenté dans le présent chapitre est le fruit d'une évolution. En effet, plusieurs étapes de modélisation ont été nécessaires afin de parvenir au modèle final. La présentation de toutes les étapes afin de parvenir au modèle final n'est pas pertinente, la plupart des modèles ayant été réalisés afin d'apprendre à utiliser Abaqus ou afin de valider des approches. Ainsi seuls des commentaires importants pouvant être retenus de cette évolution du modèle sont présentés.

Les premiers modèles consistaient en un noyau retenu par un système de retenue réalisé en une seule pièce. Ce premier système de retenue monolithique est illustré par une coupe avec perspective à la Figure 5.20. On y remarque que les deux tubes sont liés entre eux par un connecteur continu sur la longueur, pour ne former qu'une seule pièce.

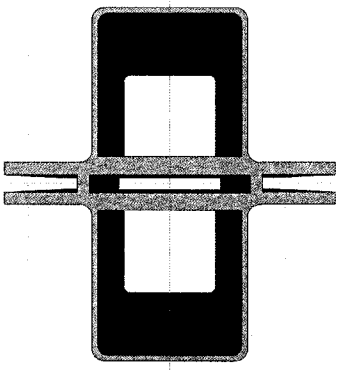


Figure 5.20: Système de retenue latérale monolithique

Ces modèles utilisaient une enveloppe de comportement du matériau du noyau basée sur le comportement monotonique déterminé à la section précédente. Le comportement cyclique de ces modèles n'incluait pas l'effet de Bauschinger et les courbes hystérétiques obtenues étaient très carrées. De plus, l'écrouissage cyclique (isotropique) n'était pas représenté. La Figure 5.21 montre une comparaison entre les premiers résultats d'analyse cyclique et les résultats expérimentaux.

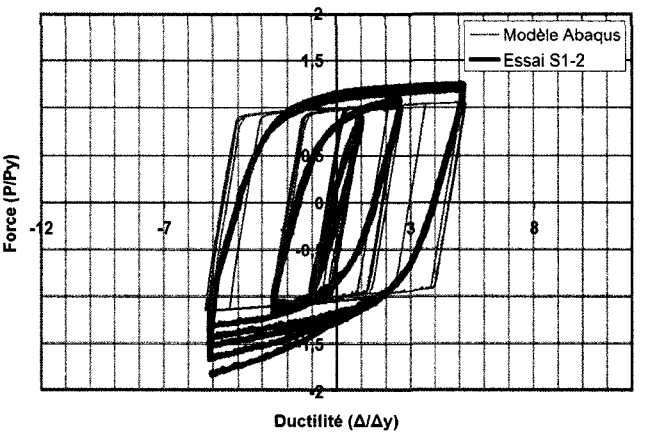


Figure 5.21 : Courbes hystérétique du premier modèles de l'essai S1-2

Ces modèles ne permettaient pas de représenter le coincement du noyau dans le support et ainsi l'augmentation de la charge axiale transférée au support latéral à chaque cycle. Ils ont néanmoins permis de remarquer l'importance de la définition des caractéristiques cycliques du matériau.

Une fois les caractéristiques cycliques du matériau améliorées, il est apparu que la considération d'un système de retenue réalisé en une seule pièce ne permettait pas de représenter fidèlement le comportement observé expérimentalement. Les modèles avec système de retenue monolithique, malgré la considération de la friction entre les éléments, ne permettaient pas de reproduire fidèlement l'augmentation de la capacité en compression.

Un second groupe de modèles a donc été développé. Cette seconde génération de modèles incluait la considération de la rigidité locale des supports latéraux. Ainsi, les deux moitiés des supports latéraux illustrés à la Figure 5.14 ont été modélisées séparément. Ces moitiés étaient reliées entre-elles à l'emplacement des boulons par des connecteurs rigides. Des connecteurs rigides ont été considérés étant donné que l'on s'attendait à ce que la rigidité des boulons utilisés soit très importante face à la rigidité des supports latéraux. De même, on s'attendait à ce que les forces axiales dans les boulons soient très petites par rapport à leur capacité. Finalement, étant donné qu'un

serrage des boulons est effectué sur les DDC réelles, on ne s'attend pas à des déformations significatives dans les boulons, comportement proche d'une rigidité parfaite. Après analyse, il s'est avéré que les forces dans les connecteurs étaient faibles et qu'une rigidité infinie pour ceux-ci était une simplification sans grandes conséquences. De plus, la désolidarisation partielle des moitiés de support latéral a permis d'observer sur les modèles numériques l'ouverture entre les supports qui a été observée expérimentalement. Cette ouverture des supports a permis de représenter le coincement du noyau à ses extrémités.

De cette évolution des modèles, il s'est avéré que la modélisation précise du comportement cyclique du matériau du noyau est primordiale. Ainsi le matériau doit inclure l'effet de Bauschinger ainsi que des paramètres d'écrouissage cyclique. La modélisation séparée des supports latéraux est aussi essentielle à la reproduction du comportement des DDC en acier, du moins pour des supports latéraux à la rigidité locale assez faible. L'importance de la rigidité locale quant au comportement des DDC est aussi montrée. De plus, l'utilisation de connecteurs rigides afin de modéliser les boulons de connexion entre les deux moitiés des supports latéraux s'avère une simplification sans impact significatif.

Le modèle retenu ainsi que ses résultats sont présentés dans les sections suivantes.

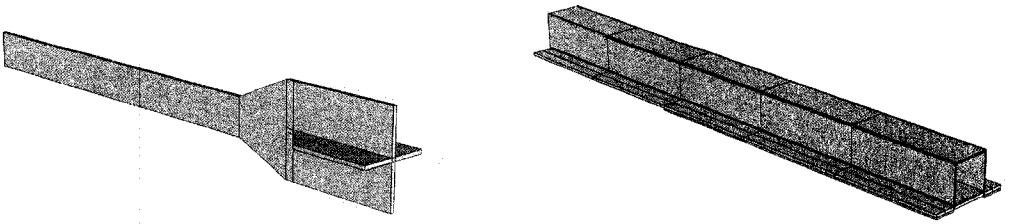
5.3.2 Description détaillée du modèle retenu

Le modèle retenu reprend la géométrie de l'essai S1-2 de la série d'essais de Tremblay et Bolduc (2006). La géométrie du noyau est directement tirée de la géométrie du spécimen présentée à la Figure 5.14. Le modèle inclus le noyau, les deux moitiés du système de retenue latérale, les plaques de retenue dans le plan, les plaques d'espacement de 1,6 mm d'épaisseur ainsi que les boulons de connexion.

Le modèle profite de la symétrie du système et ne représente donc qu'une moitié de la DDC sur la longueur. La symétrie sur la largeur n'a pu être utilisée étant donné la présence d'un défaut de rectitude dans le plan. La section modélisée s'arrête au début de la connexion, soit à 300 mm des extrémités. La longueur totale du modèle est donc de 1482 mm. La modélisation inclus les raidisseurs mais ne comprend pas les différentes ouvertures. Il a été jugé que la longueur des raidisseurs considérée était suffisante pour imposer les déplacements de manière réaliste sans alourdir le modèle. Des défauts de rectitude sont spécifiés hors plan et dans le plan du noyau, la grandeur de ceux-ci est respectivement de 0,795 mm et 1,0 mm. Leur forme s'approche d'un demi-sinus. La taille du défaut hors plan est égale à la moitié de l'espacement fourni de 1,59 mm et ne sert qu'à initier le flambement du noyau. La taille du défaut dans le plan a été fixée arbitrairement de façon à ce que le noyau avec la déformée initiale reste entre ses supports mais que le flambement dans le plan soit aussi initié. La taille de l'espacement hors plan entre le noyau et les plaques de support dans le plan est de 5 mm. Cette dimension est la meilleure estimation de l'espacement réellement présent lors des essais; elle est tirée des dessins de fabrication et a été comparée aux espacements visibles sur des images du montage final.

Les différents éléments du système ont été réduits à trois composantes principales, le noyau, ainsi que deux autres éléments représentant les supports latéraux. Les trois éléments sont illustrés à la Figure 5.14. Les supports latéraux incluent chacun une moitié des plaques de support dans le plan du noyau et une moitié des plaques d'espacement.

En liant entre eux les supports dans le plan et hors plan il devient impossible de représenter d'éventuelles lacunes dans le système de retenue latérale dans le plan, étant donné que la capacité de celui-ci est fortement augmentée par la liaison avec le système de retenue hors plan. Néanmoins, cette simplification n'a pas été considérée comme une limite importante dans ce projet, car aucun problème n'a été noté lors des essais expérimentaux avec la retenue dans le plan.



Noyau *Élément de support latéral*

Figure 5.22 : Éléments du modèle S1-2 complet

Le noyau et les deux supports latéraux sont assemblés pour former une demi-DDC sur la longueur. Des connecteurs possédant un seul degré de liberté axial sont utilisés pour représenter les boulons reliant les deux moitiés de support latéral. La Figure 5.23 illustre le connecteur. Il est à noter, qu'aucun jeu initial ou amortissement n'est spécifié à l'élément, celui-ci n'étant défini que rigide.

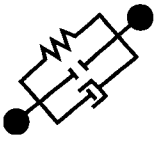


Figure 5.23 : Lien de modélisation des boulons

Les connecteurs, au nombre de 12, représentent la rangée de boulons centraux, les trois rangées de boulons autour du segment ductile ainsi que les deux rangées de boulons sur la partie élargie du noyau, tel qu'indiqué à la Figure 5.24.

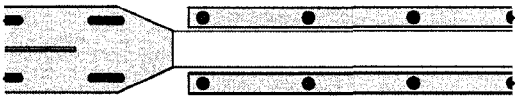


Figure 5.24 : Boulons modélisés par connecteurs axiaux

La Figure 5.25 présente le modèle une fois assemblé :

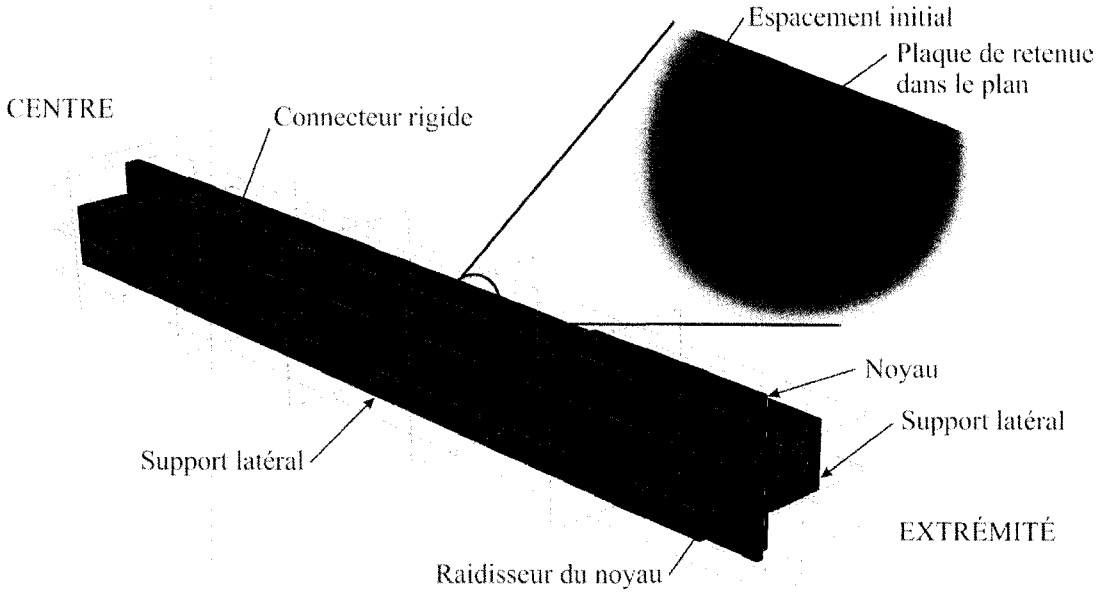


Figure 5.25: Modèle assemblé et annoté

Une seule propriété de contact est définie et est utilisée pour toutes les interactions de contact du modèle. Celle-ci consiste en un contact rigide dans la direction normale aux surfaces. La séparation des surfaces est permise après contact. Dans la direction tangentielle aux surfaces, un contact avec pénalité est spécifié. Deux modèles identiques mais avec deux coefficients de friction différents ont été réalisés, les coefficients de friction sont $\mu = 0,3$ et $\mu = 0,6$. Les deux coefficients ont été définis comme constants, ou donc indépendants de la pression de contact. La friction a été définie isotropique, donc indépendante de la direction des forces en jeu. La valeur de 0,3 est choisie comme étant une valeur communément utilisée dans des applications en génie civil pour un contact acier-acier. Néanmoins, les utilisations en génie civil profitent généralement de

la friction pour assurer une capacité et cette valeur peut être trop basse par conservatisme dans ces applications. Une valeur de 0,6 est donc aussi considérée. Celle-ci peut sembler élevée pour un contact acier-acier. Il faut savoir que cette valeur a été calibrée avec le modèle numérique afin que celui-ci représente environ les forces de friction observées expérimentalement. Plusieurs mesures de coefficients de friction acier-acier fournissant des coefficients de frictions au dessus de 0,6 ont aussi été recensées. Le *Handbook* de l'ASM (ASM 1992) donne une valeur de coefficient de friction cinématique entre deux surfaces d'acier doux de 0,62. Le *Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers* (Avalone et al. 2006) fournit une valeur de 0,78 pour un coefficient de friction statique acier-acier entre des surfaces propres et sèches.

De plus, de nombreux travaux tribologiques considèrent une augmentation des coefficients de friction avec l'augmentation de la pression de contact, jusqu'à une certaine limite de pression, où les coefficients de friction redescendent. Ceci est expliqué par le fait qu'une augmentation de la pression fait entrer en contact plus d'aspérités des surfaces en contact, jusqu'à une pression maximale qui brise les aspérités et fait redescendre le coefficient de friction. Les travaux de Javadi (Javadi et al. 2006) ont, entre autres, permis d'observer de telles variations des coefficients de friction avec l'augmentation des pressions de contact. Leurs travaux effectués sur une paire de friction acier-aluminium, ont permis d'observer un coefficient de friction passant de 0,2 sous faible pression normale à près de 0,8 sous une pression normale de 160 MPa, tel qu'illustré à la Figure 5.26. Les mécanismes expliquant l'augmentation du coefficient de friction étant reliés aux aspérités des surfaces en contact, tout porte à croire qu'une telle augmentation des coefficients de friction avec la pression de contact est aussi présente pour une paire de friction acier-acier.

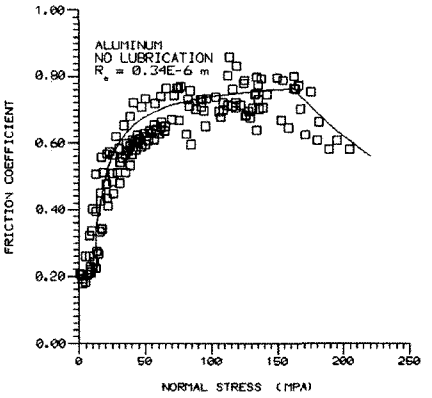


Figure 5.26 : Coefficient de friction aluminium-acier selon la pression (tiré de Javadi 2006)

À la vue de tels résultats, et sachant que des pressions considérables peuvent se développer lors du contact entre le noyau et le système de retenue latérale, il appert qu'une valeur de 0,6 pour un coefficient de friction peut être plausible.

La propriété de contact a été imposée aux paires de surfaces entre le noyau et le système de retenue, et ce, sur les quatre bords du noyau, tel qu'illustré à la Figure 5.27.

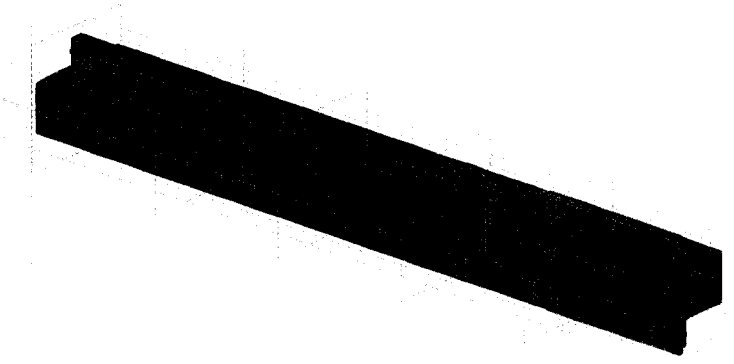


Figure 5.27 : Surfaces avec conditions de contact

Ainsi, le seul contact possible en réalité et qui n'a pas été représenté est celui entre le système de retenue et les raidisseurs du noyau. En effet, pour fins de simplicité, les systèmes de retenue ne possédaient pas la découpe nécessaire pour accepter les raidisseurs du noyau. Une coupe de la section élargie du noyau et présentant la découpe

nécessaire dans les plaque et tubes du système de retenue latérale est présentée à la Figure 5.28.

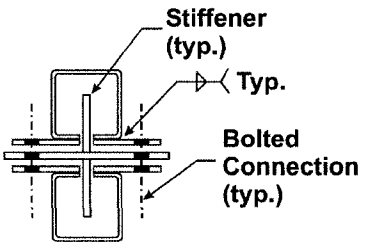


Figure 5.28 : Découpe des tubes de support pour accommoder les raidisseurs (Tremblay et al. 2006)

Ainsi, dans le modèle numérique, le raidisseur du noyau pouvait pénétrer dans le tube du support sans créer d'efforts. Une telle approche a été adoptée car on désirait négliger tout éventuel blocage mécanique du système causé par un mauvais comportement de la section de transition du noyau et se concentrer sur le comportement du segment ductile du noyau. De plus, le gain de rigidité modélisé à cause du manque de la découpe n'est pas considéré significatif étant donné que cette augmentation de rigidité est fournie à un endroit non critique du support et relativement loin de tout comportement intéressant du noyau.

Les conditions de retenue imposées au modèle visaient la reproduction des conditions expérimentales. On peut les séparer en deux types. D'abord celles visant la modélisation de la symétrie à l'extrémité de la moitié de la DDC modélisée et représentant le milieu de la DDC complète. Celles-ci consistaient en un blocage des déplacements dans l'axe longitudinal (X) de la diagonale sur toutes les surfaces au plan de symétrie, soit celles du noyau et des supports latéraux, tel qu'illustré à Figure 5.29.

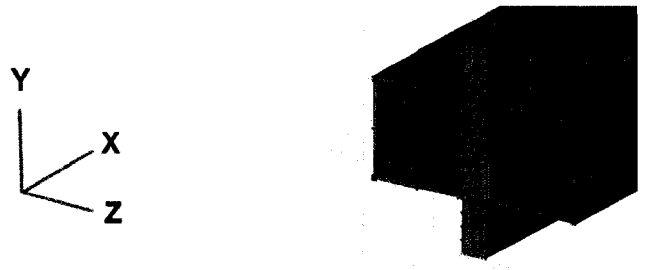


Figure 5.29 : Surfaces avec conditions frontières de symétrie

Le second type de conditions de retenue consiste en conditions modélisant la retenue offerte par la connexion aux deux extrémités de la DDC. Pour le modèle, il a été considéré que la connexion au gousset fournit une retenue complète dans le plan perpendiculaire à l'axe de la diagonale. Ainsi, uniquement le centre du noyau a été restreint dans les directions Y et Z, tel que montré à la Figure 5.30.



Figure 5.30 : Retenue de l'extrémité du noyau à la connexion

Seul le centre du noyau a été retenu afin d'éviter l'ajout de contraintes dans le plan Y-Z lors de l'application d'un déplacement imposé au noyau selon la direction X.

Le déplacement imposé au noyau a été appliqué dans l'axe longitudinal de la diagonale (Axe X) sur toute l'extrémité du noyau, soit la partie élargie du noyau et son raidisseur, tel qu'illustré à la Figure 5.31. Ainsi, il a été considéré que la connexion et le gousset empêchaient entièrement la rotation du noyau à son extrémité, tant autour de l'axe Y que de l'axe Z.



Figure 5.31 : Zone d'application du déplacement imposé du noyau

La grandeur du déplacement imposé correspond à environ la moitié du déplacement imposé lors de l'essai S1-2 de Tremblay et Bolduc (2006), étant donné que seule la moitié de la diagonale est modélisée et que le Δ_y calculé pour le protocole de chargement était basé sur un F_y de 399 MPa, au lieu des 370 MPa mesurés sur l'acier du noyau. Le déplacement cyclique imposé correspond donc à 6 cycles à Δ_y = 2,92 mm, suivi de quatre cycles à 2,5 Δ_y = 7,30 mm, quatre cycles à 5Δ_y = 14,6 mm et un début de cycle en compression à 8Δ_y = 23,4 mm, cycle durant lequel l'essai a été arrêté à 5Δ_y = 14,6 mm. La Figure 5.32 présente le protocole de déplacement imposé. Il est à noter que le début du chargement survient en compression avec des valeurs de déplacement négatives.

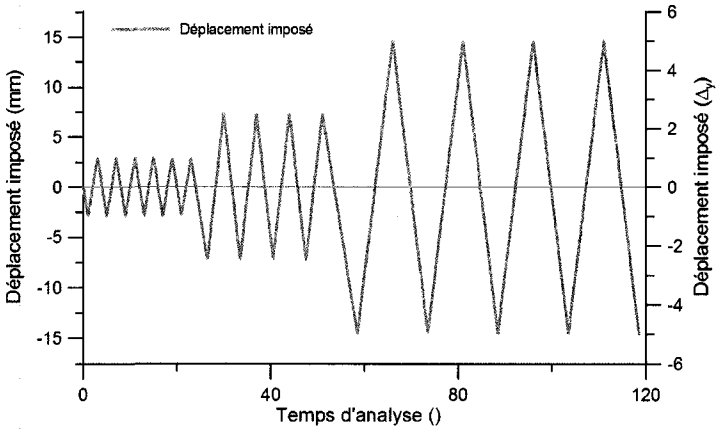
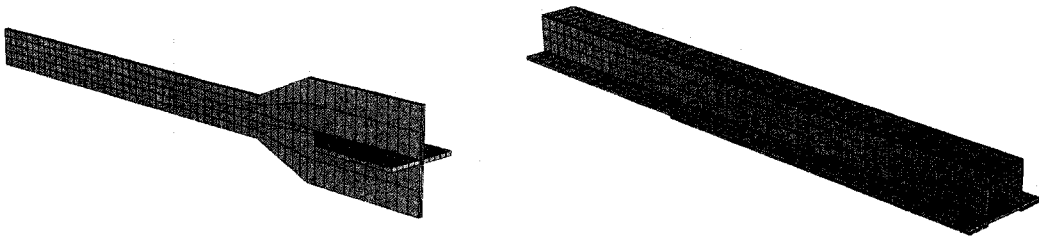


Figure 5.32: Déplacement imposé

5.3.3 Maillage et choix d'éléments

Le maillage des éléments du modèle est choisi afin de tenter d'obtenir des résultats d'une qualité raisonnable tout en évitant des temps de calcul excessifs. Un maillage plus fin est choisi pour le noyau par rapport au maillage du support latéral, étant donné que le support reste élastique et que ses déformations sont faibles.

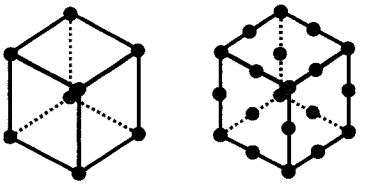


Maillage du noyau
670 éléments
Pire ratio long/largeur = 11,3 (en dehors de L_d)

Maillage du support latéral
1233 éléments
Pire ratio long/largeur = 8,7

Figure 5.33 : Maillage des éléments du modèle

Le maillage du support latéral est réalisé d'éléments C3D20 : des briques quadratiques de 20 nœuds illustrées à la Figure 5.34. Les éléments C3D20 sont choisis étant donné que des éléments cubiques se prêtent bien au maillage d'une géométrie principalement parallélépipédique et que leur performance est bonne pour des temps d'analyse raisonnables. Dans les sections fléchies de la plaque de base des supports, au moins deux épaisseurs d'éléments sont utilisées.



C3D8 C3D20

Figure 5.34 : Maillages cubiques utilisés

Le maillage du support latéral peut apparaître grossier à première vue. Il faut néanmoins noter que les éléments quadratiques sont performants, que les supports latéraux restent

dans le domaine élastique tout au long de l'analyse et surtout, que seuls les déplacements sont pertinents dans ces analyses. La convergence des déplacements est rapide, comme montré sur des exemples semblables au Chapitre 7, et surtout ceci justifie le maillage utilisé. L'usage d'éléments coque a été envisagé pour représenter les sections minces et gagner sur la précision et le temps de calcul mais a été rejeté étant donné la complexité supplémentaire que ces éléments ajouteraient à la création du modèle. En effet, les éléments coque n'ayant pas d'épaisseur physique, la définition des contacts sur les surfaces réelles ainsi que le suivi de l'épaississement du noyau aurait été plus ardu qu'avec les éléments briques tridimensionnelles.

Les mêmes éléments C3D20 ont été utilisés pour le noyau, mais avec un maillage sensiblement plus fin. Le maillage plus fin permet une géométrie plus régulière des éléments et donc un meilleur comportement. La considération des mêmes éléments pour les paires de contact a aussi l'avantage d'assurer la compatibilité des contacts.

Le Tableau 5.3 résume les principales caractéristiques des éléments considérés pour le noyau avec leurs avantages et inconvénients respectifs. La présentation des éléments est suivie de la définition des principaux problèmes pouvant être rencontrés avec les éléments autres que C3D20.

Tableau 5.3 : Avantage et inconvénient des maillages considérés

C3D20	C3D8	C3D8R	C3D10
Cubique à 20 nœuds – Second ordre	Cubique à 8 nœuds – Premier ordre	Cubique à 8 nœuds – Premier ordre à intégration réduite	Tétraèdre à 10 nœuds – Second ordre
Précision plus élevée que les éléments linéaires	Temps de calcul réduit par rapport au C3D20	Temps de calcul réduit par rapport au C3D8	Moins sensible à la distorsion que les maillages cubiques
Modélisent une surface courbe avec moins d'éléments	Risques blocage en cisaillement pour éléments soumis à une flexion	Nécessitent un maillage fin pour éviter le *hourglassing*	Peuvent mailler des géométries très complexes
Risques de blocages volumétriques – peut être reconnu à la présence d'un motif en échiquier des contraintes de pression, problématique surtout pour les matériaux parfaitement incompressibles		Recommandés pour de grandes déformations, ou de forts gradients de déformations	Plus coûteux en temps de calcul pour une même précision que les éléments cubiques
Permettent de capturer de forts gradients		A utiliser si le maillage est distordu	
Très efficaces pour des problèmes principalement de flexion			

Le blocage en cisaillement est un problème numérique introduisant des contraintes de cisaillement artificielles dans certains éléments, comme les éléments solides de premier ordre à intégration complète. Ces éléments ont un comportement trop rigide en flexion et les résultats obtenus avec ceux-ci peuvent être erronés.

Le *hourglassing* est un problème numérique présent pour les éléments à intégration réduite. Il consiste en la possibilité d'obtenir un mode de déformation à énergie nulle, ce qui est physiquement irréaliste. Un maillage trop grossier d'éléments à intégration réduite peut conduire à des modèles trop flexibles, voire à des résultats insensés.

L'exemple d'une poutre en porte-à-faux étudié par Eric Qiuli Sun dans son article *Shear Locking and Hourglassing in MSC Nastran, ABAQUS, and ANSYS*, (Sun 2001) présente

qu'un maillage grossier d'éléments C3D8 sous-estime grandement les flèches, un même maillage avec des éléments C3D8R surestime fortement les flèches. Néanmoins, un maillage, même grossier, utilisant des éléments C3D20, produit des résultats très acceptables. En effet, seule une erreur de 3% est observée sur une poutre constituée uniquement de trois éléments placés sur la longueur de la poutre à la queue leu leu. En augmentant le maillage, les modèles convergeaient néanmoins tous, plus ou moins rapidement, vers la solution analytique exacte. Le même type d'observations est noté lors de l'étude de convergence en vue de l'étude paramétrique de la rigidité locale des sections de support, étude réalisée au sixième chapitre.

Étant donné la difficulté à réaliser une étude de convergence sur un modèle de la complexité proposée, la convergence obtenue pour le noyau du modèle simplifié du septième chapitre est considérée transposable au modèle complet S1-2. Le même maillage qui a fourni la convergence du modèle simplifié est donc considéré adéquat pour le modèle complet.

Avec les éléments et les maillages considérés, l'analyse complète du chargement cyclique nécessite près de quatre journées complètes de temps de calcul sur un processeur Intel Core2 à 2,13GHz appuyé par 2Gb de mémoire RAM.

5.3.4 Définition des matériaux

Deux matériaux différents ont été utilisés dans le modèle, un pour les supports latéraux et un autre pour le noyau.

Pour fins de simplicité et puisqu'il n'y a pas eu de caractérisation des matériaux réalisée pour les plaques et tubes des supports latéraux des tests de Tremblay et Bolduc (2006), un seul matériau standard a été spécifié pour le système de retenue latérale. Il s'agissait d'un acier avec E = 200 GPa, F_y = 350 MPa et F_u = 450 MPa à une déformée de 20%. Les supports latéraux restant élastiques, une définition plus poussée du matériau était inutile. Néanmoins, une définition du type d'écrouissage était nécessaire; un écrouissage de type isotropique a été choisi.

Le matériau du noyau a quant à lui fait l'objet d'une étude plus approfondie présentée en 5.3. Les paramètres utilisés ont été résumés au Tableau 5.2.

5.3.5 Description des paramètres d'analyse

L'analyse réalisée est de type statique non-linéaire. Une analyse statique a été utilisée étant donné que celle-ci se voulait une reproduction des essais réalisés au laboratoire, essais ayant été réalisés à basse vitesse. Dans une telle analyse, les effets de l'inertie sont négligés. De plus, les effets dépendant du temps, tels que des effets de fluage ou des caractéristiques viscoélastiques sont ignorés. Néanmoins, l'analyse permet de considérer les non-linéarités de matériau ainsi que les non-linéarités géométriques.

L'analyse statique possède néanmoins un "temps d'analyse" qui n'a aucun lien avec la durée de calcul de l'analyse ou un temps physique durant lequel serait appliqué un chargement. Le temps d'analyse est uniquement une référence adimensionnelle et arbitraire utilisée comme mesure d'avancement de l'analyse. C'est ce même temps d'analyse qui est utilisé pour déterminer la taille des pas d'analyse ou l'abscisse d'une amplitude de chargement. Ainsi, pour une analyse statique, il est parfaitement équivalent d'imposer une charge de 10 kN dans une analyse de 10 unités de temps avec des pas de

temps de 1, que d'imposer la même charge en 1000 unités de temps avec des pas de temps de 100. La présente analyse a une durée de 118,5.

Afin d'aider à la convergence du modèle, un faible amortissement artificiel est ajouté au modèle. Les manuels d'Abaqus recommandent l'usage d'un amortissement artificiel pour analyses statiques, appellé *static stabilization*, lors d'analyses statiques incluant un flambement localisé, comme c'est le cas dans la présente analyse. En effet, lorsqu'une instabilité locale se produit lors d'une analyse, il peut y avoir transfert d'énergies de déformations entres les éléments du modèle ce qui peut empêcher l'obtention d'une solution. Le problème peut alors être solutionné de manière dynamique ou avec l'aide d'un amortissement artificiel. La seconde méthode a été choisie ici, Abaqus offrant la possibilité d'appliquer un amortissement visqueux proportionnel au volume dans le modèle. Des forces visqueuses de la forme présentée à l'expression (5.6) sont ajoutées aux équations d'équilibre global.

$$F_v = cMv \tag{5.6}$$

Dans cette expression, M est la matrice de masse, c est le facteur d'amortissement et v est un vecteur de vitesses nodales. Lorsque le problème est stable les forces visqueuses et l'énergie dissipée sont très faibles, l'amortissement artificiel ajouté ayant alors un effet négligeable sur la solution. Lorsqu'une région locale devient instable, la vitesse locale augmente et une part de l'énergie de déformation libérée est dissipée par l'amortissement spécifié. Le facteur d'amortissement c est spécifié par l'usager. Un facteur d'amortissement trop faible peut ne pas permettre de contrôler les instabilités tandis qu'un facteur d'amortissement trop élevé peut conduire à des résultats imprécis. Malheureusement, l'effet de l'amortissement est dépendant du problème, de son maillage et du comportement du matériau et il est difficile de déterminer une valeur adéquate directement. Il faut alors se baser sur des analyses précédentes, ce qui peut être un processus laborieux. Il est recommandé de vérifier si l'amortissement artificiel ajouté n'influe pas trop sur la solution. Pour ce, la part de l'énergie totale dissipée

artificiellement doit être raisonnablement faible. De même, les forces visqueuses générées doivent être assez faibles pour ne pas influer fortement sur le comportement du modèle.

Pour les analyses réalisées, un facteur d'amortissement constant de 4E-7 est ainsi utilisée pour le modèle avec $\mu = 0,3$ tandis qu'une valeur de 5E-7 pour le modèle avec $\mu = 0,6$ est utilisée. Ces valeurs sont déterminées de façon à ce que la convergence du modèle survienne tout en maintenant l'énergie dissipée par l'amortissement artificiel à des valeurs négligeables par rapport à l'énergie totale dissipée par le système. Le modèle avec $\mu = 0,3$ n'a néanmoins pas réussi à converger jusqu'à la fin de l'analyse, au dernier cycle en compression, l'analyse s'est terminée à $\Delta = -4,1\ \Delta_y$. L'augmentation de la dissipation statique et la réduction du pas de temps minimal a permis à l'analyse avec $\mu = 0,6$ de converger jusqu'à la fin.

5.3.6 Résultats disponibles

Les résultats disponibles peuvent être séparés en deux catégories. Les premiers sont ceux que l'on peut comparer avec les mesures et observations réelles effectuées au laboratoire. Il s'agit dans ce cas de :

- La force dans le noyau selon le déplacement imposé
- L'allure de la déformée résiduelle du noyau
- Les variations d'épaisseurs mesurées sur le noyau à la fin du protocole de chargement

La seconde catégorie de résultats est composée de résultats n'ayant pu être mesurés au laboratoire mais dont la connaissance améliore la compréhension du système. La possibilité d'obtenir des résultats autrement difficiles à mesurer est un des avantages principaux d'une modélisation par éléments finis. Ainsi un modèle auquel on a

confiance permet d'étudier des paramètres qui n'ont pu être mesurés au laboratoire. Dans le présent cas, il s'agit :

- Des forces axiales dans les supports latéraux
- Des forces dans les boulons de connexion
- De l'importance des déformations plastiques
- De la distribution des énergies dissipées par le système

5.3.7 Présentation des résultats et comparaison avec résultats expérimentaux

5.3.7.1 Relation force-déplacement

L'analyse du modèle complet reproduisant l'essai S1-2 décrit précédemment a été réalisée pour deux coefficients de friction. Le comportement global de la diagonale est fidèlement reproduit, particulièrement lorsqu'un coefficient de friction $\mu = 0,6$ est considéré. Les courbes hystérétiques obtenues sont présentées à la Figure 5.35. Celles-ci sont mises en comparaison avec la courbe expérimentale de l'essai.

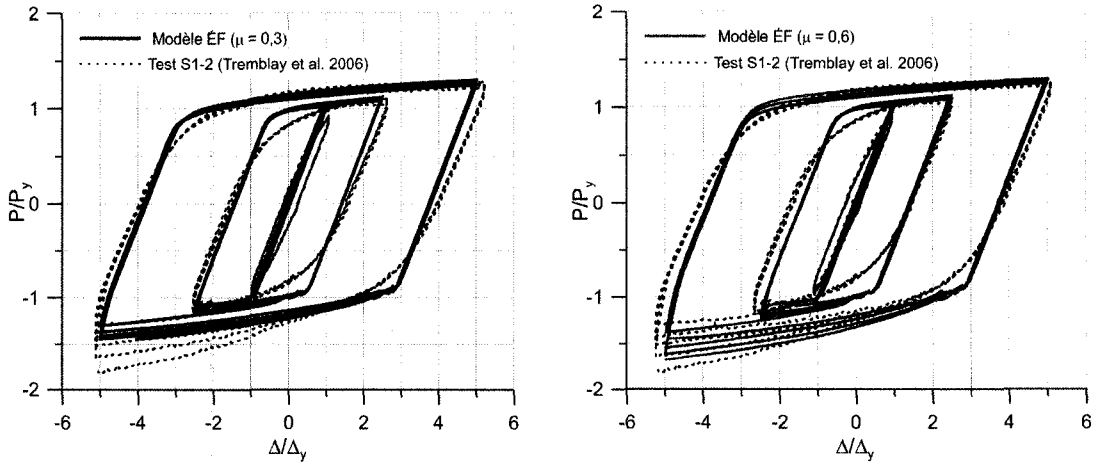


Figure 5.35: Hystérésis comparatives - essai S1-2 réel et modèles ÉF

On remarque à la vue de ces résultats que les deux courbes, expérimentale et par modélisation numérique, sont très semblables. En effet, tant la rigidité que les forces maximales atteintes à chacun des cycles sont bien approximées. Les limitations du modèle de comportement cyclique du matériau utilisé, comme expliqué plus tôt, ont conduit à la considération d'une courbe de comportement moins adoucie par l'effet de Bauschinger que la courbe réelle, entraînant une différence de comportement au début de la plastification à chaque cycle. Le modèle avec un coefficient de friction $\mu = 0,3$ sous estime le gain de capacité en compression observé expérimentalement lors des derniers cycles à grande amplitude en compression. Le modèle avec un coefficient de friction $\mu = 0,6$ capture néanmoins presque parfaitement ce comportement. Si l'on accepte le réalisme du coefficient de friction le plus élevé, ceci permet de valider la modélisation, car celle-ci permet de générer les forces de contact réelles par une bonne représentation de la rigidité locale des supports latéraux et par une déformée réaliste du noyau. Néanmoins, si la valeur inférieure du coefficient de friction est considérée comme le coefficient de friction le plus élevé qui a pu être présent expérimentalement, alors le modèle serait en train de sous-estimer les forces de contact. On pourrait en déduire que le noyau du modèle ne reproduit pas la déformée observée expérimentalement ou bien que la rigidité des supports latéraux est trop élevée. Le coefficient de friction n'ayant pas été mesuré préalablement aux essais sur le spécimen S1-2, il est impossible de trancher cette question. Néanmoins, d'autres indices quant à l'adéquation du coefficient de friction seront donnés plus loin.

5.3.7.2 Déformée du noyau

La déformée du noyau qui est observée correspond à celle à laquelle on s'attendait. Ainsi, en premier lieu, le noyau entre en contact avec les supports latéraux en son centre. Rapidement, le nombre de points de contact augmente et la mode de flambement du noyau s'élève. La Figure 5.36 présente les déformées amplifiées du noyau (échelle verticale x10) lors des derniers cycles en compression pour chacune des trois amplitudes du modèle avec $\mu = 0,6$.

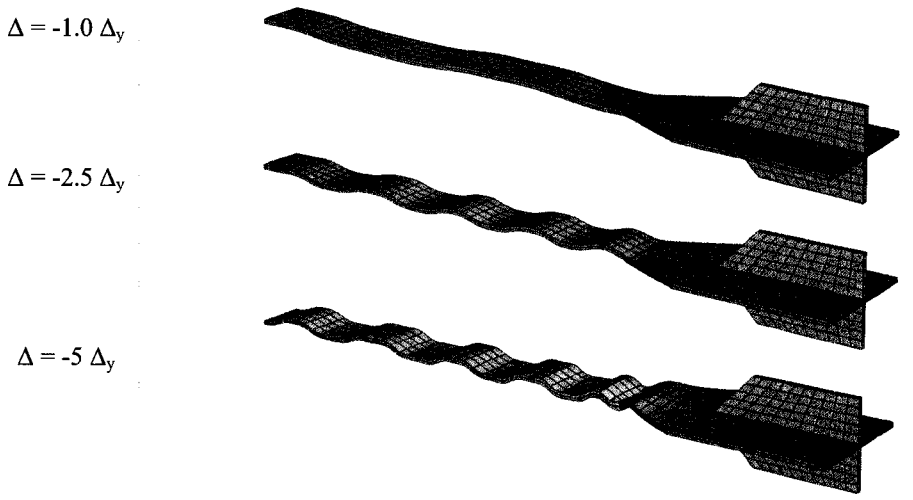


Figure 5.36: Déformée du noyau selon la déformation imposée pour μ = 0,6 (x 10)

On remarque à la Figure 5.36 que le mode de flambement est plus élevé avec l'augmentation des amplitudes des déplacements imposés. De plus, dans les trois cas illustrés, les plis du noyau sont plus rapprochés à l'extrémité du noyau qu'en son centre, et ce à cause du transfert de charges par friction au support latéral; une charge plus faible au centre pouvant être portée par un segment plus long avant de flamber. Finalement, sur la troisième déformée, celle à $\Delta = -5\Delta_y$, l'épaississement du noyau à son extrémité ainsi que son amincissement au centre sont visibles, de même que les segments plats des plis, tel qu'agrandi à la Figure 5.37.

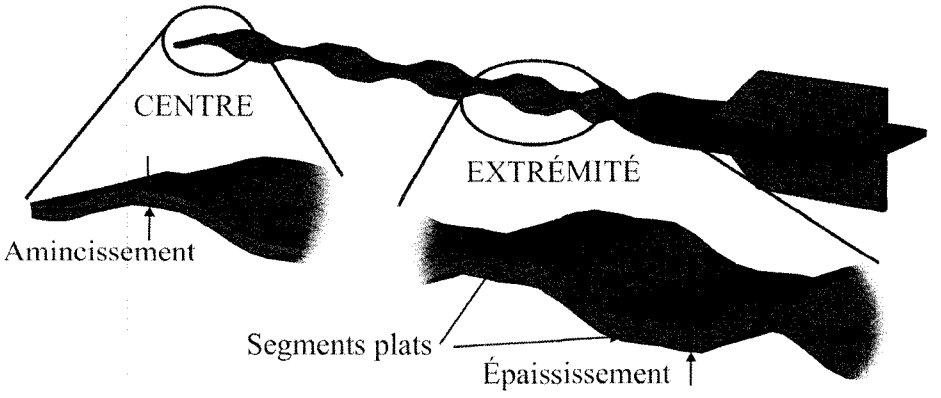


Figure 5.37: Agrandissement de la déformée à $\Delta = -5\Delta_y$ pour μ = 0,6

Lors de l'essai expérimental sur le spécimen S1-2, la déformée finale du noyau a été mesurée. La Figure 5.38 présente une comparaison entre l'allure des déformées. Tant pour la déformée mesurée expérimentalement que pour celle provenant du modèle numérique, l'échelle verticale a été amplifiée par un facteur 10. La déformée du modèle est montrée à l'avant dernier cycle en compression à $\Delta = -5\Delta_y$ pour les deux modèles. Il a été vérifié sur des cycles précédents que le relâchement des efforts dans le noyau ne modifie pratiquement pas la déformée. Ainsi la comparaison peut être faite avec l'état du noyau expérimental lorsque l'essai a été terminé, donc après relâchement des efforts.

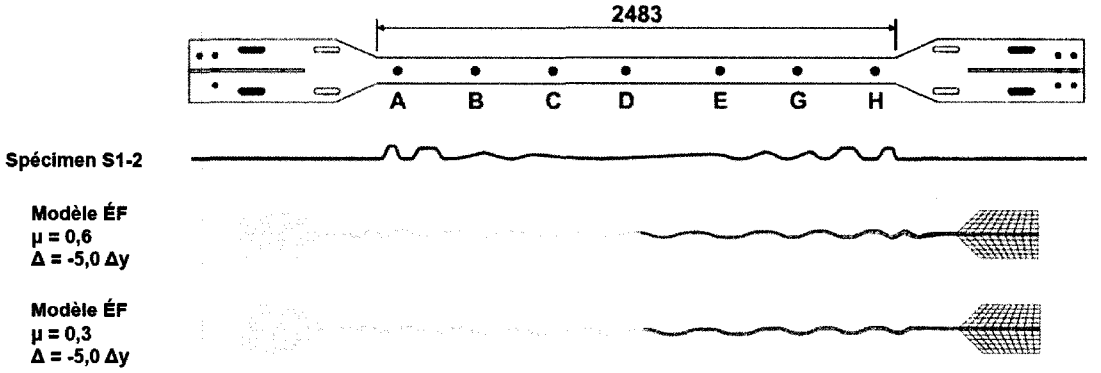


Figure 5.38: Déformées comparatives du noyau (x 10)

À même échelle, l'amplitude des déformations du modèle avec $\mu = 0{,}6$ semble comparable, quoique inférieure, aux amplitudes mesurées. De même la concentration de plis du noyau aux extrémités et le mode de flambement sont comparables. Pour le modèle avec $\mu = 0{,}3$ les amplitudes mesurées expérimentalement apparaissent environ deux fois plus importantes. De plus, la concentration des plis du noyau aux extrémités de ce modèle est moins marquée que pour le modèle expérimental. Ceci porte à croire que le modèle avec $\mu = 0{,}6$ offre une représentation plus réaliste de la diagonale.

Pour ce qui a trait à la déformation dans le plan du noyau, celui-ci flambe aussi dans son plan mais selon un mode beaucoup moins élevé car l'inertie du noyau dans le plan est plus forte que son inertie hors plan. Cette déformation, illustrée à la Figure 5.39, survient néanmoins avec une amplitude plus grande étant donné que les espacements fournis sur

la largeur sont nettement plus importants que ceux fournis sur l'épaisseur. Les sections de support latéral dans le plan du noyau doivent résister aux efforts générés par ce mode de flambement du noyau. Malheureusement, le modèle proposé considère les plaques de support latéral dans le plan du noyau solidaires avec les supports latéraux, ce qui ne permet pas de juger adéquatement du comportement des supports latéraux dans le plan. Néanmoins, aucun problème particulier n'ayant été noté avec ces plaques lors des essais en laboratoire, il est considéré que cette question n'est pas prioritaire. Les deux modèles sont représentés à la Figure 5.39. Le modèle avec $\mu = 0,3$ présente clairement un flambement dans le plan. Le modèle avec $\mu = 0,6$ ne présente pas de flambement dans le plan, ceci peut être dû au fait que le transfert de charge axiale au système de retenue latérale plus important réduit la charge axiale dans le noyau assez pour empêcher ce mode d'instabilité. Pour les deux modèles, on remarque les variations de largeur du noyau, soit un épaississement aux extrémités et un rétrécissement au centre. Ceci est particulièrement visible pour le modèle avec $\mu = 0,6$.

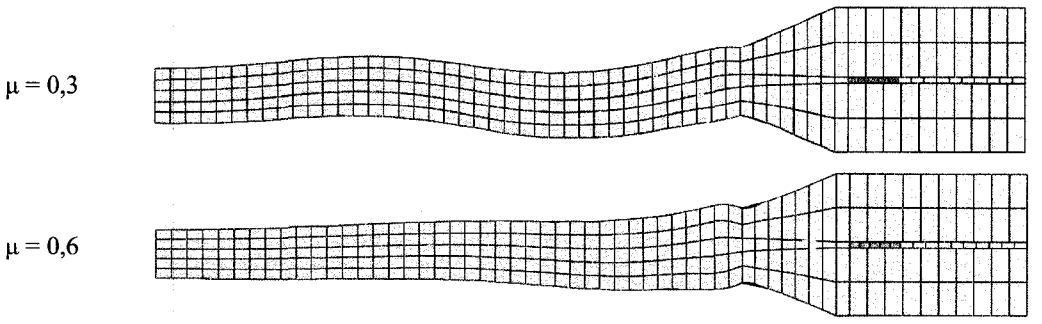


Figure 5.39: Flambement du noyau dans son plan pour $\Delta = -5\Delta_y$ (x 10)

5.3.7.3 Déformée des supports latéraux

La déformée des supports latéraux observée dans le modèle numérique reproduit bien celle observée expérimentalement. En effet, une ouverture des supports entre les boulons est observée, tel que montré par les ondulations de la plaque de base du support latéral illustré à la Figure 5.40. De plus, il peut être mentionné que la plus grande part des

déformations dans le support latéral provient de la flexion de la plaque soudée au HSS. La flexibilité locale des supports latéraux est étudiée plus en détail au sixième chapitre.

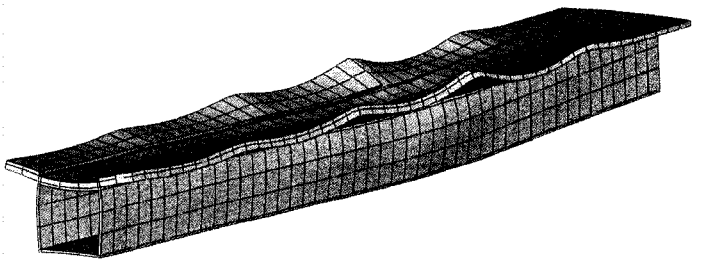


Figure 5.40: Déformée d'un support latéral pour μ = 0,6 (x 50)

5.3.7.4 Variation des dimensions du noyau

À la suite de l'essai sur le spécimen S1-2, les variations de dimensions du noyau ont été mesurées. Le Tableau 5.4 présente les variations de dimensions maximales mesurées à la fin de l'essai pour les sections ayant grossi en compression (extrémités du noyau) et ayant rétréci en tension (centre du noyau). Les variations de dimensions y sont notées tant pour l'épaisseur que pour la largeur du noyau.

Tableau 5.4: Variations de dimensions maximales du spécimen S1-2 (adapté de Tremblay et al. 2006)

	S1-2	
	Width	Thickness
Compression	2.23 (0.018)	0.43 (0.034)
Tension	−1.21 (−0.010)	−0.35 (−0.028)

Note: Values in parentheses are strains corresponding to the measured deformations.

Les dimensions équivalentes sont mesurées dans les modèles numériques et reportées en fonction du temps d'analyse aux Figure 5.41 et 5.42. Ainsi les épaisseurs et les largeurs du noyau sont suivies pour l'extrémité du noyau et le centre du noyau. L'extrémité du noyau est une section située à trois éléments, ou 96 mm de la zone de transition de largeur du noyau située à l'extrémité du segment ductile.

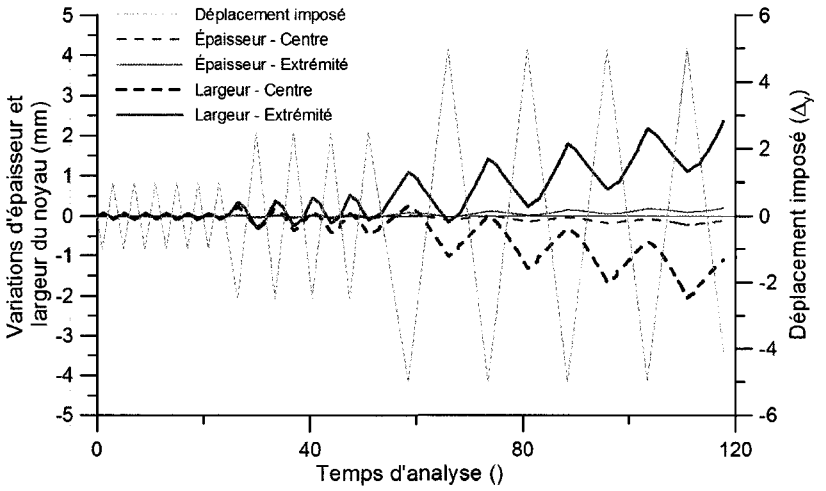


Figure 5.41: Variations d'épaisseur du noyau selon le temps d'analyse pour μ = 0,3

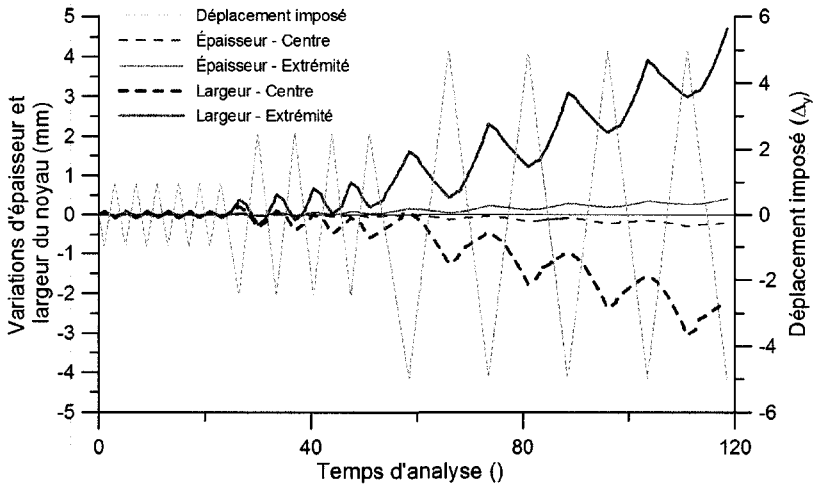


Figure 5.42: Variations d'épaisseur du noyau selon le temps d'analyse pour μ = 0,6

On remarque à la Figure 5.41 et Figure 5.42 un comportement cyclique des variations des dimensions. Comme on pourrait s'y attendre, toutes les dimensions grossissent en compression et rétrécissent en tension à cause de l'effet de Poisson et de la conservation de volume en régime inélastique. Ce mécanisme est symétrique et réversible pour les premiers cycles. Ce n'est qu'à partir des cycles à une amplitude de $5\Delta_y$ que les variations d'épaisseurs semblent s'accumuler de façon notable de cycle en cycle. Ainsi, on pourrait penser que pour les premiers cycles, la déformation est uniformément répartie sur la longueur ductile du noyau et qu'il n'y a pas d'endommagement notable de la diagonale.

Une telle diagonale faiblement sollicitée pourrait donc soutenir un nombre très important de petits cycles sans que l'on note un important blocage en compression. Par contre, dans les cas étudiés et pour les cycles de $5\Delta_y$ qui surviennent à partir de t = 55, il y a un important élargissement et épaississement de la section proche des extrémités ainsi qu'un rétrécissement et amincissement des sections proche du centre du noyau. Ces variations de dimensions sont particulièrement importantes pour le modèle considérant $\mu = 0,6$.

Une comparaison des résultats expérimentaux et par éléments finis sur la variation des dimensions du noyau est possible. Cette comparaison entre les résultats expérimentaux du Tableau 5.4 et des modèles numériques à la Figure 5.41 et Figure 5.42 est présentée au Tableau 5.5 et permet de remarquer que les variations de dimensions sont cohérentes et que leurs valeurs sont du même ordre de grandeur.

Tableau 5.5: Comparaison des variations de dimensions maximales

Dimension	S2-1 Expérimental (Voir tableau 5.4)	Modèle ÉF $\mu = 0,3$	Modèle ÉF $\mu = 0,6$
Largeur centre	-1,21 mm (-1,0%)	-2,04 mm (-1,63%)	-3,06 mm (-2,45%)
Épaisseur centre	-0,35 mm (-2,8%)	-0,214 mm (-1,69%)	-0,304 mm (-2,40%)
Largeur extrémité	+2,23 mm (+1,8%)	+2,35 mm (+1,88%)	+4,69 mm (+3,75%)
Épaisseur extrémité	+0,43 mm (+3,4%)	+0,216 mm (+1,70%)	+0,413 mm (+3,25%)

Note : les valeurs entre parenthèses sont des déformations en pourcentage de la dimension initiale

Il est intéressant de remarquer que pour les modèles numériques les déformations unitaires sont sensiblement les mêmes tant sur l'épaisseur que sur la largeur et ce, peu importe la section considérée. Ceci est un résultat auquel on pouvait s'attendre étant donné qu'il y avait suffisamment d'espace entre le noyau et le système de retenue latérale pour que les changements des dimensions se fassent de manière non retenue et donc également dans les deux directions. Bien que cette liberté d'évolution des dimensions du noyau sans aucune retenue soit tout autant assurée pour le spécimen d'essai, les déformations notées expérimentalement sur l'épaisseur du noyau sont environ le double de celles notées sur sa largeur. Ceci est peut-être expliqué en partie par des propriétés mécaniques de la plaque qui ne sont pas parfaitement isotropiques, différences pouvant avoir été créées par le procédé de laminage. La différence observée est cependant très importante, ce qui suggère que d'autres facteurs ont probablement aussi contribué à ce résultat.

Des résultats du Tableau 5.5 ont remarque que le modèle avec $\mu = 0,3$ reproduit très bien les mesures expérimentales de variation sur la largeur, tant au centre qu'aux extrémités du noyau. Ce modèle sous estime néanmoins les variations d'épaisseur. D'un autre côté, le modèle avec $\mu = 0,6$ reproduit presque parfaitement les variations d'épaisseur au centre et aux extrémités du noyau tandis qu'il surestime les variations sur la largeur.

5.3.7.5 Charge axiale transférée au système de retenue latérale

En plus du comportement cyclique en force-déformation du noyau, de sa déformée ainsi que de ses variations d'épaisseur, le modèle numérique permet d'estimer les efforts axiaux qui ont été induits dans les supports latéraux ainsi que les conditions dans lesquelles se font les transferts de ces efforts.

La somme des forces axiales dans les deux supports est présentée pour les deux coefficients de friction à la Figure 5.43 en fonction du temps d'analyse. Cette dernière figure inclus aussi les déplacements imposés à la DDC de façon à pouvoir replacer les charges axiales des supports latéraux dans le contexte du chargement imposé. Il est à

noter que la part de chacun des supports individuels est approximativement égale à la moitié de la charge axiale totale et que les déplacements négatifs et les forces négatives sont en compression.

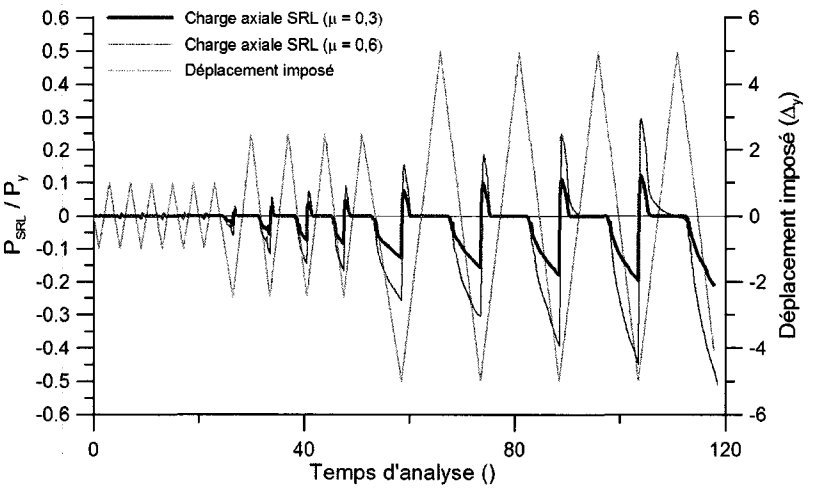


Figure 5.43: Charge axiale totale dans les supports latéraux selon le temps d'analyse

La Figure 5.43 permet essentiellement de constater qu'à chaque cycle en compression une charge axiale est transférée aux supports latéraux. Cette charge axiale croît avec l'amplitude du déplacement imposé et le nombre de cycles imposé, même si l'amplitude de ceux-ci est constante. De plus, le taux de variation de la force axiale transférée au support latéral de cycle en cycle est plus important pour les cycles de grande amplitude. Ainsi, les cycles à grande amplitude ainsi que leur répétition contribuent surtout au transfert de charges axiales au support latéral et ainsi au débalancement des efforts maximaux de la diagonale. La charge axiale est environ deux fois plus importante pour le modèle avec $\mu = 0,6$ que pour le modèle avec $\mu = 0,3$ tout au long de l'analyse sauf pour les derniers cycles ou la différence est plus importante. Ceci porte à croire que l'augmentation du coefficient de friction n'a une influence sur les forces de contact qu'après plusieurs cycles. Ainsi, pour les premiers cycles, doubler le coefficient de friction revient à doubler les forces axiales transférées tout en maintenant les forces de contact constantes. Après plusieurs cycles, l'augmentation des charges axiales transférées est plus importante, indiquant la présence d'un mécanisme d'amplification

des forces de contact après chargement cyclique lorsqu'un coefficient de friction plus important est spécifié.

Des pics en tension sont aussi présents à chaque cycle. En effet, lorsque le noyau est déformé inélastiquement en compression, celui-ci entre en contact avec un support latéral élastique et éventuellement coince en compression. Il faut tirer sur le noyau suffisamment pour le décoincer avant d'éliminer tout contact entre celui-ci et le support latéral. Ainsi, à chaque inversion de chargement, il y a un très court laps de temps de décoincement du noyau durant lequel une charge en tension peut être portée par le support latéral. Cette charge en tension est aussi dépendante du coefficient de friction.

Les maximums en compression surviennent lorsque la charge maximale en compression dans le noyau est aussi atteinte, contrairement aux maximums en tension qui surviennent lors du passage d'un chargement en compression à un chargement en tension, soit avant même qu'une charge en tension substantielle dans le noyau puisse se développer. Ainsi, les charges axiales transférées en compression ont une influence sur les forces maximales atteintes en compression tandis que les charges en tension dans les supports latéraux n'influencent pas les charges maximales en tension portées par la diagonale. Ceci permet d'affirmer que seules les charges axiales transférées au système de retenue latérale en compression ont une influence sur le débalancement des efforts maximaux du système, soit le paramètre β.

5.3.7.6 Pressions de contact

Les forces axiales étant transférées par friction il est intéressant d'étudier les pressions présentes entre les surfaces en contact du noyau et des supports de retenue latérale. Comme mentionné précédemment, ces pressions ont une influence sur le coefficient de friction et leur étude est nécessaire afin de valider les hypothèses posées. De plus, pouvoir quantifier, même approximativement les pressions est intéressant en vue de juger de la rigidité et résistance nécessaires à un éventuel élément de désolidarisation qui serait placé entre le noyau et le système de retenue. La Figure 5.44 présente la

distribution des pressions de contact sur le noyau au dernier cycle en compression à $\Delta = -5\Delta_y$ du modèle avec $\mu = 0,6$. La pression de contact est présente sur le dessus des plis du noyau et est répartie de façon plus ou moins égale sur toute la largeur du noyau. Les valeurs de pression sont plus élevées à l'extrémité du noyau qu'en son centre. À part des singularités à certains éléments qui peuvent atteindre près de 150 MPa de pression de contact, la majeure partie des zones de contact présente des pressions d'environ 20 MPa. Il est intéressant de noter à quel point la Figure 5.44 présente des zones de contact semblables à celles observées expérimentalement et illustrée à la Figure 5.19.

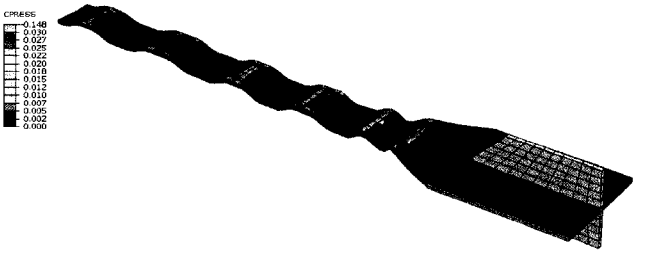


Figure 5.44: Pressions de contact pour $\mu = 0,6$ à $\Delta = -5\Delta_y$, échelle verticale : x 10

La Figure 5.45 donne une meilleure idée de la variation des pressions de contact tout au long de l'analyse par une étude des forces axiales maximales présentes dans les connecteurs rigides représentant les boulons. Ainsi pour chaque coefficient de friction, à chaque pas de temps les forces dans les connecteurs sont comparées et la force maximale reportée dans le graphique.

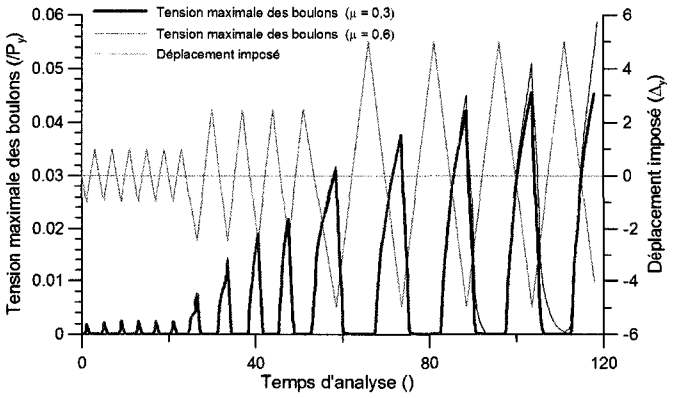


Figure 5.45: Comparaison des pressions de contact selon les zones du noyau

La Figure 5.45 présente clairement que les forces des connecteurs maximales sont continuellement croissantes tout au long de l'analyse. Ceci indique que le noyau après chargement cyclique créé des forces de contact de plus en plus élevées. Les forces de contact ne sont influencées par le coefficient de friction qu'à la toute fin de l'analyse.

Le Tableau 5.5 et la Figure 5.46 présentent les forces dans les connecteurs à la fin de l'analyse avec $\mu = 0,6$. Il est intéressant d'en remarquer la distribution par rapport à l'extrémité du segment ductile du noyau.

Tableau 5.6: Force dans un connecteur à la fin de l'analyse avec $\mu = 0,6$

Dimension	Rangée 1 (Centre)	Rangée 2	Rangée 3	Rangée 4	Rangée 6	Rangée 6 (Extrémité)
Force dans connecteur $\Delta = -5\Delta y$	9,83 kN	23,0 kN	38,6 kN	40,0 kN	15,9 kN	-1,05 kN

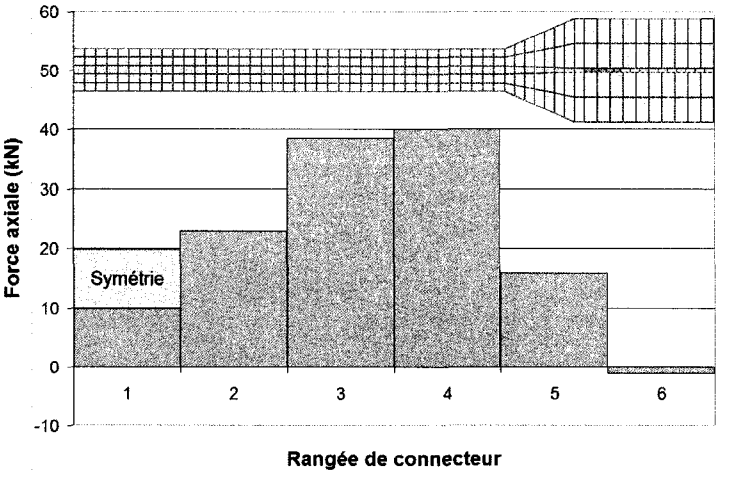


Figure 5.46: Forces dans les connecteurs selon l'emplacement pour $\mu = 0,6$ à $\Delta = -5\Delta y$

La distribution des forces dans les connecteurs illustrée à la Figure 5.46 indique que le support latéral est plus sollicité aux extrémités du noyau, d'où la possibilité d'optimiser le support latéral par une augmentation de la rigidité locale à ces sections plus sollicitées. Une manière simple d'y parvenir serait de diminuer l'espacement des boulons dans la zone des supports latéraux proche des extrémités du noyau.

5.3.7.7 Distribution des énergies dissipées par le système

Le modèle par éléments finis offre la possibilité de suivre l'inventaire des énergies dissipées dans le système tout au long de l'analyse. Présenter un bref aperçu de ces énergies permet de juger de l'importance relative des mécanismes de dissipation d'énergie du système, en l'occurrence la dissipation d'énergie par frottement ainsi que la dissipation d'énergie par plastification du noyau. De plus, une vérification du bilan énergétique permet de vérifier la conservation d'énergie du modèle et surtout de vérifier que la stabilisation artificielle imposée au modèle afin d'en assurer la convergence n'accapare qu'une part négligeable de l'énergie totale du modèle.

La Figure 5.47 présente toutes les énergies présentes dans le modèle. Le travail total est l'énergie fournie au modèle. Cette énergie fournie se sépare ensuite en dissipation plastique, en dissipation par friction, en énergie élastique et en énergie perdue en stabilisation artificielle du modèle numérique. Cette figure permet de constater que la somme des énergies dissipées (ou emmagasinées élastiquement) est bien égale au travail fourni. De plus, on remarque que l'essentiel du travail fourni est perdu en dissipation plastique. Afin de donner une idée de l'ordre de grandeur de l'énergie dissipée par déformation plastique dans la demi-diagonale, on peut noter que cette énergie est suffisante pour augmenter en conditions adiabatiques la température de la moitié du segment ductile du noyau de plus de 36°C. Pour ceci, un volume de 1975 cm^3 ainsi qu'une énergie spécifique de l'acier de 3,5J/°Ccm^3 ont été considérés.

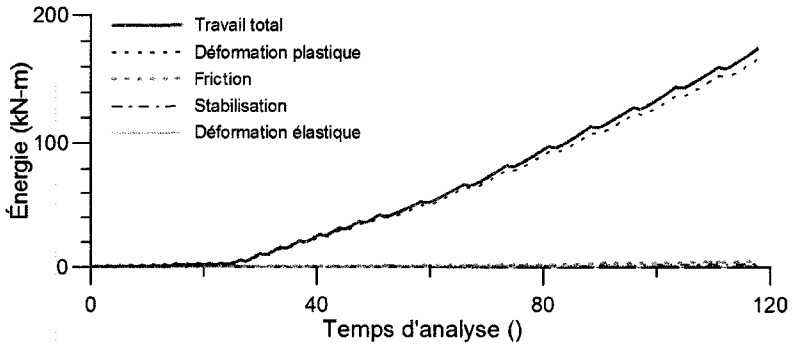


Figure 5.47: Énergies présentes dans le modèle selon le temps d'analyse (μ=0,3 seulement)

Les énergies dissipées en friction, l'énergie emmagasinée de façon élastique ainsi que l'énergie perdue en stabilisation n'apparaissent pas clairement à la Figure 5.47 à cause de leur petitesse par rapport à la dissipation plastique. Ainsi, la Figure 5.48 les présente séparément. Seules les énergies du modèle avec μ=0,3 sont représentées. Pour le modèle avec μ=0,6, à part pour l'énergie dissipée par friction (qui atteint au maximum 10,5kN-m), les énergies dissipées son sensiblement les mêmes.

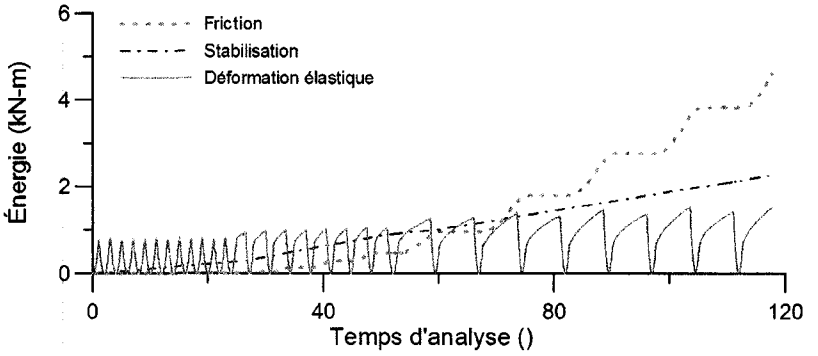


Figure 5.48: Énergies sélectionnées selon le temps d'analyse (μ=0,3 seulement)

On peut remarquer que la dissipation par friction se produit à chaque cycle en compression et que le taux de dissipation par cycle augmente avec l'avancement de l'analyse. L'énergie élastique, quant à elle, est emmagasinée et rendue à chaque incursion en tension et en compression. La valeur de l'énergie élastique emmagasinée est plus importante pour les cycles en compression que pour ceux en tension étant donné que les premiers font aussi intervenir la déformation élastique du système de support latéral. L'énergie dissipée en stabilisation croît continuellement tout au long de l'analyse à un taux à peu près constant. Bien qu'il soit déplorable que l'énergie dissipée artificiellement soit du même ordre de grandeur que l'énergie dissipée par friction dans le modèle, la proportion de l'énergie totale à la fin de l'analyse dissipée artificiellement représente seulement environ 1% de l'énergie totale, tel qu'illustré à la Figure 5.49.

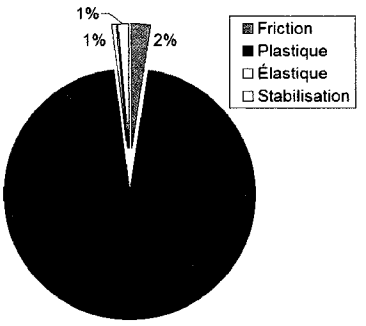


Figure 5.49: Distribution des énergies du modèle à la fin de l'analyse

5.3.8 Discussion et commentaires

Le modèle réalisé pour reproduire le comportement du spécimen S1-2 des essais de Tremblay et al. (2006) est somme toute un modèle complexe. Plusieurs simplifications et approximations ont été nécessaires afin de le réaliser de manière à ce que les temps de calcul restent raisonnables. Malgré cela, le modèle était trop lourd pour permettre une étude de convergence ordinaire. Les choix des maillages, tant du noyau que du système de support latéral ont été basés sur des études de convergence réalisées non pas sur le modèle complet, mais sur des modèles partiels. Cette façon de procéder se base sur une extrapolation des résultats, considérée valable, mais ne permettant pas d'estimer directement le niveau de convergence atteint par le modèle complet.

De plus, seules quelques données expérimentales du comportement global étaient disponibles pour réaliser la calibration du modèle numérique. Ainsi, si le comportement global est le résultat de plusieurs paramètres, plusieurs combinaisons de paramètres peuvent permettre d'obtenir le même comportement global. Par exemple, si le blocage en compression observé dans le modèle est différent de celui mesuré expérimentalement, ce peut être une question de comportement de matériau, de friction ou de rigidité de support latéral. Ne disposant pas de valeurs expérimentales afin de calibrer indépendamment ces paramètres, les calibrations ont été réalisées en faisant légèrement varier les paramètres autour de valeurs réalistes provenant d'études annexes. Il est cru que cette approche permet de parvenir à un modèle ne reproduisant peut-être pas à 100%

le comportement réel, mais dont les résultats globaux et surtout les tendances observées sont valables.

La considération d'une demi de la diagonale dans la modélisation force la déformée du noyau à adopter une section fixe au milieu du noyau. Bien que cette contrainte n'a probablement qu'un impact minime sur le comportement global de la diagonale, le comportement dans le plan du noyau peut être affecté. En effet, les modes de flambement non symétriques sont rendus impossibles quand justement de tels modes ont été observés expérimentalement (Matsui et al. 2008) pour un flambement du noyau dans son plan.

L'étude du flambement du noyau dans son plan a été considérée secondaire pour cette étude, néanmoins, une étude subséquence voulant s'y pencher requerrait la modélisation d'une diagonale complète. De plus, une représentation réaliste des plaques de retenue dans le plan serait nécessaire. Une telle modélisation requerrait des capacités de calcul substantielles, à moins que des éléments plus performants puissent être utilisés.

Finalement, parmi les améliorations pouvant être apportées à un modèle semblable, la considération d'un coefficient de friction variable avec la pression de contact ajouterait au réalisme, mais nécessiterait des données expérimentales fiables sur ladite relation. Cette amélioration éliminerait néanmoins la possibilité d'un calcul des forces de contact à partir des charges transférées par friction.

5.3.9 Résumé

Un modèle numérique par éléments finis a été réalisé afin de reproduire le spécimen S1-2 de diagonale ductile confinée construit uniquement en acier de la série d'essais expérimentaux de Tremblay et al. (2006). Ce modèle prend en compte les interactions entre le noyau et le système de retenue latérale par la considération de contacts incluant un comportement en friction. La considération de la rigidité locale des supports latéraux est permise par la modélisation des boulons de connexion entre les deux moitiés des

supports latéraux. Deux coefficients de friction différents ont été considérés, soit $\mu = 0,3$ et $\mu = 0,6$

Le modèle permet la validation des courbes de comportement de matériau cyclique par comparaison avec des résultats expérimentaux ainsi qu'une meilleure compréhension du comportement observé expérimentalement par l'accès à des données supplémentaires. Sous chargement cyclique, le modèle produit une courbe hystérétique très proche de celle observée expérimentalement et incluant le débalancement entre les charges maximales en compression et en tension, et ce, particulièrement lorsque le coefficient de friction $\mu = 0,6$ est considéré. Une comparaison des déformées et des déformations résiduelles entre le noyau expérimental et le noyau modélisé est rendue possible. Bien que les résultats ne soient pas exactement les mêmes, leur ordre de grandeur est respecté et les mêmes tendances de comportement sont observées. Ainsi, tant le noyau expérimental que sa modélisation flambent selon un mode élevé. Sous chargement cyclique, les sections centrales du noyau rétrécissent tandis que celles situées aux extrémités s'épaississent et s'élargissent.

Le modèle par éléments finis permet d'appuyer des comportements intuitivement prévus comme la prépondérance des forces de contact entre le système de retenue et le noyau aux extrémités du noyau plutôt qu'en son centre. Ceci permet d'envisager une distribution optimisée des rigidités de support latéral. Le modèle permet aussi une estimation des forces axiales transférées au noyau, ainsi qu'une estimation des forces dans les connecteurs, toutes deux utiles lors de la conception. De même, la distribution et l'évaluation des énergies dissipées peuvent être étudiées.

La calibration d'un modèle numérique sur des essais réels est surtout utile dans le but de gagner confiance dans un modèle pouvant être adapté et utilisé afin de valider un concept d'amélioration proposé, tel que présenté au neuvième chapitre de ce mémoire.

Chapitre 6 : Prévision de la rigidité locale

Un des paramètres les plus importants dans le processus de dimensionnement des DDC est la rigidité locale des sections de support latéral. Par rigidité locale, il est question de la rigidité du support latéral entre deux rangées de boulons sur la longueur de la diagonale. Cette rigidité locale n'est pas directement liée à la stabilité globale du système mais plutôt à la reprise des efforts générés à chacun des points de contact entre le noyau et le support latéral lorsque le flambement de mode supérieur du noyau survient.

L'évaluation adéquate de la rigidité de la section de support est nécessaire afin d'estimer les forces et déplacements locaux dans le système de DDC. La connaissance de ces forces et déplacement locaux est quant à elle nécessaire afin de procéder à la vérification de la rigidité et de la résistance locale des sections de support latéral. C'est aussi la rigidité locale des supports latéraux qui contrôle l'ouverture entre les supports et est un ingrédient important du contrôle des efforts axiaux transférés au système de support latéral.

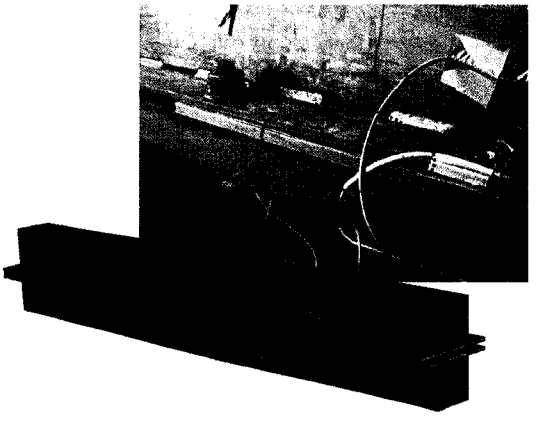


Figure 6.1: Ouverture entre les supports latéraux - image des essais de Tremblay et Bolduc reproduite avec un modèle Abaqus

La rigidité locale des sections de support est fonction de leurs paramètres de matériau, de leur géométrie ainsi que de l'espacement des boulons connectant les deux supports latéraux. Plusieurs géométries de section de support sont envisageables, néanmoins les prochaines pages présenteront la voie empruntée afin d'estimer la rigidité locale d'une section en particulier, celle en forme de T. En effet, dans le cadre de ce projet, les sections WT ou W réalisées à partir de plaques soudées sont celles qui sont considérées les plus adaptées pour être utilisées comme sections de support latéral de DDC, ceci en raison de leur grande disponibilité, de la facilité de fabrication et de l'utilisation efficace du matériau pour contrer le flambement global de la diagonale dans les deux directions.

La section qui suit présente la méthode approximative utilisée pour déterminer ladite rigidité locale des supports latéraux. Des modèles par éléments finis ont été réalisés pour un cas considéré représentatif dans une situation critique. Une étude paramétrique faisant varier l'espacement longitudinal des boulons a été réalisée. Finalement, une méthode d'approximation analytique est proposée.

La calibration de la méthode analytique proposée requerrait une étude paramétrique approfondie afin de pouvoir l'appliquer à toutes les géométries de sections en T. Cette calibration n'a pas été réalisée dans le cadre de ce projet, étant donné que la rigidité de toute section pouvait aisément être estimée par éléments finis. Néanmoins, il est montré que la méthode analytique après calibration pourrait être utilisée par des concepteurs.

6.1 Fondements, hypothèses et simplifications

Lors de la conception d'une DDC, le concepteur choisit généralement les sections de support latéral de façon à ce que celles-ci préviennent le flambement global de la diagonale. Par la suite, le concepteur a le choix de l'espacement longitudinal des boulons reliant les deux moitiés de support latéral.

Rappelons aussi que le flambement de mode élevé du noyau fait intervenir un mode de flambement et une longueur de flambement. Ainsi, dénotons l'espacement longitudinal

des boulons L_b et la longueur de flambement du noyau L_m. Il est à noter que L_m équivaut à la longueur totale du segment ductile du noyau L_d divisée par le mode de flambement m.

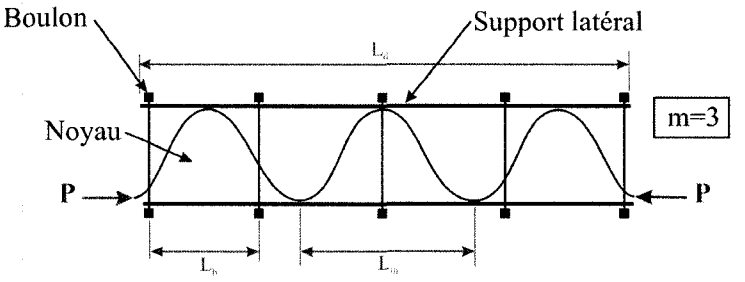


Figure 6.2 : Longueurs caractéristiques pour la rigidité locale des DDC

Dépendamment des cas, il peut arriver que la longueur L_b soit inférieure à $L_m/2$ ou supérieure. Dans le premier cas, soit lorsque L_b est inférieure à $L_m/2$, les efforts transmis par le noyau au support sont soit repris uniquement par un boulon ($L_b = L_m/2$), tel qu'illustré à la Figure 6.3, ou partagés entre plusieurs boulons. Ces configurations, où les boulons sont très nombreux, sollicitent faiblement les supports latéraux.

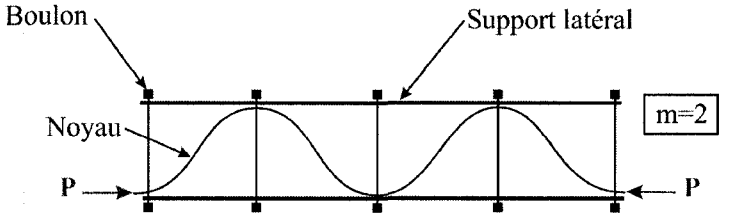


Figure 6.3 : Flambement de noyau - L_b=L_m/2

Pour les longueurs L_b situées entre $L_m/2$ et L_m, La pire configuration géométrique, soit celle qui présente les ouvertures de support les plus importantes, survient lorsque la force transmise par le noyau est appliquée au centre de la section de support, à mi-distance entre deux boulons. Étant donné que, pour un même noyau, les forces transmises sont plus élevées avec la réduction de la longueur L_m, ou de façon équivalente l'augmentation du mode de flambement m, le cas critique est celui illustré à la

Figure 6.4, soit celui où $L_b = L_m$. Dans ce cas particulier, la force est maximale et est transmise par le noyau au support latéral en son centre, là où la rigidité est la plus faible.

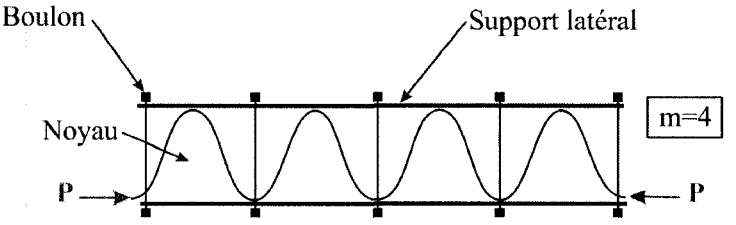


Figure 6.4 : Flambement de noyau - Lb = Lm

Pour les cas où la longueur L_b est supérieure à la longueur L_m, la force transmise par le noyau n'est pas appliquée au centre de la section de support latérale ou est appliquée en plusieurs points de celle-ci, si le mode de flambement est particulièrement élevé ou l'espacement des boulons très grands. Il est alors conservateur de considérer la véritable grandeur des forces engendrées par le mode de flambement élevé et de les ramener au centre du segment de support latéral entre deux rangées de boulons, tel qu'illustré à la Figure 6.5. Cette façon de procéder surestime l'ouverture entre les supports, ce qui est une approche sécuritaire dans un contexte de conception.

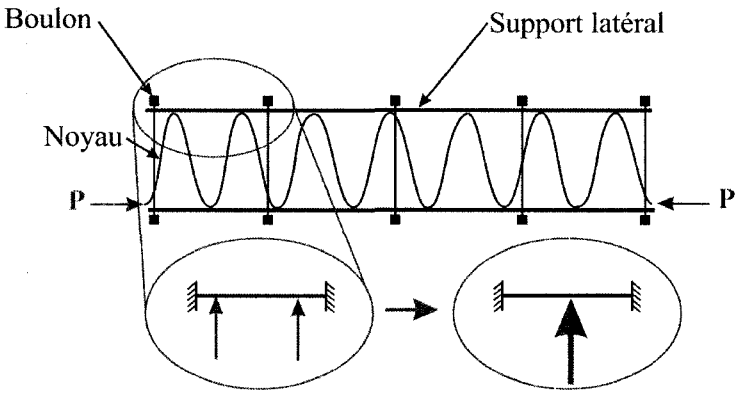


Figure 6.5 : Flambement de noyau - $L_b > L_m$

Ainsi, dans le cadre de ce projet, seule la rigidité du support latéral avec force appliquée en son milieu a été considérée. Il s'agit ainsi du pire cas si $L_b<L_m$ et d'une approche

conservatrice si $L_b > L_m$ et si la somme des forces réelles engendrées par le noyau sur une longueur L_b est ramenée en son centre.

Évidemment, il y aurait moyen d'améliorer la précision du processus et de parvenir à des conceptions plus optimales en considérant une répartition plus réaliste et moins conservatrice des forces transmises par le noyau au support latéral. Néanmoins, on considère que le comportement du noyau, ainsi que son mode de flambement réel, de surcroît après plusieurs cycles de chargement, est un phénomène difficile à prévoir avec précision et qu'une approche conservatrice est adéquate dans cette situation.

6.2 Modèles numériques de rigidité locale

6.2.1 Modèle de rigidité locale pour sections de support en T

La première étape de l'étude de rigidité locale complétée consistait en la réalisation d'un modèle par éléments finis à l'aide d'Abaqus. Le modèle se voulait une représentation d'un segment de support latéral situé entre deux rangées de boulons.

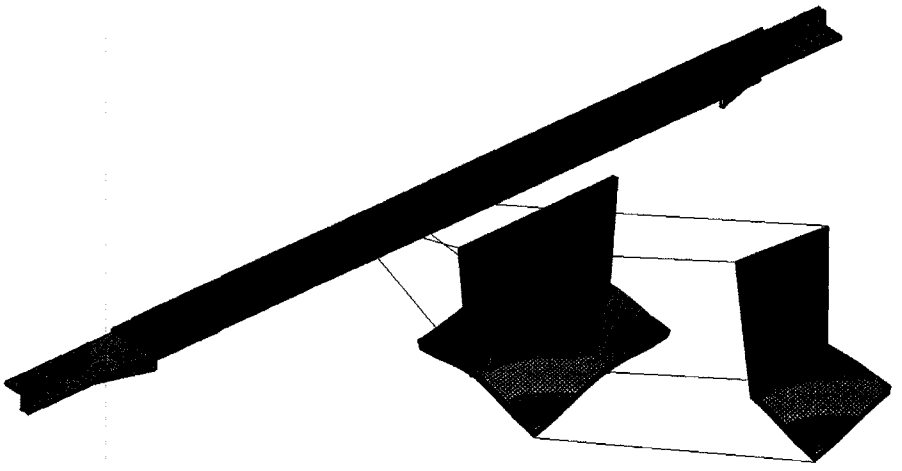


Figure 6.6 : Section de support latéral étudiée

Le modèle pour l'étude numérique est basé sur l'exemple de dimensionnement de DDC présenté au Chapitre 9. Cet exemple présente le dimensionnement d'un éventuel

spécimen d'essai de DDC. Le lecteur est prié de se référer à l'exemple de calcul présenté au Chapitre 9 pour tous les détails de conception de la DDC considérée car seules les quelques valeurs les plus pertinentes sont présentées ci-dessous. Ainsi, dans le cas considéré, la longueur de la diagonale a été fixée à 6110 mm entre les goussets. Cette longueur est déterminée selon la géométrie du cadre d'essai disponible au laboratoire de structures de l'École Polytechnique. La limite élastique probable de l'acier du noyau a été posée à R_yF_y = 385 MPa, avec F_y = 350 MPa et R_y = 1,10. La géométrie du segment ductile du noyau a été fixée à une largeur de 120 mm et une épaisseur de 19 mm, pour un $P_y = A_gR_yF_y$ = 878 kN. Un support latéral réalisé à partir de deux sections WT-155x64,5 a été choisi, car possédant la capacité pour empêcher le flambement global de la diagonale, tout en permettant la faisabilité géométrique d'un support pour le noyau choisi. La Figure 6.7 présente la géométrie et les principales propriétés de la section WT-155x64,5 choisie.

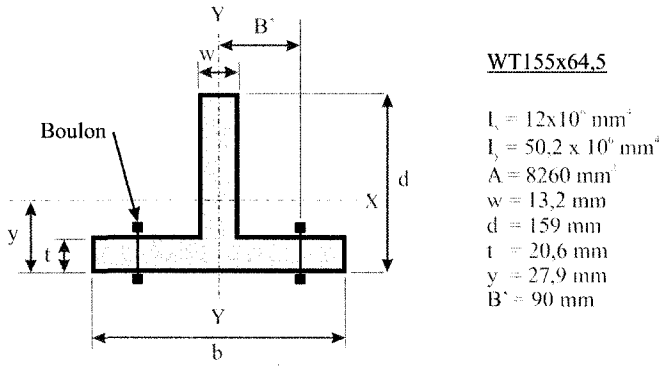


Figure 6.7: Propriétés géométriques de la section WT155x64,5

Pour la modélisation, les arrondis ont été négligés et toute la géométrie a été construite à partir d'éléments rectangulaires. Le matériau était linéaire élastique avec un module de Young de 200 GPa et un coefficient de Poisson de 0,3. Après modélisation d'une section en T complète, un modèle profitant de la symétrie a été réalisé. Celui-ci, illustré à la Figure 6.6 représentait seulement le quart d'une section de support latéral, mais les résultats obtenus étaient sensiblement identiques à ceux obtenus pour le modèle représentant la section de support entière. Les conditions frontières spécifiées

consistaient en des conditions de symétrie et des conditions de retenue. Sur les faces indiquées sur la Figure 6.8 en a), le déplacement selon l'axe Z a été empêché. Sur la face indiquée en b), le déplacement selon l'axe X a été empêché. Finalement, le boulon de retenue a été simulé par deux conditions de retenue différentes appliquées à l'axe du boulon, tel qu'illustré en c). Les conditions de retenue considérées pour le boulon ont été un encastrement ou une retenue verticale. En réalité, le boulon avec sa tête fournira une retenue située quelque part entre les deux conditions idéalisées considérées. En effet, bien que la retenue verticale soit assurée, la tête du boulon fournit une retenue latérale supplémentaire, mais celle-ci n'est pas parfaite comme un encastrement. Il est à noter que dans cette étude de la rigidité, l'allongement du boulon est à tout moment négligé. Ceci est justifié par le fait qu'une prétension sera appliquée aux boulons et que les efforts axiaux transmis aux boulons devraient être très faibles par rapport à leur capacité.

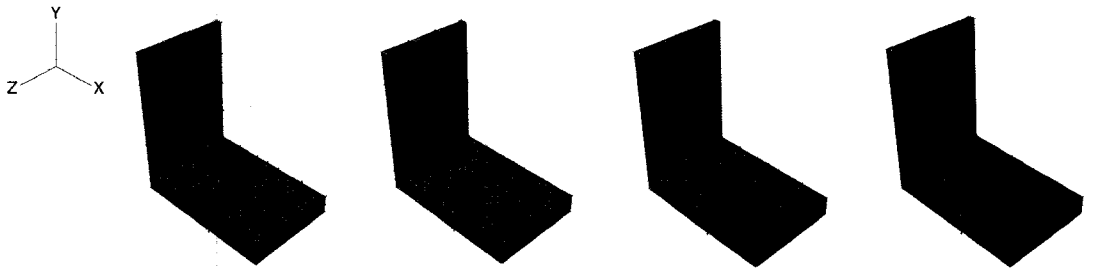


Figure 6.8 : Conditions frontières du modèle de rigidité locale

La force appliquée au modèle est une force uniformément répartie sur un rectangle de 2,5 mm x 60 mm pour le quart de segment de support. Cette surface représente donc un contact sur 5 mm sur la longueur de la diagonale et 120 mm de la largeur, soit la largeur du noyau. La force répartie appliquée est dirigée selon l'axe Y et sa grandeur est de 10 kN pour le segment de support en entier. Cela correspond à une pression de contact de 17 MPa, ce qui est réaliste en comparaison des pressions prédites au chapitre 5 pour le spécimen de Tremblay et Bolduc (voir 5.4.7.6). Dans le sens de la largeur, le noyau

est considéré centré entre les boulons du système de retenue, ces boulons étant espacés de 2B' = 180 mm.

Afin de procéder au choix d'un maillage adéquat, une analyse de convergence a été réalisée pour un espacement longitudinal de boulons de 300 mm. Plusieurs éléments différents on été considérés :

- C3D20 : des éléments cubiques à 20 nœuds à interpolation quadratique
- C3D10 : des éléments tétraédriques à 10 nœuds à interpolation quadratique
- C3D8R : éléments cubiques à 8 nœuds à interpolation linéaire et intégration réduite
- C3D8 : éléments cubiques à 8 nœuds à interpolation linéaire

Dans tous les cas, le maillage a été raffiné jusqu'à obtention d'une convergence satisfaisante sur le déplacement maximal du support. La Figure 6.9 présente les résultats de cette étude de convergence. Des graphes de la flèche au centre y sont montrés en fonction de la taille caractéristique des éléments en millimètres ainsi qu'en fonction du nombre d'éléments utilisés dans le modèle.

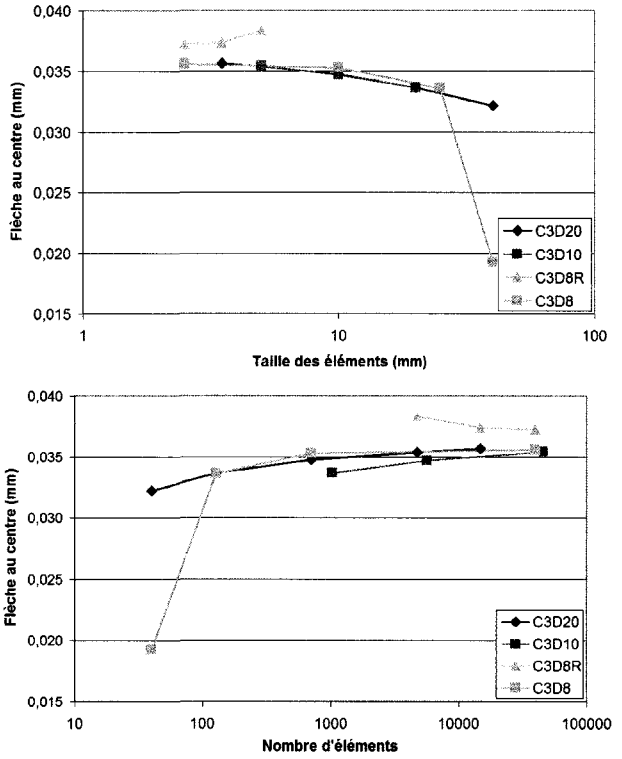


Figure 6.9: Analyse de convergence pour modèle de rigidité locale

Pour tous les éléments considérés, les analyses convergent vers le même résultat. Tous les éléments à intégration complète convergent en fournissant une rigidité de plus en plus faible avec le raffinement du maillage. Leur usage surestime la rigidité du modèle. Seul le maillage à intégration réduite converge en augmentant la rigidité du modèle. Son usage avec un maillage grossier sous-estime la rigidité. Ceci est dû au fait qu'avec un maillage grossier d'éléments à intégration réduite, certaines sections en flexion peuvent ne compter qu'un seul élément sur leur épaisseur et donc se retrouver avec une rigidité quasiment nulle. Finalement, la convergence des modèles utilisant des maillages à intégration complète est plus rapide et des maillages plus grossiers peuvent être utilisés.

Un maillage cubique à 20 nœuds (éléments C3D20) dont les éléments ont une taille d'environ 5 mm a finalement été choisi pour le modèle de rigidité locale et pour l'étude

paramétrique réalisée sur celui-ci. Ce maillage représentait le meilleur compromis entre temps d'analyse et précision des résultats. Il est à noter que cette configuration sous-estime les déplacements et, donc, surestime les rigidités d'environ 5% par rapport au maillage plus fin.

Il est possible de faire ici une évaluation qualitative du maillage utilisé pour les éléments de support latéral du modèle complet du cinquième chapitre. Le modèle S1-2 complet utilisait des éléments C3D20 d'une taille d'environ 40 mm, soit la taille d'élément la plus importante montrée sur la Figure 6.9. Pour le support en T, la différence entre la flèche obtenue de ces éléments et un résultat avec les éléments les plus fins considérés est de l'ordre de 10%. Les deux modèles possédant une géométrie et des dimensions semblable, on peut raisonnablement assumer que le support latéral du modèle S1-2 complet présenté au cinquième chapitre surestime d'environ 10% sa rigidité à cause de son maillage. Néanmoins, l'usage d'un maillage plus fin aurait été impossible à cause des temps de calcul prohibitifs et l'erreur est considérée acceptable et faisant partie des inconvénients d'une modélisation tridimensionnelle.

6.3 Étude paramétrique de la rigidité des sections en T

Une étude paramétrique faisant varier l'espacement longitudinal des boulons est présentée à cette section. Celle-ci est réalisée afin de proposer une méthode d'évaluation de la rigidité locale des sections de support latéral en T selon leur géométrie et l'espacement des boulons utilisé. Cette étude est réalisée sur le modèle développé à la section 6.2.1. Un support latéral réalisé à partir d'un WT155x64,5 et possédant des espacements de boulons L_b entre 150 mm et 450 mm est considéré.

Les caractéristiques géométriques des modèles ainsi que les résultats des analyses sont présentés aux Figure 6.10 et Figure 6.11 ainsi que dans le Tableau 6.1.

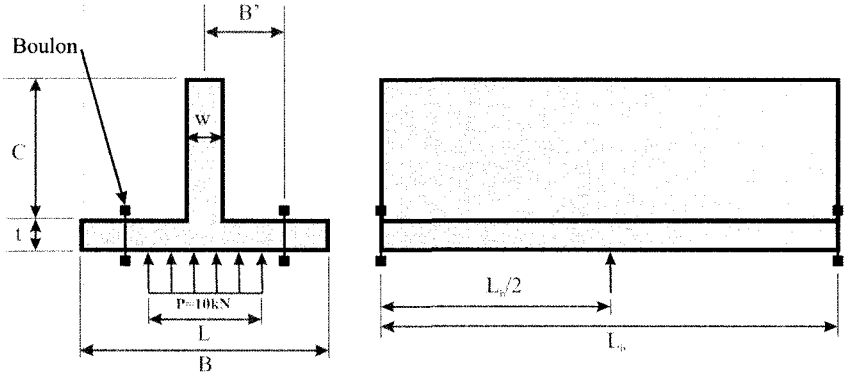


Figure 6.10 : Paramètres géométriques de la section de support latéral

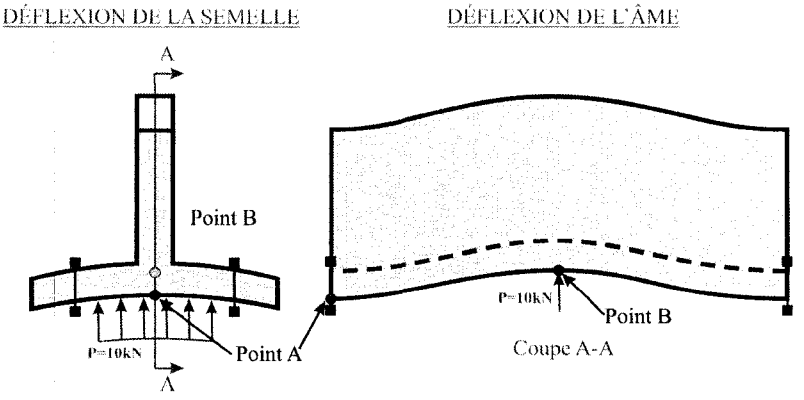


Figure 6.11 : Déflexions caractéristiques de la section de support latéral

Tableau 6.1 : Résultats de l'analyse paramétrique de rigidité locale

Propriétés géométriques du modèle avec force appliquée de 10,0 kN							Résultats du modèle numérique			
							Avec encastrement du boulon		Avec déplacement vertical empêché du boulon	
B (mm)	B' (mm)	C (mm)	t (mm)	w (mm)	L_b (mm)	L (mm)	Flèche au centre (PtB) (mm)	Flèche au bord (PtA) (mm)	Flèche au centre (mm)	Flèche au bord (PtA) (mm)
308	90	138,4	20,6	13,1	150	120	3,52E-02	3,27E-02	4,70E-02	4,46E-02
					200		3,21E-02	2,85E-02	3,94E-02	3,60E-02
					250		3,11E-02	2,63E-02	3,63E-02	3,17E-02
					300		3,12E-02	2,53E-02	3,54E-02	2,96E-02
					350		3,21E-02	2,49E-02	3,58E-02	2,87E-02
					400		3,35E-02	2,48E-02	3,69E-02	2,84E-02
					450		3,52E-02	2,49E-02	3,85E-02	2,84E-02

6.3.1 Discussion sur les résultats

Les flèches observées sur les modèles par éléments finis suivent quelques tendances générales. En effet, la flèche au PtA, soit au bord du segment étudié, diminue avec l'augmentation de l'espacement des boulons, tandis que la flèche au centre diminue d'abord pour ensuite augmenter avec l'allongement du segment de retenue latérale, tel que montré à la Figure 6.12

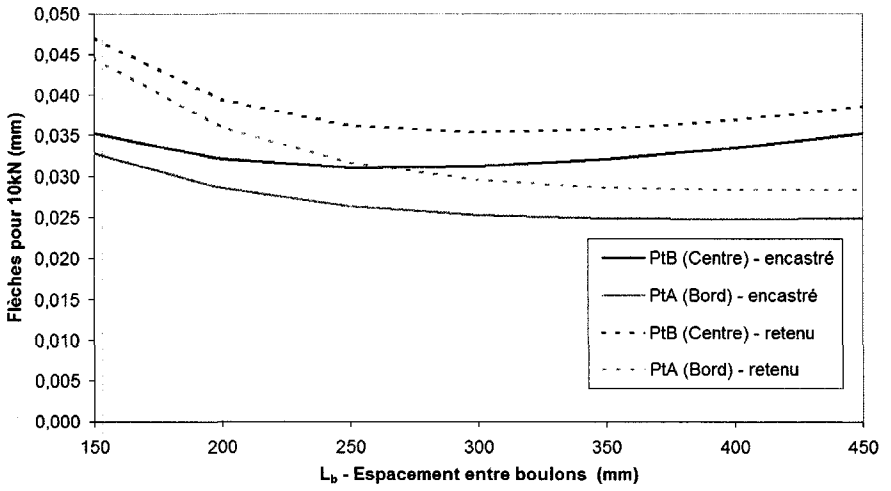


Figure 6.12: Flèches selon l'espacement des boulons pour un WT155x64,5

Ce comportement peut être visualisé et expliqué plus clairement si les déflexions par section de support sont considérées, ainsi, la déflexion due à la flexibilité de la semelle correspond directement à la flèche mesurée au PtA, tandis que la déflexion due à l'âme peut être obtenue en soustrayant la flèche au PtB de la flèche au PtA.

On remarque alors à la Figure 6.13 que la déflexion de l'âme est en croissance continue avec l'augmentation de l'espacement des boulons, tandis que la déflexion de la semelle quant à elle, tend à diminuer et à atteindre un plancher.

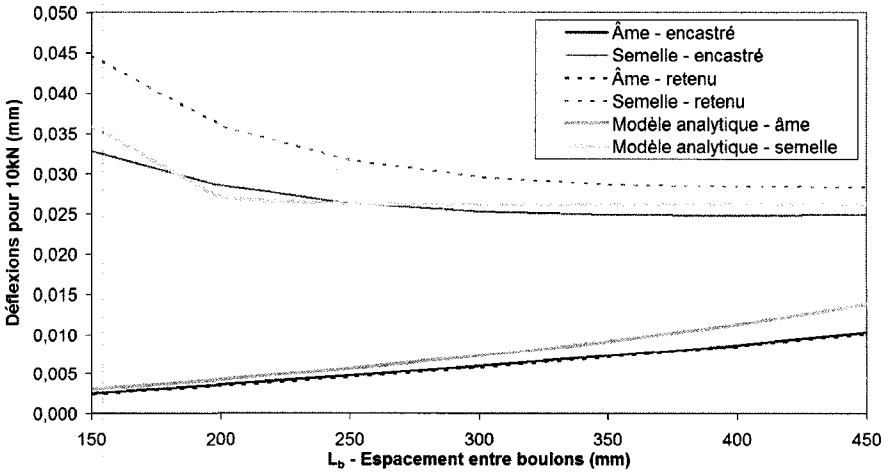
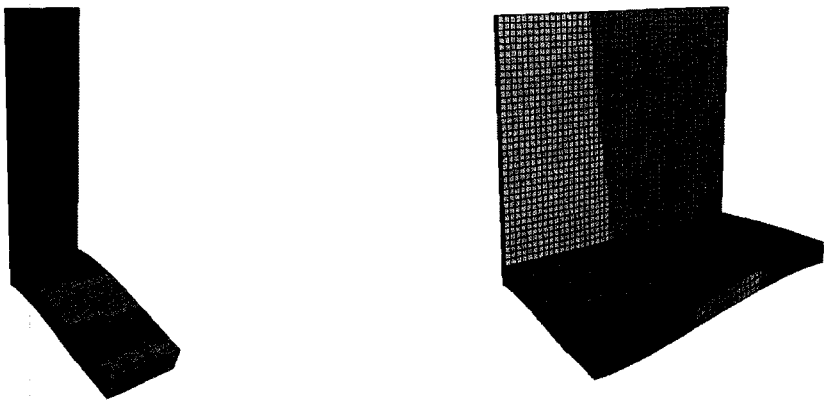


Figure 6.13: Déflexions selon l'espacement des boulons

En effet, si l'on garde en mémoire que la force appliquée à chacun des modèles est constante, il est clair que pour les espacements de boulons très réduits, la largeur de la semelle résistant la force est si réduite que sa flexion est considérable. On remarque sur la Figure 6.14 a) que pour un espacement de boulons faible, la semelle ne travaille qu'en flexion. Lorsque l'espacement des boulons augmente, la semelle travaille sur une plus grande largeur. Cette largeur effective ne peut néanmoins pas croître indéfiniment à cause de la flexibilité en torsion de la semelle, et vient donc à se produire une déformée telle que celle illustrée à la Figure 6.14b), où une partie de la semelle proche du boulon résiste à la flexion, tandis qu'une partie de la semelle éloignée du boulon ne participe plus à la rigidité de la section.



a) Espacement entre boulons faible *b) Grand espacement entre boulons*

Figure 6.14 : Allure des déformées de la section de retenue latérale selon l'espacement des boulons

Il est aussi intéressant de noter ici que pour des espacements pratiques, soit environ entre 250 et 350 mm, la flexibilité de l'âme du support ne représente qu'environ un quart à un tiers de la flexibilité totale. Ceci permet une simplification considérable pour des modèles analytiques de comportement des DDC. En effet, il est possible pour ceux-ci de ne considérer qu'un mode de déformation par flexion de la semelle en attribuant à cette semelle une flexibilité combinée correspondant à celle de la semelle et de l'âme.

Il est possible de remarquer, toujours à la Figure 6.13, l'influence de la condition de retenue des boulons. Celle-ci affecte uniquement la déflexion des semelles, qui est plus importante pour la condition de retenue verticale par rapport à la condition d'encastrement parfait. La condition de retenue des boulons n'affecte que marginalement la déflexion de l'âme du support latéral, étant donné que la déflexion de celle-ci se fait dans un plan perpendiculaire au plan dans lequel l'encastrement du boulon ajoute de la rigidité au système. Comme expliqué précédemment, le comportement fourni par un boulon réel se situera entre les deux conditions idéalisées.

Connaissant les déflexions et les forces appliquées, il est possible de tracer une courbe de la rigidité des sections de retenue latérale selon l'espacement des boulons. Cette courbe, illustrée à la Figure 6.15 présente les rigidités obtenues lorsqu'une force constante est appliquée au centre du segment étudié. Cette courbe est utile dans une situation où l'on considère que les forces générées par le noyau sur le support latéral sur une longueur d'un espacement de boulons sont ramenées au centre du segment de support latéral. Ainsi, si on considère un espacement L_b isolé et les courbes de rigidité totale (âme et semelle), il existe un espacement des boulons fournissant une rigidité de support latéral maximale. En bas de cet espacement, la section de semelle résistant à la flexion est trop courte et fléchit beaucoup, tandis qu'au dessus de cet espacement optimal, la flexion de l'âme vient réduire la rigidité.

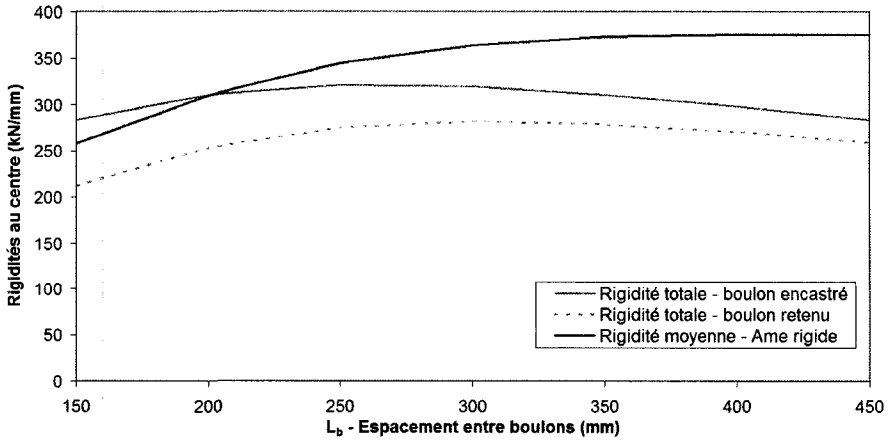


Figure 6.15 : Rigidités de support latéral pour force constante

6.4 Modèle analytique d'approximation de la rigidité des sections en T

Un modèle d'approximation de la rigidité locale des sections en T est proposé. Il permet d'évaluer la flexion provenant de la semelle de la section ainsi que de son âme. Le calcul de la flexion de la semelle requiert néanmoins un facteur empirique qui est fixé dans cette étude par rapport aux résultats des modèles par éléments finis. Une étude plus approfondie permettrait ultérieurement de relier ce facteur à des considérations géométriques.

Le modèle simplifié proposé considère la semelle et l'âme comme deux ressorts découplés et en série. L'âme est considérée comme une poutre bi encastrée à ses extrémités avec une force ponctuelle en son centre. La semelle, quant à elle, est considérée comme une poutre simplement supportée à ses deux extrémités sur laquelle est appliquée une charge répartie, tel qu'illustré à la Figure 6.16.

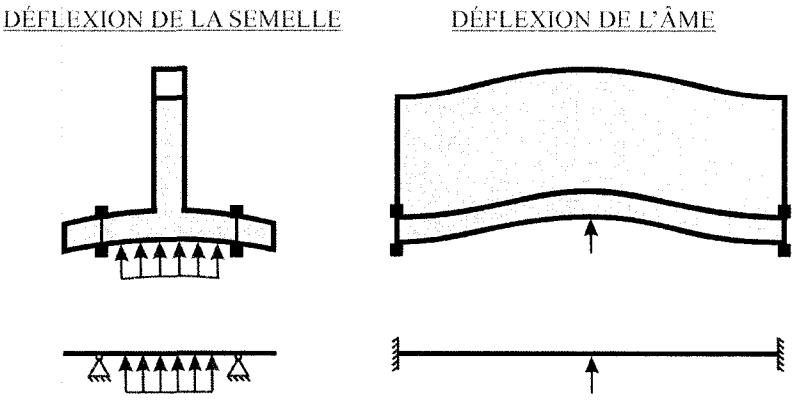


Figure 6.16 : Représentation analytique des rigidités du support latéral

Le calcul de la flèche de l'âme provient de la somme des flèches en flexion et cisaillement :

$$\Delta_{âme} = \frac{P(L_b)^3}{192EI_{âme}} + \frac{1.2L_bP}{4Gw(C+t)} \tag{6.1}$$

avec :

$$I_{âme} = \frac{w(C+t)^3}{12} \tag{6.2}$$

L'estimation de la flèche de la semelle provient d'un calcul semblable :

$$\Delta_{semelle} = \frac{5P(B')^3}{48EI_{semelle}} + \frac{1.2B'P}{4GL_{be}t} \tag{6.3}$$

avec :

$$I_{semelle} = \frac{L_{be}t^3}{12} \tag{6.4}$$

$$L_{be} = \min(L_b;205*) \tag{6.5}$$

* La valeur de 205 mm provient d'une calibration par éléments finis valable uniquement pour une section de support latérale formée d'un WT155X64,5. Cette valeur, appelée longueur de semelle effective maximale est la plus grande longueur sur laquelle la semelle est effective de part et d'autre d'un boulon.

Le calcul de L_{be}, la longueur de semelle effective pourrait être subséquemment relié à la géométrie de la semelle. Intuitivement, il appert que cette longueur devrait être fonction de l'épaisseur de la semelle ainsi que de la largeur B'. Une étude paramétrique plus approfondie sur ces facteurs serait nécessaire afin de pouvoir généraliser l'équation proposée à toutes les géométries de supports en T.

Les flèches calculées avec le modèle analytique proposé sont illustrées à la Figure 6.13. Pour toute la plage d'espacements de boulons considérée, on remarque une excellente concordance entre le modèle analytique et la simulation numérique.

Des équations (6.1) et (6.3) peuvent être déduites la rigidité locale de l'âme, k_{la}, et la rigidité locale de la semelle, k_{ls}.

$$k_{la} = \left[\frac{(L_b)^3}{192EI_{âme}} + \frac{1.2L_b}{4Gw(C+t)} \right]^{-1} \tag{6.6}$$

$$k_{ls} = \left[\frac{5(B')^3}{48EI_{semelle}} + \frac{1.2B'}{4GL_{be}t} \right]^{-1} \tag{6.7}$$

De l'étude de la rigidité locale réalisée, il apparaît qu'il est raisonnable de découpler la rigidité de la semelle et la rigidité de l'âme afin de calculer la rigidité locale (k_l) d'une section de support en T, tel qu'indiqué ci-dessous.

$$\frac{1}{k_l} = \frac{1}{k_{ls}} + \frac{1}{k_{la}} \tag{6.8}$$

De plus, si l'on accepte de surestimer modérément la rigidité locale de la section, seule la flexibilité de la semelle peut être considérée, ce qui permet de simplifier fortement l'allure de la déformée locale des systèmes de retenue latérale et ouvre la porte à des modèles simplifiés.

$$k_l \approx k_{ls} \quad si \quad k_{la} \rangle\rangle\rangle k_{ls} \tag{6.9}$$

La Figure 6.15 inclus une courbe de rigidité selon l'espacement des boulons calculée uniquement à partir de la flexion de la semelle. On remarque que la différence avec la rigidité totale croît avec l'espacement des boulons. Pour de grands espacements de boulons, la rigidité provenant uniquement de la semelle est substantiellement surestimée.

6.5 Discussion et recommandations concernant la rigidité locale

Un modèle analytique de prévision de la rigidité des supports latéraux en T est proposé. Le modèle analytique est calibré et aussi partiellement validé numériquement. Néanmoins, ce modèle analytique nécessite des études plus poussées avant de pouvoir être généralisé à n'importe quelle géométrie. En effet, la largeur effective maximale de la semelle (L_{be}), reste un paramètre important qui n'a été déterminé que pour la section de support latéral particulière qui est considérée.

Des modèles analytiques et numériques, il apparaît que pour une section de support latéral plausible, la déflexion des semelles contribue pour la plus grande part de la déflexion totale du support latéral. Ainsi, pour le WT155x64,5 considéré avec un espacement des boulons de 300 mm, la flexion de la semelle est environ quatre fois plus importante que celle de l'âme. Ceci indique que si la rigidité locale doit être augmentée, les efforts devraient être concentrés sur la semelle. Afin de limiter la flexion de la semelle, il faut envisager de l'épaissir ou encore de réduire la distance 2B' entre les deux rangées longitudinales de boulons. Pour ce faire, l'usage d'un noyau plus trapu, dont le rapport h/L est plus important, est recommandé.

Bien que la réduction de l'espacement entre les boulons ne puisse qu'augmenter la rigidité locale d'une section de support latéral, il est peu efficace de réduire l'espacement des boulons à des valeurs fortement inférieures au double de la largeur effective maximale de la semelle ($2L_{be}$). En effet, une fois $L_b=2L_{be}$ toute la semelle entre les boulons est considérée comme participant à la rigidité de la section et une réduction encore plus importante de l'espacement des boulons n'aurait pour conséquence que de réduire la flexion de l'âme. Ainsi, pour la section WT155x64,5 étudiée, un espacement de 300 mm semble optimal. Légèrement inférieur à $2L_{be}$, cet espacement assure pratiquement l'atteinte du minimum de déflexion de la semelle présenté à la Figure 6.13, tout en évitant une déflexion de l'âme importante. Cet espacement de boulons conduit à

la rigidité totale maximale présentée à Figure 6.15 aux alentours de l'espacement L_b de 300 mm. Cet espacement L_b de 300 mm sera utilisé pour la suite du projet.

Finalement, il n'est pas recommandé d'utiliser le modèle analytique proposé avec considération uniquement de la rigidité locale de la semelle pour des espacements de boulons élevés, étant donné que la déflexion de l'âme devient alors significative. Un moyen de contrecarrer cela est de déterminer la rigidité k_l en considérant la flexibilité de l'âme et de la semelle tel que défini par l'expression (6.8).

6.6 Modèle de rigidité locale du support latéral de l'essai S1-2

Cette section présente une évaluation quantitative de la rigidité locale des supports latéraux utilisés pour les spécimens S1-1 et S1-2 des essais de Tremblay et al. (2006). L'approche utilisé est la même qu'à la section 6.2.1. Le système de retenue modélisé est le même que celui modélisé globalement pour le modèle S1-2 complet du cinquième chapitre et réalisé à partir de deux sections composées d'un tube HSS127x127x4.8 et d'une plaque 270 mm x 10 mm, tel qu'illustré à la Figure 1.5. Pour le spécimen S1-1, seul l'espacement des boulons est différent.

Cette quantification de la rigidité locale est réalisée afin d'ultimement pouvoir valider la méthode proposée d'analyse des DDC avec les résultats des essais S1-1 et S1-2 au Chapitre 7. Plus précisément, on veut savoir si la méthode d'analyse proposée permet de prévoir le comportement inadéquat observé lors de ces essais expérimentaux. En bref rappel, ce comportement inadéquat était une ouverture des supports importante sous les forces de contact du noyau flambant dans un mode élevé. Cette ouverture des supports créait un transfert de charge axiale au support latéral qui n'est pas désiré et a été attribuée à un manque de rigidité locale du support latéral.

Pour permettre cette évaluation, réalisée à la fin du septième chapitre, la rigidité locale des supports utilisés doit être évaluée. Comme il ne s'agit pas de sections en T, la méthode analytique déterminée plus tôt ne peut être appliquée. Un autre modèle Abaqus par éléments finis est donc construit, ce modèle est similaire à celui présenté à la section 6.2.1, seule la géométrie est légèrement différente. Comme pour le modèle précédent, une charge de 10kN est appliquée au centre de section représentée. La surface de contact totale est néanmoins ajustée à 5 mm x 125 mm étant donné la largeur différente du noyau des spécimens S1-1 et S1-2.

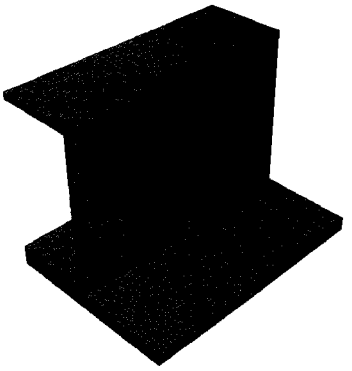


Figure 6.17 : Modèle éléments finis d'évaluation de la rigidité du système de retenue latérale utilisé par Tremblay et al. (2006) pour le spécimen S1-2

Parmi les résultats disponibles du modèle, les flèches ont pour nous un intérêt particulier car c'est à partir des flèches que l'on peut calculer les rigidités locales. Comme pour la section précédente, la flèche au bord est la flèche maximale obtenue d'une déflexion sur la largeur du spécimen sur la ligne reliant deux boulons (l'équivalent du Point A de la section précédente). La flèche au centre est la flèche maximale du spécimen, qui survient au centre de celui-ci (équivalent au Point B). La déflexion de la semelle est égale à la flèche au centre tandis que la déflexion de l'âme est égale à la flèche au centre soustraite de la flèche au bord.

Les flèches et déflexions obtenues sont présentées dans le Tableau 6.2. La partie inférieure du tableau est utilisée au Chapitre 7. Étant donné que deux conditions de retenue pour les boulons sont utilisées, soit des boulons encastrés et des boulons simplement retenus verticalement, des flèches moyennes sont calculées à partir des deux résultats et ces flèches moyennes sont utilisées pour calculer une rigidité de semelle k_{ls} (10 kN/ Flèche semelle moyenne) et une rigidité d'âme k_{la} (10 kN/ Flèche âme moyenne).

Tableau 6.2: Flèches et rigidités locales des sections de support latéral des spécimens S1-1 et S1-2

Boulons encastrés				
	Flèche au centre (mm)	Flèche au bord (mm)	Déflexion semelle (mm)	Déflexion âme (mm)
Spécimen S1-1 L_b=750mm	0,119	0,0860	0,0860	0,0332
Spécimen S1-2 L_b=375mm	0,111	0,0928	0,0928	0,0179

Boulons retenus verticalement				
	Flèche au centre (mm)	Flèche au bord (mm)	Déflexion semelle (mm)	Déflexion âme (mm)
Spécimen S1-1 L_b=750mm	0,134	0,105	0,105	0,0292
Spécimen S1-2 L_b=375mm	0,129	0,113	0,113	0,0153

Moyenne des conditions de retenue				
	Flèche semelle moyenne (mm)	Flèche âme moyenne (mm)	k_{ls} moyen (kN/mm)	k_{la} moyen (kN/mm)
Spécimen S1-1 L_b=750mm	0,0955	0,0312	105	321
Spécimen S1-2 L_b=375mm	0,103	0,0166	97,0	604

Chapitre 7 : Modèles numériques simplifiés

Le présent chapitre a pour but d'introduire un modèle numérique simplifié du comportement des diagonales ductiles confinées. Réalisé dans le but de réduire le temps d'analyse et de permettre l'étude paramétrique présentée dans le prochain chapitre, ce modèle nécessite quelques hypothèses et simplifications. Celles-ci sont d'abord présentées et expliquées. Vient ensuite une étape de validation où le modèle simplifié est comparé avec un modèle complet équivalent et des essais expérimentaux sur lesquels il est basé. Les modèles analytiques sont finalement comparés au comportement du modèle simplifié.

En dernier lieu, à la lueur des modèles analytiques et des modèles simplifiés, la conception utilisée pour les essais S1-2 est commentée.

7.1 Présentation du modèle simplifié

Suite aux apprentissages réalisés avec le modèle de comportement des DDC complet du Chapitre 5 ainsi que l'étude paramétrique de la rigidité locale du Chapitre 6, il est maintenant possible de simplifier la modélisation des DDC considérée en éliminant les éléments que l'on sait comme n'apportant qu'un léger gain de précision. Le principal but de la simplification du modèle est de permettre la réduction des temps d'analyse et ainsi permettre la réalisation d'une étude paramétrique faisant varier les principaux paramètres de conception des DDC. Les résultats de cette étude paramétrique sont utilisés ultérieurement afin de justifier le choix des paramètres de conception utilisés pour le concept de DDC proposé.

On a vu au cinquième chapitre que les principales difficultés dans le comportement des DDC en acier provenaient d'un manque de rigidité locale des supports latéraux. Ce manque de rigidité permettait le développement d'un flambement du noyau avec une

forte amplitude, ce qui se traduisait par une augmentation des forces de contact et de friction. Cette augmentation de la friction conduisait à un comportement cyclique non uniforme du noyau, diminuant ainsi sa capacité de dissipation d'énergie. De plus, cette situation entraînait une augmentation des charges transférées au système de retenue latérale. Au sixième chapitre, on a vu que pour un système de retenue latérale fait d'une section en T, la plus grande part des déflexions locales entre deux boulons provenait de la flexion de la semelle du segment en T. Ainsi, pour des boulons espacés à des distances raisonnables, la flexion de l'âme du segment de support en T pouvait être négligée.

On peut en déduire qu'afin de parvenir à une modélisation réaliste permettant de capturer le mécanisme d'amplification des forces de contact créé par l'augmentation de l'ouverture des supports, il est nécessaire de considérer le fait que l'ouverture entre les deux moitiés des supports latéraux peut croître sous les forces de contact exercées par le noyau. De plus, étant donné que la plus grande part des déflexions locales entre deux boulons provient de la flexion de la semelle du segment en T, il est possible de considérer une déformée locale approximée uniquement par la flexion de la semelle sans que la modélisation ne s'éloigne trop du comportement réel. Un modèle de comportement simplifié a été développé sur ces bases. Celui-ci, illustré schématiquement à la Figure 7.1, est composé du segment ductile du noyau et de deux supports parfaitement rigides, pouvant s'éloigner l'un de l'autre, mais étant tout de même reliés par un ressort d'une rigidité k_e.

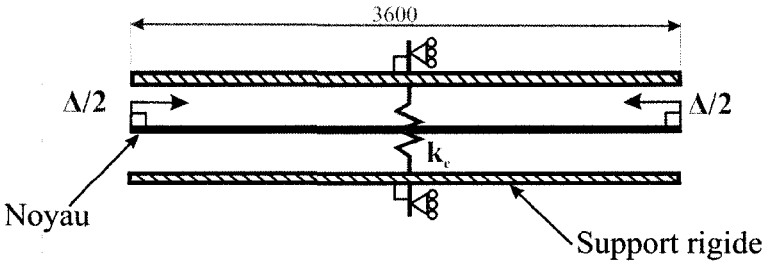


Figure 7.1: Schéma du modèle simplifié

Les supports parfaitement rigides représentent l'âme de la section en T des supports latéraux, tandis que le ressort entre les supports rigides représente la rigidité combinée de tous les segments locaux de semelle du support latéral.

La rigidité k_e du modèle simplifié peut être exprimée par l'équation (7.1). Cette équation permet de relier k_l, la rigidité locale de la section en T, à k_e, la rigidité équivalente, selon le nombre de boulons, n_b ou le nombre d'espacements de boulons de la DDC: $n_e=L_r/L_b$.

$$k_e \approx \frac{n_e k_l}{2} = \frac{L_r k_l}{2L_b} = \left(\frac{n_b}{2} - 1\right)\left(\frac{k_l}{2}\right) \tag{7.1}$$

Cette équation est valide pour un support latéral réalisé de deux sections symétriques avec deux rangées de boulons et une distribution uniforme des boulons sur la longueur du système de retenue latérale (L_r). Il est à noter que la rigidité locale de tous les segments de support latéral est considérée comme contribuant à la rigidité équivalente.

La Figure 7.2 se veut une explication de l'équation (7.1). Elle présente la déflexion de la semelle des sections de support en T dans une DDC complète (1). L'équivalent schématique de la section locale entre deux boulons étudiée au sixième chapitre est présenté en (2). La combinaison de deux moitiés de DDC (3) permet de combiner les rigidités afin d'obtenir une rigidité équivalente (4).

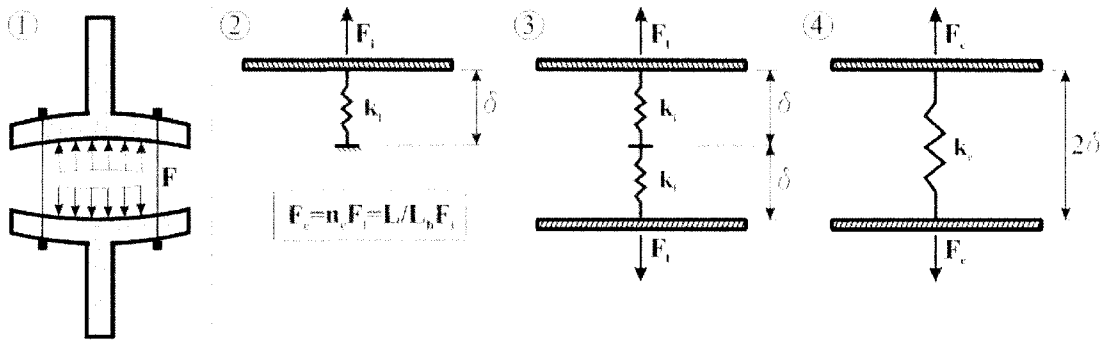


Figure 7.2: Schéma explicatif pour la rigidité équivalente

Le principal avantage du modèle simplifié lorsque l'on développe un modèle par éléments finis est la réduction de tout le système de retenue latérale à uniquement deux degrés de liberté, d'où une réduction substantielle des temps de calcul. Ceci est permis par l'utilisation d'éléments finis analytiquement rigides (R3D4) pour les supports latéraux. Chacun des supports latéraux, après application des conditions de retenue indiquées à la Figure 7.1 se réduit ainsi en un seul degré de liberté dont la direction est normale au plan du noyau. Les degrés de liberté uniques de chacun des demi supports latéraux sont reliés entre-deux par le ressort de rigidité équivalente du modèle. Le ressort contrôle ainsi l'ouverture entre les supports latéraux.

Un modèle tridimensionnel est réalisé, principalement pour assurer une équivalence entre le noyau du modèle complet et le noyau du modèle simplifié. De cette façon, il est possible de réutiliser les matériaux calibrés sur le modèle complet. De plus, cette approche permet de réaliser une étude de convergence du noyau sur le modèle simplifié et de transposer le résultat de cette étude de convergence au noyau, pratiquement identique, du modèle complet S1-2 présenté au cinquième chapitre.

Un segment ductile d'une longueur de 3600 mm est considéré avec une section de 120 mm x 19 mm. Ce noyau est celui qui a été choisi pour la DDC dimensionnée au Chapitre 9 en vue d'un éventuel programme d'essai. Dans le cas du modèle simplifié, une symétrie sur la largeur est utilisée, ainsi seule la moitié du noyau sur sa largeur est modélisée. Cette approche implique que le défaut de rectitude initial dans le plan est négligé et que le noyau ne peut pas flamber dans son plan. La symétrie sur la longueur n'est pas utilisée, de façon à permettre une visualisation directe de la déformée du noyau en entier et à ne pas éliminer des modes de déformation du noyau n'ayant pas une pente nulle au centre.

Un déplacement croissant linéairement est imposé aux deux extrémités du noyau. La valeur totale maximale du déplacement imposé est de 144 mm, résultant en une déformation maximale du noyau de 4%. Cette déformation importante a été choisie étant

donné qu'elle est considérée comme le maximum auquel devraient pouvoir résister les diagonales ductiles confinées.

Finalement, des propriétés de contact sont définies entre le noyau et les supports latéraux. Ces propriétés de contact permettent la séparation des surfaces après contact et sont rigides dans la direction normale. Les propriétés tangentielles de friction varient selon l'usage du modèle simplifié.

7.2 Étude de convergence

Une étude de convergence est réalisée sur le noyau du modèle simplifié. Le raffinement du maillage ainsi que le type d'éléments sont variés afin d'obtenir une convergence suffisante du modèle. Le paramètre utilisé afin de juger de la convergence est la force dans le ressort ainsi que sa variation dans le temps. La force dans le ressort est choisie comme paramètre permettant de juger de la convergence étant donné qu'elle est le résultat le plus significatif du modèle, soit celui qui nécessite la convergence de tous les éléments du modèle. En effet, comme vu au quatrième chapitre, la déformée du noyau et son mode de flambement influencent la force dans le ressort. Ainsi, la déformée du noyau doit aussi avoir atteint la convergence afin de permettre la convergence de la force dans le ressort.

Le Tableau 7.1 présente les modèles considérés avec leurs maillages respectifs. Le temps de calcul requis pour compléter l'analyse monotonique y est noté, ainsi que le mode de déformation atteint à la fin de l'analyse, soit lorsque la déformation $\varepsilon = 4\%$ est atteinte en compression dans le noyau. Le contact considéré pour l'étude de convergence est un contact avec coefficient de friction constant à 0,1 et le ressort du modèle possède une rigidité infinie. Finalement, l'espacement total entre le noyau et les supports latéraux est de 1,5 mm. Ces conditions de modèle correspondent aux conditions de base définies pour les modèles de l'étude paramétrique du huitième chapitre. Leur choix et justification y sont présentés de manière détaillée.

Tableau 7.1: Maillages considérés pour l'étude de convergence du noyau

	Type éléments	Éléments sur la longueur	Éléments sur la largeur	Éléments sur l'épaisseur	Nombre d'éléments total	Temps d'analyse (s)	Mode final
Modèle 1	C3D20	7	1	1	7	11	3
Modèle 2	C3D20	30	1	1	30	36	7
Modèle 3	C3D20	51	1	1	51	204	8
Modèle 4	C3D20	90	2	1	180	630	11
Modèle 5	C3D20	90	1	1	90	339	10
Modèle 6	C3D20	90	1	2	180	682	11
Modèle 7	C3D20	120	2	2	480	1990	14
Modèle 8	C3D20	200	2	2	800	3349	14
Modèle 9	C3D20	300	3	2	1800	13903	11-14
Modèle 10	C3D8	300	3	2	1800	1482	11
Modèle 11	C3D8	500	5	3	7500	5133	14

On remarque au Tableau 7.1 que le mode de flambement le plus élevé est atteint par les maillages les plus fins. Le quatorzième mode était aussi sur le point d'être atteint par le modèle 9 à la fin de son analyse, tel qu'on peut le voir à la Figure 7.4. Ainsi, les modèles à maillage grossier ne permettent pas d'atteindre une déformée de noyau de mode supérieur tel qu'atteinte par les maillages fins à la convergence. De plus, un raffinement excessif ne modifie plus le mode, tout en allongeant substantiellement les temps d'analyse. Finalement, les maillages à 8 nœuds à interpolation linéaire (C3D8) exigent un maillage plus fin et des temps d'analyse supérieurs à ceux utilisant des éléments à 20 nœuds à interpolation cubique (C3D20) afin d'atteindre les mêmes résultats. Le maillage du modèle 8 est considéré le plus efficace et est choisi pour le maillage du modèle simplifié. Cette étude confirme aussi la validité du choix d'éléments et de maillage réalisé pour le noyau du modèle S1-2 complet du cinquième chapitre.

La Figure 7.3 présente graphiquement la variation de la force dans le ressort selon le temps d'analyse pour chacun des modèles avec maillages différents considérés. Les modèles avec maillages très grossiers forment les courbes au bas du graphe, les modèles avec maillages fins forment les courbes situées plus haut dans le graphe. On remarque que le Modèle 8 choisi représente bien les forces maximales obtenues par les différents maillages fins. On reconnaît aussi dans le comportement du ressort les hausses des forces de contact reliées à une augmentation du mode de flambement du noyau. Ces

hausses graduelles des forces sont précédées par de légères baisses très abruptes. En effet, exactement au moment du passage à un mode de flambement supérieur, l'adoption de la nouvelle déformée cause un relâchement temporaire des efforts dans le noyau.

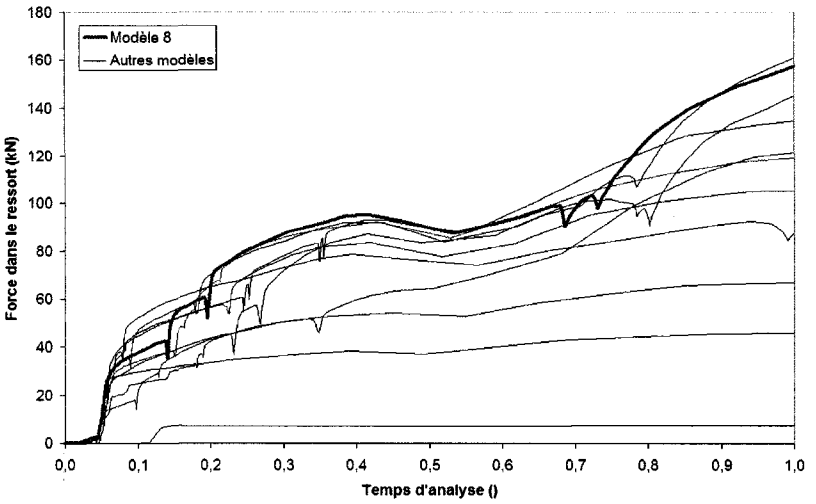


Figure 7.3: Étude de la convergence de la force dans le ressort du modèle simplifié

Finalement, il est à noter que des modes de déformation du noyau avec pente non nulle au centre de la longueur de la diagonale, possibles en théorie, n'ont jamais été observés sur les modèles. Une symétrie a toujours été présente, tel qu'illustré en exemple à la Figure 7.4. Une éventuelle considération de la symétrie sur la longueur n'aurait donc aucune influence sur les résultats.



Figure 7.4: Déformée finale du Modèle 9

7.3 Validation avec essai S1-2

La brève section qui suit présente les résultats d'un modèle simplifié reproduisant le spécimen S1-2. Ceci permet une comparaison du comportement cyclique obtenu avec le modèle simplifié par rapport au modèle complet et aux essais expérimentaux sur lesquels ces modèles sont basés, et ainsi une validation du modèle simplifié proposé.

Au sixième chapitre, un modèle de rigidité locale a été réalisé pour les supports latéraux des spécimens S1-1 et S1-2 des essais de Tremblay et al. (2006). Ce modèle de rigidité locale a permis d'estimer la rigidité k_{ls} du spécimen S1-2 à 97,0 kN/mm ainsi que la rigidité k_{la} à 604 kN/mm, tel que présenté au Tableau 6.2. La rigidité de l'âme étant six fois supérieure à la rigidité de la semelle, il a été choisi dans cet exemple de négliger la flexion de cette première et donc de considérer $k_l = k_{ls}$ pour le calcul de la rigidité équivalente k_e. Cette façon de procéder surestime la rigidité qui a réellement été présente pour les spécimens S1-1 et S1-2, ce qui est conservateur pour la vérification proposée ci-dessous.

À partir de l'équation (7.1) et en considérant les dix espacements de boulons présents sur tout le système de retenue latérale du spécimen S1-2 (voir Figure 5.14), la rigidité équivalente à utiliser pour le modèle simplifié de l'essai S1-2 peut être calculée de la manière suivante.

$$k_e \approx \frac{n_e k_l}{2} = \frac{(10)(97,0)}{2} = 485 \frac{kN}{mm} \tag{7.2}$$

Le modèle numérique Abaqus ne représentant que la moitié sur la largeur du noyau, une rigidité k_e de 243 kN/mm doit être spécifiée au modèle.

La courbe hystérétique obtenue du modèle simplifié avec le noyau du spécimen S1-2 et les mêmes paramètres de matériau, de chargement et d'analyse que le modèle S1-2 complet du cinquième chapitre (avec $\mu = 0,3$) est présentée à la Figure 7.5.

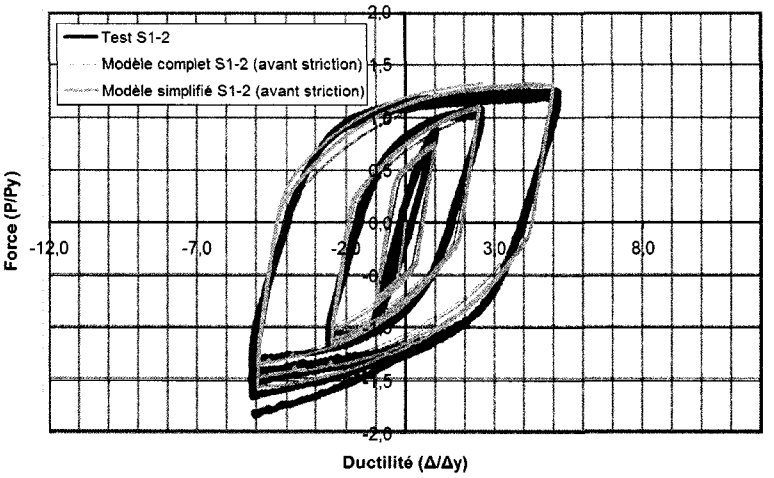


Figure 7.5: Comparaison de résultats selon les modèles considérés

On remarque à la Figure 7.5 une bonne concordance des résultats, tant entre le modèle simplifié et le modèle complet, qu'entre le modèle simplifié et les résultats expérimentaux. Il est à noter néanmoins que sur la courbe du modèle simplifié de la Figure 7.5, seuls les résultats avant la striction sont présentés. La striction du noyau est survenue pour le modèle simplifié au premier cycle en tension à $5\Delta_y$ comparativement au quatrième cycle en tension à $5\Delta_y$ pour le modèle complet, et ce, malgré l'usage des mêmes propriétés de matériau. Ces propriétés cycliques de matériau sont celles qui ont été présentées à la section 5.3.2. Ceci porte à croire que le modèle simplifié, de par sa considération différente des supports latéraux, tend à solliciter plus fortement le centre du noyau en tension, et ce, certainement en favorisation une augmentation de section du noyau en compression à ses extrémités, tel que montré (pour l'épaisseur) à la Figure 7.6.



Figure 7.6: Déformée du noyau au dernier cycle en compression avant la striction (X20)

La reproduction raisonnable du comportement expérimental du spécimen S1-2 par le modèle simplifié valide les hypothèses adoptées dans sa réalisation et permet son usage.

7.4 Comparaison avec modèles analytiques

Pour fins de simplification, nous avons considéré dans les modèles analytiques et dans le modèle numérique simplifié des supports latéraux parfaitement rigides reliés entre eux par un ressort unique de rigidité k_e. Une comparaison directe du modèle numérique simplifié avec les différents modèles analytiques est donc possible. Celle-ci est réalisée de façon à pouvoir juger du réalisme de chacun des modèles analytiques. En effet, le modèle numérique considère le flambement inélastique sans passer par l'intermédiaire d'une courbe de flambement inélastique tel que le font les modèles analytiques. De plus, le modèle numérique représente de façon réaliste les épaisseurs et déformées du noyau contrairement aux modèles analytiques qui réduisent le noyau à une fibre sans épaisseur et dont la déformée est contrainte mathématiquement. Ceci permet au modèle numérique simplifié d'adopter une déformée de noyau autre qu'un sinus et de prendre en compte les variations de section dues à l'effet de Poisson, choses impossibles pour les modèles analytiques.

Pour cette comparaison, le modèle numérique simplifié est utilisé dans des conditions s'approchant le plus possible des modèles analytiques. Ainsi, la friction est posée nulle. La géométrie du noyau présentée au Tableau 4.3 est utilisée avec la courbe de comportement monotonique du matériau développée au cinquième chapitre. Le lecteur peut ainsi se référer au Tableau 4.3 pour les prévisions des modèles analytiques correspondant à la géométrie du noyau utilisé. Une gamme de sept rigidités de ressort k_e variant de 25 à 1600 kN/mm est considérée afin de comparer les résultats du modèle numérique aux prévisions des modes de flambement et des forces transmises aux supports latéraux réalisées par les modèles analytiques. Un chargement monotonique croissant est imposé au noyau du modèle numérique simplifié jusqu'à l'atteinte d'une déformation ε moyenne dans le noyau de 4%.

La première comparaison concerne le mode de flambement du noyau selon la rigidité du système de retenue, celle-ci est illustrée à la Figure 7.7.

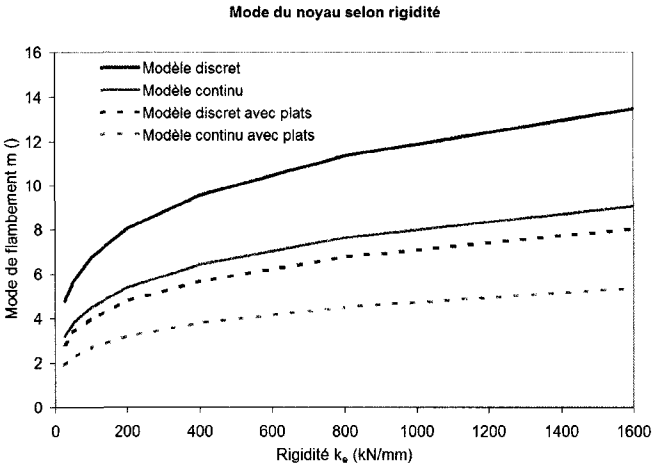


Figure 7.7: Comparaison des modes de flambement des modèles analytiques et numériques

On remarque que tous les modèles analytiques prédisent une augmentation du mode de flambement avec l'augmentation de la rigidité. Une comparaison avec le mode de flambement du modèle numérique n'est pas pertinente sur la plage de rigidités étant donné que le modèle numérique utilise, contrairement aux modèles analytiques, une formulation en grandes déformations. Le modèle numérique étant en déplacement contrôlé, celui-ci peut donc obtenir une déformée même si le système de retenue a flambé, chose impossible pour les modèles analytiques. Il est néanmoins possible de mentionner que pour les rigidités élevées le modèle numérique atteint le neuvième mode de flambement. Ce mode de flambement est dans la plage prédite par les modèles analytiques et correspond au mode obtenu par le modèle analytique continu.

La Figure 7.8 illustre une sélection de déformées des noyaux obtenues à 4% de déformation afin d'illustrer l'importante variation des amplitudes d'ouverture observées. L'échelle d'amplification varie.

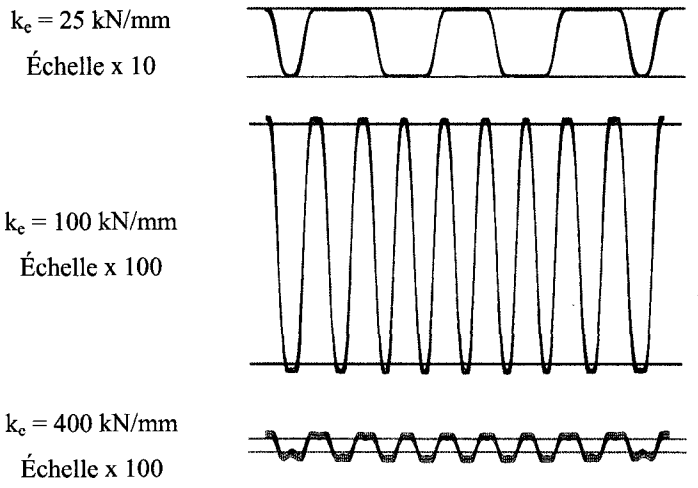


Figure 7.8: Déformées de noyau à 4% pour une sélection de rigidités k_e différentes

On a vu au quatrième chapitre que pour la géométrie de noyau considérée dans cet exemple, le modèle continu avec segments plats requiert une rigidité k_e de 1523 kN/mm afin de permettre l'atteinte d'une plastification axiale du noyau. À cette rigidité, à l'extrême droite de la Figure 7.7, le système de retenue latérale est suffisamment rigide afin de permettre l'atteinte d'un élancement du noyau inférieur à 0,25. À ce moment, les modèles analytiques et numériques convergent vers des résultats semblables. En effet, lorsque le flambement du support latéral est empêché, le mode de flambement du noyau devrait se situer entre le mode prédit par le modèle continu et celui prédit par le modèle continu avec segments plats. Ceci est confirmé par le modèle numérique, avec le mode de flambement observé plus proche de celui prédit par le modèle continu que par le modèle continu avec segments plats.

Les déformées discrètes des modèles analytiques mènent à des modes de flambement plus élevés que les déformées continues. À la vue de la Figure 7.7, on pourrait penser qu'une déformée plus réaliste à considérer dans les modèles analytiques pourrait inclure un coefficient de longueur effective K situé entre 0,5 et 1,0. Une telle déformée mènerait à des modes intermédiaires entre les modèles continus et discrets et rapprocherait le résultat analytique des observations sur les modèles numériques. La déformée élastique

d'un noyau qui flambe est très bien représentée par une formulation sinusoïdale, néanmoins, lors du chargement du noyau, des rotules plastiques partielles se forment d'abord dans les plis du noyau et rapprochent la déformée du noyau de celle des modèles discrets. On peut par cette observation justifier une déformée intermédiaire entre les modèles continus et discrets.

La seconde comparaison réalisée entre les modèles analytiques et numériques concerne la prévision de la charge inélastique maximale pouvant être portée par le noyau du système de DDC. Celle-ci est présentée à la Figure 7.9.

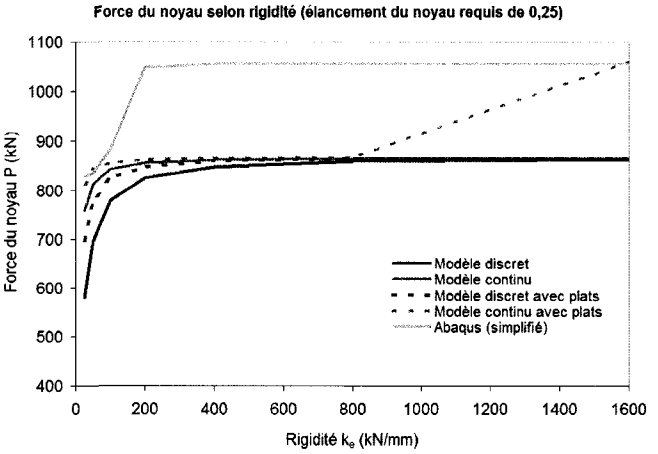


Figure 7.9: Comparaison des forces dans le noyau des modèles analytiques et numériques

On remarque à la Figure 7.9 que la force portée par le noyau du modèle numérique augmente rapidement avec la rigidité jusqu'à l'atteinte d'une charge correspondant à la déformation imposée ($P_{\varepsilon max}$). La même tendance est observée pour tous les modèles analytiques. Néanmoins, les modèles analytiques nécessitent une rigidité plus élevée afin d'atteindre la charge maximale. Ceci peut être expliqué par le fait que la courbe de flambement utilisée pour les modèles analytiques nécessite absolument $\lambda \leq 0{,}25$ afin de permettre la plastification du noyau et l'atteinte de $P_{\varepsilon max}$ et que la transition de cette courbe, présentée en Annexe C est très abrupte. Une transition plus graduelle rapprocherait la courbe du modèle continu avec plats de la courbe provenant du modèle numérique. De plus, le choix arbitraire du défaut de rectitude utilisé dans le

développement de la courbe inélastique n'est certainement pas fidèlement reproduit par les conditions du noyau du modèle numérique simplifié. La considération d'un plus petit défaut de rectitude dans le développement de la courbe inélastique aurait conduit à l'atteinte d'une plastification axiale du noyau à des élancements plus élevés. Si la limite de $\lambda \leq 0{,}25$ était relevée, tous les modèles analytiques atteindraient $P_{\varepsilon max}$ pour des rigidités inférieures à celles nécessaires actuellement et les courbes de ces modèles s'approcheraient plus de la courbe du modèle numérique. La Figure 7.10 présente ainsi la même comparaison que la Figure 7.9 mais en considérant qu'un $\lambda \leq 0{,}40$ est suffisant pour atteindre la plastification du noyau. On remarque alors que tous les modèles analytiques permettent d'atteindre la charge $P_{\varepsilon max}$ pour la rigidité k_e de 1600 kN/mm. De même lorsque $\lambda = 0{,}40$ est considéré comme la limite pour permettre la plastification du noyau, les résultats des modèles analytiques se rapprochent des résultats observés avec le modèle numérique. Ceci montre la grande sensibilité des résultats à cette limite d'élancement et démontre que la valeur de $\lambda = 0{,}25$ retenue au quatrième chapitre comme base de détermination de la rigidité minimale nécessaire à fournir au système de retenue latérale est conservative. Malgré l'intention avouée pour ce conservatisme dans un contexte de dimensionnement, le Chapitre 4 fournit aussi les valeurs de rigidité $k_{e,\,\lambda=0,40}$ pouvant être utilisées lorsque le degré de conservatisme adopté est jugé exagéré.

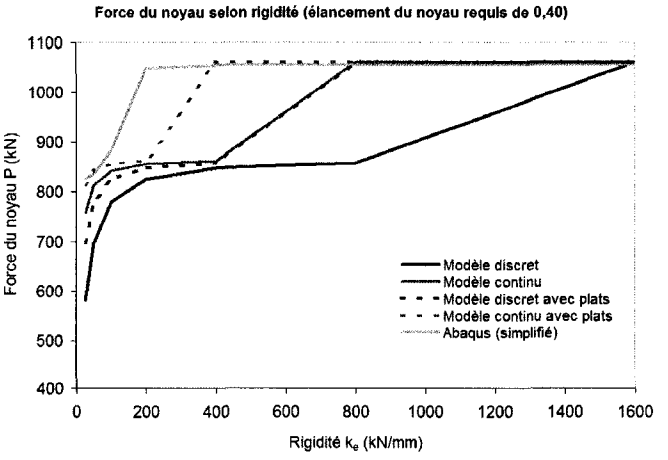


Figure 7.10: Comparaison des forces dans le noyau des modèles analytiques et numériques

La troisième comparaison est dédiée aux forces F_{ke} dans le ressort des modèles et est présentée à la Figure 7.11. Cette force représente la force totale transmise par le noyau au système de retenue latérale.

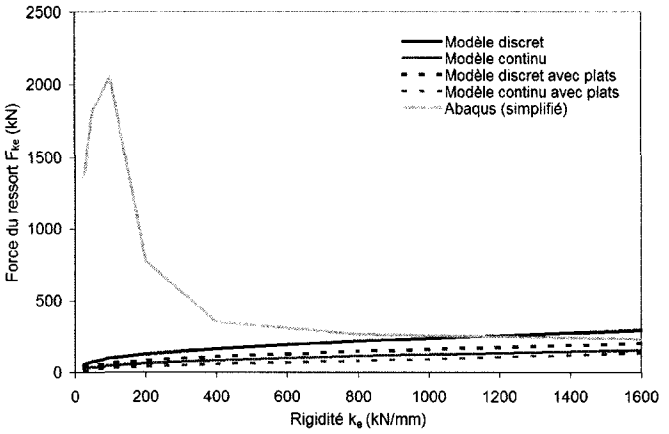


Figure 7.11: Comparaison des forces dans le ressort des modèles analytiques et numériques

On remarque à la Figure 7.11 que les modèles analytiques fournissent les mêmes forces dans le ressort que le modèle numérique uniquement pour des rigidités élevées, suffisantes pour éviter une ouverture importante du système de support latéral. Ces prévisions de la force F_{ke} sont basées sur les prévisions de modes de flambement de chacun des modèles, telles que présentées à la Figure 7.7. Comme mentionné plus tôt, le mode atteint par Abaqus pour de faibles rigidités de support n'est pas représentatif étant donné que celui-ci est obtenu en grands déplacements pour un support ayant flambé. Ceci se répercute aussi pour les forces observées dans le ressort. À part pour les rigidités élevées, il n'est donc pas possible de juger de la validité des modèles analytiques sur cette base, ce qui justifie la prochaine comparaison.

Mais avant, il est intéressant de noter le comportement du modèle numérique. Celui-ci parvient, pour des rigidités faibles, à des forces importantes transmises au support latéral. L'augmentation de la rigidité permet de diminuer ces forces très rapidement. Comme vu précédemment, les forces transmises au noyau sont la source du débalancement des efforts dans les DDC et d'une sollicitation non uniforme du noyau

sous chargement cyclique menant à un comportement non optimal. On a donc tout intérêt à fournir une rigidité suffisante au système de retenue latérale afin de réduire au minimum ces forces transmises au support latéral.

La dernière comparaison, présentée à la Figure 7.12, reprend les modèles analytiques de prévision des efforts dans le ressort mais utilise la charge P et le mode notés dans l'analyse Abaqus afin de parvenir à l'estimation des forces dans le ressort.

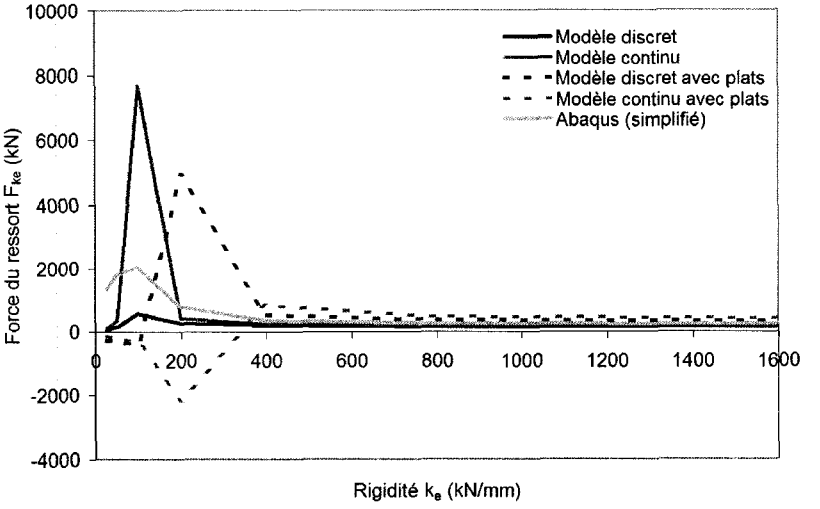


Figure 7.12: Comparaison de la prévision des efforts avec les modèles analytiques

On remarque à la Figure 7.12 que même pour des faibles rigidités, les modèles analytiques sans considération des segments plats parviennent à reproduire la tendance fournie par le modèle numérique. La charge appliquée et le mode de flambement sont néanmoins trop élevés pour les faibles rigidités afin que les modèles avec considération des segments plats parviennent à une solution réaliste. En effet, le dénominateur des équations (4.55) et (4.76) devient négatif et ces modèles fournissent des forces négatives irréalistes. Dans les fortes rigidités, tous les modèles parviennent néanmoins à une estimation raisonnable des forces transmises.

7.5 Commentaires sur la conception du spécimen S1-2

Les modèles analytiques développées permettent de borner le mode de flambement du noyau prévu pour des DDC dont la rigidité des supports est suffisamment grande pour empêcher de grandes déformations dans le support latéral. De plus, lorsque la charge appliquée et le mode de déformation sont connus, les modèles, particulièrement ceux sans considération de segments plats, permettent une estimation des forces transmises au noyau même pour de faibles rigidités. De même, à la section 6.6, la rigidité locale du support latéral des spécimens S1-1 et S1-2 des essais de Tremblay et al. (2006) a pu être estimée. Toutes les informations sont ainsi réunies afin de pouvoir commenter la rigidité de support latéral fournie aux spécimens S1-1 et S1-2.

Si le choix de la rigidité à spécifier au système de retenue latérale dans le but de la conception d'une diagonale avec un noyau identique à celui utilisé pour les spécimens S1-1 et S1-2 devait être entrepris en se basant sur les modèles analytiques développés, celui-ci suivrait les étapes décrites ci-dessous.

D'abord, à partir de la géométrie du noyau des spécimens S1-1 et S1-2 présentée au cinquième chapitre, et des propriétés de matériau connues (voir 5.2.1), il est possible de calculer une charge maximale que devra porter le noyau de la DDC en compression :

$$P_{\varepsilon,\max} = 1{,}25P_y = 1{,}25AR_yF_y = (1{,}25)(125)(12{,}7)(0{,}370) = 734kN \tag{7.3}$$

Ensuite, toujours en considérant la géométrie du noyau, il est possible de calculer une rigidité k_e requise avec le modèle continu avec segments plats afin que le noyau puisse atteindre un λ=0,25.

$$k_{e,\lambda=0,25} = \frac{8P_y^{\,2}L_d}{EI} = \frac{8(587)^2(2483)}{(207)(21340)} = 1549\ kN/mm \tag{7.4}$$

Sachant qu'à l'atteinte de sa charge critique, le modèle continu avec segments plats sera dégénéré vers un modèle continu sans segments plats, on peut directement utiliser le modèle continu pour prévoir un mode de flambement critique avec la rigidité k_e calculée en (7.4).

$$m_{cr} = \frac{1}{2}\sqrt[4]{\frac{2k_e L_d^{\ 3}}{\pi^4 EI}} = \frac{1}{2}\sqrt[4]{\frac{2(1549)(2483)^3}{\pi^4(207)(21340)}} = 9{,}11 \approx 9 \tag{7.5}$$

Ce 9e mode de flambement semble raisonnable, bien qu'un peu faible, si on le compare avec le mode de déformée finale du spécimen S1-2 présenté à la Figure 5.38.

Pour un espacement initial entre les supports de 1,6 mm, il est possible de tracer à la Figure 7.13 la relation entre la rigidité équivalente du système de support latéral et les forces qui lui sont transmises sous $P_{\varepsilon,max}$.

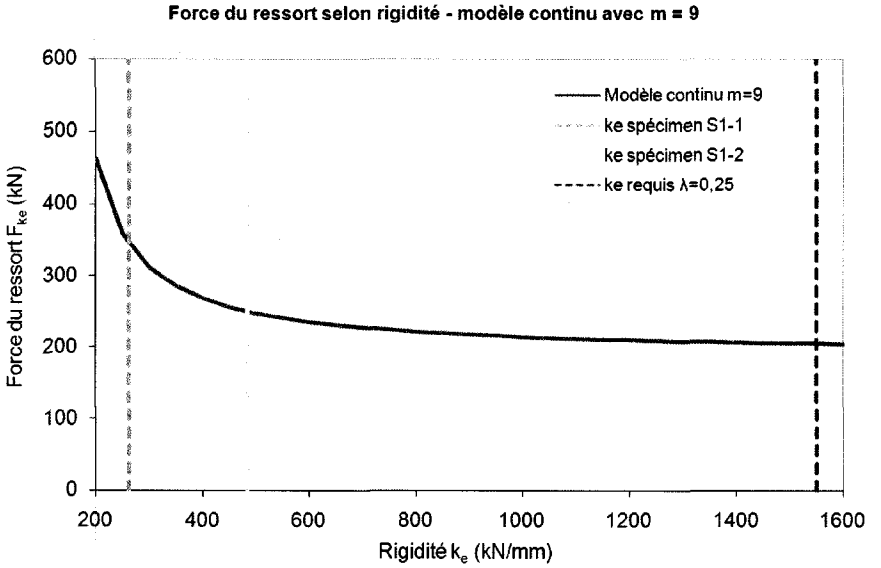


Figure 7.13: Forces transmises au support latéral selon la rigidité équivalente de celui-ci pour la géométrie du noyau des spécimens S1-1 et S1-2 et un mode de flambement de 9

À l'équation (7.2) la rigidité équivalente k_e du spécimen S1-2 a été estimée à 485 kN/mm. En procédant de la même manière, on peut déterminer la rigidité équivalente du spécimen S1-1 en prenant en compte que le nombre de boulons de part et d'autre du tubulaire était moindre (5 espacements). Le spécimen S1-2 était identique au spécimen S1-1 illustré à la Figure 5.14 mais sans les boulons additionnels (1 sur 2). Il est à noter que le serrage des boulons s'est fait à la main seulement, ce qui aurait pu contribuer à une rigidité du noyau initiale encore plus faible.

$$k_e \approx \frac{n_e k_l}{2} = \frac{(5)(105)}{2} = 263 \frac{kN}{mm} \tag{7.6}$$

Les forces F_{ke} résultant des différentes rigidités sont présentées au Tableau 7.2.

Tableau 7.2: Forces dans ressort F_{ke} selon la rigidité considérée

Spécimen	Rigidité k_e (kN/mm)	Δ_b (modèle continu)	Force $F_{ke} = \Delta_b \times k_e$ (kN)
S1-1	263	$\frac{2P\Delta_{b0}m^2\pi^2}{4L_d k_e - 2m^2\pi^2 P}$	343
S1-2	485		250
Avec $k_{e,\lambda=0,25}$	1549		205

Les rigidités équivalentes des spécimens S1-1 et S1-2 sont aussi montrées à la Figure 7.13. On remarque d'abord que la rigidité du support du spécimen S1-1 est très faible et que les efforts générés sont près de 1,7 fois ceux qui seraient présents dans un modèle ayant la rigidité k_e recommandée et calculée en (7.4). Cette constatation aurait pu être un indice ayant annoncé le comportement très insuffisant du spécimen S1-1, soit une ouverture importante du support latéral (voir la Figure 1.6) et un blocage en compression très précoce (voir Figure 3.7).

Les forces transmises par le noyau au support du spécimen S1-2 sont seulement environ 20% plus élevées que celles prévues à la rigidité k_e nécessaire. Le comportement du spécimen S1-2 a été bien supérieur à celui du spécimen S1-1, mais n'a pu être soutenu sur plusieurs cycles de grande amplitude, un fort blocage en compression étant apparu. Ceci porte à croire que la rigidité seule ne permet pas d'assurer un bon comportement

sous un important chargement cyclique et qu'un contrôle serré de la grandeur des forces transmises au support latéral est nécessaire. En effet, les forces de contact présentes dans le système étaient telles qu'elles ont produit une friction importante et un blocage. Ces forces étant seulement réduites de 20% avec la rigidité recommandée, $k_{e,\lambda=0,25}$, il faut rechercher aussi d'autres moyens de réduire les forces de contact.

Un tel contrôle passe par la minimisation de l'ouverture initiale entre les faces des supports latéraux. Selon les modèles analytiques, une diminution de l'espacement initial Δ_{b0} se traduit directement par une diminution proportionnelle des forces transmises par le noyau.

Il est donc considéré qu'une combinaison de rigidité initiale trop faible et d'espacement initial trop important a conduit au blocage en compression observé sur les spécimens S1-1 et S1-2. La séquence d'évènements considérée est présentée à la Figure 7.14.

La séquence présentée débute par un cycle en compression. Elle serait inchangée si le premier chargement était en tension. Ce premier cycle en tension n'aurait néanmoins presque aucun effet, le noyau plastifiant alors uniformément.

Lors de l'application d'un chargement en compression, le noyau flambe dans l'espacement initial qui lui a été fourni. Si la rigidité et la résistance du support le permettent, le mode de flambement du noyau évolue et augmente jusqu'à l'atteinte d'une charge de flambement du noyau supérieure à la charge de plastification. Le noyau commence alors à plastifier. Plus le mode de flambement est élevé, plus le nombre de points de contact entre le noyau et le support latéral est élevé et plus l'angle θ avec lequel est incliné le noyau est élevé. Comme vu plus tôt, un angle thêta élevé combiné à un nombre de points de contact important cause une augmentation des forces de contact. Le mode de flambement dépend de la géométrie du noyau. Pour un flambement hors plan, un noyau mince atteint un mode de flambement élevé. De même l'importance de l'angle θ est déterminée par l'espacement entre les supports. Un grand espacement cause un angle θ et donc des forces de contact plus importantes.

L'augmentation des forces de contact fait augmenter l'ouverture des supports par flexion locale de ceux-ci. Ceci entraîne un cercle vicieux où l'augmentation des forces de contact augmente l'ouverture, qui entraîne une augmentation de l'angle θ et de nouveau une augmentation des forces de contact. C'est surtout ici que la rigidité locale des supports latéraux entre en jeu en limitant le développement important de ce cercle vicieux.

Lorsque la charge axiale est accrue lors du cycle en compression, l'augmentation des forces de contact entraîne à son tour une augmentation du transfert de charge axiale aux supports latéraux par friction, la force de friction étant proportionnelle à la force de contact. La charge axiale est transférée au support latéral peu à peu à chaque point de contact en partant des extrémités du noyau vers le centre. Ceci a pour effet de réduire la charge axiale sur la partie centrale du noyau par rapport à ses extrémités et d'augmenter la sollicitation du noyau à ses extrémités. Les extrémités du noyau sont alors plus déformées que le centre. Elles écrouissent plus et leur section s'accroît plus. La charge portée par l'extrémité du noyau étant plus importante, celle-ci peut entraîner une augmentation du mode de flambement localisée aux extrémités, aggravant encore la situation. L'augmentation de la charge portée par le noyau à ses extrémités augmente la charge portée par la diagonale en compression, ce qui apparaît comme un blocage en compression. Le blocage en compression n'est pas désiré car il réduit l'attrait du système par l'obligation de considérer des forces débalancées importantes pour la conception par capacité de la structure.

Une augmentation de la section du noyau plus importante à ses extrémités qu'en son centre cause aussi son lot de problèmes lors des cycles en tension. En effet, lors de ceux-ci, les déformations en tension seront alors concentrées au centre du noyau. Le mécanisme de réduction de section au centre du noyau est alimenté par le nombre et l'amplitude des cycles en tension. Ce mécanisme entraîne ultimement la rupture de la diagonale en tension en son centre.

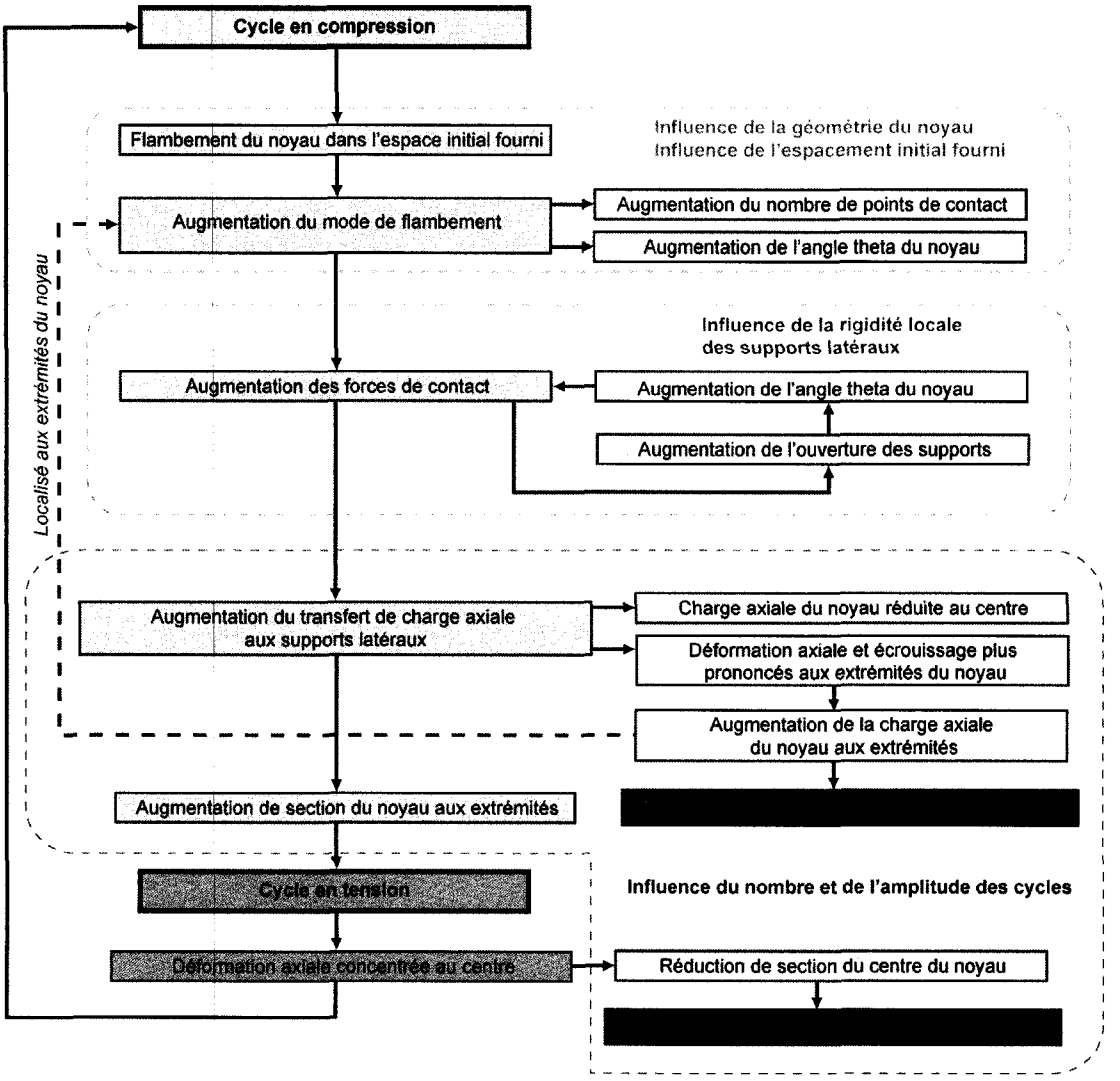


Figure 7.14: Séquence d'évènements ayant mené au blocage en compression du spécimen S1-2

Lors de la présentation de cette séquence s'appliquant à toutes les DDC, il a été assumé que la stabilité et la résistance du système sont assurées. Une rigidité trop faible, en plus de causer une ouverture des supports importante pourrait même ne pas permettre la plastification du noyau. De même, une résistance insuffisante pourrait causer la ruine du système par une perte de la capacité à soutenir les efforts générés.

La brève section qui suit permet d'appuyer la séquence expliquée par des résultats de modèles numériques.

Deux analyses supplémentaires ont ainsi été réalisées sur le modèle numérique simplifié de l'essai S1-2 présenté à la section 7.3. Ce modèle simplifié considère un chargement cyclique et inclus la friction entre les surfaces en contact. Dans la première analyse, on utilise une rigidité k_e dix fois supérieure à celle du système de retenue de l'essai S1-2. Dans la seconde analyse, en plus d'utiliser la rigidité k_e dix fois supérieure, on réduit de moitié l'espacement initial Δ_{b0} à 0,8 mm.

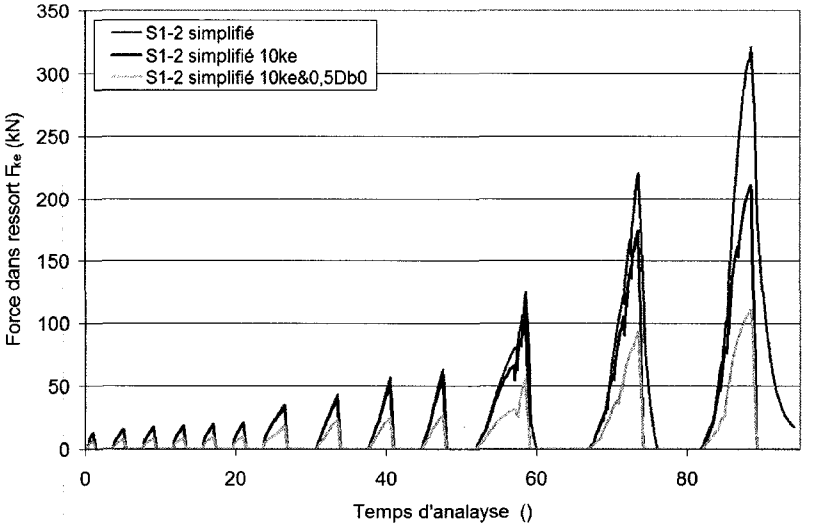


Figure 7.15: Comparaison des forces dans le ressort des modèles simplifiés

On remarque d'abord à la Figure 7.15 que les forces F_{ke} dans le ressort du modèle S1-2 non modifié sont du même ordre de grandeur que celles prédites à la Figure 7.13 ou au Tableau 7.2. Ainsi, pour le modèle S1-2 simplifié, les forces F_{ke} maximales avoisinent les 300 kN, lorsque le modèle analytique prévoit 250 kN. On remarque encore une fois qu'une augmentation de rigidité k_e diminue les forces transmises par le noyau. De plus, on remarque que la réduction de Δ_{b0} a un grand effet sur la réduction des forces F_{ke}. Une réduction de moitié de Δ_{b0} a pour effet de réduire d'environ la même proportion les forces F_{ke} (exactement selon modèles simplifiés). Une réduction des forces F_{ke} est souhaitable pour améliorer le comportement cyclique du noyau car elle conduit à des déformations plastiques mieux distribuées sur la longueur du noyau. Ceci est illustré sur la Figure 7.16 où on voit les variations d'épaisseur de l'extrémité du noyau pour les trois

modèles simplifiés considérés. La variation d'épaisseur, due à l'effet de Poisson, est un indicateur de l'importance des déformations plastique subies par le noyau. Une sollicitation parfaitement uniforme du noyau devrait résulter en des variations d'épaisseurs oscillant autour de zéro avec les cycles de chargement. Plus l'augmentation de l'épaisseur à l'extrémité du noyau (ou la réduction d'épaisseur au centre) est importante, moins la sollicitation du noyau est uniforme et plus grandes sont les chances d'une rupture prématurée en tension au centre du noyau ou d'un blocage en compression prématuré aux extrémités du noyau.

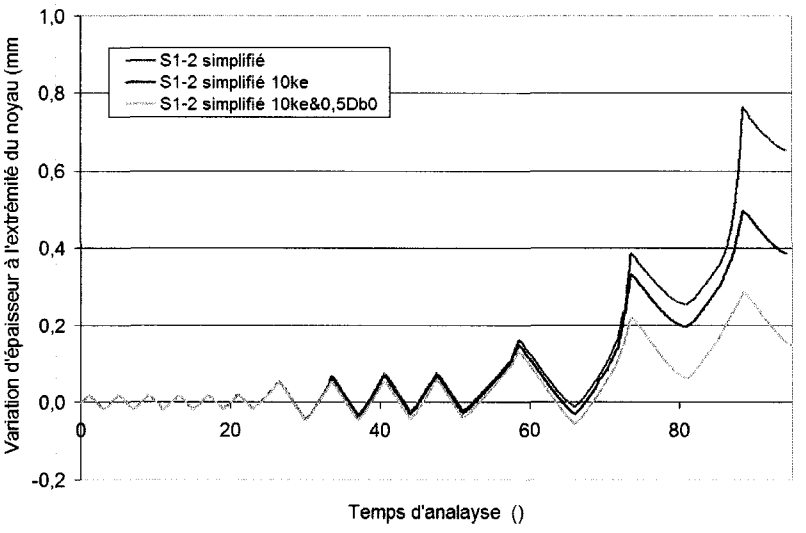


Figure 7.16: Comparaison des variations d'épaisseur de l'extrémité du noyau pour des modèles simplifiés

La Figure 7.16 permet de constater clairement l'influence de la rigidité et de la taille de l'ouverture initiale entre les supports Δ_{b0} sur la variation d'épaisseur de l'extrémité du noyau et ainsi sur l'uniformité de la sollicitation du noyau. En effet, tant l'augmentation de la rigidité que la réduction de Δ_{b0} tendent à réduire les variations d'épaisseurs. Une sollicitation parfaitement uniforme du noyau est donc utopique à cause de la présence inévitable de la friction entre le noyau et le support latéral. Néanmoins, le fait de s'approcher le plus possible d'une sollicitation uniforme devrait améliorer le comportement cyclique du noyau et sa capacité de dissipation d'énergie.

Finalement, ces simulations numériques et observations expérimentales indiquent aussi que le noyau peut se plastifier et atteindre la charge maximum P_{max} même si la rigidité du système de retenue est inférieure à la rigidité nécessaire pour atteindre $\lambda = 0,25$. Une rigidité associée à un élancement de 0,40 pourrait en fait être suffisante. Néanmoins, on considère que la rigidité de support obtenue avec le modèle continu avec segments plats de façon à atteindre $\lambda = 0,25$ représente une valeur conservatrice qui permettra d'obtenir un bon comportement cyclique du noyau si on contrôle les forces transmises au noyau en minimisant l'espacement initial entre les faces du support latéral.

7.6 Résumé

L'étude présentée à ce chapitre a permis de développer un modèle numérique simplifié pour l'étude des DDC. Ce modèle nécessite une rigidité de support équivalente pour toute la diagonale qui peut être obtenue selon l'expression (7.1) pour le nombre de boulons de connexion fournis et la rigidité locale du support latéral tel que déterminée au Chapitre 6.

Le modèle numérique a été validé par une comparaison avec des essais expérimentaux. Étant donné la similitude du modèle simplifié avec les modèles analytiques, une comparaison entre ceux-ci a été réalisée. Celle-ci montre qu'il y a une bonne concordance entre les résultats des modèles numériques et les prévisions des modèles analytiques.

Finalement, la conception des spécimens S1-1 et S1-2 du programme d'essais de Tremblay et Bolduc a été commentée. On y apprend que la rigidité qui a été spécifiée au système de retenue de ces spécimens est insuffisante selon les critères fixés à l'aide des modèles analytiques. Ce manque de rigidité peut-être une explication partielle de l'importante sur-résistance en compression observée sur ces spécimens.

Chapitre 8 : Étude paramétrique des DDC

Comme on l'a vu dans les chapitres précédents, malgré leur apparente simplicité, les diagonales ductiles confinées ont un comportement complexe, principalement lorsque soumises à un effort de compression cyclique. Même si certaines tendances dans le comportement peuvent être déduites par raisonnement, le caractère fortement non linéaire des phénomènes en jeu et les nombreuses interactions entre les composantes peuvent compliquer la donne.

Certaines tendances ont été identifiées plus tôt dans ce mémoire. Dans cette section, on vise à faire ressortir de manière ordonnée et comparative toutes les tendances dans le comportement des DDC en insistant sur celles qui sont associées aux principaux paramètres de conception. Les paramètres à l'étude sont la rigidité des supports latéraux, l'ouverture initiale, le coefficient de friction entre le noyau et le système de retenue latérale ainsi que l'élancement initial du noyau (de par son épaisseur).

Les études sont réalisées avec le modèle numérique simplifié de prévision du comportement des DDC qui a été introduit et validé au Chapitre 7. En premier lieu, l'étude paramétrique est réalisée avec un chargement monotonique. Un chargement cyclique est par la suite considéré. Cette approche permet de discerner, en plus de l'influence des paramètres à l'étude, l'influence d'un chargement cyclique sur les tendances.

L'étude paramétrique permet finalement d'optimiser le choix des paramètres de conception à utiliser pour le concept de diagonale ductile confinée proposé. Ainsi, l'étude paramétrique est réalisée autour d'un noyau potentiel pour le concept proposé dimensionné au Chapitre 9 et pouvant être testé expérimentalement au laboratoire de structures de l'École Polytechnique.

8.1 Paramètres de l'étude, valeurs et explications

Le modèle est composé d'un noyau en acier et de deux supports parfaitement rigides. Tel qu'illustré à la Figure 7.1, les supports ne peuvent que s'éloigner l'un de l'autre mais sont retenus par un ressort de rigidité k_e. Un déplacement égal est imposé aux deux extrémités du noyau. Hormis la retenue offerte par les supports et la rotation empêchée aux extrémités, le noyau est entièrement libre de se déformer hors de son plan.

Les paramètres de l'étude sont :

- h, l'épaisseur du noyau
- μ, le coefficient de friction entre le noyau et les supports
- Δ_{b0}, l'espacement total initial entre le noyau et les supports
- k_e, la rigidité du ressort liant les deux supports

Les autres paramètres sont :

- la largeur du noyau : 120 mm
- les propriétés du matériau du noyau : monotonique et cyclique, selon l'étude et en réutilisant les propriétés développées au Chapitre 5.
- le déplacement maximal imposé : 4% de la longueur totale du noyau considéré. Cette longueur considérée correspond à la longueur ductile L_d.
- la longueur du segment ductile du noyau : 3600 mm
- la longueur du support latéral : 3750 mm, suffisamment pour supporter le noyau à 4% en tension. (3600 x 1,04 = 3744 mm)
- le défaut de rectitude du noyau : 0,2 mm suivant un arc de cercle sur toute la longueur L_d. La valeur est arbitraire et fournie uniquement pour initier le flambement.

Les résultats recherchés sont:

- la force axiale dans le noyau
- la force dans le ressort
- une estimation du mode de flambement

On présente au Tableau 8.1 les différents cas traités. Les cases en grisé (vert) représentent les propriétés du modèle de référence. On a fait varier un seul paramètre à la fois, ce qui a donné un total de 8 analyses ou cas étudiés.

Tableau 8.1: Modèles pour étude paramétrique

Paramètre	Valeur 1	Valeur 2	Valeur 3
h	12 mm	19 mm	25 mm
μ	0	0,1	0,3
Δ_{b0}	-	$2\,\Delta_{b0,min}$	$4\,\Delta_{b0,min}$
k_e	$0{,}2k_{e,\lambda=0,25}$	$k_{e,\lambda=0,25}$	∞

Les valeurs d'épaisseur correspondent à des épaisseurs approximatives de plaques communément disponibles et dont l'usage est réaliste pour des noyaux de DDC. La valeur moyenne de 19 mm est choisie pour le modèle de référence étant donné que cette épaisseur est la plus indiquée pour la construction de spécimens de DDC pouvant être testés avec les vérins disponibles au laboratoire de structures de l'École Polytechnique. Pour une même aire, un noyau plus épais aura un moment d'inertie plus élevée (I est fonction de h^3), ce qui donne lieu à une plus grande résistance au flambement du noyau hors de son plan.

Les valeurs de coefficients de friction sont posées à 0,0, 0,1 et 0,3. Ces valeurs correspondent respectivement à une diagonale utopique sans friction, à une diagonale dont la friction est réduite par l'usage de téflon ou de matériaux dont le coefficient de friction avec l'acier est semblable et, finalement, à une diagonale avec un coefficient de friction représentatif d'une friction acier contre acier. Le coefficient de friction nul est considéré pour l'étude paramétrique afin d'avoir un aperçu du meilleur comportement possible avec les DDC, celui-ci pouvant servir de base de comparaison pour le

comportement avec des coefficients de friction plus réalistes. Le coefficient de 0,1 a été retenu pour le modèle de référence puisque l'on prévoit éventuellement utiliser un matériel de désolidarisation entre le noyau et le support des DDC dans le concept de DDC proposé. De plus, on souhaite que la friction ne soit pas trop prépondérante dans le modèle de référence afin de ne pas masquer l'influence des autres paramètres à l'étude.

Les ouvertures initiales Δ_{b0} présentes au début de l'analyse entre les faces des support latéraux correspondent au double et au quadruple de la valeur $\Delta_{b0,min}$ requise pour permettre les déformation par effet Poisson à la déformation maximale imposée, soit 4%. $\Delta_{b0,min}$ est calculée selon l'expression (8.4) pour chacune des épaisseurs.

ε_y la déformation à la première plastification :

$$\varepsilon_y = \frac{F_y}{E} = \frac{0{,}370}{200} = 0{,}00185 \tag{8.1}$$

La valeur de F_y utilisée ici est celle provenant des développements du matériau monotonique du Chapitre 5.

μ_{max} la ductilité maximale atteinte par le noyau :

$$\mu_{\max} = \frac{\varepsilon_{\max}}{\varepsilon_y} = \frac{0{,}04}{0{,}00185} = 21{,}6 \tag{8.2}$$

En considérant un coefficient de Poisson élastique ν de 0,3 et un coefficient de Poisson inélastique ν_p de 0,5, il est possible de calculer la déformation transversale due à l'effet Poisson à la déformation maximale imposée au noyau.

$$\varepsilon_{Poisson} = \nu(\varepsilon_y) + \nu_p(\mu_{\max} - 1)\varepsilon_y = (0{,}3)(0{,}00185) + (0{,}5)(21{,}6 - 1)(0{,}00185) = 0{,}0196 \tag{8.3}$$

Ce qui nous permet de calculer les valeurs de $\Delta_{b0,min}$, la déformation transversale minimale sur l'épaisseur du noyau pour chacune des épaisseurs considérées :

$$\begin{aligned} \Delta_{b0,\min,12mm} &= 0{,}0196(12) = 0{,}235mm \\ \Delta_{b0,\min,19mm} &= 0{,}0196(19) = 0{,}37mm \\ \Delta_{b0,\min,25mm} &= 0{,}0196(25) = 0{,}49mm \end{aligned} \tag{8.4}$$

Pour l'étude paramétrique, les valeurs suivantes sont ainsi nécessaires :

Tableau 8.2: Valeurs d'espacements initiaux utilisées pour l'étude paramétrique

Espacement initial	12mm	19mm	25mm
$2\Delta_{b0,min}$	-	0,74mm	-
$4\Delta_{b0,min}$	0,94mm	1,48mm	1,96mm

La valeur de $1\Delta_{b0,min}$ ne peut directement être utilisée pour l'espacement initial étant donné qu'elle entraînerait nécessairement un blocage du noyau. En effet, dans une DDC réelle, il y a de la friction entre le noyau et le système de retenue et il n'est donc pas possible d'obtenir des déformations axiales qui soient parfaitement uniformes sur la longueur du noyau. La moindre concentration de déformation longitudinale de compression aux extrémités du noyau causera donc une déformation transversale du noyau plus importante que $\Delta_{b0,min}$ et il y aura blocage si le jeu initial est égal à $\Delta_{b0,min}$. Des valeurs de $2\Delta_{b0,min}$ et $4\Delta_{b0,min}$ sont donc considérées pour l'étude paramétrique, $4\Delta_{b0,min}$ étant retenue pour le modèle de référence.

Trois rigidités ont été considérées pour l'étude paramétrique. D'abord une rigidité infinie, ensuite la rigidité $k_{e,\lambda=0,25}$ qui correspond à la rigidité nécessaire pour atteindre $\lambda = 0{,}25$ avec le modèle continu avec segments plats et, finalement, une cinquième valeur qui est posée égale à 0,2 $k_{e,\lambda=0,25}$. La rigidité infinie est considérée comme base de comparaison. Elle est aussi considérée pour le modèle de référence afin que les autres variations de paramètres ne soient pas influencées par l'ouverture du support lors de l'analyse. La valeur de $k_{e,\lambda=0,25}$ est considérée conservatrice. Ainsi une valeur de rigidité

plus faible, correspondant à un cinquième de la valeur de rigidité calculée, est utilisée comme troisième valeur de comparaison.

La géométrie considérée pour le noyau (section et longueur) étant la même que celle utilisée pour l'exemple numérique présenté au Tableau 4.4, $k_{e,\lambda=0,25}$ vaut 1523 kN/mm. Le Tableau 8.3 résume les valeurs numériques des paramètres des différents modèles de l'étude paramétrique.

Tableau 8.3: Résumé des valeurs numériques des paramètres de l'étude paramétrique

Paramètre	Valeur 1	Valeur 2	Valeur 3
h	h=12 mm avec Δ_{b0}=1,48mm μ=0,1 k_e=∞	h=19 mm avec Δ_{b0}=1,48mm μ=0,1 k_e=∞	h=25 mm avec Δ_{b0}=1,48mm μ=0,1 k_e=∞
μ	h=19 mm avec Δ_{b0}=1,48mm μ=0 k_e=∞		h=19 mm avec Δ_{b0}=1,48mm μ=0,3 k_e=∞
Δ_{b0}	-	h=19 mm avec Δ_{b0}=0,74mm μ=0,1 k_e=∞	h=19 mm avec Δ_{b0}=1,48mm μ=0,1 k_e=∞
k_e*	h=19 mm avec Δ_{b0}=1,48mm μ=0,1 k_e=305kN/mm	h=19 mm avec Δ_{b0}=1,48mm μ=0,1 k_e=1523kN/mm	

** La valeur de k_e spécifiée au modèle simplifié est la moitié de la valeur présentée au tableau étant donné que le modèle numérique ne représente que la moitié sur la largeur de la diagonale.*

Les résultats des analyses monotoniques et cycliques sont présentés et discutés ensemble dans la section qui suit. Néanmoins, il est important de savoir que pour la sollicitation monotonique, un déplacement croissant linéairement en compression est imposé au noyau des huit modèles de l'étude jusqu'à l'atteinte d'une déformation axiale moyenne dans le noyau de 4%. Pour ce qui est de l'analyse sous sollicitation cyclique, un déplacement cyclique croissant est imposé au noyau jusqu'à l'atteinte d'une déformation moyenne de 4%, le protocole de chargement est présenté au Tableau 8.4.

Tableau 8.4: Définition du chargement cyclique

Nombre de cycles	Amplitude des cycles
2	$\Delta_{by} \approx 0.2\%$
2	1%
2	2%
2	3%
2	4%

Ce protocole de chargement est inspiré de celui recommandé par l'AISC pour les tests des DDC. L'amplitude maximale de 4% est représentative des déformations maximales subies par les noyaux des DDC des études du comportement des bâtiments avec DDC présentées à la section 3.3.

8.2 Résultats et discussion

Les résultats présentés sont principalement axés sur la force de contact entre le noyau et le support latéral, soit la force F_{ke} dans le ressort du modèle. Cette force est directement liée aux principaux problèmes des DDC que sont le transfert de charges axiales au support latéral, le débalancement des efforts maximums et la sollicitation non uniforme du noyau tel qu'expliqué à la fin de la section 7.5. Une force F_{ke} réduite est généralement associée à un meilleur comportement des DDC : ouverture plus petite, moins de friction, moins de transfert de charge axiale aux supports latéraux et moins de concentration des déformations du noyau. De même, tel qu'illustré avec l'exemple de la Figure 8.1, la force F_{ke} est directement reliée ($P_{SRL}=F_{ke}*\mu$) aux charges axiales transférées aux supports latéraux P_{SRL}.

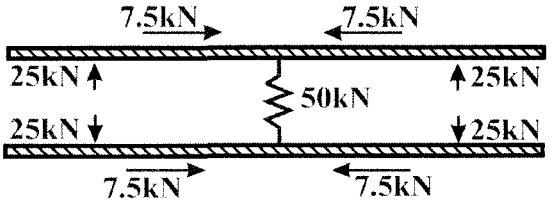


Figure 8.1: Illustration du transfert des forces de contact en charge axiale pour F_{ke}= 50kN et μ=0,30

La force de contact F_{ke} est donc considérée comme un bon indicateur du comportement des DDC. D'autres indicateurs comme la distribution de la déformation axiale sur la

longueur du noyau ont été considérés. Néanmoins l'obtention de ces indicateur est fastidieuse et les tendances observées sont les mêmes que celles obtenues avec F_{ke}. La force dans le ressort étant aussi plus intuitive à comprendre, celle-ci a été retenue comme seul indicateur de comportement. Une comparaison des tendances entre F_{ke} et la déformation axiale du noyau est néanmoins présentée à la Figure 8.2. Celle-ci tente d'illustrer pour le modèle de référence utilisé dans l'étude paramétrique le lien étroit entre la force de contact F_{ke} et la variation des déformations plastiques sur la longueur du noyau. Plusieurs paramètres sont illustrés simultanément malgré le fait que leurs unités ou échelles soient inconsistantes. Le but est d'illustrer les tendances et leurs relations.

Ainsi, la Figure 8.2 présente d'abord en pointillés les déformations plastiques axiales du noyau à trois endroits selon le temps d'analyse. Ces déformations sont montrées pour le centre de la section du noyau, à trois positions sur la longueur : l'extrémité, le quart de la longueur et le centre. Lors d'un cycle inélastique en compression, les déformations plastiques axiales négatives augmentent en valeur absolue pour tous les points étudiés. L'inverse se produit en tension, lorsque les déformations plastiques deviennent positives. On remarque néanmoins qu'avec les cycles, il se crée une différence entre les déformations plastiques au centre et aux extrémités. À chaque cycle en compression, les déformations axiales croissent plus pour l'extrémité que pour le centre du noyau, causant ainsi l'épaississement et élargissement observé plus tôt. La courbe rouge présente la différence entre les déformations plastiques au centre et à l'extrémité du noyau. Une valeur positive indique une déformation axiale plus importante du noyau aux extrémités en compression et une déformation axiale plus importante du noyau au centre en tension. Cette courbe croît surtout à chaque maximum des cycles en compression et légèrement lors des maximums en tension. Ceci indique une importante concentration des déformations plastiques en compression aux extrémités et une concentration de la réduction de section au centre lors d'un cycle inélastique en tension. La courbe bleue présente la force de contact F_{ke}. Le parallèle entre la croissance de la force de contact et la concentration des déformations aux extrémités en compression est flagrant. À chaque fois qu'une force de contact se développe lors d'un cycle en compression, il y a une plus

importante déformation plastique aux extrémités qu'au centre. Plus la force de contact est importante, plus la concentration des déformations l'est aussi. Ainsi, une plus grande force de contact génère un plus grand transfert de forces au support latéral, ce qui entraîne aussi des déformations axiales plus concentrées aux extrémités. Ces étroites relations entre force de contact, transfert de charge axiale aux supports latéraux et concentration des déformées du noyau en compression aux extrémités et en tension au centre justifient encore une fois de n'utiliser que F_{ke} comme un indicateur global de la performance des DDC pour la suite de l'étude.

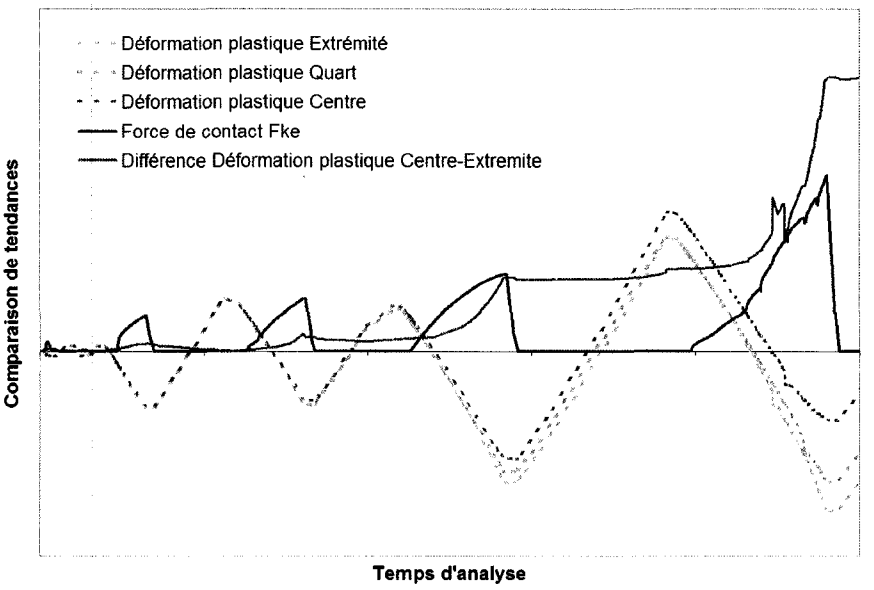


Figure 8.2: Comparaison de tendances sur les forces de contact et les déformations plastiques du noyau

Lorsque pertinent, le mode de flambement observé pour le noyau est aussi présenté. Néanmoins, les forces maximales dans le noyau ne sont pas présentées en graphiques étant donné que ces forces ont pratiquement atteint la même valeur normalisée dans tous les cas. Elles sont néanmoins présentées au Tableau 8.6.

La force F_{ke} est normalisée par rapport à la charge de plastification du noyau (A_gF_y) afin de permettre une comparaison directe des résultats, et ce, surtout entre les cas présentant des épaisseurs différentes du noyau. La force F_{ke} normalisée n'a donc pas d'unités.

Dans toutes les analyses monotoniques, on a pu imposer la déformation axiale prévue de 4%, sans qu'il n'y ait rupture prématurée. Pour chaque analyse, les résultats montrés sont la force F_{ke} maximum atteinte durant l'analyse, maximum qui se produit toujours à la toute fin de l'analyse, lorsque la déformation maximale est atteinte.

Les résultats des analyses cycliques ont été, quant à eux, influencés par le développement d'une striction qui est survenue pour toutes les analyses, mais généralement de manière plus ou moins prononcée, au dernier cycle en tension de $\varepsilon = 2\%$ ou au premier cycle en tension de $\varepsilon = 3{,}0\%$ (pour h =12 mm seulement). Le Tableau 8.5 présente les déformations auxquelles l'avènement de la striction s'est produit.

Tableau 8.5: Déformation atteinte à l'avènement de la striction

Paramètre	Valeur 1	Valeur 2	Valeur 3
h	12 mm	19 mm	25 mm
Déformation	>2,0%*	1,69%	1,58%
μ	0	0,1	0,3
Déformation	1,83%	1,69%	1,47%
Δ_{b0}	-	$2\,\Delta_{b0,min}$	$4\,\Delta_{b0,min}$
Déformation		1,74%	1,69%
k_e	$0{,}2k_{e,\lambda=0,25}$	$k_{e,\lambda=0,25}$	∞
Déformation	1,29%	1,81%	1,69%

* *A complété le dernier cycle à 2% sans striction.*

Comme vu en 5.3.2, la définition de matériau cyclique utilisée ici présentait le désavantage d'une striction prématurée. On peut ainsi attribuer ici le mauvais comportement en tension des modèles à la définition du matériau utilisée plutôt qu'à l'impossibilité pour une DDC d'empêcher la striction prématurée du noyau. Néanmoins la déformation atteinte à l'avènement de la striction peut être comparée entre les modèles pour déterminer des tendances sur le développement de la striction. On peut donc remarquer à partir du Tableau 8.5 que la striction la plus précoce survient pour le modèle avec la rigidité $0{,}2k_{e,\lambda=0,25}$ et qu'une augmentation de la rigidité retarde la striction. De même, la réduction du coefficient de friction retarde l'avènement de la striction. Ces deux comportements peuvent être expliqués par les phénomènes présentés

à la Figure 7.14. Par contre, chose intéressante, la réduction de l'épaisseur et de l'espacement initial retarde aussi l'avènement de la striction. Il semblerait donc qu'il y ait aussi d'autres phénomènes qui influent sur l'avènement de la striction que ceux présentés à la Figure 7.14. Ces phénomènes sont reliés à l'épaisseur du noyau et à l'espacement. Néanmoins dans la suite de cette étude, étant donné que le principal problème qui cherche à être résolu est l'élimination du blocage en compression, l'emphase est placée sur l'influence des paramètres de conception sur le blocage en compression plutôt que sur l'avènement de la striction.

Afin de considérer la même déformation pour chacun des modèles et permettre la comparaison directe des résultats entre eux, les résultats présentés pour l'analyse paramétrique sont la force F_{ke} maximale dans l'analyse, avant l'avènement de la striction. Ces valeurs maximales sont atteintes au dernier cycle en compression à $\varepsilon = 2{,}0$ %. Ainsi, les valeurs des forces F_{ke} ne sont pas représentatives de celles qui se seraient développées si le protocole de chargement avait été complété en entier. Les résultats restent néanmoins d'excellents indicateurs des tendances. La Figure 8.3 présente le protocole et les évènements importants, soit l'avènement de la striction pour tous les modèles (sauf h = 12 mm) ainsi que le cycle pour lequel sont présentés les résultats.

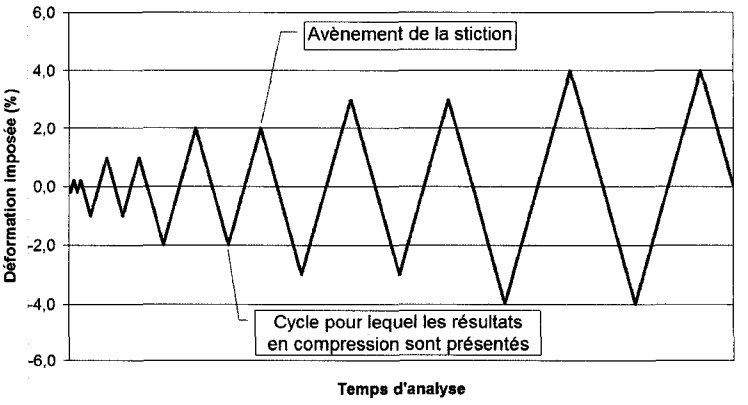


Figure 8.3: Protocole de chargement avec évènements importants

8.2.1 Influence de la rigidité k_e

La Figure 8.4 présente l'influence de la rigidité du système de retenue sur la force F_{ke}.

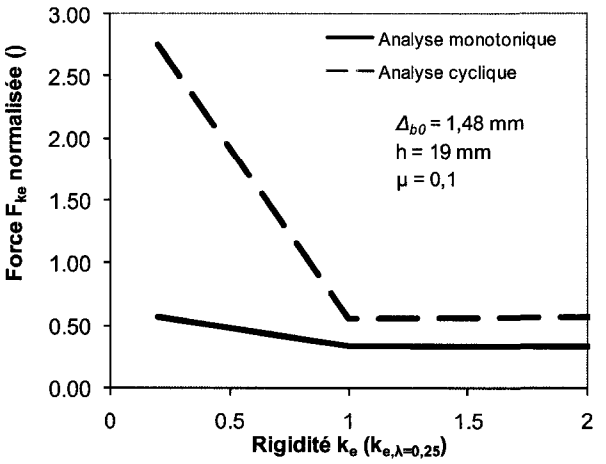


Figure 8.4: Influence de la rigidité k_e sur la force F_{ke}

Cette relation a déjà été observée à la Figure 7.11 sur des modèles numériques simplifiés sans friction. Elle est étudiée ici sur des modèles avec friction et avec considération d'un chargement cyclique. Malgré l'influence de ces paramètres additionnels, les mêmes constatations qu'auparavant peuvent être faites : une rigidité faible entraîne d'importantes forces de contact, tant pour un chargement monotonique que cyclique. La rigidité recommandée $k_{e,\lambda=0,25}$ permet de réduire substantiellement ces forces jusqu'à presque atteindre l'asymptote de forces minimales atteintes à la rigidité infinie. Ainsi, afin de favoriser un comportement adéquat des DDC, une rigidité suffisante pour limiter les forces de contact doit être spécifiée. La valeur proposée de $k_{e,\lambda=0,25}$ semble être adéquate car elle minimise les forces de contact et donc la charge axiale transférée au système de retenue. Ainsi, par rapport au modèle avec $0,2k_{e,\lambda=0,25}$, l'utilisation d'une rigidité $1,0k_{e,\lambda=0,25}$ permet de réduire les forces de contact et donc les forces axiales transférées aux supports latéraux d'un facteur 5 après le chargement cyclique imposé. Pour les mêmes rigidités en chargement monotonique, ce facteur d'amélioration est d'environ 2. Ceci porte à croire que plus le nombre de cycles est important, plus la

nécessité de fournir une rigidité suffisante est grande. Finalement, il est possible de remarquer que tant pour le chargement monotonique que cyclique, fournir une rigidité plus élevée que $k_{e,\lambda=0,25}$ n'apporte aucun gain supplémentaire sur la réduction des forces de contact.

Qui plus est, il sera vu au prochain chapitre que l'atteinte de la rigidité $k_{e,\lambda=0,25}$ est facilement réalisable avec des sections communes, réalistes et déjà nécessaires pour éviter un flambement global de la diagonale. Aussi, le nombre de boulons nécessaires afin d'atteindre la rigidité recommandée ne semble pas démesuré au point de compromettre la viabilité économique des DDC réalisées entièrement en acier. Cette situation pourrait néanmoins être différente pour une diagonale très courte et fortement chargée. Dans ce cas, un petit système de retenue serait suffisant pour empêcher le flambement global et il faudrait peut-être l'augmenter considérablement pour éviter le flambement local. Finalement, il est à noter que pour fins de représentation sur la Figure 8.4 les résultats obtenus à la rigidité infinie sont illustrés comme s'ils correspondaient à une rigidité de 10 $k_{e,\lambda=0,25}$.

8.2.2 Influence de l'épaisseur du noyau

La Figure 8.5 présente l'influence de l'épaisseur du noyau sur la force F_{ke}.

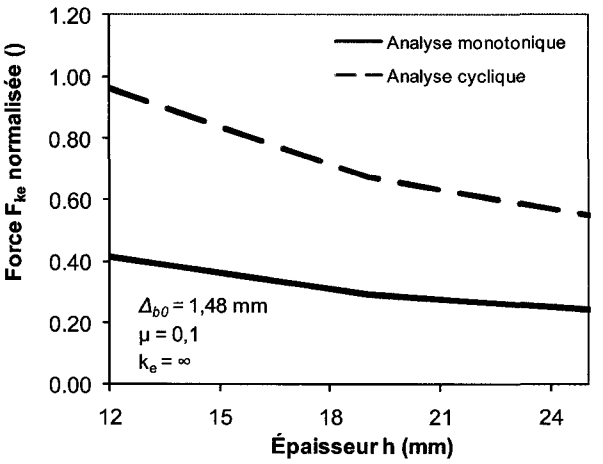


Figure 8.5: Influence de l'épaisseur du noyau sur la force F_{ke}

On remarque pour les analyses monotoniques et cycliques une baisse des forces normalisées dans le ressort avec l'augmentation de l'épaisseur du noyau. Ainsi, avec la même aire de noyau et donc la même résistance axiale, on a avantage à maximiser le moment d'inertie autour de l'axe faible du noyau pour un flambement hors plan.

L'influence de l'inertie du noyau sur les forces F_{ke} se traduit essentiellement par une réduction du mode de flambement lorsque l'on augmente l'inertie (ou l'épaisseur), tel que montré à la Figure 8.6. Les modèles analytiques (voir Tableau 4.2) prédisaient et expliquaient au début du projet une réduction du mode de flambement avec l'augmentation de l'inertie du noyau et une réduction des forces de contact avec la réduction du mode. L'étude paramétrique permet de confirmer les mêmes tendances.

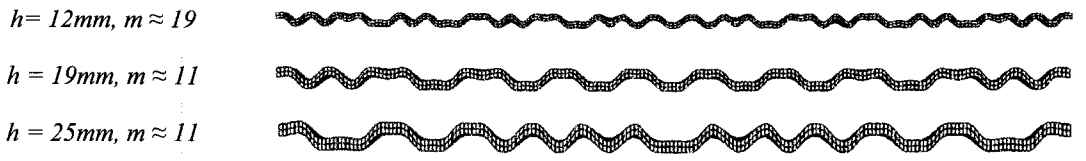


Figure 8.6: Modes de flambement selon l'épaisseur du noyau, monotonique à ε=4%

8.2.3 Influence du coefficient de friction

La Figure 8.7 présente l'influence du coefficient de friction sur la force F_{ke}.

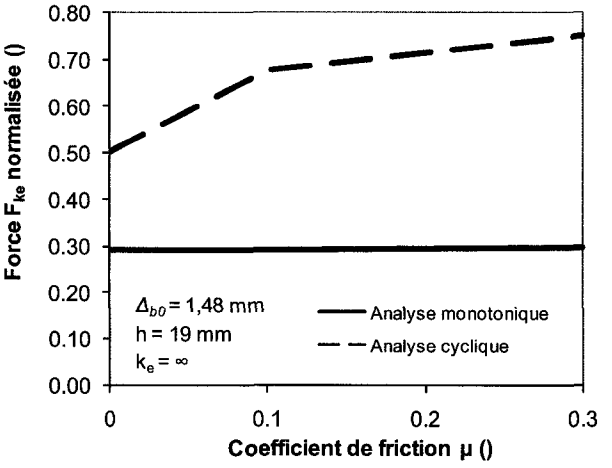


Figure 8.7: Influence du coefficient de friction sur la force F_{ke}

On remarque que le coefficient de friction n'a pas d'influence notable sur les forces de contact sous sollicitation monotonique. En effet, le coefficient de friction ne peut affecter les forces de contact que s'il conduit à une déformation axiale non uniforme du noyau, situation qui entraîne un écrouissage plus important du noyau, un épaississement des extrémités du noyau et une augmentation du mode de flambement localisée aux extrémités. Ces effets se font sentir de façon beaucoup plus marquée sous un chargement cyclique, comme l'indique l'augmentation importante des forces de contact avec l'augmentation du coefficient de friction sous sollicitation cyclique montrée à la Figure 8.7. Il est donc pertinent de minimiser le coefficient de friction entre le noyau et les supports latéraux dans le but de favoriser une déformation axiale uniforme du noyau et ainsi un meilleur comportement cyclique des DDC. Bien que la diminution du coefficient de friction de 0,3 à 0,1 ne paraisse pas comme une amélioration considérable à la Figure 8.7, il faut savoir que la charge axiale transférée au système de retenue latérale ($P_{SRL}=F_{ke}*\mu$) est dramatiquement réduite, tel qu'illustré à la Figure 8.8.

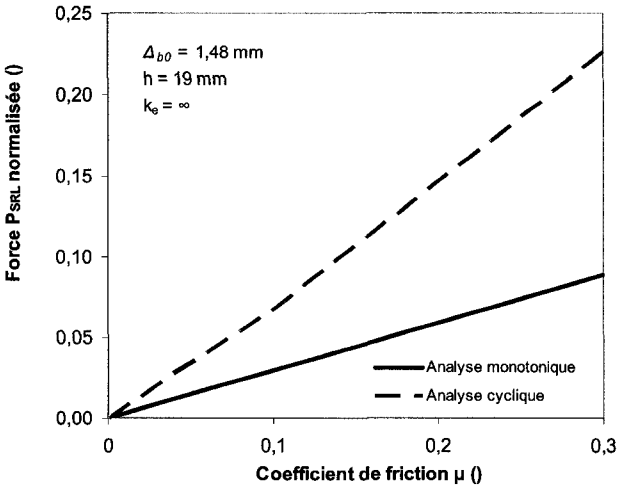


Figure 8.8: Influence du coefficient de friction sur la charge axiale transférée au système de retenue latérale P_{SRL}

La Figure 8.9 présente les variations de déformées (amplification verticale x 100) causées par une variation du coefficient de friction. Les déformées après chargement cyclique, à 2% en compression sont présentées pour les trois coefficients de friction considérés. On remarque que le mode de flambement aux extrémités du noyau croît avec le coefficient de friction, les plis du noyau étant plus rapprochés pour les coefficients de friction plus élevés. De même malgré le peu de cycles complétés, l'épaississement du noyau aux extrémités commence à être visible pour le modèle avec $\mu = 0,3$. Cet épaississement aux extrémités signifie que la déformation plastique en compression est plus prononcée à ces endroits.

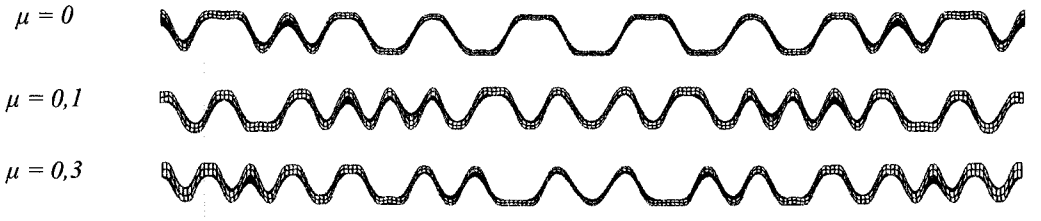


Figure 8.9: Modes de déformée selon le coefficient de friction, cyclique à ε = 2% en compression

8.2.4 Influence de l'espacement initial Δ_{b0}

La Figure 8.10 présente l'influence de l'espacement initial sur la force F_{ke}.

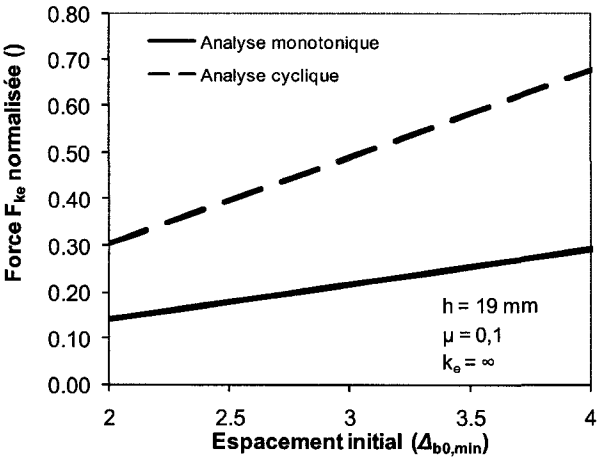


Figure 8.10: Influence de l'espacement initial sur la force F_{ke}

Pour l'étude de l'influence de l'espacement initial Δ_{b0} sur les forces F_{ke}, seules deux valeurs d'espacement ont été considérées. Ces deux valeurs sont néanmoins suffisantes pour remarquer que la tendance suivie est la même que celle prédite par les modèles analytiques. En effet, les modèles analytiques prédisent tous une relation de proportionnalité entre les forces de contact et l'ouverture initiale entre les supports. Tant dans le cas de l'étude monotonique que dans celui de l'étude cyclique, ces tendances sont observées. Pour les deux types de résultats, les valeurs de F_{ke} sont approximativement augmentées par deux lorsque l'on double l'espacement initial. Ceci confirme l'importance et la pertinence de réduire au minimum l'espacement initial entre les supports latéraux afin de réduire au minimum les forces de contact et améliorer ainsi le comportement cyclique des DDC. Ceci est particulièrement vrai si l'on admet que la réduction de l'espacement initial est l'une des modifications les plus faciles et les moins coûteuses que l'on peut faire à une configuration de DDC.

8.3 Résumé et choix de paramètre de conception

Le Tableau 8.6 résume les principaux résultats obtenus des analyses paramétriques monotoniques et cycliques. Celui-ci résume les résultats des analyses et inclus en plus les résultats de la contrainte axiale maximale atteinte dans le noyau, σ_{max}, normalisée par rapport à $A_g F_y$.

Tableau 8.6: Résumé des résultats des analyses paramétriques

		Monotonique		Cyclique	
		$\sigma_{max,\,norm}$	$F_{ke,norm}$	$\sigma_{max,\,norm}$	$F_{ke,norm}$
		0	0	0	0
Épaisseur	12 mm	1,275	0,413	1,474	1,275
	19 mm	1,266	0,293	1,444	1,266
	25 mm	1,259	0,246	1,431	1,259
Friction	0	1,25	0,291	1,411	1,25
	0,1	1,266	0,293	1,444	1,266
	0,3	1,297	0,298	1,516	1,297
Espacement	2,0 $\Delta_{b0,min}$	1,258	0,143	1,437	1,258
	4,0 $\Delta_{b0,min}$	1,266	0,293	1,444	1,266
Rigidité	0,2 $k_{e,\lambda=0,25}$	1,275	0,57	1,49	1,275
	1,0 $k_{e,\lambda=0,25}$	1,268	0,333	1,433	1,268
	∞	1,266	0,293	1,444	1,266

L'étude paramétrique est relativement limitée et peu de points sont présentés. Malgré cela, des tendances nettes sont observées et celles-ci sont en accord avec ce qui a pu être déterminé avec les modèles analytiques.

On peut en effet conclure que bien qu'il soit impossible d'obtenir un comportement parfait pour les DDC il est toujours possible d'optimiser le comportement cyclique par un choix judicieux des paramètres de conception. En effet, un coefficient de friction et un espacement initial non nuls seront toujours la cause d'un transfert de charges axiales au support latéral et de déformations axiales non uniformes du noyau. Le transfert de charges axiales au support latéral créant une résistance apparente de la diagonale plus importante en compression qu'en tension, il est ainsi impossible d'éliminer entièrement le débalancement entre les efforts maximaux en tension et en compression pour une

diagonale réelle. Néanmoins, il y a moyen de limiter les forces de contact entre le noyau et les supports latéraux de façon à minimiser ce comportement négatif.

L'étude paramétrique a été réalisée autour d'une géométrie de noyau envisageable pour la construction de spécimens en vue d'une validation expérimentale. Les résultats de l'étude permettent ainsi de guider le choix des paramètres de conception qui devraient permettre d'assurer un meilleur comportement.

Pour les spécimens de DDC, on utilisera une épaisseur de noyau de 19 mm. À cette épaisseur correspond un moment d'inertie suffisant pour contrôler les forces de contact et ainsi réduire le mode de flambement. Une épaisseur plus élevée permettrait de réduire davantage les forces de contact, mais la largeur du noyau étant reliée à la géométrie du système de retenue latérale (largeur b de la semelle du WT), la capacité du noyau serait excessive pour les capacités des équipements de chargement du laboratoire.

L'espacement initial du concept proposé sera minimisé et sera posé égal au double de l'espacement minimal $\Delta_{b0,min}$ requis pour accommoder les déformations transversales par effet Poisson. Il a été vu que plus l'espacement initial est faible plus il est possible de limiter les forces de contact. Le seul risque d'une diminution exagérée de l'espacement initial est d'arriver par déformations inélastiques non uniformes à un noyau plus épais que l'espace libre dont il dispose. Cette situation créerait un important blocage du noyau. La valeur minimale de l'étude est donc choisie car rien n'a indiqué que la marge laissée était insuffisante pour permettre une certaine déformation non uniforme du noyau sans créer de blocage. Néanmoins, les modèles de l'étude n'ayant pas complété leur protocole de chargement, il reste une incertitude sur ce point. Cette incertitude sera étudiée sur le modèle complet du concept proposé au Chapitre 9.

Une forte rigidité de support latéral correspondant à $k_{e,\lambda=0,25}$ sera visée pour contenir le noyau lorsque celui-ci flambera dans un mode élevé, ce qui empêchera l'effet d'emballement des forces de contact causé par une ouverture des supports. L'étude

paramétrique indique qu'il n'y a qu'un très faible intérêt à augmenter cette rigidité au dessus de la valeur $k_{e,\lambda=0,25}$.

Les analyses montrent que la réduction du coefficient de friction ne peut qu'aider à augmenter le nombre de cycles de chargement pouvant être soutenus, et ainsi favoriser la dissipation d'énergie du système. Pour le concept proposé, on envisage donc la possibilité d'utiliser un matériau de désolidarisation réduisant le coefficient de friction.

Finalement, il a été observé que sous chargement cyclique, le noyau peut supporter une charge plus importante que la charge $P_{\varepsilon max}$ monotonique proposée pour le dimensionnement du système de retenue latérale au Chapitre 4. Il serait donc approprié de majorer la force $P_{\varepsilon max}$ utilisée pour la conception selon le degré d'écrouissage dû au chargement cyclique auquel la diagonale dimensionnée peut être soumise. Pour les déformations atteintes sous le chargement cyclique imposé à l'étude paramétrique, les contraintes atteintes par les noyaux sont en moyenne 1,15 fois plus importantes que celles dues au chargement monotonique uniquement.

Chapitre 9 : Concept de DDC proposé

À la lueur des apprentissages réalisés dans les sections précédentes de ce mémoire, il est possible de formuler la recommandation d'un concept complet de diagonales ductiles confinées duquel on s'attend à un comportement sismique adéquat. Ce chapitre s'y consacre.

Les objectifs de performance qui sont visés sont d'abord définis. Vient ensuite une description et critique des variantes envisagées. Finalement, la méthodologie de conception envisagée est présentée à travers le dimensionnement d'un spécimen pouvant être envisagé pour un éventuel programme expérimental.

9.1 Objectifs de performance

Comme expliqué plus tôt, il est impossible d'obtenir un comportement parfait de la part d'une diagonale ductile réelle. Le flambement de mode supérieur du noyau étant inévitable, celui-ci entraînera, peu importe la conception, un transfert des charges axiales au support latéral, un débalancement des forces maximales $\beta = P_{max}/T_{max}$, et une sollicitation du noyau non uniforme. Cette situation conduira éventuellement à la ruine du système par striction ou blocage. Néanmoins, il est permis de croire qu'une DDC aura un comportement sismique satisfaisant si elle :

- ne rompt pas par striction du noyau avant l'atteinte d'une déformation axiale du noyau de 4%;
- atteint une ductilité cumulée de $200\Delta_y$;
- ne présente pas un blocage en compression excessif; et
- supporte les rotations d'extrémité imposées par la structure se déformant latéralement.

Pour la conception du système de retenue et pour le calcul par capacité, il y a un avantage évident à limiter le blocage et la charge axiale de compression qui se développera dans la diagonale. Dans cette étude, on a établi des critères d'acceptation basés sur les exigences de qualification des DDC de la norme AISC 341-05 (AISC 2005b). Pour satisfaire les tests de qualification exigés aux DDC dans cette norme, la diagonale doit pouvoir soutenir un chargement cyclique d'une ductilité cumulée de 200 Δ_y. De même, le facteur $\beta = P_{max}/\omega A R_y F_y$ obtenu doit être inférieur à 1,3. Ces mêmes valeurs de critères d'acceptation seront considérées pour cette étude. L'annexe B récence plusieurs tests de DDC commerciales ayant réussi à maintenir un β inférieur à 1,3 tout en atteignant et dépassant une ductilité cumulée de 200 Δ_y.

9.2 Description et critique des variantes envisagées

On présente dans cette section les grandes lignes de la configuration proposée pour les spécimens de DDC. Les détails (dimensions, etc.) sont présentés dans les sections qui suivent. Comme montré à la Figure 9.1, on se propose d'utiliser un noyau ayant la même géométrie que celle étudiée par Tremblay et Bolduc, soit un segment ductile de section rectangulaire, des segments de transition et des segments de connexion élargis.



Figure 9.1: Géométrie approximative du noyau proposé

Tel qu'illustré à la Figure 9.2, des raidisseurs doubles sont soudés de chaque côté aux extrémités du noyau. Ces raidisseurs empêchent le flambement de la partie non retenue du noyau entre l'assemblage d'extrémité et le début de la section réduite du noyau.

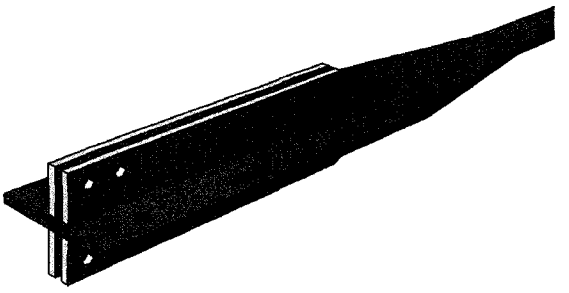


Figure 9.2: Détail des raidisseurs d'extrémité du noyau

Une configuration avec raidisseurs doubles est proposée pour maximiser le nombre de plans de cisaillement et ainsi réduire le nombre de boulons et obtenir un assemblage plus compact. La même configuration est retenue pour les raidisseurs du gousset, comme illustré à la Figure 9.3.

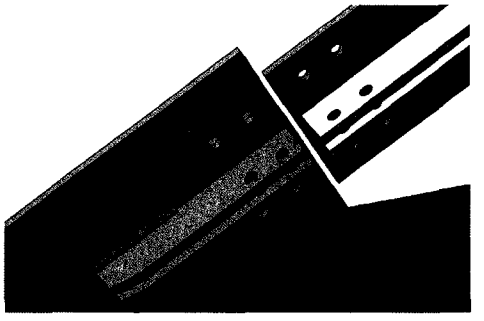


Figure 9.3: Détail de la connexion au gousset

Des plaques sont nécessaires des deux côtés du noyau pour prévenir le flambement du noyau dans son plan. Celles-ci, indiquées en jaune sur la Figure 9.4, peuvent être découpées dans la même plaque que le noyau de façon à obtenir exactement la même épaisseur. Néanmoins, la méthode de découpe doit éviter des déformations excessives des éléments découpés afin de permettre l'assemblage aisé des pièces.



Figure 9.4: Noyau avec supports latéraux dans le plan

Pour le système de retenue latérale, on a retenu des sections en T disposées de part et d'autre du noyau, comme montré à la Figure 9.5. Ce type de section a été retenu car il permet d'obtenir les moments d'inertie requis dans les deux directions avec moins d'acier et avec une section totale pour la DDC qui est de moindres dimensions. De plus, le plan de l'âme des profilés en T passe directement au centre de la largeur du noyau, ce qui donne lieu à un support très efficace. La conception des profilés en T proposée est présentée un peu plus loin dans le texte.

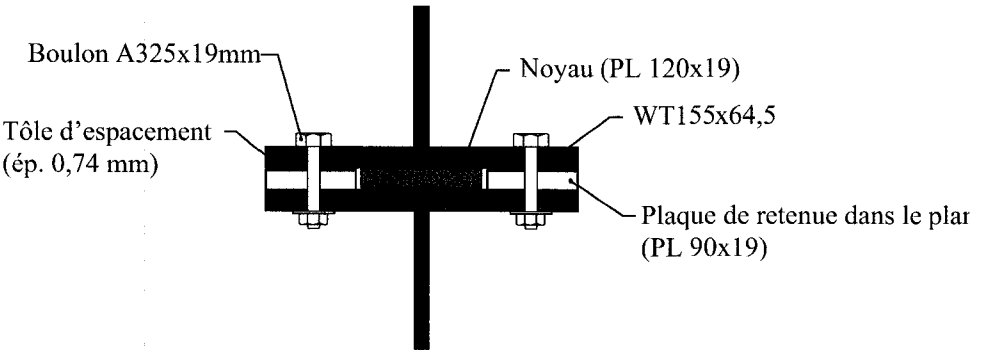


Figure 9.5: Section schématique de la DDC proposée (à l'échelle)

Pour éviter le flambement du noyau hors de son plan à proximité des assemblages, on préconise un chevauchement du système de retenue et des raidisseurs d'extrémité qui sont soudés au noyau. À l'étape de la rédaction de ce mémoire, les détails de ce chevauchement n'étaient pas encore été arrêtés et deux variantes étaient envisagées. Pour la première variante, les profilés en T se prolongent jusqu'à l'extrémité du noyau et le chevauchement avec les raidisseurs d'extrémité du noyau est assuré par une découpe aux extrémités des profilés en T, comme illustré aux Figures 9.5 et 9.6.



Figure 9.6 : Découpe des supports latéraux de la première variante

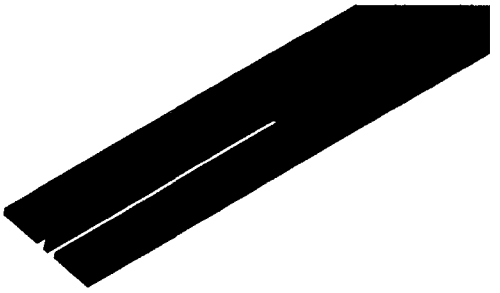


Figure 9.7: Détail de découpe des supports latéraux de la première variante

La Figure 9.8 présente la seconde variante envisagée. Les raidisseurs situés sur une des deux faces du noyau se prolongent en forme de V vers le centre de la diagonale pour assurer le chevauchement avec les supports latéraux tout en permettant le mouvement longitudinal relatif entre les supports latéraux et les raidisseurs. La Figure 9.9 montre comment se produit ce mouvement relatif sous un chargement cyclique. Ainsi, que ce soit à l'état initial A, en tension maximale B ou en compression maximale C, toute la section du noyau est supportée contre le flambement par les raidisseurs du noyau ou le support latéral ou les deux éléments simultanément.

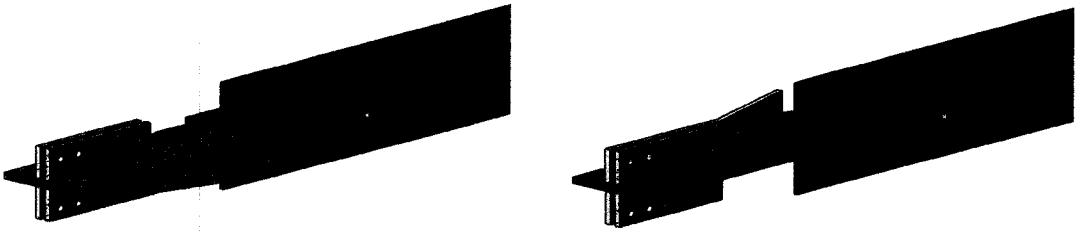


Figure 9.8: Détails des chevauchements des supports de la seconde variante

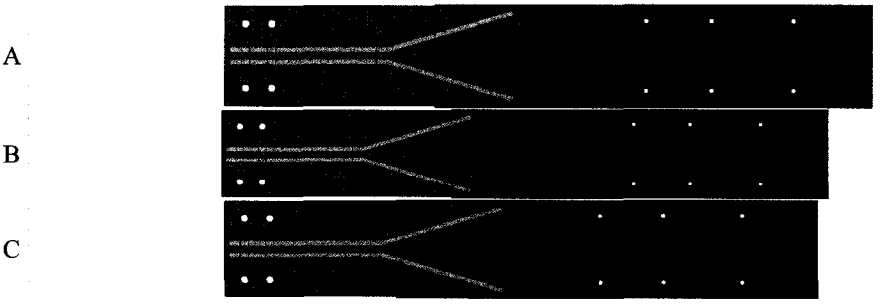


Figure 9.9: Position des raidisseurs à l'état initial et sous déformations maximales en tension et compression

La seconde proposition à l'avantage de simplifier la découpe des sections de support latéral. Néanmoins, elle nécessite des raidisseurs plus complexes à fabriquer sur au moins un des deux côtés du noyau.

9.3 Méthodologie de conception

La conception des supports latéraux a été réalisée à partir des guides et estimations présentées dans ce mémoire, en suivant la méthodologie présentée à la Figure 9.10. L'approche nécessite la connaissance préalable de la géométrie du noyau, des propriétés du matériau utilisé et de l'amplitude des imperfections initiales.

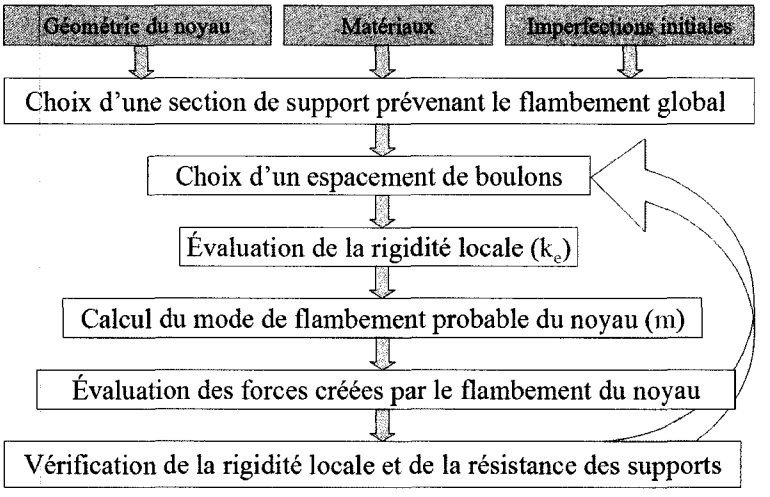


Figure 9.10: Schéma de la méthodologie de conception des supports latéraux

La géométrie du noyau est établie pour développer la résistance axiale requise, obtenir la rigidité axiale nécessaire et limiter la déformation axiale du noyau à un niveau acceptable compte tenu de la géométrie et des déformations anticipées de la structure.

Dans le programme expérimental en préparation, les spécimens de diagonale seront installés dans un cadre d'essais avec poutres et poteaux en acier afin de reproduire le plus fidèlement possible les conditions qui prévalent dans une structure réelle. Ce cadre est illustré à la Figure 9.11 et sera décrit en détail au Chapitre 10. Il est conçu pour accueillir une diagonale simple inclinée de 30° par rapport à l'horizontale. La longueur

diagonale nette entre les faces des goussets, L_t est de 6110 mm et on a fixé la longueur totale du noyau à 6085 mm pour accommoder les tolérances de fabrication et de montage.

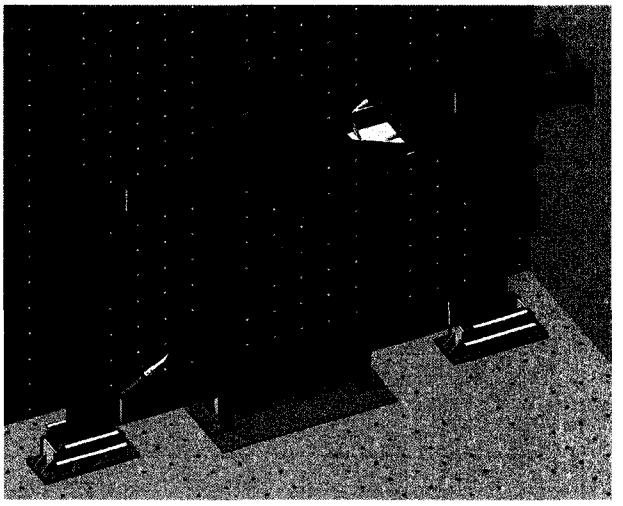


Figure 9.11: Configuration de cadre d'essais proposée

Le noyau est fait d'acier ayant une limite élastique de 350 MPa, ce qui est la nuance d'acier la plus courante sur le marché. Comme dans les essais de Tremblay et Bolduc, on propose d'utiliser un acier de type G40.21-350 WT, un acier qui offre une résilience améliorée, ce qui devrait permettre d'atteindre une ductilité supérieure. La conception est réalisée de manière conservatrice avec $\mu = 0{,}60$. Ceci permet de tester avec un seul système de retenue latérale des noyaux de DDC avec et sans matériau de désolidarisation réduisant le coefficient de friction.

Dans la conception du cadre d'essais, on a posé une limite de 1500 kN à la charge horizontale pouvant être imposée au sommet du cadre. En supposant une valeur conservatrice de 2,0 pour le produit $\beta\omega$ et une limite élastique réelle de l'acier R_yF_y = 385 MPa, cette limite de 1500 kN est respectée en utilisant un noyau ayant une section inférieure à 2250 mm^2 (= 1500 / (2,0)(0.385)cos(30 °)). On choisit une section de 19 mm x 120mm (= 2280 mm^2). La charge P_y attendue (avec R_yF_y = 385 MPa) est de 878 kN et P_{max} estimée avec les paramètres décrits précédemment ($\beta\omega$ = 2,0 et R_yF_y = 385 MPa)

est égale à 1756 kN. Une longueur ductile L_d de 3600 mm est considérée. Cette longueur permet de tester la diagonale avec les plus grandes déformations horizontales permises par le cadre d'essai tout en maintenant les déformations axiales du segment ductile en deçà de 4%. La largeur des segments de connexion est de 300 mm et une pente de transition de 1:2,5 est choisie pour la zone de transition. La largeur de connexion est suffisante pour l'assemblage requis tout en maximisant le nombre de spécimens pouvant être découpés dans une seule plaque. La pente de transition de 1:2,5 est sensiblement la même que celle utilisée par Tremblay et Bolduc (1:2,28) et pour laquelle aucun problème particulier n'a été noté.

Comme discuté, le système de retenue est constitué de profilés WT placés dos-à-dos de part et d'autre du noyau (Figure 9.12). On propose d'utiliser des profilés WT155x64.5 fabriqués à partir d'un profilé W310x129. Les propriétés de ces profilés sont indiquées sur la Figure 9.12.

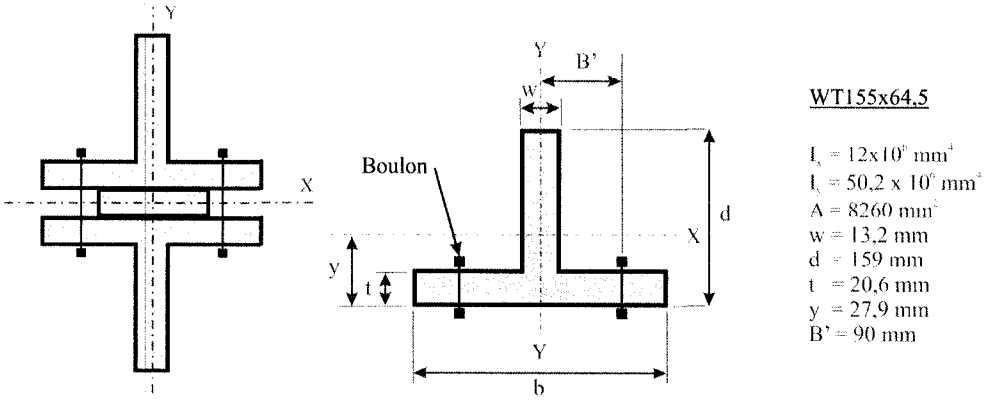


Figure 9.12: Axes principaux de la section de DDC

L'assemblage des deux profilés est réalisé à l'aide de boulons ASTM A325 avec serrage contrôlé. De cette façon, le glissement entre les composantes est empêché et on peut considérer que les deux profilés WT travaillent de façon solidaire pour prévenir le flambement du noyau hors de son plan. L'inertie du système de retenue autour de l'axe X est de 47,1 x 10^6 mm^4, ce qui donne une charge de flambement élastique $P_{E,X}$ = 2490 kN en supposant une longueur de flambement de 6110 mm avec un

coefficient de longueur effective, K = 1,0. La longueur du spécimen en entier est utilisée pour le calcul de la charge de flambement élastique, comme cela a été fait dans le programme d'essais de Iwata et Murai (2006). Autour de l'axe Y, l'inertie des deux profilés WT est de 100,4 x 10^6 mm^4 et on obtient une charge de flambement élastique $P_{E,Y}$ = 5310 kN. Ces charges de flambement permettent d'obtenir des rapports de sur-résistance de $P_{E,X}/P_y$ = 2,8 et $P_{E,Y}/P_y$ = 6,0. Le plus faible rapport de sur résistance au flambement, 2,8, peut être comparé au rapport de 2,67 nécessaire afin d'atteindre une ductilité cumulée $\eta = 200\ \Delta_y$ selon les travaux de Iwata et Murai (2006). Ce rapport est inférieur à celui de 6,8 en moyenne utilisé par Tremblay et Bolduc (2006). Néanmoins, il se compare bien aux rapports $P_{E,min}/P_y$ utilisés par Iwata et Murai (2006). Dans ces essais, des diagonales avec des rapports aussi bas que 1,3 ont atteint des ductilités cumulées de plus de 200. Finalement, le système de retenue latérale proposé respecte le rapport $P_{E,min}/P_y$ = 1,5 recommandée par Watanabe et al. (1988). De même, si la charge P_{max} = 1756 kN est atteinte, une sur-résistance $P_{E,X}/P_{max}$ = 1,42 est toujours assurée.

Un défaut de rectitude de δ_o égal à L_t / 1000 = 6085 / 1000 = 6,1 mm est considéré dans les calculs qui suivent de la résistance globale du système de retenue latérale. Ce défaut correspond à la tolérance permise pour les profilés W (chapitre 6, CISC 2007). Cette valeur est arbitraire et pourrait être modifiée en fonction de la qualité de fabrication des DDC. Dans tous les cas, elle devra être indiquée sur les dessins de fabrication pour s'assurer d'une cohérence entre la conception et le produit fini. La vérification de la résistance en flexion globale est réalisée de manière conservatrice sur la longueur totale de la diagonale L_t = 6085. Le défaut de rectitude est utilisé pour calculer les moments globaux au centre du système de retenue latérale (M_c) ainsi que les moments amplifiés sur chacun des axes (M_{cx} et M_{cy}). Le moment de flexion global est induit par l'effet de la charge axiale totale dans les supports latéral sur la déformée initiale globale des DDC, tel qu'illustré à la Figure 9.13. À l'expression (9.1), le moment est amplifié pour tenir compte des effets de second ordre dans chacune des directions.

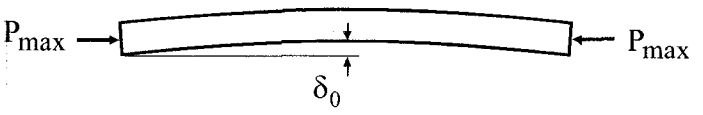


Figure 9.13: Moment de flexion global

$$M_c = P_{\max}\delta_0 = 1756(6{,}1/1000) = 10{,}7\ kNm \tag{9.1}$$

$$M_{cx} = \frac{M_c}{1 - P_{\max}/P_{E,X}} = \frac{10{,}7}{1 - 1756/2490} = 36{,}3\ kNm$$

$$M_{cy} = \frac{M_c}{1 - P_{\max}/P_{E,Y}} = \frac{21{,}4}{1 - 1756/5310} = 16{,}0\ kNm$$

La résistance élastique du support latéral global est ensuite estimée :

$$S_x = \frac{I_x}{d + h/2} = \frac{47{,}1\times10^6}{159 + 19/2} = 280\times10^3\ mm^3 \tag{9.2}$$

$$S_y = \frac{I_y}{b/2} = \frac{100{,}4\times10^6}{308/2} = 652\times10^3\ mm^3$$

$$M_{yx} = S_x F_y = 280\times10^3 \times 0{,}350/1000 = 98{,}0\ kNm \geq 36{,}3\ kNm \quad OK \tag{9.3}$$

$$M_{yy} = S_y F_y = 652\times10^3 \times 0{,}350/1000 = 234\ kNm \geq 16{,}0\ kNm \quad OK$$

Les supports latéraux sont suffisants pour reprendre de manière élastique le moment seul créé par l'application de la charge axiale maximale possible.

Les contraintes aux fibres extrêmes dues à la flexion sont :

$$\sigma_x = \frac{M_{cx}}{S_x} = \frac{36{,}3\times10^6}{280\times10^3} = 130\ MPa \tag{9.4}$$

$$\sigma_y = \frac{M_{cy}}{S_y} = \frac{16{,}0\times10^6}{652\times10^3} = 24{,}5\ MPa$$

On doit aussi vérifier la stabilité contre le voilement et la résistance des supports latéraux sous la charge axiale qui sera induite dans les supports latéraux par friction et sous le moment de flexion auquel ils seront alors soumis à cause du défaut de rectitude global de la DDC. Il faudra aussi démontrer qu'il n'y aura pas de glissement au niveau des boulons.

Avant de procéder à ces vérifications, l'espacement des boulons doit être choisi. Il s'agit d'un processus itératif où le nombre de boulons est posé pour déterminer k_e et F_{ke}. Si requis le nombre de boulons est ensuite ajusté. Dans cet exemple, un espacement L_b uniforme de 300 mm est utilisé, pour un total de 12 espacements sur la longueur ductile du noyau (3600/300). Il a été vu au Chapitre 6 que cet espacement maximise la rigidité locale de la section utilisée. Afin de satisfaire la géométrie, les rangées de boulons sont espacées de 2B' = 180 mm (voir Figure 9.12). Avec cet espacement, il est possible d'utiliser les équations (6.6) et (6.7) afin d'estimer les rigidités locales de l'âme et de la semelle :

$$k_{la} = \left[\frac{(L_b)^3}{192EI_{âme}} + \frac{1.2L_b}{4Gw(C+t)}\right]^{-1} \tag{9.5}$$

$$= \left[\frac{(300)^3}{192(200)(4{,}38*10^6)} + \frac{1{,}2(300)}{4(77)(13{,}1)(138{,}4+20{,}6)}\right]^{-1} = 1385\,kN/mm$$

$$k_{ls} = \left[\frac{5(B')^3}{48EI_{semelle}} + \frac{1{,}2B'}{4GL_{be}t}\right]^{-1} \tag{9.6}$$

$$= \left[\frac{5(90)^3}{48(200)(1{,}49*10^5)} + \frac{1{,}2(90)}{4(77)(205)(20{,}6)}\right]^{-1} = 380\,kN/mm$$

Si la flexibilité combinée de la semelle et de l'âme est considérée, il est possible de calculer une rigidité équivalente pour tout le support latéral à partir des équations (6.8) et (7.1).

$$k_e \approx \frac{n_e k_l}{2} = \frac{12(298)}{2} = 1788\, kN/mm \tag{9.7}$$

Pour ce cas, la rigidité k_e est de 2280 kN/mm si on considère seulement la flexibilité de la semelle, ce qui constitue une surestimation de près de 30%, que l'on ne peut négliger. Cette estimation néglige néanmoins la contribution à la rigidité équivalente des segments de semelle du support latéral en dehors du segment ductile du noyau, ce qui est conservateur. Connaissant la rigidité équivalente du système, un mode critique peut être calculé avec l'équation (4.34).

$$m_{cr} = \frac{1}{2}\sqrt[4]{\frac{2k_e L_d^{\,3}}{\pi^4 EI}} = \frac{1}{2}\sqrt[4]{\frac{2(1788)(3600)^3}{\pi^4(200)(68590)}} = 9{,}38 \approx 9 \tag{9.8}$$

Il est finalement nécessaire de vérifier si la rigidité du support latéral est supérieure à $k_{e,\lambda=0,25}$. Pour ce faire, l'équation (4.71) du modèle analytique continu avec segments plats est utilisée.

$$k_{e,\lambda=0,25} = \frac{8P_y^{\,2}L_d}{EI} = \frac{8(120*19*0{,}385)^2 3600}{200(68590)} = 1617\, kN/mm \tag{9.9}$$

La rigidité k_e (= 1788 kN/mm) étant supérieure à $k_{e,\lambda=0,25}$, le système devrait permettre d'atteindre la plastification axiale du noyau, incluant l'écrouissage, tout en assurant un contrôle des ouvertures des supports. L'espacement des boulons choisi est donc adéquat.

Les forces de contact totales peuvent être estimées par l'équation (4.41).

$$F_{ke} = \Delta_b k_e = \frac{2(1756)(0{,}74)(9)^2\pi^2}{4(3600)(1788) - 2(9)^2\pi^2(1756)}(1788) = 161kN \tag{9.10}$$

Comme montré au début du sixième chapitre, il est conservateur de ramener ces forces de contact au centre de la longueur des segments locaux de support latéral afin de vérifier leur résistance (voir Figure 6.5). Ainsi, on considère une force de

161/10 = 16 kN au centre d'un segment de support latéral d'une longueur L_b = 300 mm (espacement des boulons) qui est encastré à ses extrémités pour respecter les conditions de symétrie à la frontière entre les segments, tel qu'illustré à la Figure 9.14. Les effets de la charge axiale et du moment de flexion global présents dans les supports latéraux doivent être combinés aux effets de la charge de 16 kN.

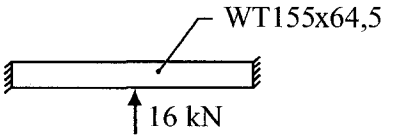


Figure 9.14: Vérification de la résistance locale du segment de support latéral

Le moment local maximal est égal à la $FL_b/8$: 16*0,3/8 = 0,6 kNm. Ce moment crée une compression de l'âme et une tension de la semelle au centre, ainsi qu'une tension de la semelle et une compression de l'âme aux extrémités. La contrainte maximale dans les deux cas, aux fibres extrêmes, est évaluée par : $M / S_x = 0{,}6*10^6 / 91{,}8*10^3 = 6{,}5$ MPa. La résistance locale élastique est donc suffisante pour reprendre les forces de contact seules.

L'ouverture prévue dans le système de retenue peut être estimée par :

$$\Delta_b = \frac{F_{ke}}{k_e} = k_e = \frac{161}{1788} = 0{,}1mm \tag{9.11}$$

La tension dans chacun des boulons T_b peut être estimée par:

$$T_b = \frac{F_{ke}}{n_b} = \frac{161}{26} = 6{,}2kN \tag{9.12}$$

Dépendamment du coefficient de friction considéré, la charge axiale transférée au support latéral est présentée au Tableau 9.1. Celle-ci est estimée par $P_{SRL} = F_{ke}*\mu$. La contrainte axiale additionnelle causée par le transfert en friction de la charge axiale au système de retenue latérale (σ_{SRL}) est estimée selon σ_{SRL} / A_{SRL}, avec A_{SRL} = 2*8260 mm^2 = 16520 mm^2.

Tableau 9.1: Charge axiale transférée au support latéral par friction hors plan

Coefficient de friction	$P_{SRL} = F_{ke}*\mu$	$\sigma_{SRL} = P_{SRL} / A_{SRL}$
$\mu = 0,1$	16 kN	1,0 MPa
$\mu = 0,3$	48 kN	2,9 MPa
$\mu = 0,6$	97 kN	5,9 MPa

Les méthodes étudiées dans ce projet concernaient la prévision du mode de flambement hors plan et des efforts générés par celui-ci. Néanmoins, le flambement dans le plan du noyau peut aussi être étudié avec les modèles proposés.

D'abord estimons la rigidité nécessaire pour retenir le noyau dans son plan suffisamment pour permettre sa plastification. $I = hL^3/12 = 19*120^3/12 = 2,74*10^6$ mm^4

$$k_{e,\lambda=0,25} = \frac{8P_y^{\,2}L_d}{EI} = \frac{8(120*19*0,385)^2 3600}{200(2,74\times10^6)} = 40,5\,kN/mm \tag{9.13}$$

Le mode critique correspondant à cette rigidité est :

$$m_{cr} = \frac{1}{2}\sqrt[4]{\frac{2k_e L_d^{\,3}}{\pi^4 EI}} = \frac{1}{2}\sqrt[4]{\frac{2(40,5)(3600)^3}{\pi^4(200)(2,74\times10^6)}} = 1,45 \tag{9.14}$$

Le mode de flambement du noyau estimé afin d'atteindre la plastification est très faible. Il est ainsi raisonnable de considérer pour la vérification de la rigidité et de la résistance du support dans le plan qu'un seul point de contact sera présent sur un espacement de boulons. De même, il est conservateur de considérer une longueur de flambement égale à l'espacement des boulons. Il y a ainsi moyen de vérifier la rigidité du support dans le plan, en prenant pour base l'équation (4.4) mais en utilisant un espacement de boulons pour la longueur considérée, un mode de 1 et la rigidité de la plaque de retenue dans le plan, considérée doublement encastrée. Ainsi, la vérification des supports pour le flambement du noyau dans son plan est réalisée en utilisant le modèle discret sans segments plats. Ce modèle est choisi car des équations d'équilibre avec des rigidités ponctuelles k_r ont été développées pour celui-ci. En effet, il est jugé que la rigidité des plaques de support dans le plan est mieux représentée par une rigidité k_r à chaque point

de contact. Ainsi, contrairement à la rigidité hors plan qui est limitée par la capacité de la section de support, la rigidité dans le plan peut augmenter à l'infini avec l'augmentation du nombre de boulons.

Cette rigidité k_r dans le plan pour un espacement de boulons L_b est estimée pour une charge ponctuelle en son centre par : $k_r = 48EI/L_b^3$, avec I, l'inertie dans le plan de la plaque de retenue : $I = 19*90^3/12 = 1{,}15*10^6$ mm^4. La rigidité k_r pour une plaque de retenue dans le plan vaut ainsi : $k_r = 48(200)(1{,}15*10^6)/300^3 = 409$kN / mm. La charge critique peut alors être estimée à :

$$P_{cr} = \frac{k_r L_b}{4m_r} = \frac{409(300)}{4(1)} = 31MN \tag{9.15}$$

La stabilité dans le plan n'est donc certainement pas un problème.

La résistance de la plaque de retenue dans le plan doit être néanmoins vérifiée. Pour les mêmes hypothèses, la force de contact est estimée par l'équation (4.5):

$$F_{ke} = nk_e = \frac{4(1756)(4{,}67)(1)}{409(300)-4(1756)(1)}(409) = 116\ kN \tag{9.16}$$

Vu l'espacement initial important fourni et le mode de flambement considéré dans cette vérification très conservatrice, la force de contact est très élevée. Cette force de contact résulte en un moment maximum de $F_{ke}L_b$ / 8 = 145*300/8/1000 = 5,5 kNm. La résistance élastique de la section de support latéral est estimée à S_xF_y = $19*90^2/6*0{,}350/1000$ = 9,0 kNm > 5,5 kNm. Malgré les hypothèses de calcul très conservatrices, la plaque de retenue dans le plan est jugée adéquate.

D'une manière plus réaliste, non pas en vue de vérifier l'adéquation du système de retenue dans le plan mais plutôt d'estimer la charge axiale transmise au support latéral dans le plan, un mode de flambement de 2 ($m_r = 4$) sera considéré. Ce mode est l'arrondi supérieur de celui qui a été déterminé en (9.14). Cette fois ci, il sera considéré que

chaque point de contact sollicite une plaque de retenue dans le plan entre deux boulons. Ainsi chaque point de contact active un ressort d'une rigidité de 409 kN/mm.

$$F_{ke} = \frac{nk_r m_r}{2} = \frac{4(1756)(4,67)(4)}{409(3600) - 4(1756)(4)} \frac{(409)(4)}{2} = 74\ kN \tag{9.17}$$

La charge axiale transmise au support latéral par une friction due au flambement dans le plan du noyau peut alors être estimée pour différents coefficients de friction :

Tableau 9.2: Charge axiale transférée au support latéral par friction hors plan

Coefficient de friction	$P_{SRL} = F_{ke} * \mu$	$\sigma_{SRL} = P_{SRL} / A_{SRL}$
$\mu = 0,1$	7,4 kN	0,45 MPa
$\mu = 0,3$	22 kN	1,3 MPa
$\mu = 0,6$	44 kN	2,7 MPa

La vérification de la résistance locale des supports latéraux en T peut être maintenant entreprise. Pour cela, de manière conservative, la charge axiale transmise par friction tant dans le plan que hors plan est considérée en même temps que la flexion locale maximale. Le moment global au centre est aussi considéré.

La contrainte axiale maximum dans la semelle du WT est limitée à 0,7 F_y pour maintenir un comportement élastique en supposant des contraintes résiduelles de 0,3 F_y. La contrainte à l'extrémité libre de l'âme est limitée à la contrainte obtenue en utilisant h/w de l'âme dans l'expression pour la limite d'élancement de l'âme d'une section WT de classe 3, sans dépasser 0,7 F_y.

Contraintes totales à l'atteinte de P_{max} :

1) Compression de l'âme, à la fibre extrême pour $\mu = 0,6$:
   - 5,9 MPa du transfert axial hors plan
   - 2,7 MPa du transfert axial dans le plan
   - 6,5 MPa de la flexion locale hors plan
   - 130 MPa de la flexion globale hors plan

Total : 145 MPa < 0,7*350 = 245 MPa *OK*

De plus, si on veut s'assurer que la section soit au moins de classe 3, il faut aussi vérifier les limites d'élancement :

$$\frac{b}{t} = \frac{340}{\sqrt{F_y}} \Rightarrow F_y = \left(\frac{340t}{b}\right)^2 = \left(\frac{340(13,1)}{159}\right)^2 = 784MPa \geq 274MPa \quad OK \tag{9.18}$$

2) Compression de la semelle, à la fibre extrême pour $\mu = 0,6$

- 5,9 MPa du transfert axial hors plan
- 2,7 MPa du transfert axial dans le plan
- 6,5 MPa de la flexion locale hors plan
- 24,5 MPa de la flexion globale hors plan

Total : 36,6 MPa < 0,7*350 = 245 MPa *OK*

Les contraintes acceptées ne sont pas dépassées aux fibres extrêmes des sections de support. La section de support est jugée adéquate pour reprendre élastiquement tous les efforts générés par flexion globale, flexion locale et charge axiale.

La résistance des boulons à la charge axiale est aussi vérifiée. Chaque boulon reprend une charge axiale de 16/2 = 8,0 kN. La capacité en tension pondérée d'un boulons A325x3/4" est de 141 kN (Table 3-4, CISC 2007), ce qui est amplement suffisant.

La semelle doit aussi être capable de transmettre localement un effort tranchant de 8,0 kN du boulon jusqu'à l'âme du WT. Pour cette vérification on calcule le moment à la face de l'âme en supposant que ce moment est repris par une longueur de semelle basée sur un angle de dispersion de 2 x 45 degrés à partir du boulon. La distance entre le bord de l'âme et le centre du boulon est de B'-w/2 = 90 – 13,1/2 = 83,5 mm. La largeur de la semelle en jeu est donc de 2*cos(45)*83,5 = 118 mm. Sur cette section, le moment appliqué est de 8,0*83,5/1000 = 0,70 kNm. La capacité élastique de la section est

évaluée par S_xF_y = 118*19^2/6*0,350/1000 = 2,50 kNm > 0,70 kNm. La capacité en flexion de la semelle est ainsi suffisante.

Lors de la conception complète d'un support de DDC, il faut aussi s'assurer de la capacité des boulons de faire travailler les supports de manière homogène. Pour ce faire, l'équilibre de la section au centre de la diagonale est considéré. Cette section est celle où le moment de flexion global est le plus important. Ce moment correspond au maximum à 36,3 kNm pour une flexion autour de l'axe X. Ce moment est repris par une charge en tension dans un demi-support et une charge en compression dans le second, tel qu'illustré à la Figure 9.15. Sachant que la distance séparant les barycentres des deux sections WT est de 75 mm (19+2*27,9), les charges C et T peuvent être évaluées à 484 kN (36,3*1000 / 75). Cette force doit être transmise par le cisaillement τ sur la demi-longueur de la diagonale.

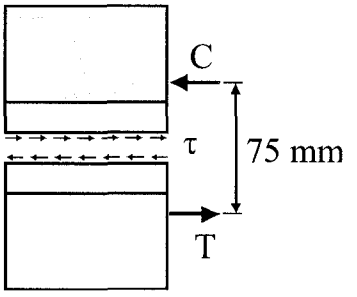


Figure 9.15: Vérification de la résistance locale du segment de support latéral

La résistance au cisaillement τ est fournie par les boulons. Si l'on veut éviter le glissement et assurer l'apport conjoint des sections WT pour la résistance au flambement globale, seule une résistance anti-glissement des boulons peut être considérée. Pour des boulons A325 de 19 mm de diamètre et des surfaces de contact de classe A, la résistance au glissement est de 33,7 kN (CISC 2007). Il y a donc besoin de 15 boulons (484/33,7) sur la demi-longueur de la diagonale. La diagonale totale comptant 34 boulons, les sections de support latéral peuvent être considérées comme homogènes.

Finalement, la stabilité du support latéral en flexion-torsion doit être vérifiée. Pour cette vérification, de manière conservatrice seule la contribution de J, la constante de torsion de St-Venant est considérée.

$$J = \frac{1}{3}\sum bt^3 = \frac{1}{3}\left[2\left(138\times 13{,}1^3 + 308\times 20{,}6^3\right)\right] = 2{,}00\times 10^6\ mm^4 \tag{9.19}$$

Où b est la longueur des plaques formant la section et t leur épaisseur.

Ainsi, selon une approche adaptée de la norme CSA-S16-01 (CISC 2007) la résistance non pondérée en torsion est évaluée par :

$$r_0^{\,2} = r_x^{\,2} + r_y^{\,2} = \frac{I_x + I_y}{A} = \frac{47{,}1\times 10^6 + 100{,}4\times 10^6}{16520} = 8930\ mm^2 \tag{9.20}$$

$$F_e = \frac{GJ}{Ar_0^{\,2}} = \frac{77000\left(2{,}00\times 10^6\right)}{16250(8930)} = 1060\ MPa$$

$$\lambda = \sqrt{\frac{F_y}{F_e}} = \sqrt{\frac{350}{1060}} = 0{,}575$$

$$\frac{C_r}{\phi} = AF_y\left(1+\lambda^{2n}\right)^{-1/n} = 16250(0{,}350)\left(1+0{,}575^{2{,}68}\right)^{-0{,}746}$$

$$= 4880\ kN \geq P_{max} = 1756\ kN \quad OK$$

La résistance en torsion du système de support latéral est suffisante.

Cet exemple de dimensionnement du support latéral visait à illustrer l'application des modèles et équations développés dans ce mémoire pour caractériser le comportement des DDC dans un contexte de conception. Entres autre, on remarque qu'une rigidité k_e de l'ordre de la valeur de $k_{e,\lambda=0,25}$ pouvait aisément être atteinte pour un noyau réaliste avec une section de support et des espacements de boulons raisonnables.

La diagonale obtenue avec les hypothèses adoptées correspond à une diagonale pour laquelle P_{max} = 1756 kN. Le transfert de charge axiale alors obtenu tant par le flambement dans le plan que le flambement hors plan est de 97+44 = 141 kN avec un

coefficient de friction conservateur de 0,60. Rappelons que P_y = 878 kN (avec R_yF_y = 385 MPa) et que si $P_{\varepsilon max}$ = 1,25 P_y = 1,25(878) = 1100 kN pour une déformation ε monotonique maximale de 4%, la marge pour représenter le gain de capacité du noyau causé par un chargement cyclique est de 1756/1100 = 1,60, ce qui semble une marge plus que suffisante vu les résultats des analyses cycliques du Chapitre 8 où après un chargement cyclique jusqu'à ε = 2%, le ratio entre P_{max} sur $P_{\varepsilon max}$ ne dépassait pas 1,15.

Deux derniers calculs sont présentés, ceux de la déflexion horizontale du cadre (présenté au Chapitre 10) par rapport aux déformations obtenues dans le segment ductile du noyau.

L'allongement élastique approximatif de la DDC sous les forces de plastification probables, Δ_y, est déterminé selon l'expression (9.21).

$$\Delta_y = \frac{F_y R_y}{E} L_t[\gamma + \eta(1-\gamma)] = \frac{0{,}385}{200} 6085[0{,}40 + 0{,}592(1-0{,}40)] = 8{,}8\,mm \qquad (9.21)$$

Dans cette expression, γ est le rapport entre les contraintes hors et dans le noyau : γ = 120 / 300 = 0,40 et η est le rapport entre la longueur ductile et la longueur totale : η = 3600/6085 = 0,592.

Sous $T_{max} = P_{max}/\beta$ = 1756/1,30 = 1351 kN, l'allongement élastique de la diagonale est d'environ 1351/878 * 8,8 = 13,5 mm, dont 1351*3600/(200*19*120) = 10,7 mm pour le segment ductile seulement. Pour atteindre un ε du segment ductile du noyau de 4%, un allongement de 3600*0,04 = 144 mm est nécessaire pour le noyau. L'allongement total de la diagonale est d'alors 144 + 13,5 – 10,7 = 146,8 mm. Celui-ci équivaut à 146,8 /8,8 = 16,7 Δ_y. La déflexion horizontale du cadre d'essais alors nécessaire est de 146,8/ cos(30) = 170 mm. 170 mm est inférieur à la course des vérins qu'il est possible d'utiliser (±250 mm) et correspond à une inclinaison du poteau du cadre d'essai de 170/4087 = 4,16 %. Le cadre d'essai a été conçu afin d'accommoder des déflexions de 5%.

9.4 Validation du concept proposé

Le modèle numérique complet du spécimen S1-2 des essais de Tremblay et al. (2006) présenté au cinquième chapitre a permis de calibrer les propriétés des matériaux et éléments de contact nécessaires à la prédiction par simulation numérique du comportement du spécimen d'essai qui est proposé. Une des motivations derrière le développement de ce modèle était justement de pouvoir valider, avant les essais, le concept proposé. Cette section présente donc la validation numérique du concept proposé.

La géométrie du modèle numérique S1-2 complet est modifiée de façon à représenter la géométrie du concept proposé. Le modèle numérique ainsi obtenu est présenté à la Figure 9.16. Le modèle assume que les détails de fabrication assurent un support adéquat du noyau à tout moment et que ces détails n'empêchent en aucun moment le libre déplacement relatif entre le noyau et le support latéral. Le modèle a ainsi été construit pour reproduire le comportement attendu de la DDC peu importe le choix parmi les deux variantes étudiées à la section 9.2 (Figures 9.5 et 9.6).

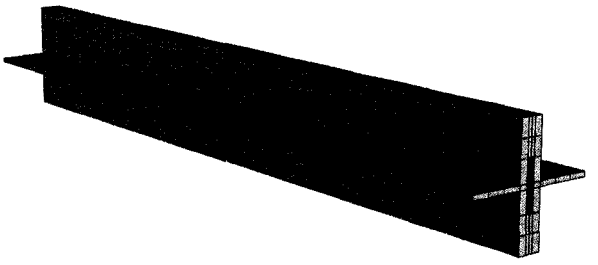


Figure 9.16: Modèle Abaqus du concept proposé

Le modèle du concept proposé est adapté du modèle du spécimen S1-2 réalisé au Chapitre 5. Les matériaux, conditions frontières, maillages, connecteurs et définitions des propriétés de contacts sont identiques. Seule la géométrie reflète le dimensionnement obtenu à la section précédente. Ainsi, le support est réalisé à partir de deux sections WT155x64,5, le noyau possède une section ductile de 120 mm de large par 19 mm d'épais. La longueur modélisée du noyau est de 2025 mm, 1800 mm pour le

demi-segment ductile et 225 mm pour une section de transition sur laquelle la largeur du noyau croît jusque 300 mm. Par rapport au modèle du spécimen S1-2, ce modèle est plus court et apporte une simplification additionnelle par la non représentation des raidisseurs. Ceci a aussi pour avantage d'éliminer les particularités propres aux variantes envisagées. Le modèle du noyau est illustré à la Figure 9.17. L'allongement du demi-noyau à la plastification probable du segment ductile, Δ_y, vaut 3,71 mm. Le modèle du noyau compte 640 éléments. La longueur des segments de retenue est de 2400 mm, ou 8 espacements longitudinaux réguliers de 300 mm entre les boulons. Cet espacement a été fixé à l'étude de la rigidité locale de la section de support latéral réalisée au Chapitre 6 et a été jugé adéquat dans le dimensionnement présenté à la section 9.3. Le maillage de chaque support latéral compte 784 éléments.

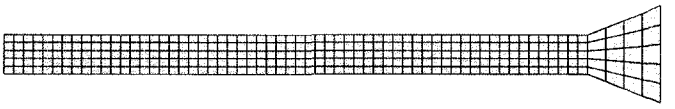


Figure 9.17: Modèle du demi-noyau du concept proposé

Le concept proposé adopte les paramètres de conception choisis à la section 8.3. Ainsi, l'espacement initial est posé à 2,0 $\Delta_{b0,min}$, ce qui correspond à 0,74 mm sur l'épaisseur et 4,67 mm sur la largeur. Les défauts de rectitude initiaux sont ajustés en conséquence. Leur valeur est spécifiée au tiers de l'espacement fourni, soit 0,25 mm hors plan et 1,56 mm dans le plan.

Le but premier de l'analyse réalisée est de vérifier si les modifications qui ont été proposées au concept de DDC fabriqué uniquement en acier permettent d'améliorer leur comportement par rapport au spécimen S1-2. Ainsi, le même protocole de chargement que celui appliqué dans les essais de Tremblay et Bolduc (2006) est utilisé, et ce, afin de permettre une comparaison directe des deux comportements. Néanmoins, afin de tenter de vérifier si le concept proposé peut atteindre les objectifs de performance visés au début du chapitre 9 : déformation de 4%, ductilité cumulée de 200 Δ_y, et β limité à 1,3, le protocole est étendu, par l'ajout de deux cycles à $10\Delta_y$ et de deux cycles à $20\Delta_y$.

Dépendamment des forces atteintes et des déformations élastiques dans la zone de transition, ces cycles devraient correspondre à environ 2% et 4% de déformation dans le segment ductile. Pour le modèle du spécimen S1-2, un coefficient de friction μ=0,6 permettait de très bien reproduire le blocage en compression observé expérimentalement. Afin de vérifier les améliorations proposées et leur impact sur le comportement de la DDC, le même coefficient de friction sera utilisé. Ceci permettra aussi de vérifier si un comportement adéquat peut être atteint sans même l'ajout de matériaux de désolidarisation à friction réduite. De plus, cette analyse permettra une comparaison avec le dimensionnent réalisé afin de vérifier dans quelle mesure les modèles analytiques fonctionnent pour une DDC conçue en utilisant ces modèles.

Le premier résultat est présenté à la Figure 9.18. Il s'agit de la courbe hystérétique obtenue du modèle jusqu'au cinquième cycle en compression à $-5\Delta_y$, soit à la fin du protocole auquel a été soumis le spécimen S1-2 et son modèle du Chapitre 5. Ceci permet un parallèle direct avec les deux hystérésis étudiées plus tôt.

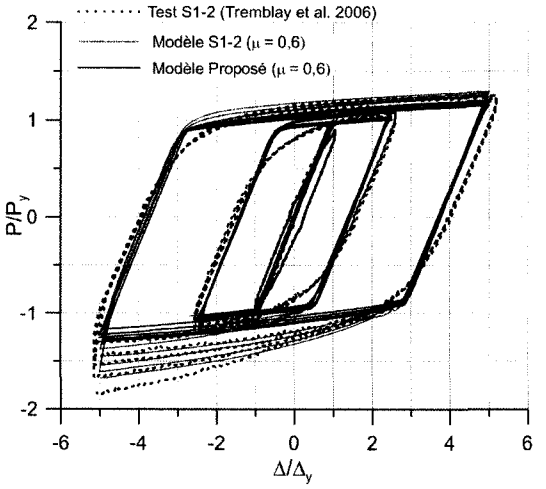


Figure 9.18: Courbe hystérétique comparative du concept proposé jusqu'à $5\Delta_y$

On remarque que l'hystérésis du concept proposé est stable mais surtout qu'elle ne présente pas de blocage excessif en compression. Pour le concept proposé, les cycles à $5\Delta_y$ repassent presque par les mêmes points, ce qui n'était pas le cas auparavant. Le

coefficient β pour le dernier cycle en compression à -5,0 Δ_y vaut 1,08 (1,299/1,205). Ce même coefficient β était de 1,30 pour l'analyse du spécimen S1-2 (1,68 / 1,297). L'amélioration est notable.

La Figure 9.19 présente une comparaison entre les deux modèles numériques, celui du spécimen S1-2 et celui du concept proposé. Cette fois-ci toute l'analyse pour le concept proposé est présentée. On remarque que l'analyse a pu se rendre au second cycle en compression à 10 Δ_y. À ce moment, une vague additionnelle du noyau a commencé à se créer et la convergence de la solution n'a pu être atteinte. L'obtention de la convergence sous ces fortes déformations est très difficile. Une augmentation substantielle de l'amortissement artificiel ajouté au modèle a été nécessaire. Il est soupçonné que la réduction de l'espacement initial rend la convergence plus difficile. En effet, lorsqu'un flambement du noyau se produit, la convergence est plus difficile à cause de la proximité des surfaces de contact. Autrement dit, l'algorithme de convergence est mis à rude épreuve lors d'un brusque flambement local combiné à des surfaces de contact très rapprochées. Le modèle présenté a utilisé un coefficient c d'amortissement artificiel de $6x10^{-6}$, une valeur 15 fois plus élevée que celle utilisée pour le modèle du spécimen S1-2.

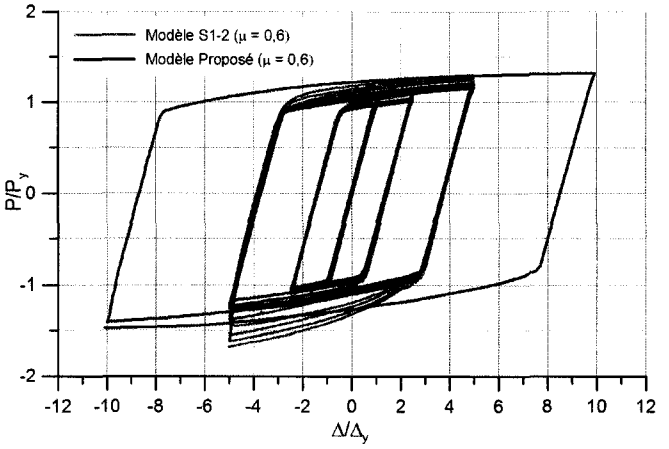


Figure 9.19: Courbe hystérétique du concept proposé jusqu'à 10 Δ_y

La Figure 9.19 permet de voir néanmoins qu'à 10 Δ_y, le concept proposé ne donne toujours pas de signe de blocage en compression ou de striction en tension. Si l'on se fie aux derniers cycles en tension et compression à 10 Δ_y, β vaut 1,12 (1,476/1,316), ce qui est encore loin de la limite de β = 1,3. À la fin du chargement, la ductilité cumulée atteinte est de 190 Δ_y. Tout porte à croire que s'il n'y avait pas eu de problèmes de convergence numérique, la diagonale proposée aurait dépassé une ductilité cumulée de 200 Δ_y sans dépasser un β =1,3. De même, des résultats de l'analyse, rien ne semble indiquer que la diagonale proposée ne serait pas capable d'atteindre la déformation de 4% visée. La force maximale atteinte en compression est d'environ 1,47 P_y, ce qui est inférieur au 2,0 P_y utilisé pour la conception. Sous les forces maximales obtenues en tension (1,32 P_y), la déformation élastique du segment de transition est de 0,33 mm (878*1,32*225/(200*19*(120+300)/2). Le déplacement imposé de 10 Δ_y vaut 10*3,71 = 37,1 mm, dont 36,8 (37,1 – 0,33) se retrouvent dans le segment ductile. La déformation atteinte lors de l'analyse est donc de 2,04 % (36,8/1800).

La Figure 9.20 présente la force axiale totale dans les supports latéraux (F_{SRL}) selon le temps d'analyse. La force axiale dans les supports est normalisée en fonction de P_y. Ceci permet d'avoir la même base de comparaison pour la force axiale des supports obtenue avec le modèle du spécimen S1-2. Le protocole de chargement est aussi présenté en parallèle.

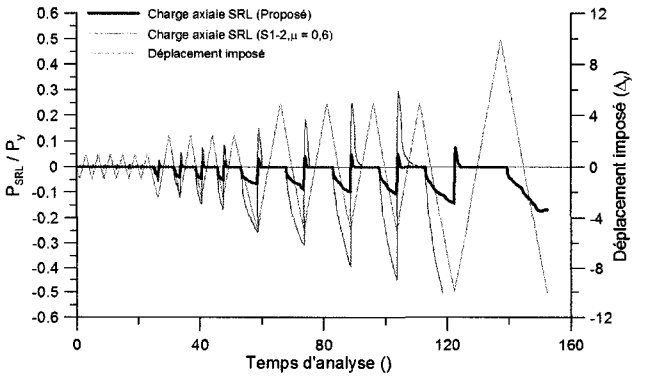


Figure 9.20: Force axiale totale dans les supports latéraux selon le temps d'analyse

Bien que le patron de chargement présent pour le concept proposé soit identique à celui obtenu pour le spécimen S1-2, l'amplitude des forces axiales en compression est réduite d'un facteur d'environ 4. Ce transfert réduit de charges axiales du noyau aux supports latéraux est ce qui a permis d'abaisser le facteur de débalancement β dans les figures précédentes. La charge axiale maximale transférée au support latéral du concept proposé a été de 152 kN. Le dimensionnement utilisait une valeur de 141 kN.

La Figure 9.21 présente les variations de l'épaisseur et de la largeur du noyau pour le centre et l'extrémité du noyau selon le temps d'analyse.

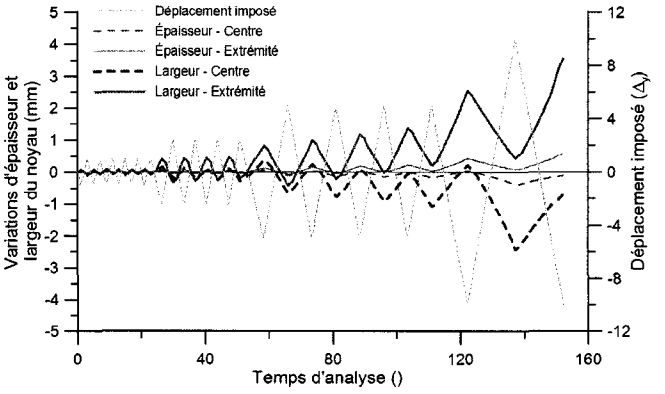


Figure 9.21: Variations dimensionnelles du noyau selon le temps d'analyse

On y remarque le même comportement que celui observé pour le modèle du spécimen S1-2, soit un épaississement et élargissement à l'extrémité et une réduction de section au centre. Bien que les déformations sur l'épaisseur soient plus importantes que celles sur la largeur, les déformations en pourcentage de la dimension sont approximativement les mêmes.

La Figure 9.22 permet une comparaison aisée des variations dimensionnelles du noyau entre le concept proposé et le spécimen S1-2 avec $\mu = 0,6$. Pour cette figure, seules les déformations sur la largeur sont présentées. Celles-ci sont normalisées par rapport à la largeur du noyau. Pour le concept proposé, les déformations transversales obtenues sont réduites d'un facteur supérieur à 2. Tant l'élargissement aux extrémités que l'amincissement au centre sont réduits. Ceci indique que les variations d'épaisseurs pour

le concept proposé sont plus uniformes sur la longueur du noyau. La déformation plastique du noyau est donc plus uniforme et, la diagonale proposée aurait ainsi certainement une capacité améliorée pour soutenir plus de cycles de chargement et de plus grands cycles de chargement.

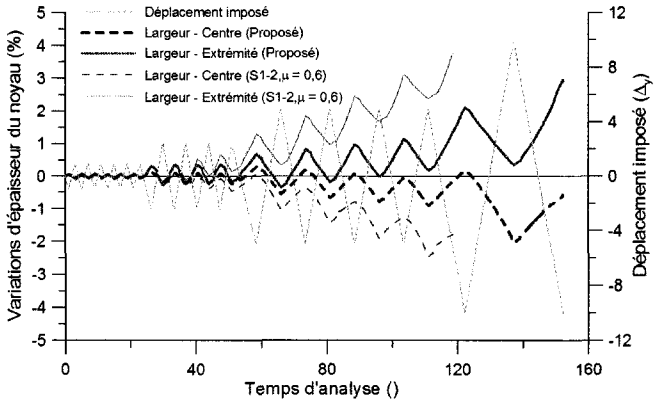


Figure 9.22: Variations dimensionnelles du noyau selon le temps d'analyse (comparaison)

Il faut faire attention ici, car même si les résultats sont normalisés par rapport aux dimensions de la section du noyau, la longueur du segment ductile a aussi une influence, et cette longueur n'est pas la même pour les deux spécimens comparés. En effet, une longueur ductile plus grande entraîne un nombre de points de contacts plus importants et donc un transfert de charge axiale au support latéral plus grand. Dans de mêmes conditions, une diagonale longue a ainsi une plus grande différence entre les comportements aux extrémités qu'une diagonale courte. La prochaine comparaison n'est pas affectée par la longueur du segment ductile.

La Figure 9.23 présente les forces axiales dans les connecteurs jouant le rôle des boulons. L'enveloppe maximale des forces dans chacun des boulons est présentée pour le concept proposé et le spécimen S1-2. L'enveloppe représente pour chaque pas de temps la plus grande force dans un boulon de l'assemblage. Le boulon le plus sollicité peut changer au long de l'analyse. Tout comme les forces axiales transférées au noyau, les forces dans les boulons augmentent avec l'amplitude des cycles et leur répétition. Les forces maximales observées sont environ 7 fois plus faibles pour le concept proposé.

Néanmoins la comparaison directe du comportement basée sur ce facteur n'est pas possible étant donné que l'espacement longitudinal des boulons pour les deux modèles n'est pas le même. Un espacement de boulons plus petit distribue la charge totale sur plus de boulons. De même, ce résultat permet de confirmer que les forces axiales présentes dans les boulons d'une DDC contrôlant effectivement les forces de contact sont très faibles par rapport aux capacités des boulons couramment utilisés. La charge tension maximale enregistrée dans un boulon du concept proposé est de 8 kN.

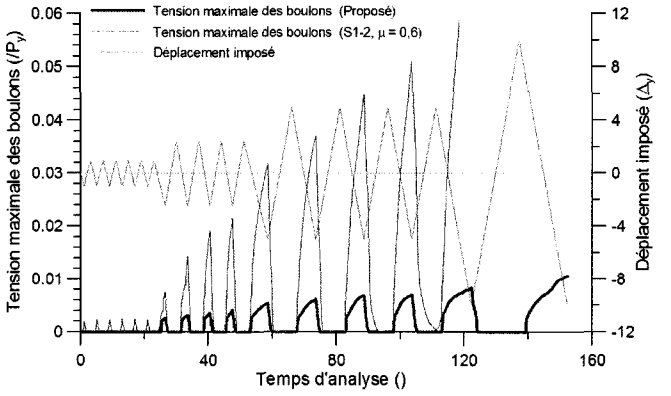


Figure 9.23: Somme et enveloppe des forces axiales dans les boulons selon le temps d'analyse

Une comparaison avec les forces de contact du dimensionnement peut être réalisée. Lors du dimensionnement, la force de contact sur un espacement de boulons a été estimée à 16 kN, tel qu'illustré à la Figure 9.14. Un espacement de boulons possède deux boulons tributaires. Si l'on considère que chacun des boulons porte la charge maximale obtenue dans les boulons de 8 kN, il est possible de retrouver dans le modèle la même force de contact maximale que celle prédite lors du dimensionnement, soit 16 kN.

La déformée d'une section de support latéral est présentée à la Figure 9.24 pour $\Delta = -10\ \Delta_y$. Les déformations étant très petites, l'amplitude de celles-ci est amplifiée par un facteur 500.

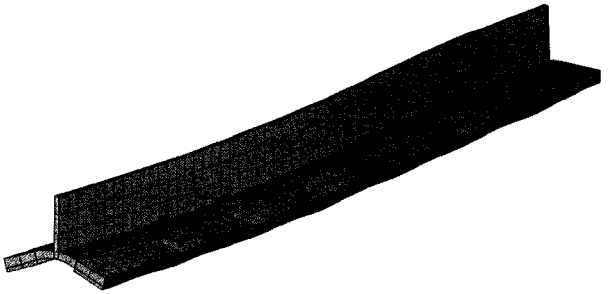


Figure 9.24: Déformée du support latéral à $\Delta = -10\ \Delta_y$ (x 500)

On remarque que l'âme de la section du WT n'a pas de déformation notable entre deux boulons. Presque toute la déformation observée se produit dans les semelles. Ceci corrobore les observations réalisées lors de l'étude de la rigidité locale et justifie les simplifications sur la déformée et la rigidité réalisées lors du dimensionnement.

La Figure 9.25 présente une mesure de l'ouverture du support latéral selon le temps d'analyse. Le déplacement imposé est aussi illustré. Pour cette mesure d'ouverture, le troisième espacement de boulons à partir de l'extrémité de la diagonale est considéré. Cet espacement est situé à l'extrémité du segment ductile. Le déplacement mesuré correspond à l'éloignement des faces des supports latéraux, au centre d'un espacement de boulons, tant longitudinalement que latéralement. Autrement dit, l'éloignement des points B de chacun des supports est mesuré. Le point B a été illustré à la Figure 6.11.

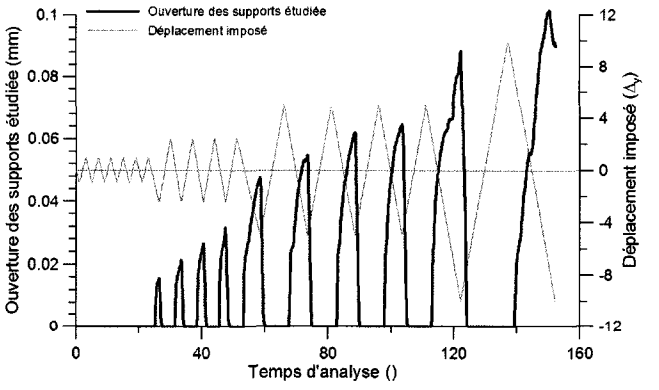


Figure 9.25: Somme et enveloppe des forces axiales dans les boulons selon le temps d'analyse

On remarque que l'ouverture elle aussi croît avec les cycles. Ceci est prévisible vu le comportement illustré précédemment des forces de contact ou des charges dans les boulons. L'ouverture maximale est de l'ordre de 0,1 mm. Ceci correspond exactement à ce qui a été prévu lors du dimensionnement.

Le mode de déformée à une déformation axiale en compression de 2% (2e cycle) est illustré à la Figure 9.26. L'amplitude des déformées étant petite, un fort facteur d'amplification verticale des déplacements est nécessaire (x 50). Malgré l'amplification, il est difficile de déterminer exactement le mode atteint. Certaines vagues proche de l'extrémité ont commencé à flamber mais n'ont pas encore créé de contact. On peut néanmoins estimer le mode en comptant entre 5 et 7 ondulations complètes sur la demi-longueur du noyau, ce qui correspond à 10 à 14 ondulations sur la longueur du noyau. Cette déformée est proche mais tout de même plus élevée que la prédiction du modèle analytique, soit une déformée du neuvième mode (voir l'expression 9.8).

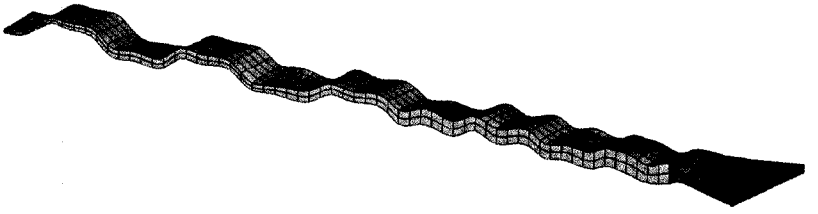


Figure 9.26: Déformée du concept proposé à la fin de l'analyse (x 50)

La Figure 9.27 présente les énergies du modèle selon le temps d'analyse. Les mêmes énergies qu'au Chapitre 5 sont présentées. De même leur comportement est le même que celui observé au Chapitre 5. Le travail total représente bien la somme des dissipations plastique et par friction de l'énergie élastique et de l'énergie perdue en stabilisation artificielle du modèle numérique. L'essentiel du travail fourni est perdu en dissipation plastique. La dissipation par friction se produit à chaque cycle en compression. L'énergie élastique, quant à elle, est emmagasinée et rendue à chaque incursion en tension et en compression. L'énergie dissipée en stabilisation croît continuellement tout au long de l'analyse à un taux à peu près constant. La proportion de l'énergie totale à la

fin de l'analyse dissipée artificiellement représente environ 8% de l'énergie totale. Cette importante stabilisation a été nécessaire afin de permettre à l'analyse d'atteindre la déformation de 2%. Il est considéré que la limite du modèle tel que défini a été atteinte, d'autres méthodes ou détails de modélisation doivent être envisagés si l'on veut prolonger l'analyse et atteindre de plus grandes déformations sans continuer à augmenter encore plus la stabilisation statique. Une définition plus robuste des surfaces de contact est envisageable par la réduction du nombre de paires de contact. Pour ce, le système de retenue dans le plan devrait être modélisé de manière plus réaliste. De même, une analyse dynamique, pour laquelle les inerties permettraient de remplacer le rôle de l'amortissement et aideraient à la convergence, peut aussi être envisagée.

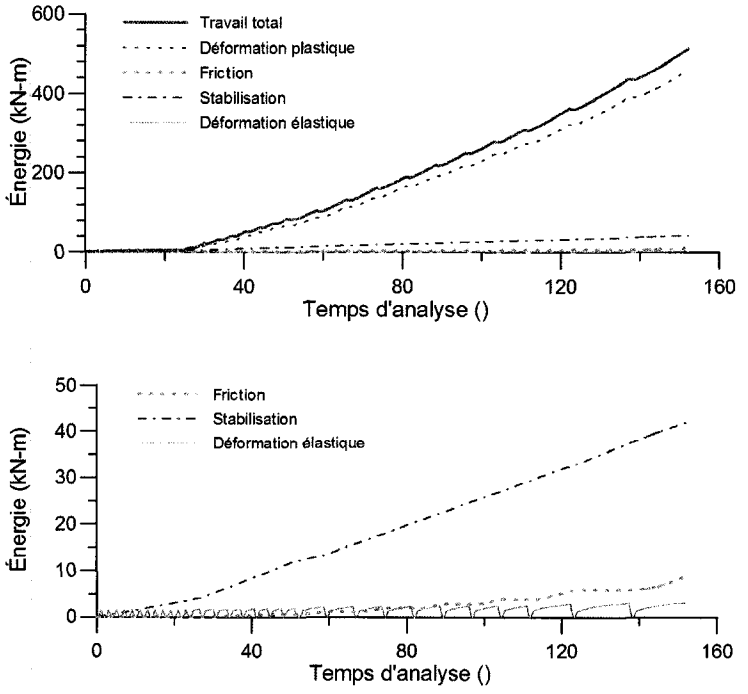


Figure 9.27: Énergies du modèle

Pour conclure, la modélisation du concept proposé semble indiquer un excellent comportement cyclique du noyau de DDC, celui-ci étant sollicité pratiquement de manière uniforme et ne créant que de faibles forces de contact et donc de faibles charges

axiales dans les boulons et le système de retenue latérale. Bien que l'analyse n'ait pas permis d'atteindre le 4% de déformation visé, rien n'indique que la diagonale proposée n'en aurait pas été capable. Aucun indice d'un début de striction n'a été noté. Aucun emballement de l'augmentation de la capacité en compression n'a été observé. La ductilité cumulée atteinte (190 Δ_y) a pratiquement atteint la ductilité cumulée visée de 200 Δ_y le tout en maintenant un facteur β très bas de 1,12.

Dans les limites de la modélisation numérique entreprise, il est considéré que le concept proposé a la capacité de satisfaire les exigences fixées pour un comportement adéquat. Il est rappelé qu'aucune réduction du coefficient de friction n'a été utilisée pour valider le concept proposé et qu'une valeur conservatrice de $\mu = 0,60$ a été utilisée. Ceci indique que par un bon contrôle de la rigidité et de l'espacement fournis, de même que par un contrôle du mode de flambement par l'inertie du noyau, il est possible d'atteindre un comportement adéquat. Ainsi, même s'il a été montré plus tôt que la réduction du coefficient de friction ne peut qu'aider au comportement cyclique, l'ajout d'un élément de désolidarisation à coefficient réduit ne semble pas essentielle. La volonté d'obtenir une performance encore plus élevée devrait être étudiée par rapport au coût et risques reliés à l'ajout d'un élément de désolidarisation.

Lors de la présentation des résultats de l'analyse, ceux-ci ont été comparés aux prévisions utilisées lors de la conception. Les prévisions des forces dans les boulons, des forces axiales transférées au support latéral et des ouvertures de support ont toutes été extrêmement proches de ce qui a été obtenu lors de l'analyse. Il faut néanmoins remarquer que la charge axiale maximale de l'analyse (1,48 P_y) n'a pas atteint la charge maximale utilisée en conception (2,0 P_y). De même, le mode obtenu de l'analyse était plus élevé que le mode utilisé en conception. Il est considéré que ces deux différences se sont compensées l'une l'autre afin de parvenir à l'exactitude de prévision obtenue. Ainsi, un mode de flambement plus élevé pour les modèles analytiques de conception, couplé à une charge axiale plus faible, aurait produit les mêmes prévisions de comportement. Il serait donc certainement approprié de majorer le mode de flambement

obtenu des modèles analytiques afin de prendre en compte l'augmentation du mode de flambement aux extrémités du noyau observée sous chargement cyclique dans le modèle. Augmenter arbitrairement le mode de flambement de 2 par rapport au résultat du modèle analytique (expression 9.8) permettrait de ré-estimer de manière réaliste les forces de contact et donc les ouvertures, transferts de charge axiale et charges de boulons, et ce, pour la charge axiale effectivement atteinte par le modèle (1296 kN = 1,48 P_y). Ceci est illustré à l'expression (9.22), qui peut être mise en comparaison avec l'expression (9.10).

$$F_{ke} = \Delta_b k_e = \frac{2(1296)(0,74)(9+2)^2\pi^2}{4(3600)(1788)-2(9+2)^2\pi^2(1296)}(1788) = 181kN \tag{9.22}$$

Finalement, le choix de l'espacement initial de 2,0 $\Delta_{b0,min}$ s'est avéré adéquat pour la déformation atteinte. Pour exemple, l'élargissement maximal atteint par le noyau a été de 3,6 mm (1,54 $\Delta_{b0,min}$), ce qui laissait encore un jeu intéressant. À 2% de déformation et après 15 cycles la déformation non uniforme du noyau n'a utilisé qu'environ la moitié de l'espacement additionnel fourni pour accommoder cette déformation non uniforme ((2,0-1,0)-(2,0-1,54)/(2,0-1,0) = 0,54). Il restait donc environ la moitié de l'espacement additionnel fourni ((2,0-1,0)-0,54 = 0,46) afin d'accommoder des cycles additionnels, cycles qui, par extrapolation des résultats, auraient même pu être de plus grande amplitude.

À cette étape du projet, il est considéré que les modèles analytiques développés et la méthodologie de conception proposée permettent de parvenir à une diagonale ductile confinée possédant un comportement cyclique adéquat. Les modèles numériques ont été amenés au maximum de leurs possibilités et limites. Pour pousser l'étude raisonnablement plus loin, seule une validation expérimentale est envisageable. Des propositions afin de parvenir à une telle validation expérimentale sont ainsi présentées dans le prochain, et dernier chapitre de ce mémoire.

Chapitre 10 : Validation expérimentale du concept de DDC proposé

Les études de ce mémoire s'appuient fortement sur des modèles analytiques et encore plus sur des modèles numériques. Malgré les efforts qui ont été consacrés au développement de ces modèles et la recherche de solutions les plus réalistes possible, les modèles sont ce qu'ils sont : des approximations de la réalité.

Le présent chapitre est consacré à l'ultime étape nécessaire pour gagner une réelle confiance dans le concept de diagonale ductile confinée proposé, l'expérimentation au laboratoire. En effet, quelques essais judicieusement choisis et réalisés selon les règles de l'art sont essentiels afin de valider les conclusions de ce projet, discerner d'éventuelles lacunes et proposer des améliorations. On propose dans ce chapitre un programme d'essais qui permettrait de rencontrer ces objectifs. On décrit et explique d'abord le cadre d'essai qui a été construit au laboratoire de structures de l'École Polytechnique. On présente ensuite le choix et la justification des spécimens, les résultats désirés ainsi qu'une procédure d'essais.

10.1 Description du cadre d'essais

On prévoit réaliser le programme d'essais sur les DDC au laboratoire de structures de l'École Polytechnique de Montréal. Le laboratoire comprend une dalle d'essais et un mur de réaction en forme de L qui est ancré dans la dalle d'essais. On dispose aussi d'un cadre d'essais en acier qui peut être adapté aux besoins d'un programme expérimental sur les DDC. La configuration proposée pour les tests de DDC est représentée avec la dalle et le mur de réaction à la Figure 10.1. Le cadre est positionné à la verticale et permet le test d'une diagonale dans une travée d'un étage. La largeur du cadre est de 7500 mm entre les centres des poteaux. La hauteur de l'axe de la poutre supérieure par rapport à la dalle du plancher est de 4925 mm. La hauteur c/c entre les poutres supérieure et inférieure est de 4087 mm. L'annexe D présente les plans détaillés du cadre d'essais.

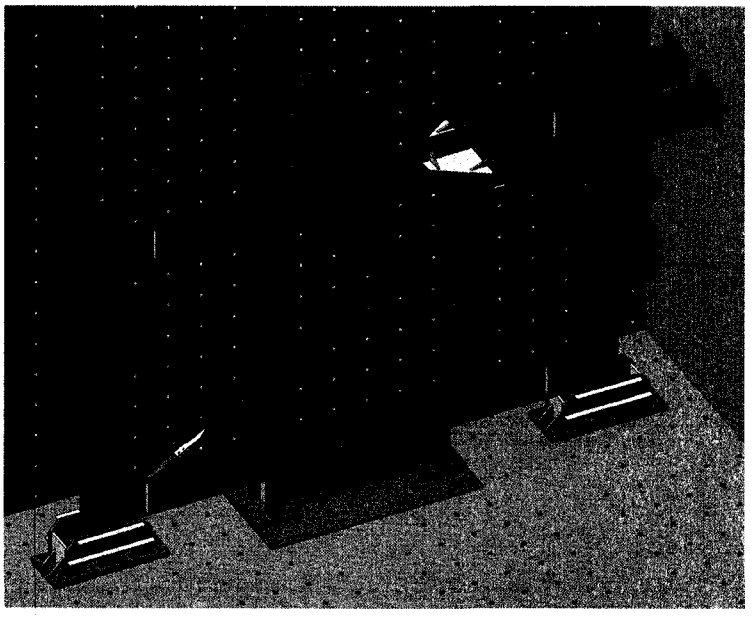


Figure 10.1: Configuration de cadre d'essais proposée

L'utilisation d'un cadre d'essais pour le test de diagonales de contreventement requiert plus de travail et de matériel qu'un test de diagonale dans une presse. Néanmoins, les résultats obtenus d'un test sur cadre d'essais sont plus représentatifs de la réalité que

ceux qui proviennent d'un essai dans une presse. En effet, le cadre d'essais représente plus fidèlement un étage de la travée contreventée d'un bâtiment ainsi que les interactions présentes entre les éléments de la structure. Dans le cas des DDC, le principal intérêt de l'utilisation d'un cadre d'essais est de reproduire le plus fidèlement possible les moments secondaires susceptibles de se développer aux extrémités des diagonales lorsque le cadre se déforme latéralement. De même, le test dans un cadre d'essais permet d'examiner le comportement des connexions aux poutres.

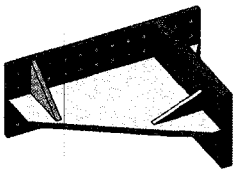
Les poteaux du cadre sont les même que ceux qui ont été employés auparavant dans un cadre installé en position horizontale. Ces poteaux ont été dimensionnés pour de nombreux usages, dont la construction éventuelle d'un cadre d'essais de trois étages et, par conséquent, possèdent amplement la résistance nécessaire aux tests prévus sur les DDC. Les autres éléments du cadre ont été dimensionnés par différents intervenants qui utiliseront le cadre dans la position verticale montrée sur la Figure 10.1. Certains éléments ont été conçus pour des applications autres que les essais sur DDC et les forces de conception ont été ajustées en conséquence. D'autres éléments, utiles uniquement pour les tests de DDC, ont été dimensionnés pour les efforts associés au programme d'essais présenté dans cette section.

Durant les essais sur DDC, on imposera un historique de force ou de déplacement horizontal au haut du cadre au moyen de deux vérins hydrauliques de 1000 kN de capacité travaillant en parallèle (MTS No. ASSY-244.51S). Ces vérins ont une course totale de 500 mm. Ils seront installés de part et d'autre de la poutre supérieure et prendront appui sur le mur de réaction. La force ou le déplacement imposé par les vérins est appliqué à la poutre supérieure du cadre. Le moment de renversement induit est repris par les deux poteaux tandis que l'effort tranchant horizontal chemine à travers la poutre supérieure, la diagonale et la poutre inférieure avant d'être transmis à la dalle d'essais via un support horizontal. L'assemblage des poutres aux poteaux est un assemblage simple conçu pour transmettre uniquement l'effort tranchant vertical, et les

poteaux sont fixés à leur base au moyen de rotules. La résistance horizontale du cadre d'essais est donc, en théorie, entièrement fournie par la diagonale.

Les paragraphes qui suivent présentent brièvement les différents composants du cadre, leur dimensionnement et leur fonctionnement.

Dans l'ordre du cheminement des forces, les premières pièces connectées aux vérins sont les pièces de connexion vérin-poutre illustrées à la Figure 10.2. Celles-ci, disposées de part et d'autre de l'âme de la poutre supérieure, transmettent l'effort horizontal des deux vérins à la poutre. L'axe longitudinal des deux vérins est situé à 500 mm de part et d'autre de l'axe du cadre et le rôle de ces pièces est le transfert des forces imposées par les vérins à la poutre sur cette distance de 500 mm. Chacune de ces pièces est constituée de deux plaques orthogonales, l'une connectée au vérin par quatre boulons de 44 mm de diamètre et l'autre assemblée par friction à l'âme de la poutre supérieure par 40 boulons ASTM A325 de 25,4 mm de diamètre. Ces deux plaques sont liées entre elles par soudage et par une plaque de transfert triangulaire raidie pour éviter le voilement. Des analyses par éléments finis avec le logiciel Abaqus ont permis de juger de la rigidité, de la résistance et de la stabilité de ces pièces de transfert sous la charge totale de 2000 kN. L'interface de l'assemblage des pièces à la poutre est de classe A. Les 40 boulons d'assemblage procurent donc une résistance au glissement de 4800 kN, ce qui excède de loin la force maximum anticipée. Ainsi, on est assuré que les déplacements horizontaux imposés par les vérins seront transmis intégralement à la poutre supérieure.



Pièce de transfert vérin-poutre



Analyse de flambement élastique

Figure 10.2: Pièce de transfert vérin-poutre

La force appliquée par les vérins est donc transmise à la poutre supérieure, illustrée à la Figure 10.3. Cette poutre a pour rôle de transmettre la sollicitation des vérins à la diagonale testée tout en assurant le transfert des efforts verticaux aux poteaux. La poutre a été dimensionnée comme un poteau-poutre d'une longueur de 7500 mm et avec une retenue latérale au milieu de sa longueur : le moment provient du poids propre de la poutre tandis que l'effort axial est l'effort maximum pouvant être transmis par les vérins (2000 kN). Un facteur de sécurité de 1,50 a été appliqué à ces efforts pour la conception afin de s'assurer d'un comportement élastique, et la section de poutre choisie est un profilé W530x138. L'assemblage de la poutre aux poteaux est réalisé à l'aide de cornières L203x152x16 avec trous oblongs 27 mm x 67,5 mm. Une file de 5 boulons de 25,4 mm de diamètre en cisaillement double et espacés de 76,2 mm est utilisée entre la poutre et les cornières. Deux files de 5 boulons de 25,4 mm de diamètre et espacés de 76,2 mm sont utilisées pour l'assemblage des deux cornières aux poteaux. Un gousset est fixé à la poutre pour permettre la connexion appropriée de la diagonale testée. Comme indiqué, la poutre a été dimensionnée pour les efforts maximums que peuvent générer les vérins (plus un facteur de sécurité de 1,5). Le gousset de connexion des DDC a quant a lui été dimensionné pour un effort axial de 1200 kN en tension et 1800 kN en compression, ce qui correspond environ à la capacité de la diagonale, ceci afin d'obtenir un gousset et un assemblage dont la rigidité s'approchent le plus possible de ce que l'on aurait obtenu d'un dimensionnement pour un bâtiment réel.



Figure 10.3: Poutre supérieure du cadre d'essais

Une retenue latérale, illustrée à la Figure 10.4 a permis de réduire de moitié la longueur de flambement hors du plan de flexion de la poutre. La retenue latérale au centre de la poutre supérieure est assurée par deux profilés tubulaires carrés verticaux disposés de part et d'autre de la poutre. Quatre profilés en C ont été soudés sur le tube situé du côté

du mur de réaction. Des trous oblongs ont été utilisés dans ces profilés en C pour permettre l'ajustement et l'assemblage avec les profilés W qui réalisent le lien entre les tubes et le mur de réaction. Les deux tubes sont liés entre eux par 6 tiges filetées, 3 sous la poutre et 3 au-dessus de la poutre. Une interface en PTFE graissé est placée entre la face intérieure des profilés tubulaires et le bord des semelles de la poutre pour permettre le déplacement longitudinal de la poutre. Les tiges filetées sont serrées jusqu'à obtenir un faible contact entre la poutre et les interfaces avec PTFE.



Figure 10.4: Système de retenue latérale de la poutre supérieure

La diagonale testée, illustrée à la Figure 10.5, est connectée sur les goussets des deux poutres du cadre d'essai. La diagonale reprend tout l'effort horizontal du cadre.

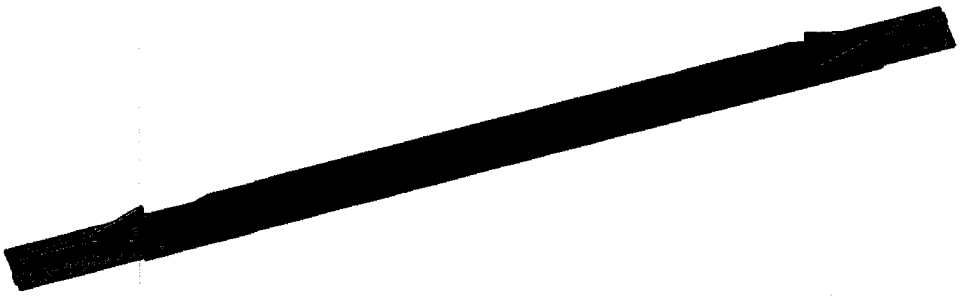


Figure 10.5: Diagonale testée dans le cadre d'essais

La diagonale transmet la charge horizontale à la poutre inférieure du cadre d'essai. Celle-ci, illustrée à la Figure 10.6, est faite d'un profilé W530x138 et a été dimensionnée

de la même manière que la poutre supérieure. Le centre de la poutre inférieure est situé à 838 mm au-dessus de la dalle d'essais.



Figure 10.6: Poutre inférieure du cadre d'essais

La poutre inférieure est retenue latéralement en son centre par le support horizontal à la base qui est illustré à la Figure 10.7. Ce support reprend l'effort horizontal de la poutre inférieure et le transmet à la dalle d'essais. Le support horizontal comprend deux pièces amovibles devant être boulonnées à l'âme de la poutre inférieure. Ces pièces amovibles sont à leur tour boulonnées à la structure principale du support horizontal. Toutes les connexions sont des assemblages boulonnés anti-glissement pour éviter le mouvement longitudinal relatif entre les pièces. De même, L'assemblage de la base à la dalle d'essais est réalisé avec au maximum 28 barres Diwidag de 46 mm de diamètre pour éviter le glissement. On applique une pré-tension à chacune des barres Diwidag.

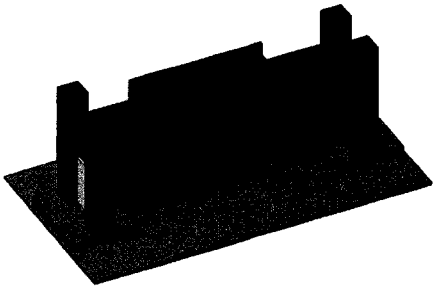
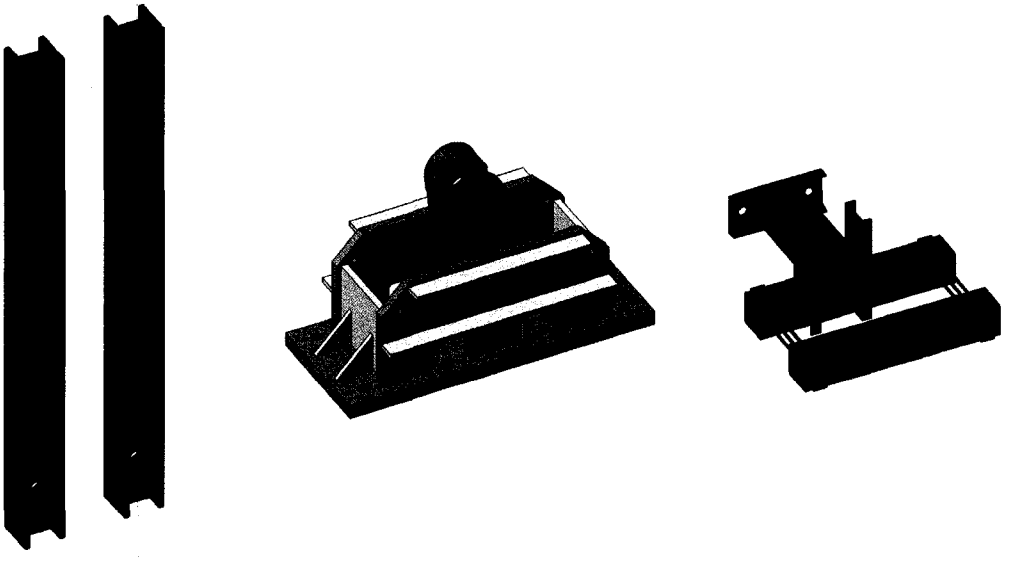


Figure 10.7: Support horizontal à la base du cadre d'essais

Les poteaux sont faits de profilés W360x347. Comme discuté, on vise à minimiser la contribution des poteaux du cadre à la résistance à la charge horizontale appliquée. Les poteaux sont donc connectés aux poutres par des cornières avec trous oblongs, comme décrit précédemment, et sont munies de rotules à leur base. Les poteaux, les rotules et

les supports latéraux des poteaux sont illustrés à la Figure 10.8. Les rotules sont situées à la même élévation que le centre de la poutre inférieure. Chaque rotule est constituée d'une paire d'œillets découpés dans des plaques d'acier AISI No. 4340 de 152 mm d'épaisseur, d'une ouverture circulaire renforcée dans l'âme du poteau et d'une tige en acier de type AISI No. 4340 de 165 mm de diamètre. Afin de minimiser le frottement dans la rotule, un manchon de 19 mm d'épaisseur et fait d'un alliage bronze-aluminium (C95300G) a été placé dans l'âme du poteau. Toutes ces pièces ont été usinées avec précision pour éviter toute translation longitudinale ou verticale de la base des poteaux. La rotation de la tige dans la rotule est empêchée par la présence d'une clé. Les œillets sont soudés à une base fixée à la dalle d'essais au moyen de 8 barres Diwidag de même type que les tiges de la base centrale.



(A) (B) (C)

Figure 10.8: Poteaux, rotule et retenue latérale des poteaux du cadre d'essai

Finalement, les poteaux sont retenus latéralement hors du plan du cadre par un système de retenue similaire à celui de la poutre supérieure. Ce système, illustré à la Figure 10.8c, est aussi réalisé avec des profilés HSS carrés mais positionnés cette fois-ci à l'horizontale. La rotation du poteau autour de l'axe de la rotule et, donc, le déplacement horizontal de la tête dans le plan du cadre, ne sont pas empêchés par la retenue latérale.

10.2 Programme expérimental proposé

On décrit dans ce qui suit un programme expérimental qui est suggéré pour valider le concept proposé de diagonale ductile confinée lorsque soumis à des conditions représentatives d'un bâtiment réel sujet à un séisme. Contrairement aux études analytiques et numériques réalisées dans ce mémoire, ces conditions incluent des rotations aux extrémités de la diagonale ainsi que des défauts de rectitude du système de retenue latérale. De même, un blocage mécanique entre les éléments du système de retenue latérale et les autres éléments du système est possible. Bien que la conception des deux variantes de détails de fabrication proposées ait été pensée de manière à minimiser l'avènement d'un tel blocage, il s'agit néanmoins d'un paramètre ayant été négligé dans les analyses numériques.

Le programme expérimental doit être en mesure de vérifier si le concept proposé permet réellement de limiter les efforts transmis par friction du noyau au système de retenue latérale et ainsi minimiser le débalancement des efforts entre la tension et la compression. De même il doit permettre de vérifier si les critères de rigidité qui ont été retenus permettent réellement de limiter l'ouverture locale entre les faces des supports latéraux. Finalement, on doit appliquer dans le programme expérimental un chargement cyclique qui permet de juger de la capacité de la diagonale testée en ductilité maximale et en ductilité cumulée.

Comme dans tout programme expérimental, le nombre d'essais doit être réduit au minimum pour des raisons budgétaires et d'échéancier. On doit donc cibler les paramètres les plus importants et dont la modélisation présente la plus grande incertitude. Ainsi, on suggère de laisser de côté des essais visant à examiner l'influence de l'espacement entre le noyau et le support. Ce paramètre a été suffisamment étudié analytiquement et numériquement pour maintenant savoir, avec confiance, qu'il faut

maintenir au minimum cet espacement pour obtenir un bon comportement : l'espacement doit être suffisant pour permettre à l'effet Poisson de se produire avec une légère marge pour couvrir la non-uniformité des déformations axiales et l'effet du chargement cyclique. Sous les modèles paramétriques limités du Chapitre 8 il a été vu qu'une marge égale à la déformée $\varepsilon_{poisson}$ sous la déformation maximale prévue a été suffisante. De même au Chapitre 9, lorsque appliquée au modèle du concept proposé cette marge s'est avérée suffisante.

Dans cette étude, il a été montré que la réduction du coefficient de friction entre le noyau et le système de retenue latérale a pour effet de réduire les charges transmises par friction au support latéral et d'augmenter le nombre de cycles pouvant être soutenus par la diagonale en favorisant une distribution plus uniforme des déformations sur la longueur du segment ductile. L'ajout de matériaux de désolidarisation permettant de réduire le coefficient de friction augmente le coût de fabrication des diagonales et présente aussi son lot d'incertitudes. En effet, la compressibilité des matériaux de désolidarisation doit être prise en compte lors de la spécification de l'espacement initial. De plus, il y a toujours un risque que sous chargement cyclique ces matériaux de désolidarisation se détériorent et perdent leur rôle ou même pire, favorisent par leur présence un coincement. Au Chapitre 9, il a été vu qu'il est possible de parvenir à un comportement adéquat pour une DDC par le contrôle des forces de contact sans même chercher à minimiser le coefficient de friction. Ainsi, il est recommandé pour un éventuel programme d'essai de réaliser en premier lieu des tests sans chercher à réduire le coefficient de friction. S'il y a rupture en tension ou blocage excessif en compression à un stade jugé prématuré du test malgré le fait que la rigidité fournie est suffisante et l'espacement initial minimisé alors il serait approprié de vérifier si l'ajout d'un matériau de désolidarisation permet d'améliorer la situation. Néanmoins, si le comportement est adéquat sans ajout d'éléments additionnels, ceci simplifierait l'adoption du système. Une brève recherche a été réalisée sur les matériaux de désolidarisation pouvant être éventuellement utilisés. Le Téflon (ou polytétrafluoroéthylène) reconnu pour son coefficient de friction extrêmement bas (μ = 0,05 avec l'acier) peut être envisagé.

Néanmoins, ce plastique est assez mou et malléable et son coût élevé est justifié par sa résistance à la chaleur et aux environnements corrosifs, propriétés non essentielles pour une application dans des DDC. L'alternative du UHMW (Polyéthylène à Ultra Haute Densité), le deuxième plastique le plus glissant après le téflon (μ = 0,08 avec l'acier) devrait être étudiée. Ce plastique est plus rigide et plus résistant à l'abrasion que le Téflon. Il coûte environ le cinquième du Téflon.

L'influence du rapport P_E/P_y dans le dimensionnement du système de retenue latérale a été intensivement étudiée par Inoue et al. (2001). Les règles inhérentes à la rigidité et résistance globale du système de retenue latérale sont ainsi connues et l'étude de différents rapports P_E/P_y est jugée superflue. Néanmoins, comme vu plus bas, si un noyau plus faible est considéré avec le même système de retenue latérale afin d'étudier l'influence de la rigidité locale nécessaire, cela produirait nécessairement un second rapport P_E/Py. L'influence de ce paramètre pourrait ainsi être aussi étudiée dans le programme d'essais sans même l'ajout de spécimens additionnels.

Tout comme l'ouverture initiale entre les supports, l'influence du rapport épaisseur/largeur (h/L) du segment ductile est considérée comme bien comprise. En effet, tant les modèles analytiques que les modèles numériques prédisent une réduction des forces de contact pour une augmentation de l'inertie du noyau. De plus, bien que leur étude était limitée à un nombre réduit de spécimens, Inoue et al. (2001) a observé une plus grande dissipation d'énergie sur des spécimens dont le noyau était plus trapu. Sur cette base, l'étude expérimentale pourrait se limiter à une seule épaisseur de noyau et ainsi aussi simplifier la fabrication des spécimens.

Finalement, afin de démontrer la validité d'un concept, il serait d'intérêt de faire varier la capacité du système (résistance axiale de la diagonale) et ainsi démontrer que la méthode suivie s'applique à différents niveaux de résistance. Dans ce contexte, il serait pertinent de vérifier le comportement de DDC qui offriraient des résistances différentes mais qui seraient conçues exactement selon les mêmes critères.

Le comportement des DDC en acier est surtout limité par le blocage en compression et la striction en traction, deux phénomènes qui sont amplifiés par une distribution non-uniforme des déformations axiales du noyau. Parmi les paramètres qui influencent ces comportements, la rigidité des supports latéraux devrait être étudiée expérimentalement. La rigidité des supports dépend de la section utilisée pour la fabrication des supports et de l'espacement des boulons. Malheureusement, on peut difficilement mesurer la rigidité du support latéral d'une DDC à partir d'essais d'une diagonale complète. En effet, bien que l'on puisse mesurer les déflexions locales du support latéral, on a plus de difficulté à connaître les forces qui ont créé ce déplacement. Les forces transmises par contact entre le noyau et le support latéral son difficiles à mesurer expérimentalement. Seuls des boulons instrumentés permettraient d'en obtenir un estimé. Néanmoins, si l'on évalue la rigidité à partir des outils développés au sixième chapitre, on peut à partir de mesures de déplacement estimer les forces transmises par le noyau. Le suivi expérimental des forces de contact permettrait de valider expérimentalement l'importance de réduire les forces de contact dans le but d'atteindre un bon comportement cyclique. Pour ce faire, des spécimens au comportement adéquat et d'autres avec un moins bon comportement seraient nécessaires.

On note qu'il n'y a pas de valeur de rigidité des supports latéraux qui délimite un bon ou mauvais comportement du système. En effet, l'augmentation de la rigidité locale des supports latéraux entraîne une amélioration graduelle du comportement des DDC. Il serait donc nécessaire de tester des DDC avec plusieurs rigidités des supports pour déterminer à partir de quelle rigidité le comportement observé est satisfaisant. Il n'y a pas un grand intérêt à essayer différentes sections de support latéral si celles-ci ont un comportement élastique, sont réutilisables et que la plage de rigidités découlant d'une variation de l'espacement (ou du nombre) des boulons est suffisante pour produire des systèmes plus ou moins performants. Ainsi il est recommandé de réaliser plusieurs essais avec des rigidités de support variables. En utilisant une seule paire de sections de support, une variation de la rigidité des supports latéraux est facilement obtenue par une variation du nombre de boulons reliant les deux sections de support. Si les contraintes ou

ouvertures des supports sont contrôlées durant ces essais, il y a moyen d'empêcher des déformations plastiques permanentes dans les supports latéraux de façon a réutiliser les mêmes sections de support pour toute une plage de rigidités de supports.

10.2.1 Essais proposés et résultats désirés

Sur la base de la discussion qui précède, le programme d'essais suivant est proposé.

Essai 1 : Essai cyclique sur diagonale de référence qui correspond au spécimen qui a été dimensionné au Chapitre 9. Pour ce spécimen, Δ_{b0} = 0,74 mm hors plan et 4,7 mm dans le plan du noyau. L_b = 300 mm. Cet essai permettra de déterminer s'il est possible d'atteindre les niveaux de performance visés avec le concept proposé.

Essai 2 : Identique à l'essai 1, avec un nouveau noyau, en réutilisant le même système de retenue, mais avec matériau de désolidarisation. L'objectif est d'examiner l'effet du coefficient de frottement. L'épaisseur du matériau de désolidarisation dépend d'études additionnelles sur sa compressibilité. De même l'espacement initial doit être ajusté (ou même éliminé) et les détails de fabrication déterminés au préalable. Si l'Essai 1 montre que le concept proposé est adéquat, l'Essai 2 permettra de juger de la pertinence de l'ajout d'un matériau de désolidarisation. Si l'Essai 1 montre un comportement du concept proposé non optimal, l'Essai 2 permettra de vérifier si l'ajout de matériau de désolidarisation permet d'améliorer le comportement.

Essai 3 : Identique à l'essai 1 (ou 2) sauf que le noyau a une section réduite d'environ 30-40% (exemple : PL 19 mm x 75 mm), que le système de retenue a une rigidité et une résistance réduites dans les mêmes proportions que le noyau et que les jeux dans les deux directions (Δ_{b0}) sont aussi réduits dans les mêmes proportions. On utilise (ou non) le matériau de désolidarisation, selon les résultats des essais 1 et 2. L'objectif est d'examiner si le comportement est le même lorsque l'on modifie les capacités (effet d'échelle).

Essai 4 : Identique à l'essai 1 (ou 2) sauf que le chargement est monotonique jusqu'à une déformation axiale moyenne du noyau de 4,0%. On utilise un nouveau noyau identique et on réutilise le même système de retenue. On utilise (ou non) le matériau de désolidarisation, selon les résultats des essais 1 et 2. L'objectif de l'essai est de valider les modèles analytiques quant à l'ouverture des supports, le mode de flambement, les forces hors plan induites par le noyau (en estimant la rigidité du support).

Essai 5 : Identique à l'essai 4 sauf que l'on réduit d'environ 50% la rigidité du système de retenue en augmentant l'espacement des boulons (ou en utilisant le système de retenue de l'essai 3). L'objectif est d'examiner l'effet de la rigidité du système de retenue sur les paramètres étudiés dans l'essai 4.

Essai 6 : Identique à l'essai 1 (ou 2), avec un nouveau noyau identique mais en réutilisant le système de retenue à rigidité réduite de l'essai 5. On utilise (ou non) le matériau de désolidarisation, selon les résultats des essais 1 et 2. L'objectif est d'examiner l'effet de la rigidité du système de retenue sur les paramètres étudiés dans l'essai 1 (ou 2).

Pour les essais cycliques, le protocole cyclique de chargement des DDC de l'AISC est recommandé afin de permettre une comparaison avec d'autres tests déjà réalisés.

Dans les essais, on devra mesurer :

- la force axiale dans la diagonale (à partir de la force imposée par les vérins),
- la déformation axiale des diagonales (déplacement latéral du cadre d'essai et LVDTs montés sur les diagonales),
- l'ouverture des supports latéraux (au moins à l'extrémité du segment ductile et en son centre),
- les forces de contact (par estimation de la rigidité locale et étude des ouvertures),

- le mode de flambement (par examen du noyau après les essais),
- les déformations hors plan des diagonales (cordes),
- les efforts axiaux dans le système de retenue (jauges longitudinales au centre de la longueur du système de retenue),
- la rotation des extrémités des poutres et des extrémités des diagonales (inclinomètres).

Au préalable, on devra procéder à des essais de caractérisation des matériaux :

- Mesure du coefficient de frottement du noyau sur le système de retenue avec et sans matériau de désolidarisation. Essais monotoniques sous des pressions de 20 et 50 MPa.
- Essais de traction sur éprouvettes ASTM E8 tirées du noyau.

Le programme d'essais présenté ci-dessus est une proposition qui pourra être revue selon des discussions à venir ou de nouvelles contraintes.

Chapitre 11 : Conclusion

Les diagonales ductiles confinées (DDC) forment un système de résistance aux charges latérales performant possédant une grande capacité de dissipation d'énergie et une courbe hystérétique stable et relativement symétrique. Les systèmes de retenue latérale des principaux systèmes disponibles actuellement requièrent l'utilisation conjointe d'acier et de mortier. Le développement d'un système de DDC réalisé uniquement en acier permettrait d'éliminer les étapes de fabrication associées à la mise en place du mortier ainsi qu'à son mûrissement. Ceci pourrait se traduire en une réduction sensible des coûts et délais de fabrication.

Des recherches antérieures ont permis de démontrer la faisabilité d'un système de DDC réalisé entièrement en acier mais laissaient des problématiques liées à la rigidité à spécifier au système de retenue. Le travail présenté dans ce mémoire a été réalisé dans le but d'atteindre une bonne compréhension du système de DDC et de proposer des guides de dimensionnement permettant à un système simple de DDC de parvenir à un comportement sismique satisfaisant.

Pour ce faire, en premier lieu, des études analytiques ont été réalisées. Celles-ci on permis l'élaboration de modèles simplifiés du comportement des DDC permettant d'estimer les forces présentes dans le système et d'établir l'influence des principaux paramètres de conception sur ces forces. Ainsi il a été possible de remarquer que les forces et déformées du système de retenue latérale sont proportionnelles à l'espacement initial entre les supports. De même, une augmentation du mode de flambement du noyau cause une augmentation des forces transmises au support latéral.

Élaborer des équations d'équilibre du noyau sous plusieurs hypothèses plausibles de déformée a permis d'estimer le mode de flambement critique du système. Afin de considérer le flambement inélastique combiné du noyau et du système de retenue

latérale, une courbe de flambement inélastique du noyau adaptée aux DDC a été développée. Celle-ci a aussi permis de remarquer qu'afin d'assurer la plastification axiale du noyau, un élancement du noyau d'environ λ=0,25 est nécessaire. Une rigidité minimale à assurer au système de retenue a pu être dérivée afin que le système de DDC puisse permettre l'atteinte de l'élancement nécessaire. Cette estimation de la rigidité à spécifier au système de retenue est conservatrice et permet d'assurer la stabilité du système et la plastification axiale du noyau.

Des études numériques par éléments finis ont ensuite été réalisées. Celles-ci sont d'abord consacrées à la reproduction des résultats d'un spécimen expérimental testé antérieurement. Cette reproduction permet la calibration d'un modèle numérique, la caractérisation des matériaux et la meilleure compréhension des problèmes du système. Le modèle final reproduit très bien les résultats expérimentaux et permet d'étudier des paramètres n'ayant pu être mesuré expérimentalement. Sous chargement cyclique, le modèle produit une courbe hystérétique proche de celle observée expérimentalement et inclus le débalancement entre les charges maximales en compression et en tension. De même, le modèle représente l'augmentation de la capacité en compression observée expérimentalement. Une comparaison des déformées et des déformations résiduelles entre le noyau expérimental et le noyau modélisé permet d'observer les mêmes tendances de comportement. En effet, tant le noyau expérimental que sa modélisation flambent avec un mode élevé. Sous chargement cyclique, les sections centrales du noyau rétrécissent tandis que celles situées aux extrémités s'épaississent et s'élargissent. Une explication des phénomènes en jeu dans le système est proposée et les mécanismes par lesquels se produit l'augmentation apparente de la capacité en compression des diagonales sont présentés.

Le modèle par éléments finis permet d'observer des comportements intuitivement prévus comme la prépondérance des forces de contact entre le système de retenue et le noyau aux extrémités de celui-ci plutôt qu'au centre. Le modèle permet aussi une estimation des forces axiales transférées au noyau, ainsi qu'une estimation des forces

dans les connecteurs, toutes deux utiles lors de la conception. De même, la distribution et l'évaluation des énergies dissipées ont pu être étudiées. La calibration d'un modèle numérique sur des essais réels est aussi utile dans le but de réutiliser les paramètres du modèle afin de valider un concept de DDC ou de prévoir de manière numérique le comportement d'une DDC.

Des modèles numériques ont aussi été réalisés en vue d'estimer la rigidité locale des supports latéraux des DDC et de permettre la calibration d'un modèle analytique de prévision de la rigidité utile en conception. L'étude de la rigidité locale des sections de support latéral montre que la déflexion des semelles contribue pour la plus grande part de la déflexion totale du support latéral.

Finalement, un modèle numérique simplifié de prévision du comportement des DDC a été proposé et validé avec des essais expérimentaux antérieurs. Celui-ci a permis une validation numérique des modèles analytiques et la réalisation d'une étude paramétrique monotonique et cyclique faisant varier les principaux paramètres de conception des DDC. L'étude paramétrique confirme les tendances prévues par les modèles analytiques et permet de présenter des moyens de limiter les forces de contact entre le noyau et les supports latéraux de façon à améliorer le comportement cyclique des DDC. Ainsi, l'utilisation d'un noyau plus trapu permet de réduire les forces de contact entre le noyau et le support latéral. De même, un faible espacement initial limite l'amplitude des déformées du noyau et des forces transmises par contact. Une forte rigidité de support latéral peut contenir le noyau lorsque celui-ci flambe dans un mode élevé, ce qui empêche l'effet d'emballement des forces de contact causé par une ouverture des supports. L'étude paramétrique confirme la pertinence de fournir la rigidité jugée nécessaire selon les modèles analytiques et montre qu'il n'y a qu'un très faible intérêt à augmenter la rigidité du support latéral au dessus de cette valeur. Finalement, les résultats de l'étude paramétrique permettent de conclure que la réduction du coefficient de friction ne peut qu'aider à augmenter le nombre de cycles pouvant être soutenus par une DDC, et ainsi favoriser la dissipation d'énergie du système.

La dernière partie du projet présente la proposition d'un concept de DDC ainsi que des recommandations en vue d'un éventuel programme expérimental permettant de valider le concept proposé de diagonale ductile confinée. Les détails de fabrication d'un système de retenue latérale sont discutés et une description et critique des variantes envisagées est présentée. La méthodologie de conception proposée est présentée à travers le dimensionnement du système de retenue latérale d'un des spécimens envisagés pour les essais expérimentaux. Une modélisation numérique du spécimen dimensionné prédit un excellent comportement et valide les hypothèses et méthodes de dimensionnement. Finalement, une discussion permettant d'aider à la planification d'un programme d'essais limité qui puisse clarifier les principales problématiques subsistantes est présentée.

Le travail réalisé dans ce mémoire s'est fortement appuyé sur des modèles analytiques et numériques. Ces modèles ont tous nécessité des hypothèses et des simplifications. Bien que certains modèles aient pu être validés sur des essais antérieurs, le concept proposé n'a jamais été testé expérimentalement. Il est alors nécessaire de procéder à une validation expérimentale avant de penser même à appliquer les conclusions tirées à partir des modèles utilisés dans ce mémoire.

En plus de la complétion d'un programme expérimental, plusieurs travaux futurs permettraient de valoriser le travail réalisé ou d'étendre son application. Ainsi, avec le développement des capacités de calcul, des modèles numériques complexes pourront de plus en plus servir d'outils de prévision du comportement. Les modèles dont le développement a été entrepris dans ce mémoire pourraient ainsi être améliorés par une amélioration de la définition des propriétés cycliques des matériaux ou par l'ajout de détails réalistes dans la modélisation tels que les plaques de retenue latérale dans le plan. Ces modèles pourraient être utilisés dans la prédiction du comportement des DDC devant être testées expérimentalement.

Finalement, une étude permettant de généraliser le modèle analytique de prévision de la rigidité locale des sections de support latéral en T à toutes les géométries pourrait être réalisée. Afin d'y parvenir, une étude paramétrique sur des modèles déjà complétés serait nécessaire. Ainsi, par l'étude d'une large gamme de géométries de support il serait possible d'établir une estimation de la longueur de semelle effective maximale pour toute géométrie.

Du côté de la construction physique des diagonales et de leur fabrication, il serait intéressant de consacrer plus d'efforts à l'utilisation de matériaux de désolidarisation permettant de réduire le coefficient de friction. L'impact positif de la réduction du coefficient de friction a été montré dans ce mémoire, mais la pertinence ou la réalisation pratique n'ont pas été étudiés. Ainsi, il faudrait s'assurer qu'un matériau de désolidarisation sache soutenir le chargement cyclique tout en restant en place et en jouant son rôle. De même, la compressibilité du matériau de désolidarisation devrait être déterminée afin de juger de son importance sur les forces de contact. Ensuite, une fois la compressibilité du matériau de désolidarisation connue, il serait possible d'envisager la réalisation d'une DDC sans espacement initial. Dans un tel système, la compressibilité du matériau de désolidarisation permettrait d'accommoder les déformations transversales inévitables dues à l'effet Poisson. Il est pressenti qu'un tel système permettrait de réduire au minimum les forces de contact. Finalement, afin de rechercher à augmenter le nombre de cycles pouvant être soutenu par une diagonale, la possibilité de profiler le noyau afin que celui-ci soit initialement plus large en son centre qu'aux extrémités pourrait être étudiée. Un tel noyau pourrait peut-être compenser en partie la tendance à une sollicitation plastique non uniforme du noyau.

D'autres problématiques potentielles ayant un effet sur la conception, fabrication ou sur le comportement des DDC n'ont pas été étudiées dans ce mémoire. Celles-ci sont brièvement introduites dans les paragraphes qui suivent.

D'abord, l'influence du taux de chargement de la diagonale sur son comportement devrait être étudiée. En particulier, si l'augmentation de la capacité du noyau ou la diminution de la ductilité due au taux de chargement apparaissent importants, ces influences devraient être considérées lors d'un dimensionnement. La dynamique du chargement ainsi que les éventuelles vibrations de la diagonale qui peuvent être créées devraient aussi être considérés.

Étant donné que plusieurs méthodes de fabrication sont envisageables, entre autres, pour la découpe du noyau des DDC, les différents effets de ces méthodes sur les propriétés de matériau devraient être étudiés. Les méthodes de fabrication les plus appropriées devraient être recommandées et leurs tolérances considérées lors du dimensionnement.

Les systèmes de résistance aux charges latérales sont conçus pour des évènements très rares. Néanmoins, il faut s'assurer qu'à tout moment tout au long de la durée de vie de la construction les systèmes de résistance aux charges latérales puissent se comporter comme il a été prévu lors de leur dimensionnement. Le comportement des DDC peut être sensiblement modifié si, par exemple, le noyau s'oxyde et si l'oxyde emplit le jeu initial fourni. La durabilité des DDC devrait ainsi être étudiée plus en détail et des moyens de s'assurer du bon comportement des DDC tout au long de leur vie utile devraient être proposés.

Pour terminer, une étude économique et comparative du système de DDC proposé devrait être réalisée. Celle-ci pourrait chiffrer l'avantage économique du système par rapport aux autres options envisageables pour différentes situations plausibles et devrait chercher à évaluer le niveau de performance visé qui est optimal d'un point de vue économique.

Références

AISC. (2005). ANSI/AISC 341-05, Seismic Provisions for Structural Steel Buildings. American Institute of Steel Constructions, 341 (5), 1-310.

AISC. (2005b). ANSI/AISC 360-05, Specification for Structural Steel Buildings. American Institute of Steel Construction, Chicago, IL.

ASM, ASM Handbook (1992), Volume 18 : Friction, Lubrication, and Wear Technology, P.J. Blau Editor, ASM International.

Avalone, E., Baumeister, T, Sadegh, A. (2006), Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers, 11th Edition. Publié par McGraw-Hill Professional.

Black, C., Makris, N., Aiken, D. (2004). Component testing, seismic evaluation and characterization of buckling-restrained braces. Journal of Structural Engineering, 130 (6), 880-894.

Bolduc, P., and Tremblay, R. (2003). Experimental study of the seismic behaviour of steel braces with concrete filled tube and double steel tube buckling restrained mechanisms. Report CDTST03-05, Department of Civil, Geological, and Mining Engineering, École Polytechnique, Montréal, Que.

Chen, C.C., Wang, C.H. and Hwang, T.C. (2001). Buckling strength of buckling inhibited braces, Proc. 3rd Japan–Korea–Taiwan Joint Seminar on Earthquake Engineering for Building Structures, Taipei, Taiwan, pp. 265–271.

CISC (2007), Handbook of Steel Construction, Canadian Institute of Steel Construction, Ninth Edition, Fourth Printing.

Clark, P.W., Aiken, I.D., Kasai, K., Ko, E., and Kimura, I. (1999). Design Procedures for Buildings Incorporating Hysteretic Damping Devices. Proc., 68th Annual Convention, Structural Engineers Association of California (SEAOC), Sacramento, CA.

CSA, Canadian Standards Association (2001). Limit states design of steel structures. Standard CSA S16-01, Canadian Standards Association, Rexdale, Ont.

CSA, Canadian Standards Association (2009). Limit states design of steel structures. Draft of Standard CSA S16-09, Canadian Standards Association, Rexdale, Ont.

CSI, Computers & Structures inc. (2008), SAP 2000, Integrated Software for Structural Analysis & Design, Version 11

Dassault Systèmes (2007), Abaqus/CAE Version 6.7-1

Fujimoto, M., Wada, A., Saeki, E., Watanabe, A. and Hitomi, Y. (1988). A study on the unbonded brace encased in buckling-restraining concrete and steel tube, Journal of Structural Engineering, 034B, pp. 249–258 [en Japonais].

Horie, T., Yabe, Y., Hori, T., Nakamura, S. (1993). Elasto-plastic behavior of steel brace with restraint system for post buckling, Journal of Steel Structures, 1, pp. 187–194 [en Japonais].

Inoue, K. (1993). Stiffening Design of the Precast Concrete Panels to Prevent the Steel Flat Braces from Buckling. Journal of Constructional Steel, 1 (1), pp. 195-202.

Inoue, K., Sawaizumi, S., Higashibata, Y. (2001), Stiffening Requirements for Unbounded Braces Encased in Concrete Panels. Journal of Structural Engineering, 127 (6), 712-719.

Iwata, M., Kato, T., Wada, A. (2000). Buckling- restrained braces as hysteretic dampers. Proc. STESSA Behaviour of Steel Structures in Seismic Areas, Quebec, Canada, pp. 33-38.

Iwata, M., Murai, M. (2006). Buckling-restrained brace using steel mortar planks; performance evaluation as a hysteretic damper. Earthquake Engineering and Structural Dynamics, 35 (1), 1807-1826.

Javadi, M., Tajdari, M. (2006). Experimental investigation of the friction coefficient between aluminium and steel. Materials Science-Poland, 24 (2/1), 305-310.

Jinkoo, K., Choi, H. (2003), Behavior and design of structures with buckling-restrained braces. Engineering Structures, 26 (1), 693–706.

Lin, M., Tsai, K., Hsian, P., Tsai, C. (2005), Compressive Behavior of Buckling-Restrained Brace Gusset Connections, Proc. First International Conference on Advances in Experimental Structural Engineering AESE 2005, Nagoya, Japan, pp. 1-8.

Ling, Y. (1996). Uniaxial True Stress-Strain after Necking. AMP Journal of Technology, 5 (1), 37-48.

López, W.A. (2001). Design of unbonded braced frames, Proc. 70th Annual Convention of SEAOC, SEAOC, Sacramento, CA, pp. 23–31.

Ma, N., Wu, B., Zhao, J., Li, H., Ou, J., and Yang, W. (2008), Full Scale Test of All-Steel Buckling Restrained Braces, Proc. 14th World Conf. Earthquake Eng., Beijing, China, Article 11-0208.

Matic, P. (1985). Numerically predicting ductile material behavior from tensile. Theoretical and Applied Fracture Mechanics, 4 (1), 13-28.

Matsui, R., Takeuchi, T., Hajjar, J.F., Nishimoto, K., and Aiken, I. (2008), Local buckling restraint condition for core plates in buckling restrained braces, Proc. 14th World Conf. Earthquake Eng., Beijing, China, Article 05-0055.

Merritt, S., Uang, C.M. and Benzoni, G. (2003a), Subassemblage testing of CoreBrace buckling-restrained braces, Report No. TR-2003/01, University of California, San Diego, La Jolla, CA.

Merritt, S., Uang, C.M. and Benzoni, G. (2003b), Subassemblage testing of Star Seismic buckling-restrained braces, Report No. TR-2003/04, University of California, San Diego, La Jolla, CA.

Mitchell, D., Tremblay, R., Karacabeyli, E., Paultre, P., Saatcioglu, M., and Anderson, D.L. (2003), Seismic force modification factors for the proposed 2005 edition of the National Building Code of Canada. Canadian Journal of Civil Engineering, 30: 308–327.

Mazzolani, F.M. (2008). Innovative metal systems for seismic upgrading of RC structures. J. Constr. Steel Research, 64(7-8): 882–895.

Nagao, N. and Takahashi, S. (1990). A study on the elasto-plastic behavior of unbonded composite bracing (Part 1: experiments on isolated members under cyclic loading), Journal of Structural Engineering, 415, pp. 105–115 [en Japonais].

Newell, J., Uang, C., Benzoni, G. (2006). Subassemblage testing of Corebrace buckling-restrained braces. Final Report to CoreBrace, LLC, University of California, 06 (1), 1-97.

Nagao, T., Takahashi, S. (1991). A study of the elasto-plastic behavior of unbonded composite bracing. Journal of Structural Construction Engineering, 422 (1), 45-56.

Oguz, C. (2005). Cyclic Testing of Braces Laterally Restrained by Steel Studs. Journal of Structural Engineering, 131 (7), 1114-1124.

Okahashi, Y., and Reavely, L.D. (2004). Preliminary buckling-restrained brace results. University of Utah, Salt Lake City, UT

Romero, P. (2007). Full Scale Testing of WC Series Buckling-Restrained Braces. The University of Utah, 1-33.

Sabelli, R., Mahin, S., Chang, C. (2003). Seismic demands on steel braced frame buildings with buckling restrained braces. Engineering Structures, 25 (1), 655–666.

Sabelli, R., Pottebaum, W., Brazierm C., López, W. (2005). Design of a Buckling-Restrained Braced Frame Utilizing 2005 Seismic Standards.

Shaw, A. and Bouma, K. (2000). Seismic Retrofit of the Marin County Hall of Justice Using Steel Buckling-Restrained Braces Frames. Proc., 69th Annual Convention, Structural Engineers Association of California (SEAOC), Sacramento, CA.

Sun, E. (2001). Shear Locking and Hourglassing in MSC Nastran, ABAQUS, and ANSYS. Proc. 2001 Korea VPD Conference, Korea, Paper 27-1.

Tani Y, Kihara K. (1962). Fundamental study on steel buckling in steel concrete structures. Journal of Structural and Construction Engineering, Architectural Institute of Japan, p72:1–6 [en Japonais].

Timoshenko, S., Gere, J. (1961). Elastic buckling of bars and frames. Theory of elastic stability (pp. 94-98). New York: McGraw-Hill Book Company.

Tremblay, R., Degrange, G., and Blouin, J. (1999). Seismic Rehabilitation of a Four-Storey Building with a Stiffened Bracing System. Proc. 8th Can. Conf. on Earthquake Eng., Vancouver, B.C., 549-554.

Tremblay, R. and Bouatay, N. (2002). Loading Protocols for the Seismic Testing of Ductile Bracing Members in Concentrically Braced Steel Frames. Proc. 12th European Conf. on Earthquake Eng., London, UK, Paper No. 480.

Tremblay, R. and Merzouq, S. (2004). Dual Buckling Restrained Braced Steel Frames for Enhanced Seismic Response. Proc. Passive Control Symposium 2004, Tokyo Institute of Technology, Yokohama, Japan, 89-104.

Tremblay, R., Poncet, L., Bolduc, P., Neville, R., and DeVall, R. (2004). Testing and design of buckling restrained braces for Canadian application. Proceedings of the 13th World Conference on Earthquake Engineering, Vancouver, B.C., 1–6 August 2004. CD-ROM. Canadian Association for Earthquake Engineering, Ottawa, Ont. Paper 2893.

Tremblay, R., Bolduc, P., Neville, R., DeVall, R., (2006). Seismic testing and performance of buckling-restrained bracing systems. Canadian Journal of Civil Engineering, 33(1): 183–198.

Tsai, K.C., Hwang, Y.C., Weng, C.S., Shirai, T. and Nakamura, H. (2002), Experimental tests of large scale buckling restrained braces and frames, Proceedings, Passive Control Symposium, December 2002, Tokyo Institute of Technology, Tokyo, Japan.

Uang, C., Nakashima, M., (2004) Chapter 16: Steel Buckling Restrained-Braces, in Earthquake Engineering from Seismology to Performance-Based Engineering, Editors: Bozorgnia, Y., Bertero, V., CRC Press

Usami, T., Kasai, A., Kato, M. (2003). Behavior of buckling - restrained brace members, Proc. STESSA 2003 - Behaviour of Steel Structures in Seismic Areas, Naples, Italy, pp. 211-216.

Wada, A., Saeki, E., Takeuch, T., and Watanabe, A. (1989). Development of unbonded brace. Column Technical Publication No. 115-1989.12, Nippon Steel, Japan.

Wada, A., Saeki, E., Takeuchi, T. and Watanabe, A. (1998). Development of unbonded brace, Nippon Steel Corporation Building Construction and Urban Development Division, Tokyo, Japan.

Wakabayashi, M., Nakamura, T., Kashibara, A., Morizono, T. and Yokoyama, H. (1973). Experimental study of elasto-plastic properties of precast concrete wall panels with built-in insulating braces, Summaries of Technical Papers of Annual Meeting, Architectural Institute of Japan, pp. 1041–1044 [en japonais].

Watanabe, A., Hitomi, Y., Yaeki, E., Wada, A. and Fujimoto, M. (1988). Properties of brace encased in buckling-restraining concrete and steel tube, Proc. 9th World Conference on Earthquake Engineering, Tokyo-Kyoto, Japan, Vol. IV, pp. 719–724.

Wei, C., Tsai, K. (2008), Local buckling of Buckling Restrained Braces, Proc. 14th World Conf. Earthquake Eng., Beijing, China, Article 05-0139.

Xie, Q. (2005). State of the art of buckling-restrained braces in Asia. Journal of Constructional Steel Research, 61 (6), 727-748.

Yoshida, K., Mitani, I., Ando, N., Touhiro, I. (1999). Stiffness requirement of reinforced unbonded brace cover. Journal of Structural Construction Engineering, 521 (1), 141-147.

Yoshino T, Karino Y. Experimental study on shear wall with braces: Part 2. Summaries of technical papers of annual meeting, vol. 11. Architectural Institute of Japan, Structural Engineering Section; 1971. pp. 403-4 [en japonais].

Annexe A : Analyse *pushover* d'un bâtiment avec DDC

Dans le but de mieux estimer le comportement ductile d'un système de DDC lors d'un séisme, un bâtiment de 8 étages situé à Vancouver a été dimensionné et modélisé. Bien que plusieurs travaux aient été réalisés auparavant (Sabelli et al 2003, Tremblay et Merzouq 2004) dans un but semblable, la modélisation réalisée comprenait un système de DDC en diagonale simple, soit une configuration reprenant celle des essais planifiés. Avec les résultats des différentes analyses non linéaires réalisées sur le modèle, il a été possible de mieux comprendre le comportement des DDC dans une structure et de caractériser la relation entre la ductilité des DDC et la ductilité globale du bâtiment étudié.

Le bâtiment dimensionné est un bâtiment commercial de 8 étages sis à Vancouver. La Figure A.1 illustre sa géométrie et présente les charges de conception utilisées. Il est à noter que le poids de la structure est inclus dans le poids mort des planchers et que seule une conception pour les charges de gravité et les charges sismiques a été réalisée.

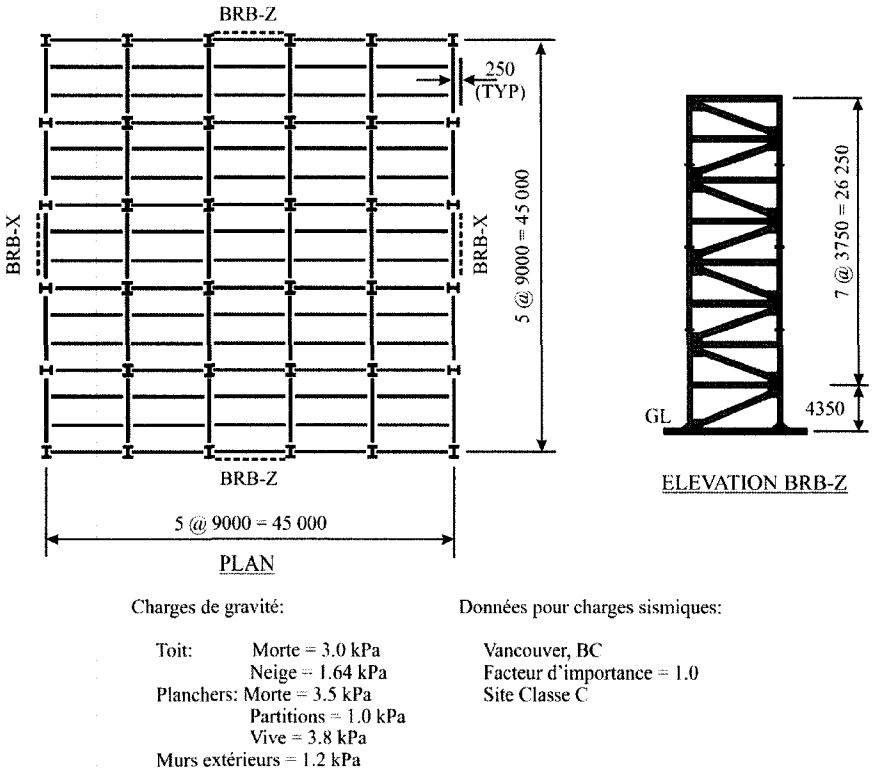


Figure A.1: Plan et élévation du bâtiment considéré

Un modèle Visual Design réalisé auparavant pour un bâtiment semblable a été repris et modifié. Ce modèle a permis le dimensionnement automatique du système de reprise des charges de gravité de tout le bâtiment. De plus, le modèle a été utilisé pour obtenir des charges de dimensionnement pour le système de résistance aux charges latérales. Pour ce faire, des analyses spectrales incluant les effets de la torsion accidentelle et les effets P-Delta ont été réalisées. Les efforts dans les membrures de contreventement correspondant à une combinaison des effets de l'analyse spectrale et des charges de gravité concomitantes ont été utilisés pour le dimensionnement des DDC. Les DDC ainsi que les poteaux et les poutres ont été dimensionnés en utilisant la dernière version de l'ébauche de norme CSA-S16-09 (CSA 2009) disponible. Celle-ci préconisait l'usage de facteurs R_d et R_o valant respectivement 4,0 et 1,2 lorsque les propriétés de l'acier utilisé pour le noyau ductile étaient connues. Dans le cas étudié, l'acier du noyau a été considéré comme possédant une limite élastique F_{ysc} correspondant à F_yR_y = 385 MPa.

Lors du dimensionnement des diagonales, on a considéré que de leur longueur centre-centre, une longueur de 500 mm à chacune des extrémités était parfaitement rigide pour prendre en compte la dimension de l'assemblage poutre-poteau. De plus, l'aire en dehors du noyau ductile a été considérée uniforme et valant 150% de l'aire du noyau ductile. Ces propriétés géométriques étant fixées il a été possible de déterminer la rigidité effective de la diagonale et par un processus itératif, d'arriver à une longueur de noyau ductile permettant de ne pas dépasser une déformation plastique du noyau de 0,02 sous les flèches de conception inélastiques. Une longueur de noyau ductile de 3000 mm, fixe à chacun des étages a permis de satisfaire cette condition. Une fois ces dimensions établies, une aire équivalente, utile pour la modélisation a pu être calculée.

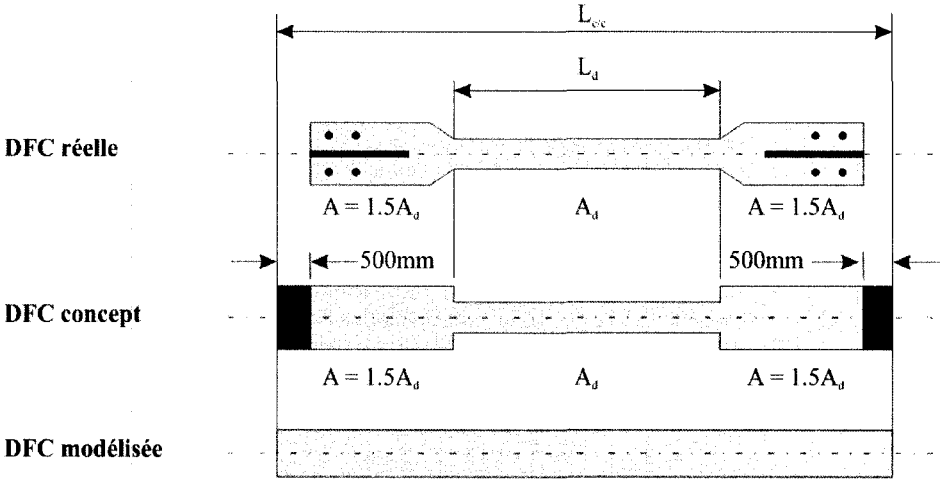


Figure A.2: DDC et aires équivalentes

Afin de déterminer les charges probables transmises par les DDC aux autres éléments de la structure, un facteur d'ajustement pour tenir compte de l'écrouissage $\omega = 1,3$ a été utilisé lors de la détermination des efforts maximaux en tension. De la même manière, pour la détermination des efforts maximums probables en compression, un facteur d'ajustement combiné, tenant compte de l'écrouissage et de la friction, $\omega\beta = 2,0$, a été utilisé pour amplifier la charge de première plastification du noyau $A*F_{ysc}$. Les charges

probables transmises par les DDC ont été utilisées pour dimensionner les poteaux du système de résistance aux charges latérales. La composante verticale de ces charges, additionnée des charges de gravité concomitantes et d'un moment additionnel correspondant à 0,2 M_p des poteaux a permis le dimensionnement par capacité des poteaux.

Une fois le dimensionnement complété, des analyses statiques incrémentales non-linéaires (*pushover*) ont d'abord été réalisées sur SAP2000 version 11. Un modèle bi-dimensionnel du système de DDC dans la direction Est-Ouest a été bâti. Les poteaux de gravité de la moitié du bâtiment ont été modélisés par une série de cinq poteaux aux propriétés et charges proportionnelles à celles du bâtiment tridimensionnel.

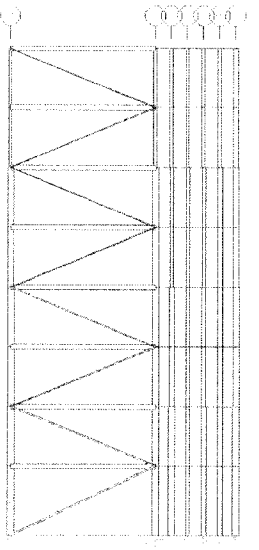


Figure A11.3: Modèle SAP du bâtiment considéré

Les diagonales ont été modélisées chacune par un élément élastique doublé d'une « rotule » plastique axiale définie par une relation force-déplacement. L'élément élastique était une section de poutre possédant l'aire équivalente de chacune des DDC rotulée à ses deux extrémités. On a ajouté une rotule plastique axiale au centre de cet élément. Cette rotule axiale donnait à l'élément un comportement plastique inspiré des résultats des essais de Tremblay et al. (2006). Le comportement était cohérent avec les

amplifications de forces permettant de tenir compte de l'écrouissage et du frottement qui ont été utilisées pour la conception. La force à l'initiation de la plastification a été posée égale à $A*F_{ysc}$ et la déformée correspondante a été calculée avec les propriétés géométriques de la DDC complète.

Point	Force/SF	Disp/SF
	-2.	-7.64
D-	-2.	-6.
C-	-1.6	-3.
B-	-1.	0.
A	0.	0.
B	1.	0.
C	1.2	3.
D	1.3	6.
	1.3	7.64

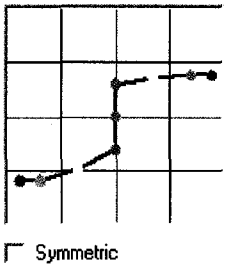


Figure A.4: Définition du comportement inélastique des DDC

Une limite de ductilité a été assignée aux éléments de DDC, limite à partir de laquelle leur résistance devient nulle. L'ébauche de la norme CSA-S16-09 exige de tester les systèmes de DDC de façon à ce qu'ils résistent à des déformations correspondant au double de la flèche de conception sismique. Cette clause a pour but d'assurer un comportement adéquat du système sous séismes, lorsque des concentrations de déformations peuvent conduire à des flèches plus importantes que celles considérées lors de la conception. Dans la modélisation réalisée, on a considéré que les diagonales utilisées satisfont la limite imposée, mais sans plus. Pour une DDC dimensionnée exactement pour la force de conception, la déformation élastique est atteinte sous une force égale à la force de conception amplifiée par $1/\phi$. Si l'on considère que toute la déformation se produit dans les diagonales et que celle-ci est uniformément distribuée sur tous les étages, on peut en conclure que la ductilité maximale exigée dans les diagonales correspond à $\phi R_d R_o$. Ainsi, dans la modélisation réalisée, une déformation plastique maximale correspondant à $(\phi R_d R_o - 1)$ la déformation de conception a été assignée aux rotules plastiques axiales des diagonales, étant donné que seule la partie inélastique est modélisée par les rotules plastiques.

Les poteaux du système de contreventement sont considérés continus sur toute la hauteur du bâtiment et encastrés à la base, ceci étant donné que les connections de ces éléments entre eux et à la base sont des connections offrant une résistance substantielle aux moments. Les poteaux de gravité quant à eux sont considérés continus sur deux étages et rotulés à la base. Au bas des étages 3, 5 et 7 de ceux-ci, des épissures sont présentes. Celles-ci offrent une rigidité correspondant à 10% de la rigidité des plus petits poteaux assemblés. La résistance des épissures est de $0,1M_p$ de la plus faible section assemblée. À chaque niveau, les poteaux de gravité sont contraints à se déplacer uniformément avec le système de contreventement, modélisant ainsi le comportement d'un diaphragme de plancher rigide. Les connections des poutres aux poteaux sont rigides lorsque la connexion inclut un gousset de DDC.

L'analyse statique incrémentale non-linéaire, consiste à appliquer un patron de charges latérales à la structure et à amplifier celui-ci afin d'obtenir un déplacement donné, généralement au toit. Le déplacement voulu est alors graduellement augmenté jusqu'au développement d'un mécanisme de ruine de la structure. Au début de l'analyse une augmentation du déplacement voulu se traduit par une augmentation des charges, mais plus la rigidité de la structure baisse avec l'atteinte de la capacité élastique de certains éléments et leur plastification, plus les effets P-Delta deviennent importants. Il arrive un point où la rigidité de la structure est si faible qu'il faut baisser les charges appliquées sur la structure lors d'une augmentation du déplacement. On considère généralement ce point comme la capacité ultime de la structure.

Pour le bâtiment étudié, deux patrons de charges latérales différents ont été utilisés. Le premier correspond à la distribution des forces latérales provenant de l'analyse spectrale et est donc le même que celui qui a été utilisé pour le dimensionnement des diagonales. Le second est un patron rectangulaire, tel que proposé dans le document FEMA-356. Il est à noter que dans ces analyses, le comportement ultime le plus probable de la structure est recherché, ainsi, pour tous les éléments de la structure une limite élastique correspondant à R_yF_y.

Des épissures sont modélisées au bas des étages 3,5 et 7. Celles-ci sont parfaitement rigides pour les poteaux des contreventements mais ont les caractéristiques suivantes pour les poteaux de gravité :

- Résistance : 10% de M_p de la plus petite section (F_y = 350MPa)

- Rigidité : 10% EI/L de la plus petite section

Les tableaux suivants résument les résultats de la conception réalisée à l'aide de Visual Design et par tableur de calcul. Les sections des poteaux ainsi que les charges devant être reportées dans le modèle 2D SAP y sont présentées. De plus, les propriétés des DDC sont présentées.

Tableau A.1: Sections de poteaux

Poteaux			
Étage	Intérieur	Périmètre (sauf contreventements)	Coins
8	W200x52	W200x42	W150x30
7	W200x52	W200x42	W150x30
6	W310x86	W310x67	W200x46
5	W310x86	W310x67	W200x46
4	W310x118	W310x86	W200x59
3	W310x118	W310x86	W200x59
2	W360x162	W310x107	W250x73
1	W360x162	W310x107	W250x73

Tableau A.2: Charges des poteaux de gravité pour analyses 2D

Charges de poteaux (kN/poteau) (D+0.5L+0.25S)			
Story	*Interior*	*Perimeter*	*Corners*
8	-286	-152	-80
7	-482	-308	-190
6	-446	-282	-172
5	-448	-283	-172
4	-439	-276	-167
3	-446	-281	-171
2	-436	-274	-166
1	-448	-282	-171

Tableau A.3: Propriétés des DDC

Étage	Aire noyau	L_d	Aire équivalente
()	*(mm^2)*	*(mm)*	*(mm^2)*
8	1726	3000	2462
7	2707	3000	3863
6	3302	3000	4711
5	3789	3000	5407
4	4190	3000	5979
3	4667	3000	6659
2	5126	3000	7313
1	5587	3000	7981

Tableau A.4: Propriétés d'analyses modales et spectrales

T mode 1	2,38	*(s)*
V design	2908	*(kN)*
V spectral	1957	*(kN)*
Delta spectral	451,3	*(mm)**

* Valeur directement donnée par VD pour une analyse spectrale sans torsion ni effets P-delta

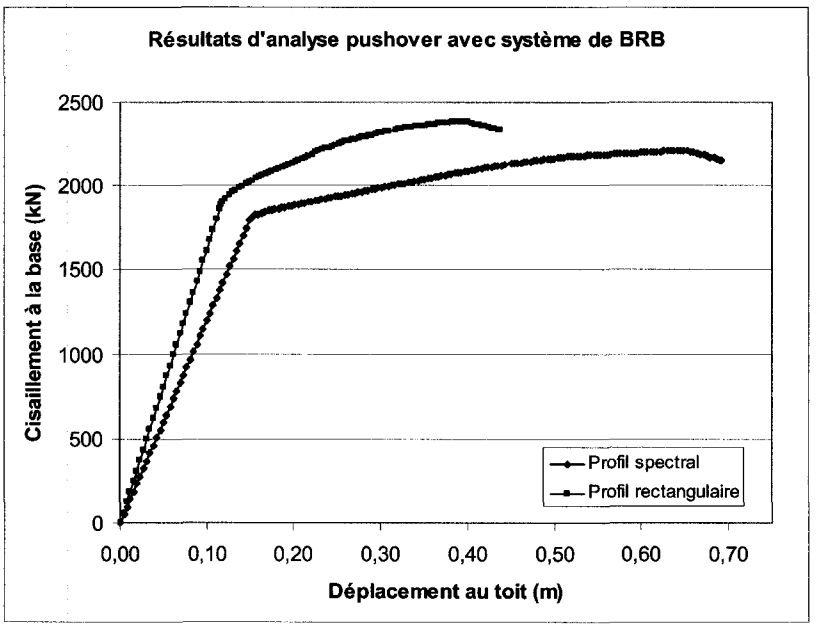


Figure A.5: Résultats des analyses pushover

1) Résultats de l'analyse *pushover* avec patron de charges latérales provenant de l'analyse spectrale :

À la rupture, le BRB du premier étage atteint sa limite de ductilité ($\phi R_d R_o$) et se rompt. Il y a eu plastification des diagonales sur tous les étages et formation de rotules plastiques à la base des poteaux. Juste avant la rupture, une rotule est apparue dans la poutre du premier étage, proche de l'assemblage avec les diagonales

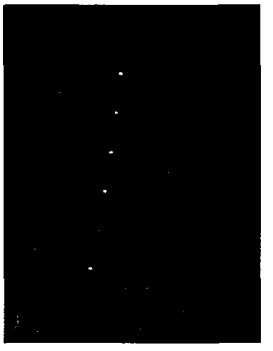


Figure A.6: Allure de la déformée à la rupture – profil spectral

L'analyse pushover réalisée avec le patron de charges utilisé pour la conception des DDC présente un comportement pratiquement idéal. Ainsi la demande inélastique est distribuée sur tous les étages du bâtiment, ce qui permet d'atteindre une ductilité globale élevée.

2) Résultats de l'analyse pushover avec patron de charges latérales rectangulaire :

À la rupture, le BRB du 1er étage atteint sa limite de ductilité ($\phi R_d R_o$) et se rompt. Il y a eu plastification des diagonales sur les cinq étages inférieurs et formation de rotules plastiques à la base des poteaux. Juste avant la rupture, des rotules plastiques sont apparues dans la poutre du 1er étage, proche de l'assemblage avec les diagonales, ainsi qu'au centre de la poutre du deuxième étage.



Figure A.7: Allure de la déformée à la rupture - profil rectangulaire

Le comportement sous charge rectangulaire est bien moins intéressant que celui sous la charge provenant de la distribution spectrale. En effet, la ductilité de la structure est presque réduite de moitié, même si la rigidité initiale est plus grande. La rigidité initiale est plus importante étant donné que la charge rectangulaire sollicite plus fortement les étages inférieurs de la structure par rapport à la distribution spectrale, dont l'essentiel des forces est concentré dans les étages supérieurs de la structure. Plus en détail, pour le même déplacement au toit, le cisaillement aux étages inférieurs est supérieur avec le chargement rectangulaire. Cette sollicitation plus forte des étages inférieurs explique aussi la ductilité plus faible observée lors de la seconde analyse. En effet, un mécanisme d'étage faible se crée à la base de la structure et entraîne sa ruine.

Cette courte étude du comportement d'un bâtiment utilisant des DDC comme unique système de résistance aux charges latérales montre à quel point les systèmes de DDC sont sensibles à la distribution des charges auxquels ils sont soumis. En effet, malgré la

considération d'une rigidité après plastification des diagonales, la considération de la rigidité flexionnelle des poteaux du contreventement et de tous les poteaux de gravité, la structure ne se comporte pas comme voulu sous le chargement rectangulaire. Une distribution rectangulaire des charges est peut-être un peu extrême, mais sous un séisme réel, tout scénario de distribution des charges latérales peut se produire. Ainsi, comme noté auparavant, les systèmes de DDC sont sensibles à la création de mécanismes à étages faibles lorsque utilisés dans des structures multi étagées.

Annexe B : Relevé des essais expérimentaux réalisés sur les DDC

Cette section présente le relevé des essais expérimentaux publiés. Ce relevé à été réalisé surtout dans le but d'étudier les déformations atteintes dans les systèmes de DDC développés à ce jour.

Tremblay, Bolduc (2006)

Spécimen	L_d	A	L_{tot}	P_E	P_y	P_E/P_y	L_d/L_{tot}	A/A_{max}	ε_c
Tubes circulaire et carrés	*(mm)*	*(mm^2)*	*(mm)*	*(kN)*	*(kN)*	*()*	*(y)*	*(n)*	*(%)*
C1-1	2483	1588	4283	4285	587	7.3	0.58	0.29	2.7
C2-1	1001	1588	4283	4285	587	7.3	0.23	0.29	4.8
S1-1	2483	1588	4283	3698	587	6.3	0.58	0.29	
S2-1	1001	1588	4283	3698	587	6.3	0.23	0.29	3.8

Black, Makris (2004)

Spécimen	L_d	A	L_{tot}	P_E	P_y	P_E/P_y	L_d/L_{tot}	A/A_{max}	ε_c
Unbonded braces	*(mm)*	*(mm^2)*	*(mm)*	*(kN)*	*(kN)*	*()*	*(y)*	*(n)*	*(%)*
99-1	3090	2907	4500	5666	1217	7.3	0.69	0.32	2.07
99-2	2990	3876	4500	5666	1622	8.3	0.66	0.42	2.07
99-3	3450	5149	4500	9910	2155	9.3	0.77	0.56	2.07
00-11	3410	7125	4500	9910	2033	10.3	0.76	0.63	2.07
00-12	3410	7125	4500	9910	2033	11.3	0.76	0.63	2.07

Iwata, Murai (2006)

Spécimen	L_d	A	L_{tot}	P_E	P_y	P_E/P_y	L_d/L_{tot}	ε_c
Steel mortar planks	*(mm)*	*(mm^2)*	*(mm)*	*(kN)*	*(kN)*	*()*	*(y)*	*(%)*
P9M11	1251	2816	2351	666	740	0.9	0.53	1.5
P16M11	1251	2816	2351	1184	740	1.6	0.53	2.5
P25S9	1251	1248	2351	920	368	2.5	0.53	2.5
P23S11	1251	1584	2351	1074	467	2.3	0.53	2.5
P23M7	1251	1664	2351	1106	481	2.3	0.53	3.0
P24M9	1251	2208	2351	1531	638	2.4	0.53	2.5
P23M11	1251	2816	2351	1872	814	2.3	0.53	2.5
P24L4	1251	1936	2351	1294	539	2.4	0.53	3.0
P23L5	1251	2288	2351	1465	637	2.3	0.53	3.0
P32M11	1251	2816	2351	2368	740	3.2	0.53	3.0
P46M7	1251	1664	2351	2213	481	4.6	0.53	3.0
P45M9	1251	2208	2351	2871	638	4.5	0.53	3.0
P44L4	1251	1936	2351	2372	539	4.4	0.53	3.0

Tsai (2002)

Spécimen	L_d	A	A_{max}	P_y	A/A_{max}	ε_c
Double tube braces	*(mm)*	*(mm^2)*	*(mm^2)*	*(kN)*	*(n)*	*(%)*
T2-450-A	1580	19760	30400	4446	0.65	
T2-470SN-A	1580	19760	30400	4644	0.65	
T2-400-A	1590	17440	30400	3924	0.57	
T2-450-B	1516	19760	30400	4446	0.65	
T2-400-C	2034	17440	30400	3924	0.57	
T2-420SN-A	1590	17440	30400	4098	0.57	6.00
T3-350	1721	15040	28800	3384	0.52	
T3-200	2111	8680	27200	1953	0.32	
T3-200-AL	2577	8680	27200	1953	0.32	
T3-200-AR	2644	8680	27200	1953	0.32	
T7-350-O2	2446	15040	28800	3384	0.52	
T7-350-O3	2362	15040	28800	3384	0.52	
T7-200-O2	3080	8680	27200	1953	0.32	
T7-200-O3	2988	8680	27200	1953	0.32	
T7-350-O4	2975	8680	27200	1953	0.32	

Watanabe et al (1988)

Spécimen	A	P_E	P_y	P_E/P_y
Unbonded braces	*(mm^2)*	*(kN)*	*(kN)*	*()*
1	1684	1677	476	3.53
2	1684	661	476	1.39
3	1688	492	477	1.03
4	1684	343	476	0.72
5	1662	257	469	0.55

Star Seismic (Merritt et al 2007)

Spécimen	Δ/Δ_y	η	β
Wild Cat	*()*	*()*	*()*
WC150-1	12.8	511	1.10
WC150-2	19.2	810	1.29
WC250-1	17.8	725	1.18
WC250-2	17.8	715	1.17
WC500-2	10.2	246	1.06
WC500-2	13.4	351	1.04

CoreBrace (Newell et al. 2006)

Spécimen	β	ω	βω
Power Cat	()	()	()
1	1.15	1.49	1.71
2	1.15	1.45	1.67
3	1.15	1.40	1.61
4	1.12	1.46	1.63
5	1.16	1.42	1.65
6	1.16	1.43	1.66
7	1.15	1.43	1.65
8	1.12	1.42	1.59

CoreBrace (Newell et al. 2006)) Réponse à la complétion de tous les cycles

Spécimen	β	ω	βω	ε_c
Power Cat	()	()	()	(%)
Specimen 1G	1.17	1.83	2.13	3.46
Specimen 2G	1.28	1.79	2.28	3.37
Specimen 3G	1.10	1.73	1.87	3.13
Specimen 4G	1.13	1.80	2.01	3.5

Annexe C : Détermination numérique d'une courbe de flambement inélastique pour plaques

Cette annexe présente l'étude réalisée en vue de l'obtention d'une courbe de flambement inélastique propre aux DDC.

Afin d'améliorer la précision des modèles analytiques proposés dans ce mémoire, il était désiré d'obtenir une courbe de flambement inélastique d'un noyau de la géométrie considérée dans le concept proposé, et ce, pour un matériau représentatif de ceux utilisés pour les noyaux.

La courbe de flambement inélastique proposée par la norme CSA-S16-01 a été développée à partir de poteaux de sections différentes. Cette courbe ne peut être directement transposée au cas du flambement inélastique d'un noyau de DDC. Tout d'abord l'impact des contraintes résiduelles pour le flambement du noyau est quasiment inexistant. En effet, le flambement d'intérêt se produisant hors du plan du noyau, les contraintes résiduelles dues à la découpe du noyau n'affectent que marginalement le comportement. De plus, pour des élancements de plaques de noyau très faibles, soit une situation possible dans le cas du flambement dans un mode supérieur du noyau, le flambement inélastique peut être tel qu'il fait intervenir l'écrouissage du matériau. Pour de courts élancements, les déformations plastiques longitudinales de compression peuvent être significatives et donner lieu à une augmentation de la section sous l'effet de Poisson, un autre facteur pouvant affecter la résistance du noyau qui n'est pas pris en compte dans les équations de la norme CSA-S16. C'est avec ces considérations, qu'une courbe de flambement inélastique adaptée aux noyaux de DDC a été développée.

Le développement de cette courbe de flambement inélastique a été réalisé à l'aide de modèles simples sur Abaqus. Ainsi, un ensemble de noyaux présentant différents

élancements a été soumis à un déplacement axial croissant. Un déplacement maximal de 4% de la longueur de l'échantillon a été considéré, basé sur les valeurs de déformation maximum anticipé dans les noyaux telles qu'obtenues d'analyses antérieures (voir le chapitre 3). La charge ultime, P_u, que pouvait reprendre le noyau a été déterminée pour chacun des élancements étudiés à l'aide des analyses numériques.

La géométrie du noyau considéré équivaut à la moitié (pour profiter de la symétrie dans la modélisation) du noyau du concept proposé et est résumée dans le Tableau C.1. Les modèles étaient encastrés à leurs extrémités (K = 0,5).

Tableau C.1: Propriétés géométriques et de matériau du noyau considéré pour le développement d'une courbe de flambement inélastique

Largeur	60	mm^2
Épaisseur	19	mm^2
Aire	1140	mm^2
F_y	0,3695	GPa
E	207	GPa
r	5,48	mm^2
P_y	421,2	kN
K	0,5	-

Une déformée initiale sous la forme du premier mode a été inclue. Son amplitude correspondait à L/1000. Afin de permettre l'inclusion de ce défaut initial, une analyse de flambement élastique est nécessaire pour chacun des élancements considérés. La Figure C.1 illustre un modèle d'une longueur de 3600 mm dans son premier mode de flambement.

Il est à noter que la courbe de comportement de matériau monotonique développée dans ce mémoire à partir des essais coupon de Tremblay et Bolduc a été utilisée pour définir le matériau des noyaux de cette étude.

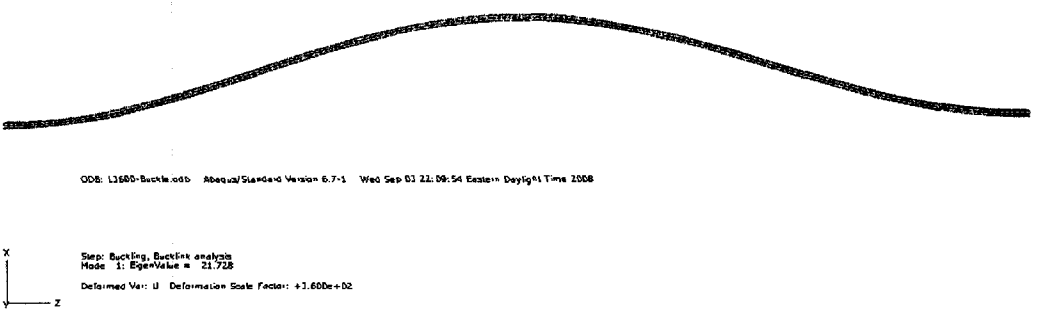


Figure C.1: Allure du modèle de noyau utilisé avec déformée de premier mode

Parmi les courbes charge-déplacement obtenues, les charges ultimes, P_u, ont été relevées ainsi que la déformation, δ, à laquelle elles surviennent. Le Tableau C.2 résume les résultats les plus importants.

Tableau C.2: Résultats des P_u obtenus selon l'élancement

λ ()	L (mm)	P_u Mode 1 (kN)	δ pour P_{cr} (%)
4.41	3600	21.1	0.36
2.21	1800	81.5	0.10
1.10	900	268.5	0.12
0.61	500	390.9	0.17
0.25	200	421.6	0.29
0.21	175	446.3	3.83
0.18	150	498.2	4.00
0.12	100	526.2	4.00
0.06	50	526.3	4.00
0.00*	-	529.0*	4.00

La Figure C.2 présente les charges P_u obtenus des analyses, pour comparaison, la courbe de flambement élastique d'Euler y est aussi indiquée, de même que la courbe de flambement inélastique de la norme CSA-S16 obtenue avec $\phi = 1,0$, $F_y = 369,5$ MPa et avec un paramètre n valant 2,5, ce qui représente un élément peu affecté par les contraintes résiduelles.

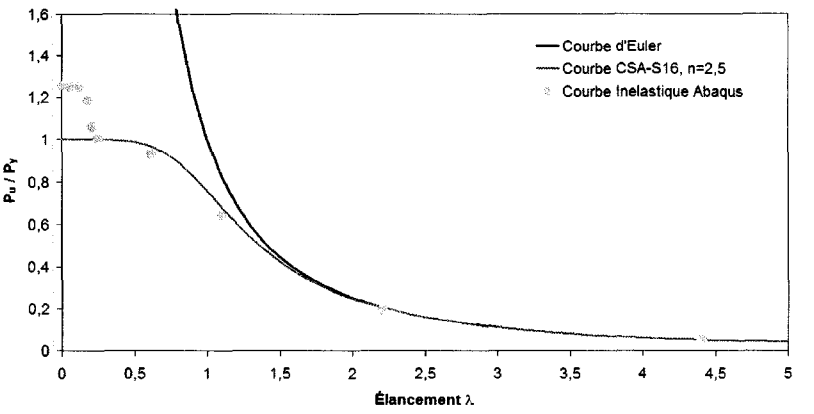


Figure C.2: Courbes de flambement

La prévision du mode de flambement par une analyse de flambement élastique avec Abaqus s'avère très juste lorsque comparée aux valeurs théoriques pour les modèles élancés. Pour exemple, dans le cas du noyau d'une longueur de 3600 mm ($\lambda = 4,41$), on calcule une charge de flambement élastique de 21,6 kN tandis que le résultat de l'analyse est de 21,7 kN. La valeur maximale de l'analyse inélastique obtenue dans le cas du noyau de 3600 mm est 21,1 kN, comme indiqué au Tableau C.2, soit aussi très proche des résultats obtenus de l'équation de la norme S16 (21,4 kN).

La corrélation avec l'équation de la norme S16 est excellente pour des valeurs de λ égales ou supérieures à 0,25. Pour des élancements plus faibles, les prévisions des charges de flambement ne sont plus représentatives des valeurs obtenues de cette équation. En effet, l'épaisseur du noyau devient importante par rapport à sa longueur, ce qui s'éloigne du cas théorique.

Pour des valeurs de λ inférieures à 0,25, les noyaux sont si courts que le défaut de rectitude initial devient négligeable par rapport à l'épaisseur du noyau. Il n'y a donc presque plus aucune flexion. La section plastifie en compression et il n'y a plus de charge critique. Pire, avec la prise en compte de l'écrouissage et du changement de section avec la conservation du volume, la charge peut tendre vers l'infini si le déplacement imposé tend vers la longueur initiale du noyau considéré.

Ainsi, afin de parvenir à une charge ultime représentative à ces valeurs d'élancement très faibles, la charge correspondant à la déformation maximale imposée, soit 4%, ont été considérées. Cette décision, revient à peu près à tracer un plateau à l'extrême gauche de la courbe de flambement inélastique. Ce plateau est situé plus haut que A_gF_y à cause de l'écrouissage. La valeur de P_u du Tableau C.2 pour un élancement nul (marqué d'une * dans le tableau) a ainsi été calculée en considérant la capacité du matériau avec écrouissage à 4% de déformation et en considérant l'augmentation de l'aire due à l'effet Poisson en compression. Cette valeur est nommée $P_{\varepsilon max}$, soit la charge maximale pouvant être portée par le noyau à la déformation maximale imposée.

Il est intéressant de remarquer que la charge P_u calculée pour un demi noyau d'élancement nul correspond à la moitié de la charge maximale obtenue dans les analyses simplifiées de flambement d'un noyau complet à une déformation imposée de 4%. Ce résultat porte à croire que lorsque le flambement associé à un mode élevé du noyau est bien contrôlé, ce dernier se comporte comme une éprouvette d'élancement nul dont l'effet de la flexion est négligeable. Ceci ouvre la porte à la prédiction des forces maximales dans les noyaux de DDC directement à partir des caractéristiques de matériau et des déformations prévues.

Comme mentionné, on peut remarquer sur la Figure que pour des élancements supérieurs à environ 0,25, la courbe de flambement inélastique provenant des analyses suit particulièrement fidèlement la courbe de flambement inélastique de la norme CSA-S16 avec n = 2,5. Par contre, rapidement en deçà de $\lambda = 0,25$, la charge plafonne aux environs de la charge admissible par le matériau avec l'écrouissage atteint à 4% de déformations, soit 1,25 P_y Ainsi, dans ce mémoire, lorsque la courbe de flambement inélastique développée ici est utilisée, celle-ci a été approximée en deux segments : le premier, pour les élancements égaux et inférieurs à 0,25, où la charge la résistance est basée sur une contrainte égale à 1,25 F_y, et un second pour des élancements plus élevés, où la résistance est décrite à partir de la courbe de flambement inélastique de la norme CSA-S16 avec n = 2,5 :

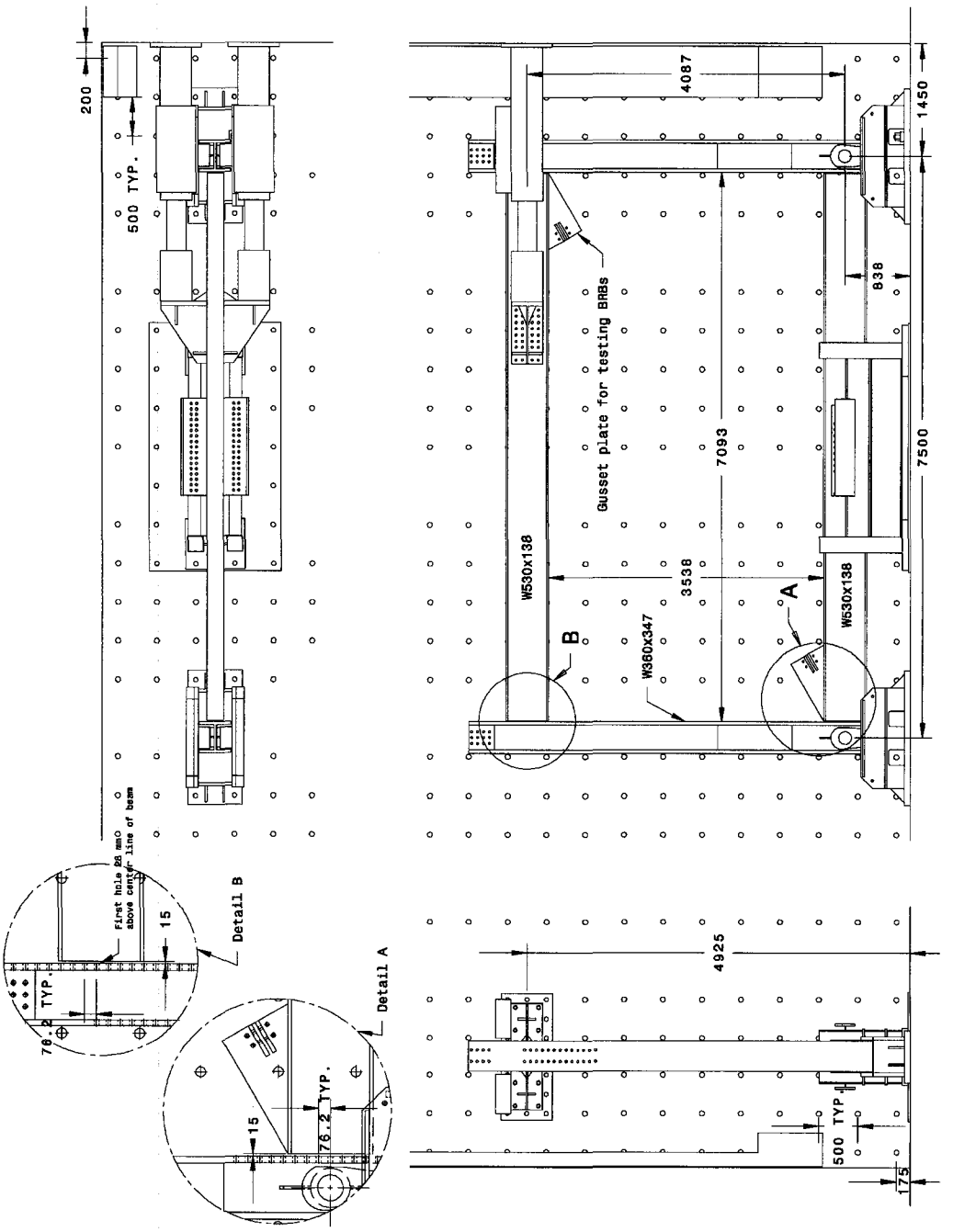
$$P_u = \left.\frac{P_y}{\left(1+\lambda^5\right)^{-0,4}}\right| \lambda \geq 0,25 \qquad \text{(C.1)}$$

$$P_u = P_{\varepsilon max} \mid \lambda \leq 0,25$$

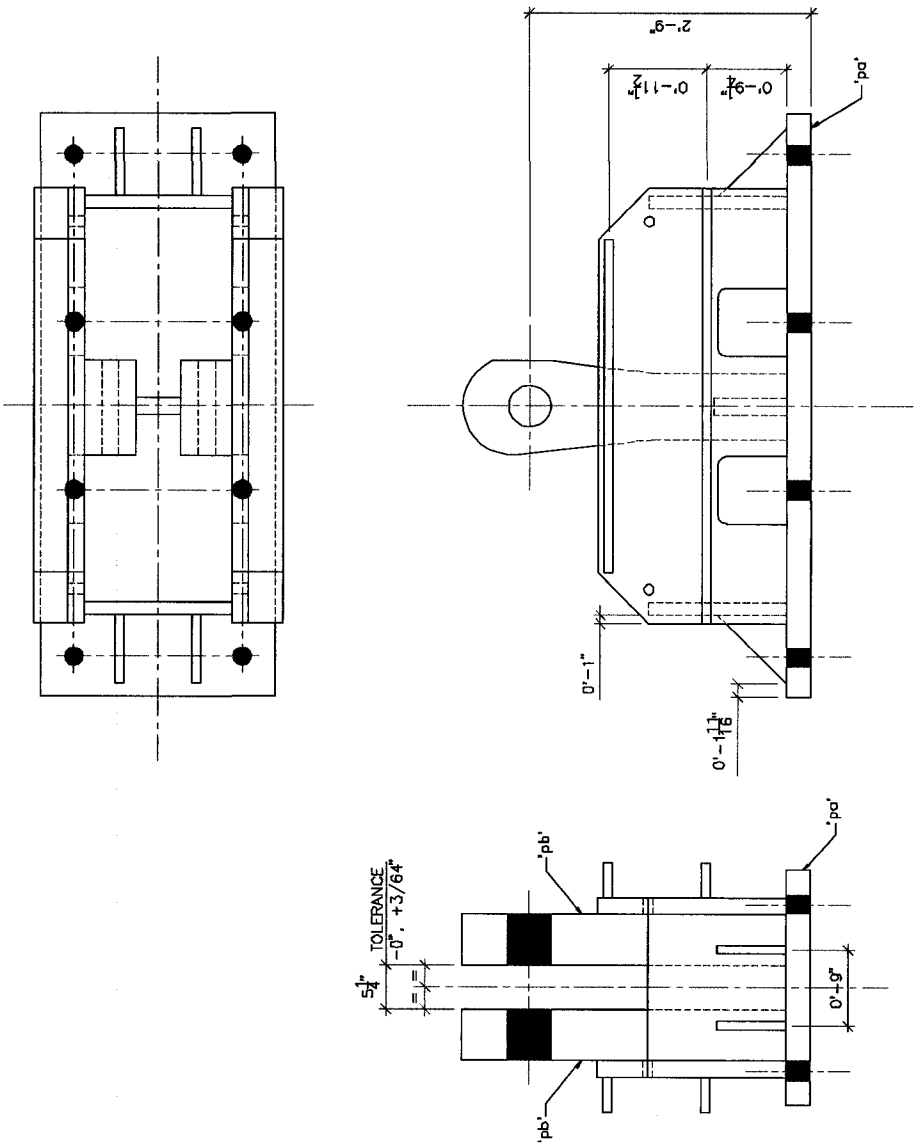
$$\text{où :} \quad \lambda = \sqrt{\frac{P_y}{P_{cr,e}}}\,, \; avec\; P_y = AR_yF_y \qquad \text{(C.2)}$$

En résumé, une courbe de flambement inélastique adaptée aux DDC proposées à été développée à partir d'analyses de flambement élastique et d'analyses incrémentales monotoniques avec propriétés inélastiques de matériau. Cette courbe est utilisée pour la prévision des charges de flambement inélastique des noyaux de DDC de ce mémoire.

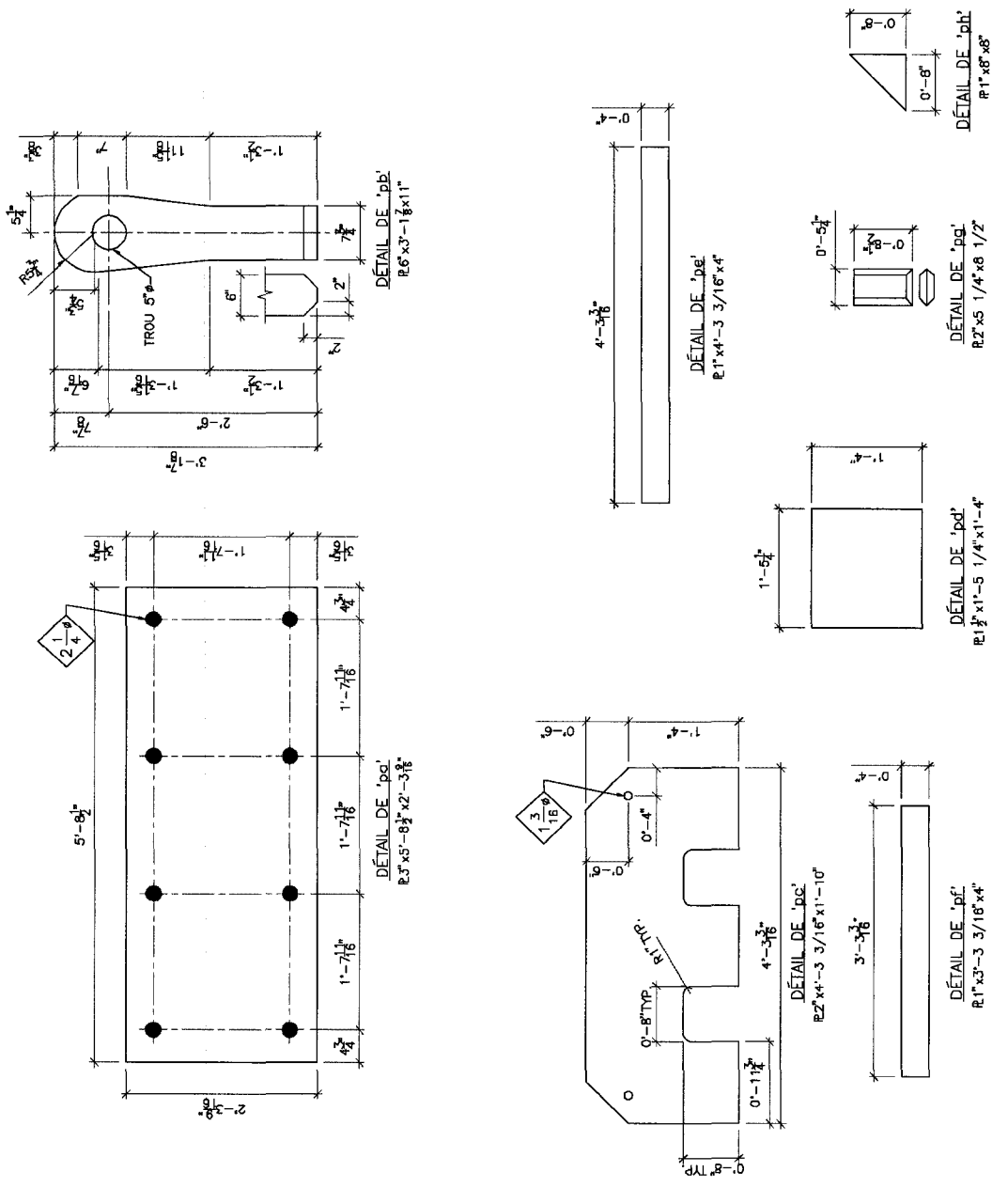
Annexe D : Plans préliminaires de la configuration du cadre d'essais



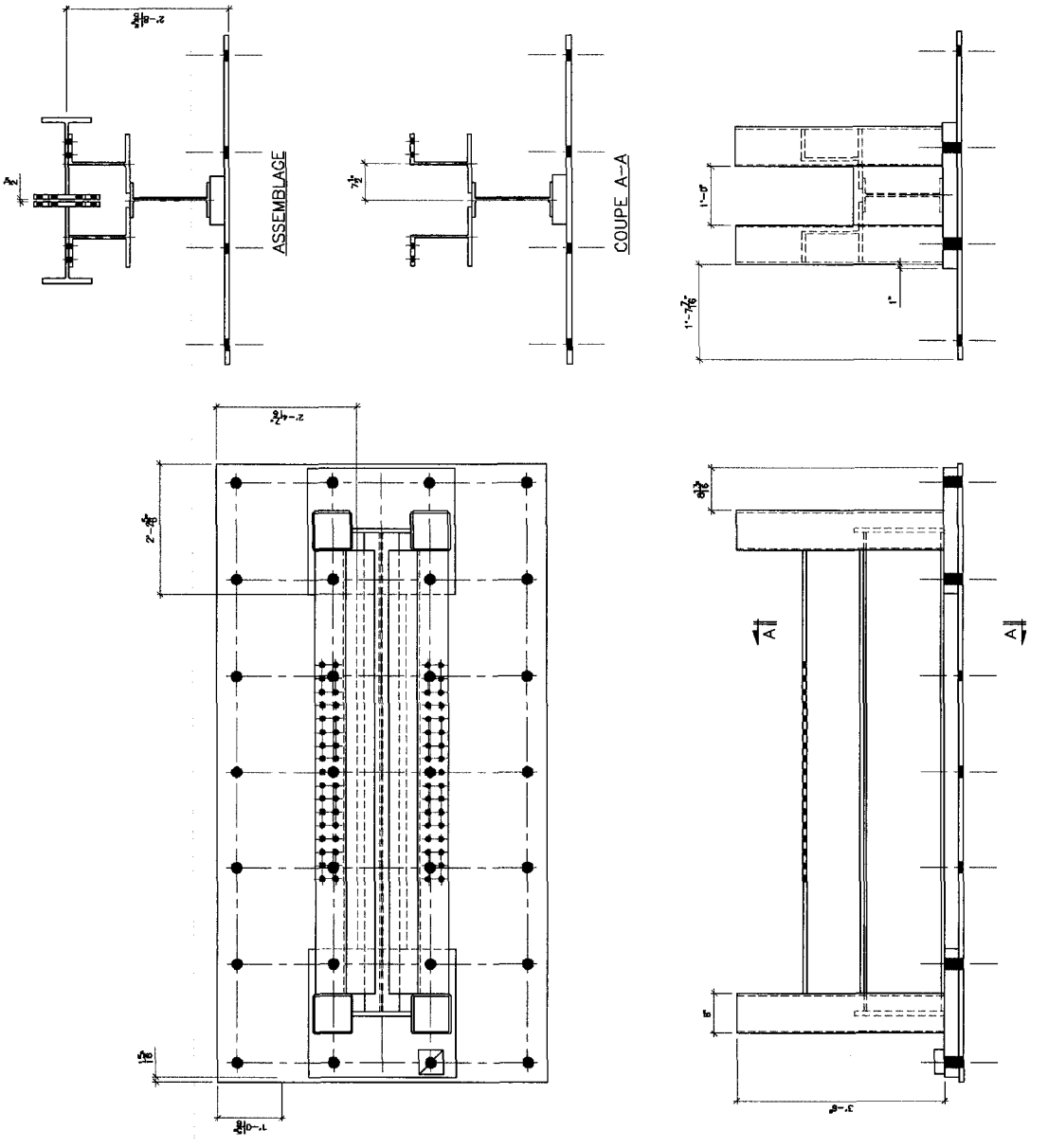
Rotule verticale – assemblage (usinage non représenté)



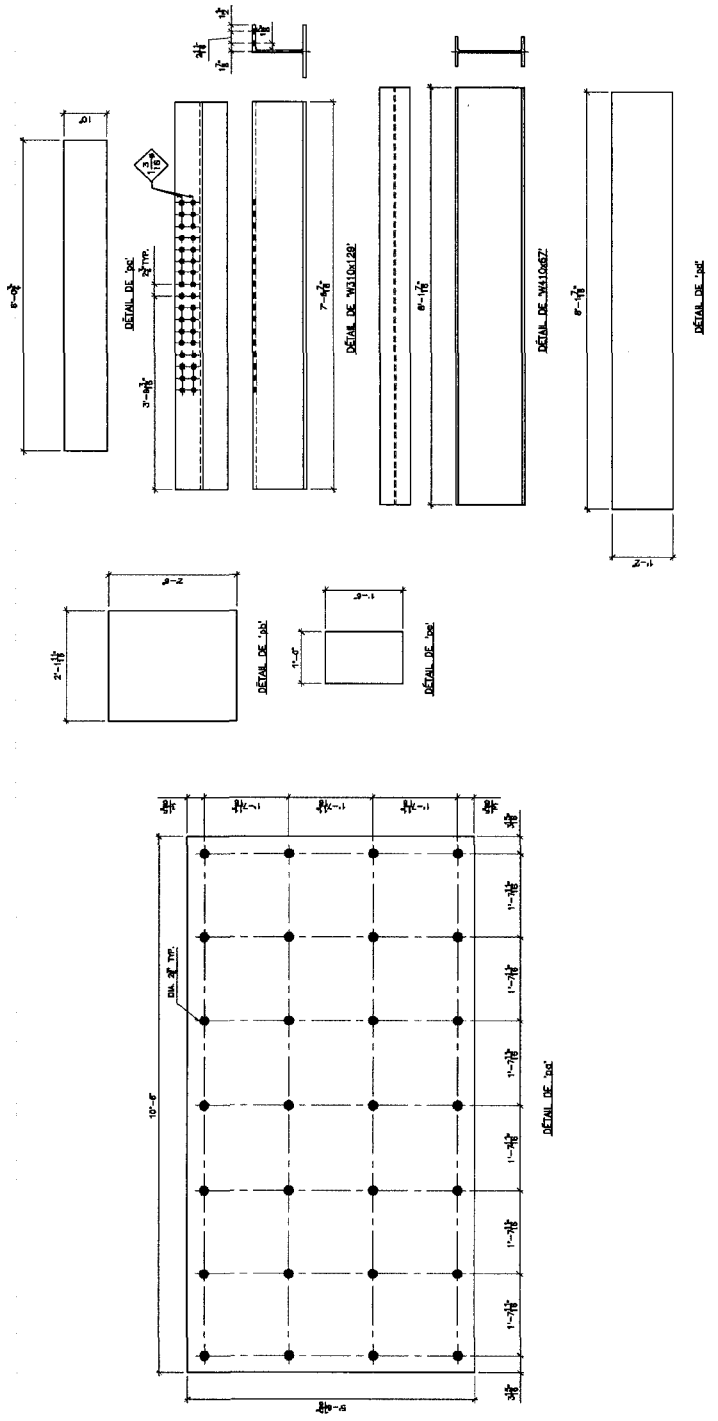
Rotule verticale - fabrication



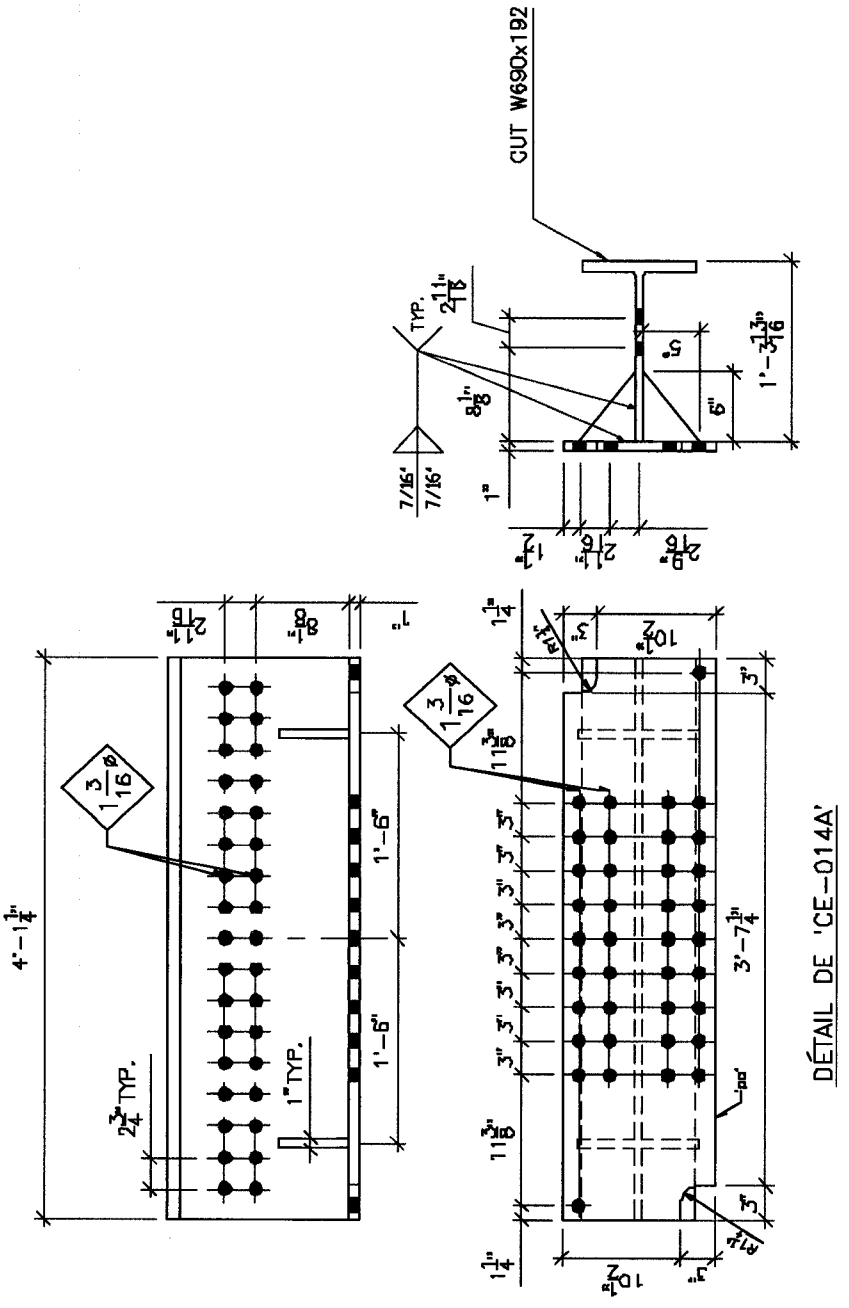
Support horizontal - assemblage

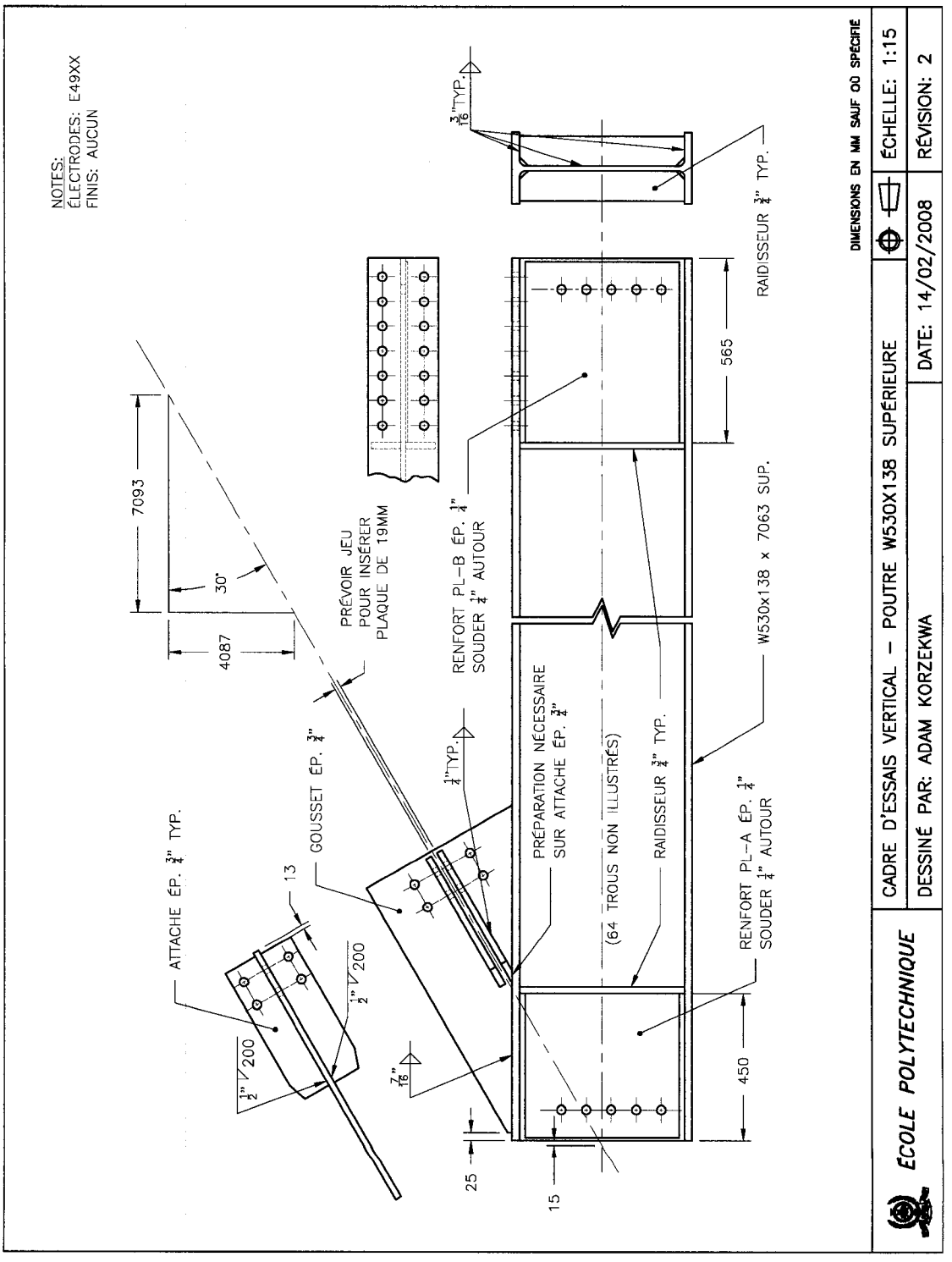


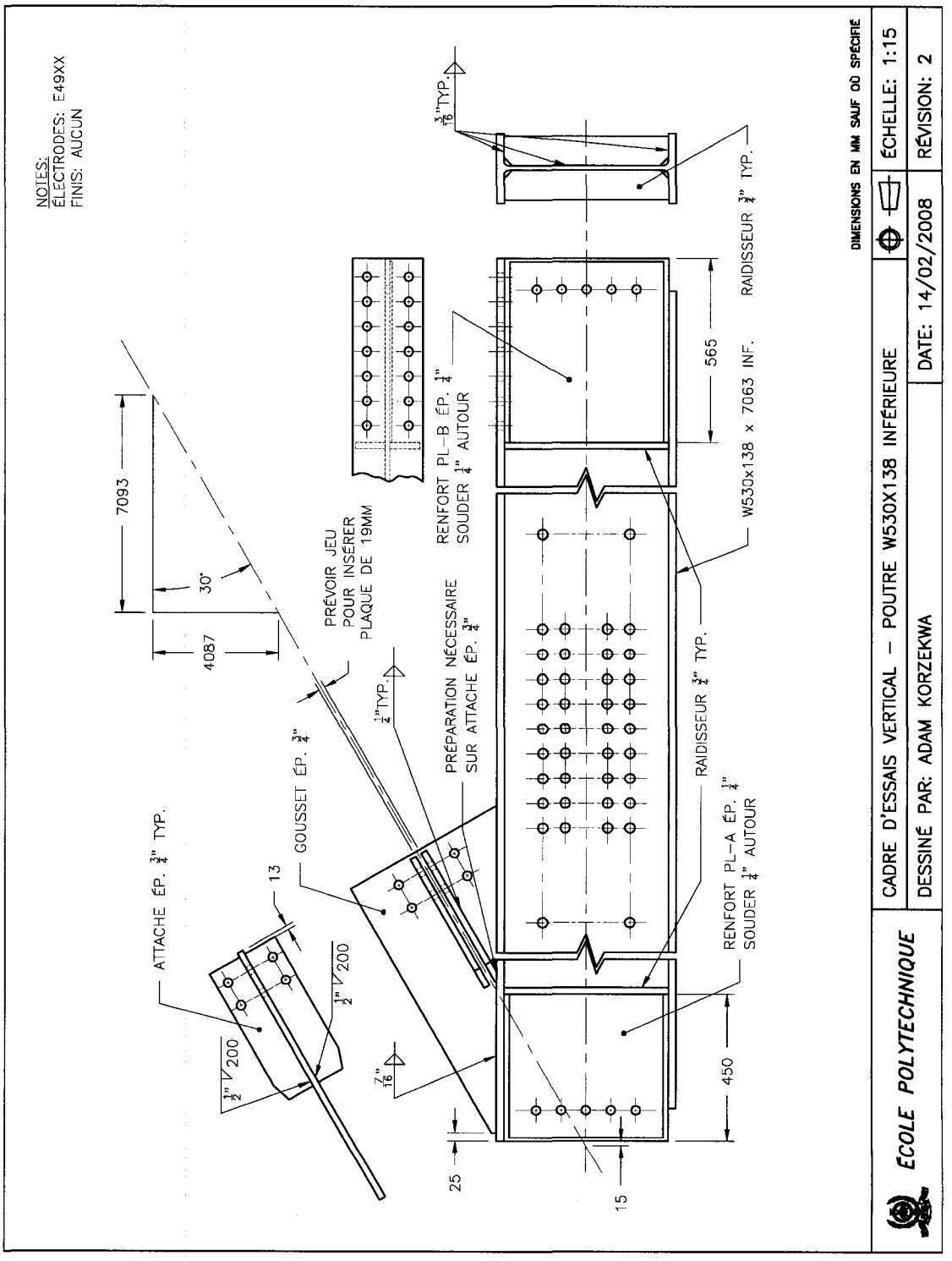
Support horizontal - fabrication

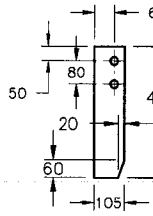


Support horizontal – pièces de connexion avec la poutre inférieure

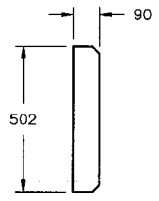



NOTES:
ÉLECTRODES: E49XX
FINIS: AUCUN
7093
30°
4087
PRÉVOIR JEU
POUR INSÉRER
PLAQUE DE 19MM
RENFORT PL-B ÉP. 1/4"
SOUDER 1/4" AUTOUR
3/16" TYP.
RAIDISSEUR 3/4" TYP.
565
W530x138 x 7063 SUP.
ATTACHE ÉP. 3/4" TYP.
13
GOUSSET ÉP. 3/4"
1/2" V 200
1/2" V 200
1/4" TYP.
PRÉPARATION NÉCESSAIRE
SUR ATTACHE ÉP. 3/4"
(64 TROUS NON ILLUSTRÉS)
RAIDISSEUR 3/4" TYP.
7/16"
RENFORT PL-A ÉP. 1/4"
SOUDER 1/4" AUTOUR
450
25
15
DIMENSIONS EN MM SAUF OÙ SPÉCIFIÉ
ÉCOLE POLYTECHNIQUE
CADRE D'ESSAIS VERTICAL – POUTRE W530X138 SUPÉRIEURE
ÉCHELLE: 1:15
DESSINÉ PAR: ADAM KORZEKWA
DATE: 14/02/2008
RÉVISION: 2

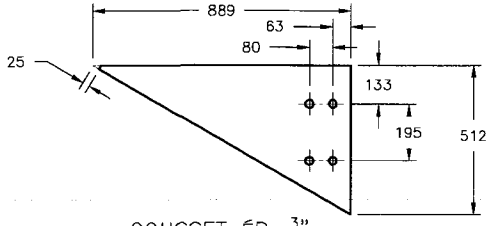

NOTES:
ÉLECTRODES: E49XX
FINIS: AUCUN
7093
4087
30°
PRÉVOIR JEU
POUR INSÉRER
PLAQUE DE 19MM
RENFORT PL-B ÉP. 1/4"
SOUDER 1/4" AUTOUR
3/16"TYP.
RAIDISSEUR 3/4" TYP.
565
W530x138 x 7063 INF.
ATTACHE ÉP. 3/4" TYP.
13
GOUSSET ÉP. 3/4"
1/4"TYP.
PRÉPARATION NÉCESSAIRE
SUR ATTACHE ÉP. 3/4"
RAIDISSEUR 3/4" TYP.
1/2" 200
1/2" 200
7/16"
RENFORT PL-A ÉP. 1/4"
SOUDER 1/4" AUTOUR
450
25
15
DIMENSIONS EN MM SAUF OÙ SPÉCIFIÉ
ÉCOLE POLYTECHNIQUE
CADRE D'ESSAIS VERTICAL – POUTRE W530X138 INFÉRIEURE
ÉCHELLE: 1:15
DESSINÉ PAR: ADAM KORZEKWA
DATE: 14/02/2008
RÉVISION: 2



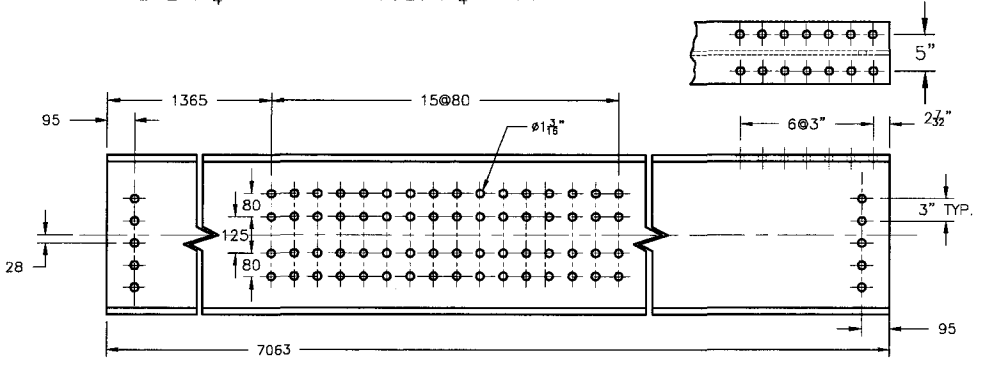
ATTACHE ÉP. $\frac{3}{4}$"



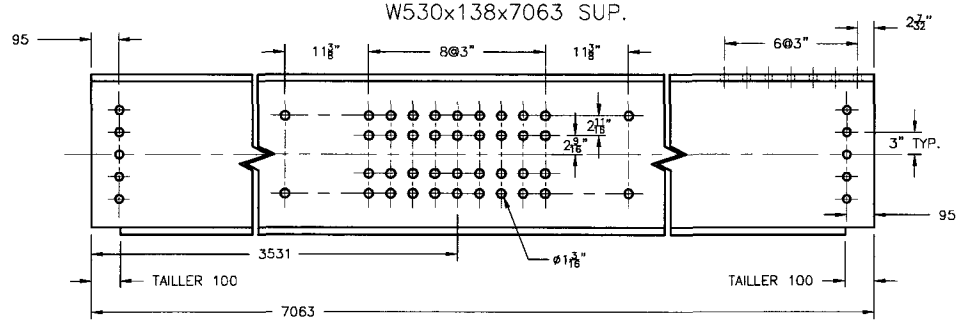
RAIDISSEUR $\frac{3}{4}$" TYP.



GOUSSET ÉP. $\frac{3}{4}$"



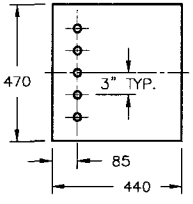
W530x138x7063 SUP.



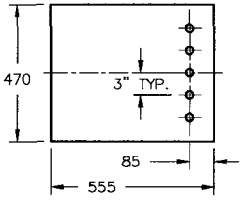
W530x138x7063 INF.

PIÈCE	QT.	KG
W530x138x7063 SUP.	1	975
W530x138x7063 INF.	1	975
GOUSSET ÉP. 3/4"	2	70
ATTACHE ÉP. 3/4"	4	30
RENFORT PL-A ÉP. 1/4"	2	20
RENFORT PL-B ÉP. 1/4"	2	25
RAIDISSEUR 3/4" TYP	4	30
TOTAL:	16	2125

ACIER: G40.21-350W
TROUS: ø1 1/16" SAUF SPÉ.



RENFORT PL-A ÉP. $\frac{1}{4}$"

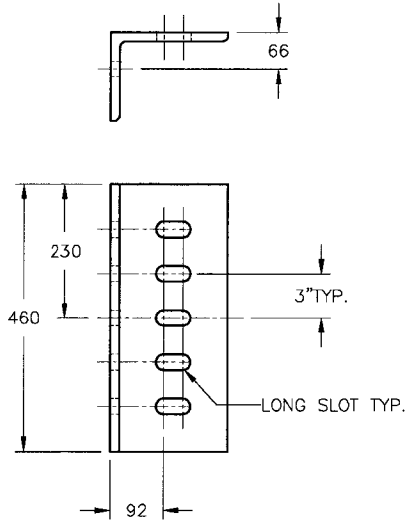


RENFORT PL-B ÉP. $\frac{1}{4}$"

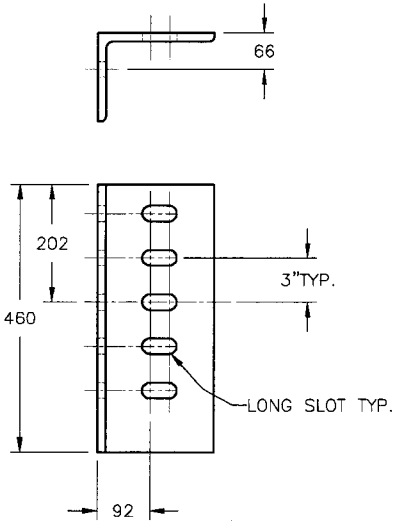
DIMENSIONS EN MM SAUF OÙ SPÉCIFIÉ

ÉCOLE POLYTECHNIQUE	CADRE D'ESSAI VERTICAL – FABRICATION DES ÉLÉMENTS DE POUTRE		ÉCHELLE: 1:20
	DESSINÉ PAR: ADAM KORZEKWA	DATE: 14/02/2008	RÉVISION: 2

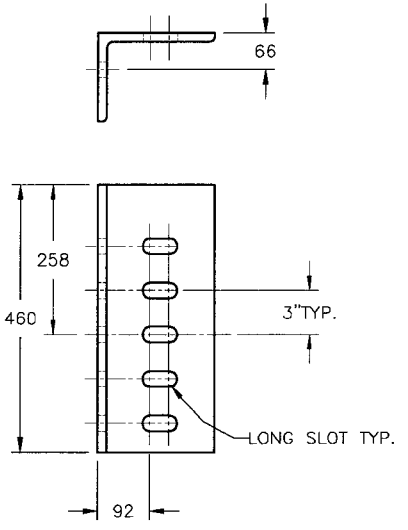
L–A
L203x152x16 LONG: 460
POUR TROUS DE $1\frac{1}{16}$"
QUANTITÉ: 8



L–B
L203x152x16 LONG: 460
POUR TROUS DE $1\frac{1}{16}$"
QUANTITÉ: 4



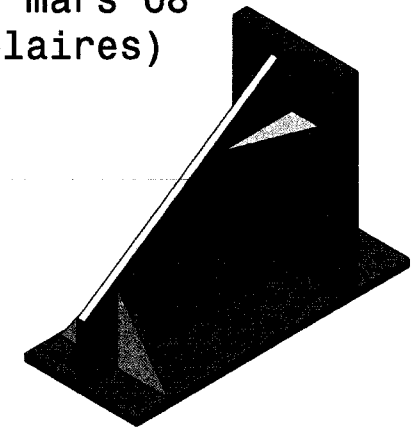
L–C
L203x152x16 LONG: 460
POUR TROUS DE $1\frac{1}{16}$"
QUANTITÉ: 4

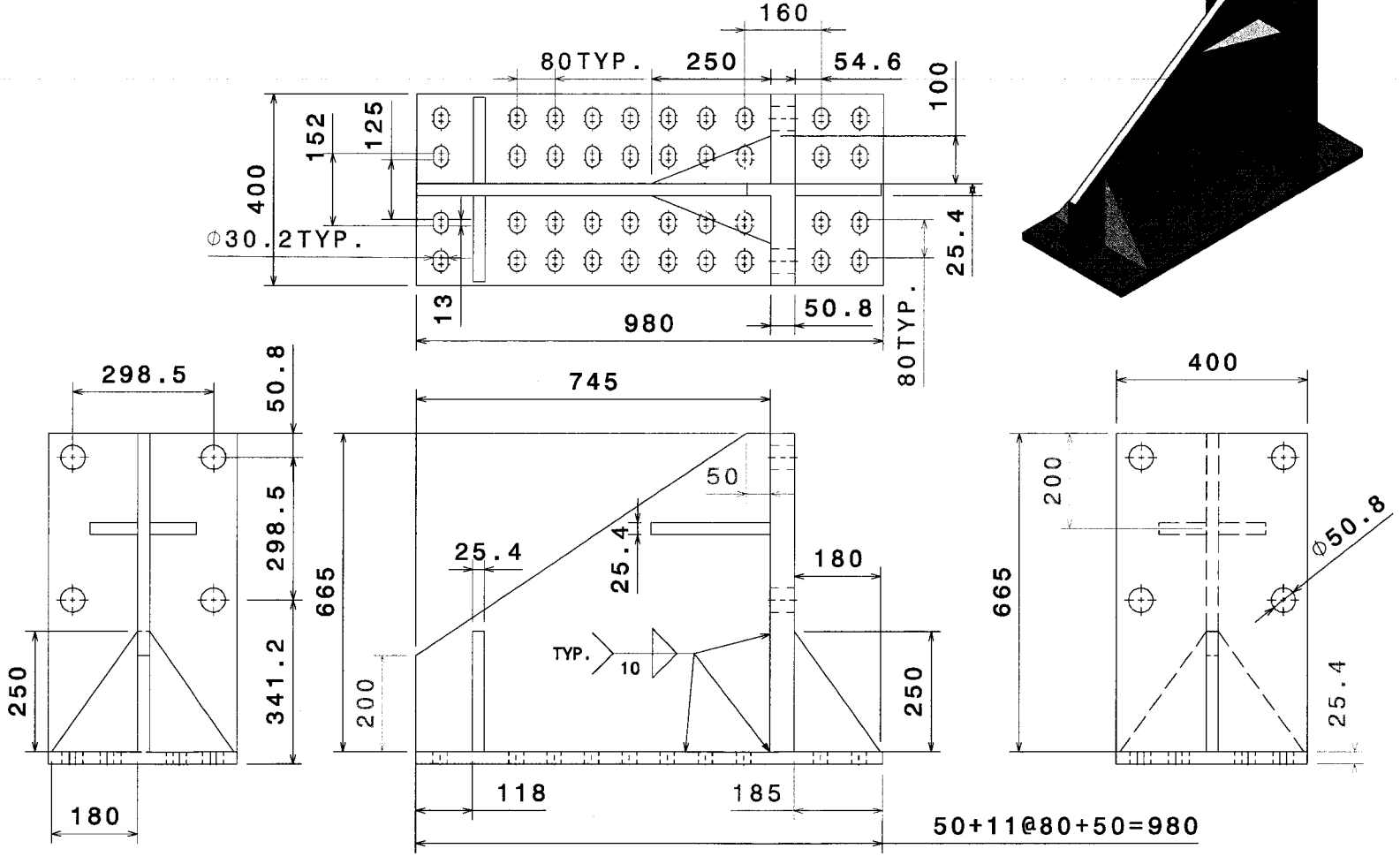


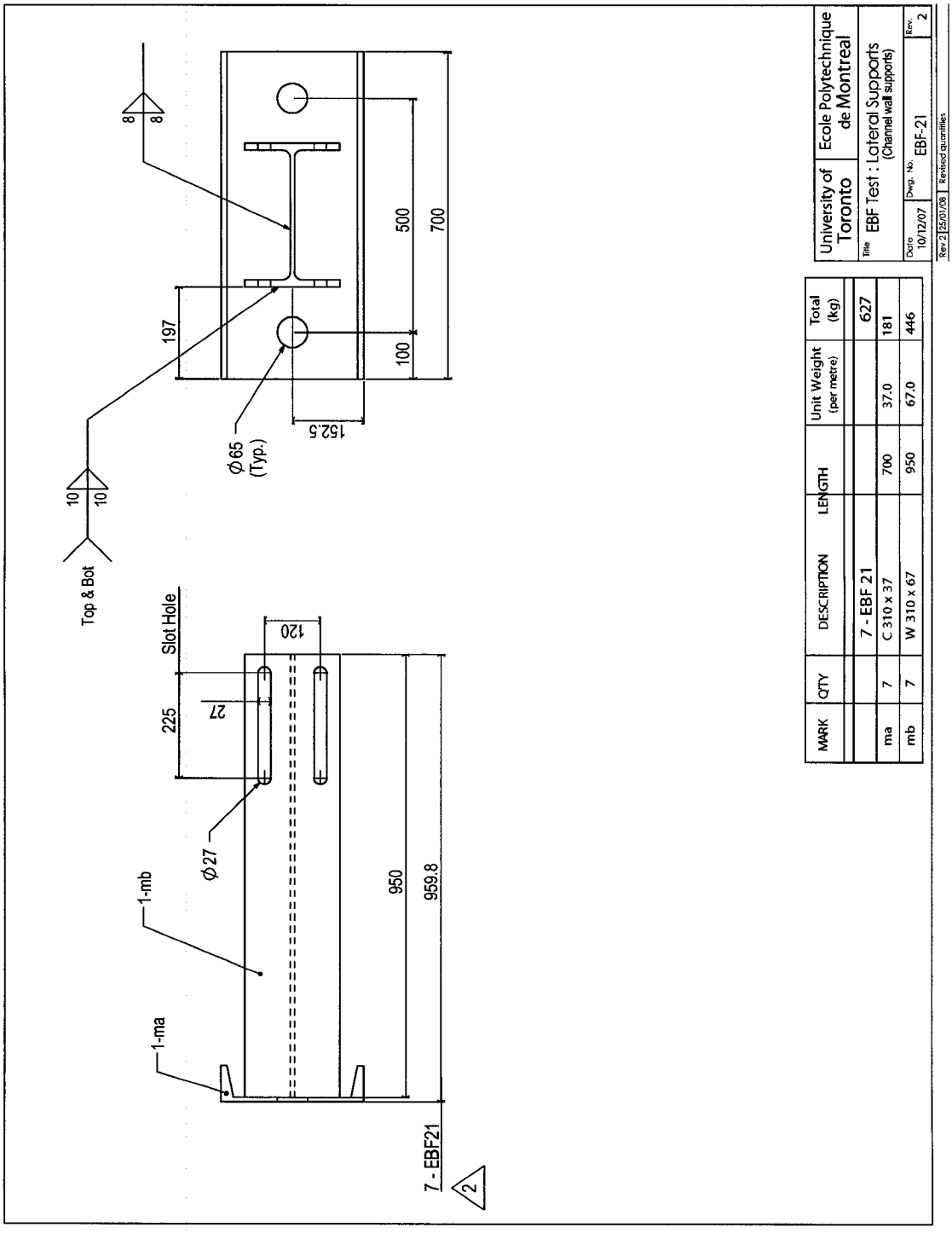
DIMENSIONS EN MM SAUF OÙ SPÉCIFIÉ

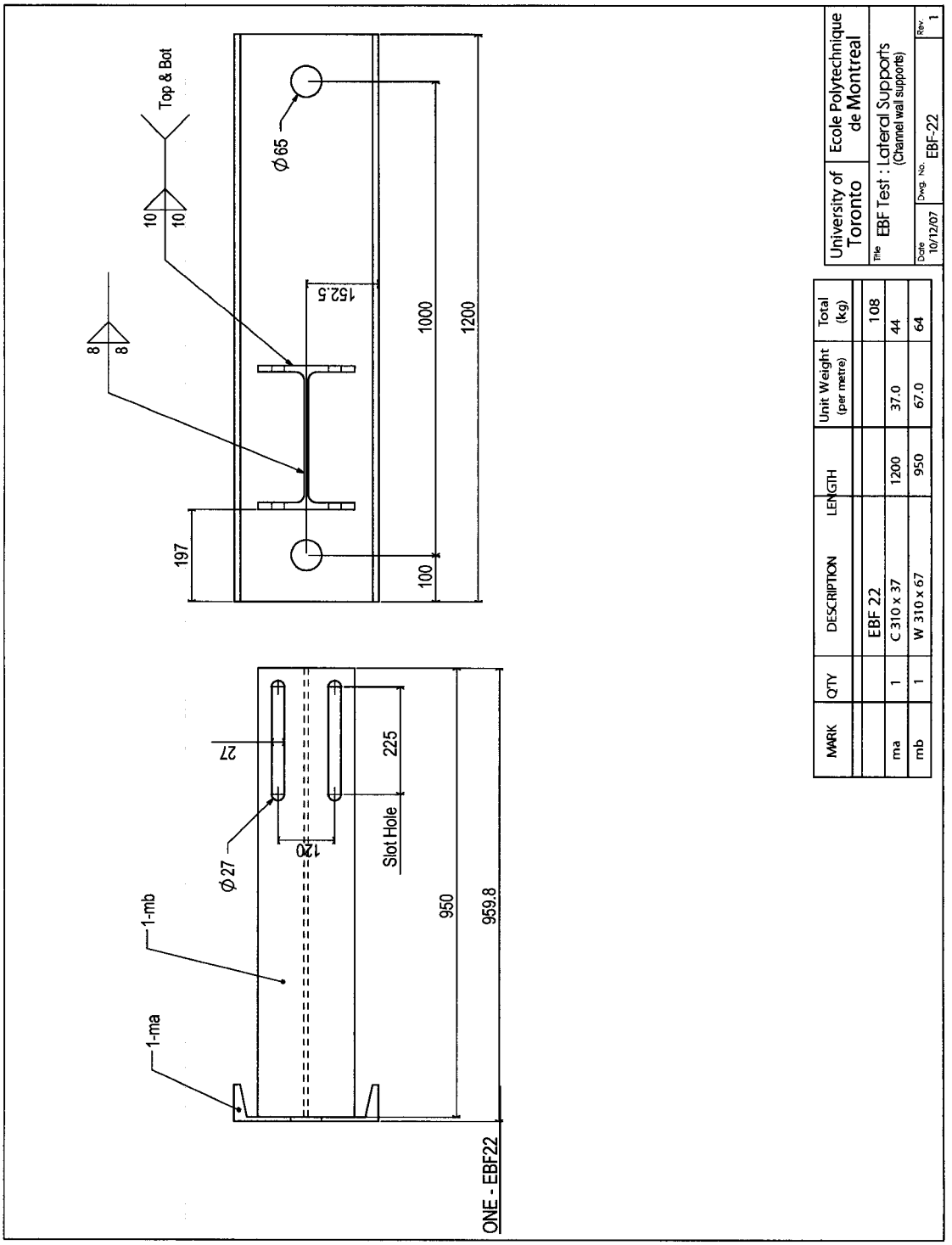
ÉCOLE POLYTECHNIQUE	CADRE D'ESSAIS VERTICAL – CORNIÈRES L203x152x16		ÉCHELLE: 1:10
	DESSINÉ PAR: ADAM KORZEKWA	DATE: 14/02/2008	RÉVISION: 1

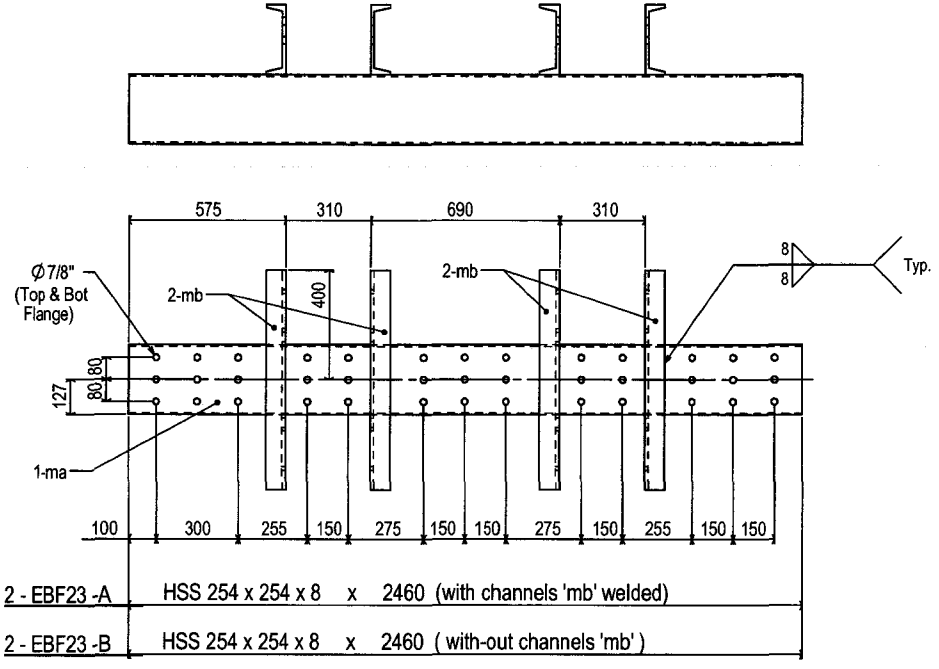
CADRE D'ESSAI - Demande d'ovalisation 31 mars 08
Pièce de fixation vérin-poutre (2 exemplaires)

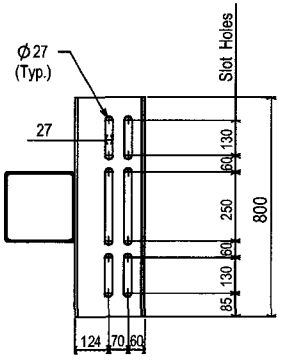





8
8
197
500
700
100
152.5
Ø65
(Typ.)
10
10
Top & Bot
Slot Hole
225
27
120
Ø27
1-mb
950
959.8
1-ma
7 - EBF21
2
MARK
QTY
DESCRIPTION
LENGTH
Unit Weight (per metre)
Total (kg)
7 - EBF 21
627
ma
7
C 310 x 37
700
37.0
181
mb
7
W 310 x 67
950
67.0
446
University of Toronto
Ecole Polytechnique de Montreal
Title
EBF Test : Lateral Supports
(Channel wall supports)
Date
10/12/07
Dwg. No.
EBF-21
Rev.
2
Rev 2 25/01/08 Revised quantities

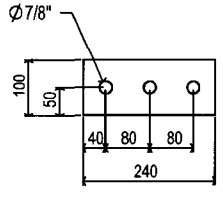

Top & Bot
10
10
8
8
Φ65
152.5
1000
1200
197
100
1-mb
1-ma
Φ27
27
120
Slot Hole
225
950
959.8
ONE - EBF22
MARK
QTY
DESCRIPTION
LENGTH
Unit Weight (per metre)
Total (kg)
EBF 22
108
ma
1
C 310 x 37
1200
37.0
44
mb
1
W 310 x 67
950
67.0
64
University of Toronto
Ecole Polytechnique de Montreal
Title
EBF Test : Lateral Supports
(Channel wall supports)
Date
10/12/07
Dwg. No.
EBF-22
Rev.
1





2 - EBF23 -A HSS 254 x 254 x 8 x 2460 (with channels 'mb' welded)

2 - EBF23 -B HSS 254 x 254 x 8 x 2460 (with-out channels 'mb')



10 - PL-pa

Please note that only 2 HSS sections will have the channels welded.
The rest of the material to be shipped loose.

MARK	Q'TY	DESCRIPTION	LENGTH	Unit Weight (per metre)	Total (kg)
		4 - EBF 23			965
ma	4	HSS 254 x 254 x8 (2 HSS to be shipped loose)	2460	60.1	591
mb	12	C 250 x 37 (4 channels to be shipped loose)	800	37.0	355
pa	10	PL 100 x 10	240	7.9	19
Rods	15	3/4" ASTM A193 GR B7	200		

University of Toronto	Ecole Polytechnique de Montreal
Title: EBF Test : Lateral Supports (Box sections)	
Date: 10/12/07	Dwg. No.: EBF-23
Rev. 2	29/01/08	Revised detail and quantities