

UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE
Faculté de génie
Département de génie civil

ANALYSE NUMÉRIQUE ET
EXPÉRIMENTALE DE LA RÉPARTITION
DES EFFORTS DANS UNE CONNEXION
À LA BASE D'UN PYLÔNE TUBULAIRE

Mémoire de maîtrise
Spécialité : génie civil

Marc-Olivier TALBOT

Jury : Sébastien LANGLOIS (directeur)
Simon PRUD'HOMME (codirecteur)
Charles-Philippe LAMARCHE (rapporteur)
Hervé DUCLOUX

Au réseau électrique, puisse-t-il être fort et
pérenne... [Loignon, A.]

RÉSUMÉ

Face à la demande grandissante en électricité, les gestionnaires de réseaux électriques doivent implanter de nouvelles lignes aériennes de transport d'énergie électrique en périphérie des grands centres de distribution. Ces endroits très peuplés imposent de nombreuses contraintes au niveau de la conception de ces lignes. En plus d'être robustes et fiables, elles ont l'obligation d'être compactes. Ces facteurs justifient l'utilisation de pylônes tubulaires.

Dans la pratique courante, la méthode abordée dans l'annexe VI de l'ASCE/SEI 48-11 est utilisée pour dimensionner la connexion au pied d'un pylône tubulaire [ASCE, 2012]. Cette connexion est généralement composée d'une platine soudée à la base du fût et d'ancrages. Basée sur l'expérience des fabricants de pylônes tubulaires, cette méthode donne les directives générales pour l'analyse et la conception de cette connexion. Elle permet notamment de calculer les charges axiales dans chaque ancrage pour ensuite effectuer un dimensionnement en flexion de la platine à l'aide d'équations analytiques et empiriques. Or, ces équations sont fondées sur des hypothèses qui simplifient la géométrie et le comportement de la connexion à la base d'un pylône tubulaire. Plusieurs auteurs ont recours à des analyses numériques basées sur les éléments finis pour étudier en détail la distribution des contraintes mécaniques à l'intérieur d'une structure. Dès lors, la réalisation de ce type d'analyse sur cette connexion mènerait à une meilleure compréhension de la répartition des efforts à l'intérieur de celle-ci et permettrait de justifier ou d'optimiser la méthode proposée par l'ASCE/SEI 48-11.

Afin de bien comprendre le comportement de la platine, ce projet de recherche effectue l'analyse avancée de la connexion au pied d'un pylône tubulaire à 12 côtés en alliant essais expérimentaux et calculs numériques. Pour ce faire, des modèles numériques des connexions étudiées dans ce projet sont réalisés à l'aide du logiciel par éléments finis *Code_Aster*. Ces modèles prennent en considération le serrage des ancrages, le contact entre ces derniers et la plaque d'appui de même que les non-linéarités liées aux matériaux et à la géométrie. Des essais expérimentaux sur des spécimens à échelle réduite ont été réalisés dans le but de valider ces modèles. Les résultats de cette étude permettent aux concepteurs de mieux comprendre, entre autres, l'influence d'une configuration d'ancrages irrégulière sur la répartition des charges axiales dans les ancrages de même que l'effet des non-linéarités, liées aux matériaux et à la géométrie, sur chaque composante de la connexion à la base d'un pylône tubulaire. De plus, l'étude conclut que l'épaisseur de la platine obtenue en utilisant la méthode suggérée par l'ASCE/SEI 48-11 est conservatrice et que cette épaisseur peut être optimisée en utilisant une autre méthode de conception basée sur deux angles de 45° .

Mots-clés : Charpentes métalliques, structures de lignes de transport d'énergie, pylônes tubulaires, modélisation volumique, plaques d'appui, ligne de flexion.

REMERCIEMENTS

J'aimerais remercier sincèrement mon directeur de recherche, M. Sébastien Langlois, pour m'avoir accueilli dans son groupe de recherche et pour m'avoir initié au domaine des lignes aériennes de transport d'énergie électrique. Ce projet n'aurait pas été réalisable sans ton appui et tes nombreuses idées. Merci de m'avoir fait confiance.

Un énorme merci est adressé à mon codirecteur de recherche M. Simon Prud'Homme. Merci d'avoir pris le temps de m'expliquer de nombreuses notions. Il est peu de dire que ce projet de recherche n'aurait pas été envisageable sans ta collaboration directe.

Merci à mes collègues de travail, en particulier M. Alex Loignon pour son assistance technique pendant la phase expérimentale du projet. Merci d'avoir contribué à ce projet.

J'adresse un très grand merci à M. Frédéric Turcotte pour son implication au cours des essais expérimentaux. Ton humour a été grandement apprécié durant cette phase du projet.

Je tiens également à remercier toute l'équipe de conception de lignes de transport d'Hydro-Québec Innovation, équipement et services partagés. Notamment, je remercie M. Louis-Philippe Bérubé, M. Pierre-Luc Bouchard et M. Alexis L. Desrochers pour leur regard pratique et pour avoirs pris le temps de répondre à mes nombreuses questions.

Merci au CRSNG, à MITACS, à RTE et à Hydro-Québec pour leur support financier.

Merci à mon ami Sébastien Maheux de m'avoir initié à *Code_Aster* et pour tes précieux conseils.

Un grand merci est aussi adressé à mes amis Samuel Bolduc, Steven Roy, Marc-Antoine Rosa et Charles-Antoine Saucier pour leur soutien tout au long de ma maîtrise.

Merci à ma famille et à mes amis pour leur soutien inconditionnel et leur compréhension tout au long de mes études. Finalement, un merci tout spécial est adressé à mon oncle Pierre Côté pour m'avoir fait découvrir le monde de l'ingénierie.

TABLE DES MATIÈRES

1	INTRODUCTION	1
1.1	Mise en contexte	1
1.2	Problématiques et intérêts de la recherche	1
1.3	Survol du document	2
2	ÉTAT DE L'ART	5
2.1	Méthodes de dimensionnement actuelles	5
2.1.1	CSA-S16-14, ANSI/AISC 360-10 et Eurocode 3	6
2.1.2	Concept de la ligne de flexion	7
2.1.3	Méthode proposée dans l'annexe VI de l'ASCE/SEI 48-11	8
2.2	Modélisation par éléments finis	12
2.2.1	Considérations générales	12
2.2.2	Connexion raidie	13
2.2.3	Connexion non raidie	14
2.2.4	Contact	15
2.2.5	Prétension	16
2.2.6	Non-linéarités liées aux matériaux et à la géométrie	18
2.3	Essais expérimentaux	18
2.3.1	Essais sur des pylônes tubulaires à échelle réelle	19
2.3.2	Connexion raidie	20
2.3.3	Connexion non raidie	21
3	PHASE EXPÉRIMENTALE	23
3.1	Choix des spécimens expérimentaux	23
3.1.1	Détermination des paramètres à l'étude	24
3.1.2	Mise à l'échelle	25
3.1.3	Spécimens à l'étude	26
3.2	Caractérisation des matériaux	27
3.3	Banc d'essai mécanique	28
3.3.1	Capacité du banc d'essai	30
3.3.2	Instrumentation	30
3.4	Assemblage des spécimens expérimentaux	36
3.5	Protocole expérimental	37
3.6	Exemple de résultats expérimentaux	39
3.6.1	Efforts axiaux dans les ancrages	39
3.6.2	Déplacements au point mobile	40
3.6.3	Déformation de la platine	40
3.6.4	Déformée à la base du fût	42
4	MODÉLISATIONS NUMÉRIQUES	45
4.1	Géométrie	45

4.1.1	Platines et fûts	45
4.1.2	Ancrages	46
4.2	Choix des éléments et maillages	47
4.3	Présentation des modèles	49
4.3.1	Ancrages ponctuels	49
4.3.2	Ancrages volumiques	51
4.4	Non-linéarité matérielle	53
4.5	Chargements	54
4.6	Exemple de résultats numériques	56
4.6.1	Efforts axiaux dans les ancrages	56
4.6.2	Déplacements au point mobile	57
4.6.3	Déformation de la platine	57
4.6.4	Déformées à la base du fût	59
4.6.5	Moments sur la ligne de flexion	59
5	RÉSULTATS ET DISCUSSION	61
5.1	Efforts axiaux dans les ancrages	61
5.1.1	Discussion	65
5.2	Déplacements au point mobile	66
5.2.1	Discussion	71
5.3	Déformation de la platine	71
5.3.1	Discussion	79
5.4	Déplacements à la base du fût	80
5.4.1	Discussion	84
5.5	Moments sur la ligne de flexion	85
5.5.1	Discussion	90
6	ANALYSE D'UN PYLÔNE TUBULAIRE RÉEL	93
6.1	Géométries	94
6.2	Lignes de flexion	95
6.3	Modèles numériques	96
6.4	Résultats et discussion	99
6.4.1	Efforts axiaux dans les ancrages	99
6.4.2	Contraintes de Von Mises	102
6.4.3	Moments sur la ligne de flexion	104
7	CONCLUSION	111
A	DÉMONSTRATION DE L'ÉQUATION PERMETTANT DE CALCULER LA CONTRAINTE MAXIMALE SUR LA LIGNE DE FLEXION	113
B	RAPPORTS DE RIGIDITÉ ENTRE LA PLATINE ET UNE FACE DU FÛT	115
C	MODES DE RUPTURE DES SPÉCIMENS EXPÉRIMENTAUX	119

D	ESSAIS DE TRACTION SUR LES ACIERS	121
D.1	Considérations générales	121
D.2	Acier des ancrages	122
D.3	Acier du fût (3.2 mm)	125
D.4	Acier de la platine (12.7 mm)	126
D.5	Acier de la platine (15.9 mm)	127
D.6	Acier de la platine (19.1 mm)	128
E	CALIBRATION DES CAPTEURS DE DÉPLACEMENT LASER	129
E.1	Protocole expérimental pour la calibration des capteurs de déplacement laser	130
E.2	Capteurs Panasonic 10A et 10B	131
E.3	Capteurs Panasonic 60A et 60B	132
E.4	Capteurs Keyence K1 et K2	133
F	CALIBRATION DES POTENTIOMÈTRES	135
F.1	Protocole expérimental pour la calibration des potentiomètres	136
F.2	Potentiomètre de 25 mm de course	137
F.3	Potentiomètre de 125 mm de course	138
G	CALIBRATION DES ANCRAGES INSTRUMENTÉS	139
G.1	Montage expérimental	140
G.2	Protocole expérimental pour la calibration de chaque ancrage instrumenté .	141
G.3	Ancrages 1 à 13	142
G.4	Ancrages 14 et 15	145
	LISTE DES RÉFÉRENCES	147

LISTE DES FIGURES

2.1	Connexion à la base d'un pylône tubulaire	5
2.2	Reprise des efforts de compression par le coulis sous la platine	7
2.3	Détermination de la ligne de flexion	8
2.4	Distribution des efforts dans les ancrages	10
2.5	Exemple d'une ligne de flexion admissible	11
2.6	Variation de l'épaisseur des raidisseurs	14
2.7	Modes typiques de déformation d'une connexion non raidie	15
2.8	Prétension dans un trou borgne	17
2.9	Répartition des contraintes de Von Mises	17
2.10	Essai à échelle réelle sur un pylône tubulaire biterne de 400 kV	19
2.11	Présence de voilement local dans les raidisseurs de la connexion à la base d'un pylône tubulaire de 220 kV	21
2.12	Banc d'essai	22
3.1	Configurations des ancrages	25
3.2	Station d'essai à trois degrés de libertés	29
3.3	Section de pylône tubulaire mise à l'échelle	29
3.4	Positions des jauges	31
3.5	Cibles des capteurs de déplacement laser	32
3.6	Capteurs de déplacement laser et potentiomètres verticaux	33
3.7	Position du potentiomètre horizontal et points d'attache des trois potentiomètres	34
3.8	Encastrement des ancrages	34
3.9	Numérotation des ancrages	35
3.10	Banc d'assemblage	36
3.11	Spécimen B : Efforts dans les ancrages (résultats expérimentaux seulement)	39
3.12	Spécimen B : Déplacements au point mobile (résultats expérimentaux seulement)	40
3.13	Spécimen B : Déformations dans les jauges P1 à P4 (résultats expérimentaux seulement)	41
3.14	Spécimen B : Déformations dans les jauges P5 à P8 (résultats expérimentaux seulement)	41
3.15	Spécimen B : Déformée à la base du fût (résultats expérimentaux seulement)	42
3.16	Cibles des capteurs K2, 10A, 10B 60A et 60B	43
4.1	Géométries partitionnées	46
4.2	Ancrage partitionné	46
4.3	Modélisation d'un ancrage à l'aide d'éléments finis hexaédriques de degré 1	47
4.4	Modélisation d'une platine et d'un fût à l'aide d'éléments finis hexaédriques de degré 2	48
4.5	Ancrage ponctuel	50

4.6	Ancrage volumique	51
4.7	Surfaces de contact	52
4.8	Relation de Von Mises à écouissage isotrope linéaire	54
4.9	Liaison des nœuds à l'extrémité du fût à un nœud de chargement	55
4.10	Spécimen B : Efforts dans les ancrages (résultats numériques seulement) . .	56
4.11	Spécimen B : Déplacements au point mobile (résultats numériques seulement)	57
4.12	Spécimen B : Déformations dans les jauges P1 à P4 (résultats numériques seulement)	58
4.13	Spécimen B : Déformations dans les jauges P5 à P8 (résultats numériques seulement)	58
4.14	Spécimen B : Déformées à la base du fût (résultats numériques seulement)	59
4.15	Nœuds considérés dans le calcul du moment résultant des forces nodales . .	60
4.16	Spécimen B : Moments sur la ligne de flexion (résultats numériques seulement)	60
5.1	Spécimen A1 : Efforts dans les ancrages	61
5.2	Spécimen A2 : Efforts dans les ancrages	62
5.3	Spécimen A3 : Efforts dans les ancrages	62
5.4	Spécimen A4 : Efforts dans les ancrages	63
5.5	Spécimen B : Efforts dans les ancrages	63
5.6	Spécimen C : Efforts dans les ancrages	64
5.7	Spécimen D : Efforts dans les ancrages	64
5.8	Spécimen E : Efforts dans les ancrages	65
5.9	Spécimen A1 : Déplacements et rotation au point mobile	66
5.10	Spécimen A2 : Déplacements et rotation au point mobile	67
5.11	Spécimen A3 : Déplacements et rotation au point mobile	67
5.12	Spécimen A4 : Déplacements et rotation au point mobile	68
5.13	Spécimen B : Déplacements et rotation au point mobile	68
5.14	Spécimen C : Déplacements et rotation au point mobile	69
5.15	Spécimen D : Déplacements et rotation au point mobile	69
5.16	Spécimen E : Déplacements et rotation au point mobile	70
5.17	Axes de lecture des jauges P1 à P8	72
5.18	Spécimen A1 : Déformations dans les jauges P1 à P4	72
5.19	Spécimen A2 : Déformations dans les jauges P1 à P	73
5.20	Spécimen A3 : Déformations dans les jauges P1 à P4	73
5.21	Spécimen A4 : Déformations dans les jauges P1 à P4	74
5.22	Spécimen B : Déformations dans les jauges P1 à P4	74
5.23	Spécimen C : Déformations dans les jauges P1 à P4	75
5.24	Spécimen D : Déformations dans les jauges P1 à P4	75
5.25	Spécimen E : Déformations dans les jauges P1 à P4	76
5.26	Spécimen A1 : Déformations dans les jauges P5 à P8	76
5.27	Spécimen A2 : Déformations dans les jauges P5 à P8	77
5.28	Spécimen A3 : Déformations dans les jauges P5 à P8	77
5.29	Spécimen B : Déformations dans les jauges P5 à P8	78
5.30	Spécimen C : Déformations dans les jauges P5 à P8	78

5.31	Spécimen A1 : Déformées (25 X) captées par les capteurs K1, K2, 60A, 60B, 10A et 10B	80
5.32	Spécimen A2 : Déformées (25 X) captées par les capteurs K1, K2, 60A, 60B, 10A et 10B	81
5.33	Spécimen A3 : Déformées (25 X) captées par les capteurs K1, K2, 60A, 60B, 10A et 10B	81
5.34	Spécimen A4 : Déformées (25 X) captées par les capteurs K1, K2, 60A, 60B, 10A et 10B	82
5.35	Spécimen B : Déformées (25 X) captées par les capteurs K1, K2, 60A, 60B, 10A et 10B	82
5.36	Spécimen C : Déformées (25 X) captées par les capteurs K1, K2, 60A, 60B, 10A et 10B	83
5.37	Spécimen D : Déformées (25 X) captées par les capteurs K1, K2, 60A, 60B, 10A et 10B	83
5.38	Spécimen E : Déformées (25 X) captées par les capteurs K1, K2, 60A, 60B, 10A et 10B	84
5.39	Points de mesure des capteurs K2, 10A, 10B, 60A et 60B	85
5.40	Spécimen A1 : Moments sur la ligne de flexion	86
5.41	Spécimen A2 : Moments sur la ligne de flexion	87
5.42	Spécimen A3 : Moments sur la ligne de flexion	87
5.43	Spécimen A4 : Moments sur la ligne de flexion	88
5.44	Spécimen B : Moments sur la ligne de flexion	88
5.45	Spécimen C : Moments sur la ligne de flexion	89
5.46	Spécimen D : Moments sur la ligne de flexion	89
5.47	Spécimen E : Moments sur la ligne de flexion	90
6.1	Connexion à la base d'un pylône tubulaire localisé sur une ligne de transport d'énergie électrique à 315 kV	93
6.2	Numérotation des ancrages	95
6.3	Ligne de flexion limitée par deux angles de 45°	96
6.4	Maillage A coupé dans le plan de chargement	97
6.5	Maillage B coupé dans le plan de chargement	97
6.6	Efforts dans les ancrages du pylône réel	100
6.7	Contraintes de Von Mises (Platine vue de dessous)	102
6.8	Contraintes de Von Mises (Pylône coupé dans le plan de chargement)	103
6.9	Contraintes de Von Mises (Platine coupée sur la ligne de flexion)	103
6.10	Nœuds considérés dans le calcul du moment interne sur la ligne de flexion #1 du maillage A	104
6.11	Nœuds considérés dans le calcul du moment interne sur la ligne de flexion #1 du maillage B	104
6.12	Moments sur la ligne de flexion #1	105
6.13	Nœuds considérés dans le calcul du moment interne sur la ligne de flexion #2 du maillage B	106
6.14	Moments sur la ligne de flexion #2	107

B.1	Sections considérées par le premier ratio	115
B.2	Sections considérées par le deuxième ratio	118
C.1	Spécimen A4 : Voilement local suite à la plastification totale du fût	120
D.1	Essai de traction	121
D.2	Caractérisation de l'acier des ancrages (coupons 1 et 2)	122
D.3	Caractérisation de l'acier des ancrages (coupons 3 à 8)	123
D.4	Caractérisation de l'acier des ancrages (coupons 9 à 14)	124
D.5	Caractérisation de l'acier d'épaisseur 3.2 mm	125
D.6	Caractérisation de l'acier d'épaisseur 12.7 mm	126
D.7	Caractérisation de l'acier d'épaisseur 15.9 mm	127
D.8	Caractérisation de l'acier d'épaisseur 19.1 mm	128
E.1	Présentation du montage utilisé lors de la calibration des capteurs de déplacement laser	129
E.2	Calibration des capteurs de marque Panasonic 10A et 10B	131
E.3	Calibration des capteurs de marque Panasonic 60A et 60B	132
E.4	Calibration des capteurs de marque Keyence K1 et K2	133
F.1	Présentation du montage utilisé lors de la calibration des potentiomètres	135
F.2	Calibration des potentiomètres A et B	137
F.3	Calibration du potentiomètre C	138
G.1	Ancrage instrumenté	139
G.2	Banc d'essai utilisé lors de la calibration des ancrages	140
G.3	Calibration des ancrages #1 et #2	142
G.4	Calibration des ancrages #3 à #8	143
G.5	Calibration des ancrages #9 à #13	144
G.6	Calibration des ancrages #14 et #15	145

LISTE DES TABLEAUX

3.1	Relations de similitudes de Cauchy	25
3.2	Caractéristiques des spécimens	26
3.3	Mise à l'échelle de la géométrie des spécimens A1 et A2	27
3.4	Points caractéristiques des aciers utilisés	28
3.5	Capacités du banc d'essai	30
4.1	Composition des maillages	48
4.2	Caractéristiques des modèles numériques	49
4.3	Différentiel de température nécessaire pour engendrer un effort axiale de 18.1 kN dans chaque ancrage	53
5.1	Moyennes des déplacements transversaux et des rotations au point mobile normalisés par rapport aux résultats expérimentaux pour chaque modèle numérique	70
5.2	Moyennes des déformations dans les jauges P1 et P2 normalisées par rapport aux déformations expérimentales pour chaque modèle numérique	79
5.3	Moyennes des déformations dans les jauges P3 et P4 normalisées par rapport aux déformations expérimentales pour chaque modèle numérique	79
5.4	Moyenne des rapports entre le moment interne et le moment calculé avec les efforts dans les ancrages pour chaque modèle numérique	90
6.1	Caractéristiques du pylône	94
6.2	Coordonnées des ancrages	94
6.3	Coordonnées des ancrages (suite)	95
6.4	Caractéristiques des maillages	98
6.5	Chargement à la base du pylône	98
6.6	Points caractéristiques des aciers qui composent le pylône	99
6.7	Écarts entre les efforts obtenus avec les maillages A et B	100
6.8	Écarts entre les efforts obtenus avec les maillages A et B (suite)	101
6.9	Écarts entre les moments obtenus avec les maillages A et B (ligne de flexion #1)	106
6.10	Épaisseur minimale de la platine et contrainte de flexion maximale	107
C.1	Mode de rupture de chaque spécimen testé expérimentalement	119
D.1	Caractérisation de l'acier utilisé dans les ancrages	122
D.2	Caractérisation de l'acier utilisé dans le fût	125
D.3	Caractérisation de l'acier utilisé dans la platine de 12.7 mm	126
D.4	Caractérisation de l'acier utilisé dans les platines de 14.0 mm	127
D.5	Caractérisation de l'acier utilisé dans la platine de 19.1 mm	128
E.1	Caractéristiques des trois modèles de capteur utilisés pendant la phase expérimentale	129

E.2	Calibration des capteurs Panasonic 10A et 10B	131
E.3	Calibration des capteurs Panasonic 60A et 60B	132
E.4	Calibration des capteurs Keyence K1 et K2	133
F.1	Caractéristiques des trois potentiomètres utilisés pendant la phase expérimentale	135
F.2	Calibration des potentiomètres A et B	137
F.3	Calibration du potentiomètre C	138
G.1	Calibration des ancrages 1 à 13	142
G.2	Calibration des ancrages 14 et 15	145

LISTE DES SYMBOLES

Symbole	Définition
α	Coefficient de dilatation thermique
A	Aire de la section transversale du boulon
AB_i	Boulon efficace sur une ligne de flexion
A_{bc}	Aire nette totale de tous les boulons d'ancrage
$A_{n(i)}$	Aire nette d'un boulon d'ancrage
B_{eff}	Longueur effective de la ligne de flexion
BL_i	Charge dans un boulon AB_i
c_i	Plus courte distance entre le centre d'un boulon AB_i et la face du fût
d_{bi}	Déplacement dans le boulon créé par la charge de prétension
d_{ci}	Déplacement des éléments connectés créé par la charge de prétension
d_p	Diamètre extérieur du fût
ΔT_i	Différentiel de température équivalent
E	Module d'élasticité
E_f	Module d'élasticité du fût
E_p	Module d'élasticité de la platine
E_{plas}	Pente inélastique basée sur l'énergie dissipée à la limite ultime
f_b	Contrainte de flexion dans la platine
I_{BCx}	Inertie des boulons d'ancrage par rapport à l'axe X-X
I_{BCy}	Inertie des boulons d'ancrage par rapport à l'axe Y-Y
I_i	Inertie propre d'un boulon d'ancrage
I_f	Inertie calculée selon l'axe faible d'une face du fût
I_p	Inertie calculée selon l'axe faible d'une tranche de la platine
L	Longueur initiale du boulon
L_f	Largeur des faces du fût
M_x	Moment de flexion à la base du pylône par rapport à l'axe X-X
M_y	Moment de flexion à la base du pylône par rapport à l'axe Y-Y
n	Nombre de boulons d'ancrage
P	Charge axiale à la base du pylône
P_{oi}	Charge de prétension dans le boulon
t	Épaisseur de la platine
t_f	Épaisseur du fût
t_{min}	Épaisseur minimale de la platine
x_i	Distance perpendiculaire entre l'axe Y-Y et un boulon d'ancrage
y_i	Distance perpendiculaire entre l'axe X-X et un boulon d'ancrage

LISTE DES ACRONYMES

Acronyme	Définition
3D	Trois Dimensions
ACI	American Concrete Institute
AISC	American Institute of Steel Construction
ANSI	American National Standards Institute
ASCE	American Society of Civil Engineers
ASTM	American Society for Testing and Materials
ASD	Allowable Stress Design
CSA	Canadian Standards Association
LRFD	Load and Resistance Factor Design
SEI	Structural Engineering Institute
UdeS	Université de Sherbrooke

CHAPITRE 1

INTRODUCTION

1.1 Mise en contexte

De nos jours, la demande grandissante en électricité force les gestionnaires de réseaux électriques à étendre et à consolider leur réseau de transport d'électricité. Près des grands centres de consommation, l'utilisation de pylônes tubulaires est souvent requise puisqu'ils sont mieux accueillis par la population en raison de leur esthétisme et du fait qu'ils requièrent une emprise au sol moins large que les pylônes à treillis traditionnels. Les nouveaux pylônes tubulaires doivent être d'une grande fiabilité et faire face aux charges climatiques sans entraîner de dommages structuraux. Cette fiabilité doit se retrouver dans chacune de leurs composantes et leur dimensionnement requiert une très bonne compréhension de leur comportement. Cependant, en raison de la complexité de sa géométrie, la conception de la connexion au pied d'un pylône tubulaire s'avère ardue. En effet, la distribution des contraintes dans les ancrages et dans la platine formant la connexion avec la fondation est difficile à évaluer par des équations analytiques et empiriques.

1.2 Problématiques et intérêts de la recherche

Dans la pratique, la méthode abordée dans l'annexe VI de l'ASCE/SEI 48-11 est couramment utilisée pour dimensionner ce type de connexion [ASCE, 2012]. Cette méthode est essentiellement basée sur l'expérience des fabricants de pylônes tubulaires et donne les directives générales pour l'analyse et la conception de cette connexion. Elle permet notamment de calculer les charges axiales dans chaque ancrage pour ensuite effectuer un dimensionnement en flexion de la platine. Un des paramètres pris en compte dans la conception de la plaque d'appui est la longueur de la ligne de flexion. Les efforts transmis par le fût font fléchir la platine et cette ligne délimite l'aire d'acier considérée dans le dimensionnement en flexion de la platine. Or, dans le cas d'un pylône tubulaire de forme dodécagonale, l'ASCE/SEI 48-11 limite sa longueur à la largeur d'une face du fût à sa base. Ainsi, une meilleure compréhension de la distribution des efforts dans cette connexion permettrait de justifier ou d'optimiser la longueur de la ligne de flexion à considérer dans son dimensionnement.

D'autre part, les équations communément utilisées ne prennent pas en considération tous les paramètres qui affectent ultimement le comportement de la connexion à la base d'un pylône tubulaire. Parmi ces paramètres se retrouvent les non-linéarités géométriques et celles liées aux matériaux. Pour prendre en compte ces non-linéarités, plusieurs auteurs ont proposé des analyses numériques par modélisation volumiques pour étudier en détail les pylônes tubulaires. Ces analyses permettent d'obtenir une distribution réaliste des contraintes mécaniques dans les structures analysées pourvu que les conditions aux limites, les cas de chargements et les propriétés de la structure soient bien représentées dans le modèle numérique [Wang *et al.*, 2012].

En alliant essais expérimentaux et calculs numériques, ce projet de recherche effectue l'analyse avancée de la connexion au pied d'un pylône tubulaire à 12 côtés. Cette analyse vise à justifier ou à optimiser la méthode de conception proposée dans l'annexe VI de l'ASCE/SEI 48-11. Pour ce faire, des modèles numériques des connexions étudiées dans ce projet sont réalisés à l'aide du logiciel par éléments finis *Code_Aster*. Ces modèles prennent en compte le serrage des ancrages ainsi que le contact entre ces derniers et la plaque d'appui de même que les non-linéarités liées aux matériaux et à la géométrie. Les modèles sont adaptés aux différentes géométries à l'étude. Des essais expérimentaux sur des spécimens à échelle réduite sont effectués dans l'objectif de valider ces modèles. Les résultats de cette étude permettront aux concepteurs de mieux comprendre les deux aspects suivants :

- l'influence d'une configuration d'ancrage irrégulière, de la variation de l'épaisseur de la platine et du nombre d'ancrages sur la distribution des charges axiales dans chaque ancrage ;
- l'effet des non-linéarités géométriques et matérielles sur chaque composante de la connexion à la base d'un pylône tubulaire.

1.3 Survol du document

La suite du document est organisée ainsi :

- le chapitre 2 présente une revue de la littérature ;
- le chapitre 3 présente les essais expérimentaux réalisés sur des pylônes tubulaires mis à l'échelle ;

- le chapitre 4 présente les modèles numériques développés pour l'analyse numérique des pylônes testés au chapitre 3 ;
- le chapitre 5 présente une analyse détaillée des résultats découlant des essais expérimentaux et des modélisations ;
- le chapitre 6 présente l'analyse de la connexion à la base d'un pylône tubulaire réel tiré d'une ligne de transport électrique à 315 kV.

CHAPITRE 2

ÉTAT DE L'ART

Cette section décrit en premier lieu les concepts théoriques importants liés au dimensionnement de la connexion au pied d'un pylône tubulaire. En second lieu, un survol des techniques utilisées pour modéliser numériquement ce type de connexion est fait. En dernier lieu, une brève revue des essais expérimentaux effectués sur des pylônes tubulaires à échelle réelle est aussi présentée.

2.1 Méthodes de dimensionnement actuelles

De nos jours, plusieurs méthodes régies par des normes permettent de dimensionner un assemblage de pied de poteau. Cet assemblage comprend généralement une platine soudée au poteau qui permet de transférer les efforts de ce poteau au système d'ancrage. Ce système est composé de tiges d'ancrage intégrées à un massif en béton armé. La figure 2.1 illustre cet assemblage qui procure un encastrement au fût.

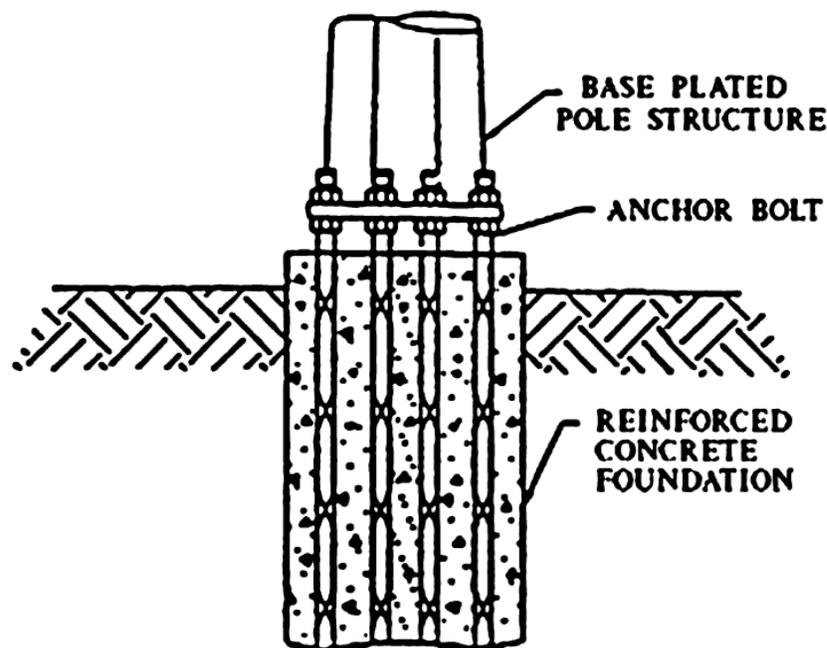


Figure 2.1 Connexion à la base d'un pylône tubulaire [ASCE, 2012]

Le comportement du fût est simple puisqu'il est similaire à une poutre en porte-à-faux soumise à un quelconque chargement et l'ASCE [2012] propose plusieurs équations pour effectuer son dimensionnement. Cependant, l'analyse de l'assemblage de pied de poteau est complexe. La section 2.1.1 couvre les normes régissant la conception des charpentes métalliques dans le domaine du bâtiment. La section 2.1.2 décrit le concept de la ligne de flexion. La section 2.1.3 présente les normes qui s'appliquent au dimensionnement de cet assemblage pour les pylônes tubulaires de lignes de transport d'énergie.

2.1.1 CSA-S16-14, ANSI/AISC 360-10 et Eurocode 3

Au Canada, la norme CSA-S16-14 *Design of Steel Structures* régit la conception des structures métalliques dans le domaine du bâtiment. Ainsi, ces assemblages sont fréquemment utilisés pour connecter le pied des colonnes à la dalle en béton armé. Une seule méthode est couverte dans la norme CSA-S16-14 et cette dernière s'applique uniquement à la conception d'une plaque d'ancrage soumise à un effort axial de compression ou de traction [CSA, 2014]. Puisque les fûts des pylônes tubulaires transmettent des moments de flexion et de torsion en plus des charges de compression, cette méthode ne s'applique pas.

Aux États-Unis, la norme ANSI/AISC 360-10 *Specification for Structural Steel Buildings* est l'équivalent de la norme canadienne CSA-S16-14. L'ANSI/AISC a publié deux guides abordant le dimensionnement de la connexion à la base des colonnes. Ces deux références sont *Steel Design Guide 1 - Base Plate and Anchor Rod Design* [Fisher et Kloiber, 2006] et *Column base plates* [DeWolf et Ricker, 2003]. Ils sont basés sur les approches de dimensionnement *Allowable Stress Design* (ASD) et *Load and Resistance Factor Design* (LRFD). Pour chacune des deux approches, quatre méthodes de dimensionnement sont proposées en fonction du chargement considéré au pied de la colonne. La première est valide pour une colonne reprenant une charge de compression uniquement tandis que la deuxième est à suivre pour une colonne soumise à une charge de traction. La troisième et la quatrième méthode sont valides pour les deux cas respectifs suivants, une charge de compression combinée à un petit moment de flexion et une charge de compression combinée à un grand moment de flexion [ANSI, 2010]. Ces méthodes considèrent qu'un coulis de béton coulé sous la platine aide à reprendre les charges de compression causées par les charges axiales et les moments de flexion supportés par la colonne comme l'illustre la figure 2.2. Ces deux différentes approches donnent des résultats similaires et considèrent qu'une ligne de flexion se produit dans la plaque d'appui à la jonction entre la face de la colonne et la plaque d'ancrage.

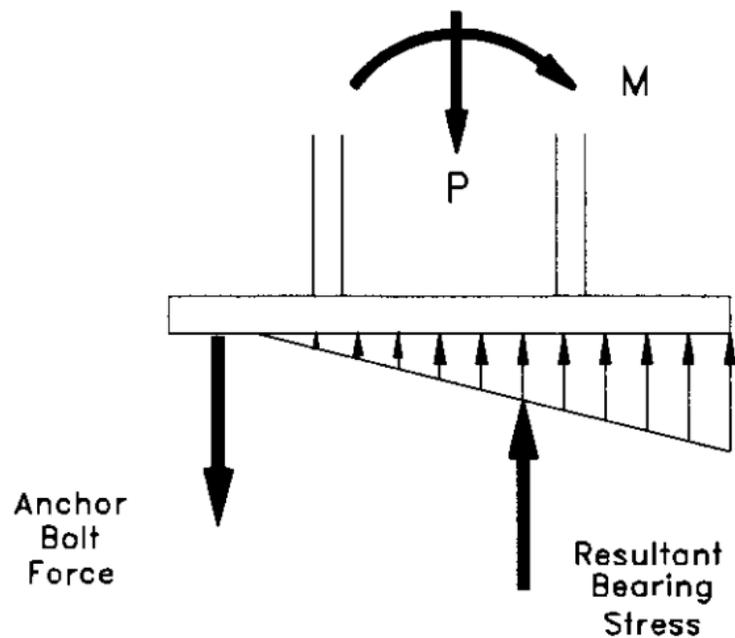


Figure 2.2 Reprise des efforts de compression par le coulis sous la platine [De-Wolf et Ricker, 2003]

Or, pour des raisons liées à la corrosion, un coulis n'est pas toujours placé sous la plaque d'assise des pylônes tubulaires en acier. De plus, il n'est pas garanti qu'un coulis installé à l'origine sera apte à reprendre les charges ultimes le moment venu suite à de nombreux cycles de gel-dégel. De ce fait, les méthodes proposées par la norme ANSI/AISC 360-10 ne s'appliquent pas nécessairement aux pylônes tubulaires.

L'Eurocode 3 propose deux méthodes pour le dimensionnement de la plaque d'assise. La première s'applique aux pieds de poteaux soumis uniquement à des efforts normaux tandis que la deuxième est à suivre lorsqu'une combinaison d'efforts normaux et de moments fléchissants est exercée à la base de la colonne [CEN, 2005]. Comme la norme ANSI/AISC 360-10, l'Eurocode 3 considère qu'un coulis de béton est coulé sous la platine et aide à reprendre les efforts de compression. Ainsi, pour les raisons mentionnées précédemment, ces deux méthodes ne s'appliquent habituellement pas à la conception de la plaque d'assise des pylônes tubulaires.

2.1.2 Concept de la ligne de flexion

Dans le cas où il n'y a pas de coulis sous la plaque d'ancrage, les efforts dans la platine peuvent être calculés avec la méthode de la ligne de flexion. La distance libre sous la plaque est limitée à deux fois le diamètre des tiges d'ancrage [ASCE, 2012]. La plaque est

supposée infiniment rigide et les efforts dans les ancrages dépendent de leur distance par rapport au centroïde de la cage d'ancrages. La plaque peut être de forme polygonale ou circulaire afin de s'adapter au nombre d'ancrages requis. La contrainte maximale de flexion dans la plaque survient sur une ligne de flexion tangente à la face du fût si celui-ci est circulaire ou parallèle à la face du fût si ce dernier est de forme polygonale. La figure 2.3 illustre ce concept. Sur cette figure, les ancrages F, I, J et L produisent un effort de flexion dans la plaque. La longueur B_{EFF} correspond à la distance interceptée sur la ligne A-B par les deux angles de 45° partant des ancrages F et L.

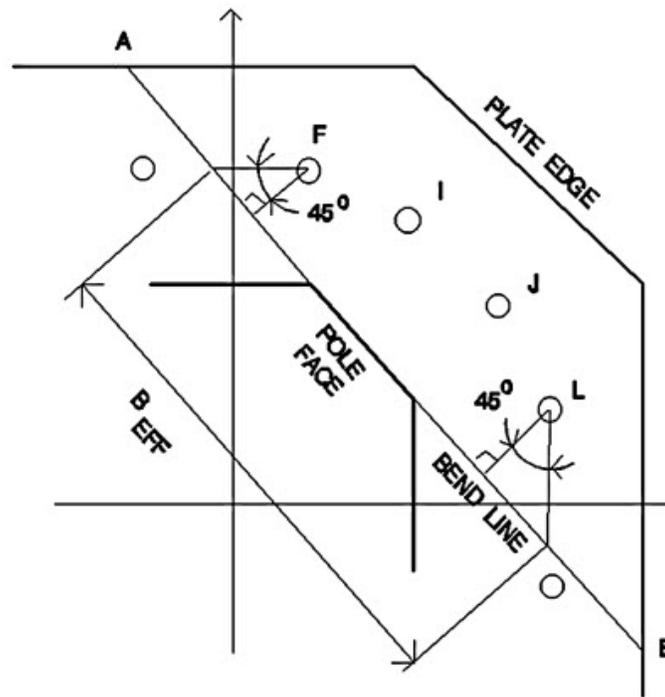


Figure 2.3 Détermination de la ligne de flexion [ASCE, 2012]

Le concept ne s'applique pas si des raidisseurs sont utilisés pour aider à transférer du fût à la platine des charges axiales, des efforts de cisaillement et des moments fléchissants.

2.1.3 Méthode proposée dans l'annexe VI de l'ASCE/SEI 48-11

Actuellement, aucun standard dans l'industrie ne régleme le dimensionnement de la connexion à la base d'un pylône tubulaire. En ce sens, les fabricants ont développé leurs propres méthodes de conception. Dans l'optique d'uniformiser le dimensionnement de cette connexion, l'ASCE/SEI 48-11 propose une méthode de conception. Elle est basée sur le

concept de la ligne de flexion présenté à la section 2.1.2. La méthode présentée dans l'annexe VI de l'ASCE/SEI 48-11 a été développée en analysant et en comparant 23 conceptions provenant de fabricants de pylônes tubulaires. Cette dernière prend en considération les éléments suivants :

- les lignes de flexion à vérifier passent par les faces du fût ;
- les ancrages qui agissent sur chaque face du fût sont ceux qui sont à l'intérieur de la zone délimitée par les vecteurs passant par le centre de gravité du fût et les deux extrémités d'une face ;
- les ancrages dont les trous sont interceptés par les vecteurs agissent à moitié sur une face et à moitié sur une autre face ;
- cette méthode suppose que la plaque est suffisamment rigide pour résister totalement à la flexion.

La méthode proposée par l'ASCE/SEI 48-11 ne prend pas en compte les trous de grande dimension qui altèrent la distribution des déformations dans la plaque. Cependant, la norme mentionne qu'ils doivent être considérés dans la conception de la platine.

Charges axiales dans les ancrages

Les positions des ancrages sont généralement déterminées par les éléments suivants.

- l'espacement minimal requis entre le fût et les écrous pour leur installation selon la norme ANSI/AISC 360-10 [ANSI, 2010] ;
- l'espacement minimal requis entre les ancrages selon la norme ACI 318-14 [ACI, 2014] ;
- le nombre d'ancrages requis pour transférer la charge à la fondation.

La norme ASCE mentionne que la plaque d'appui agit comme un corps infiniment rigide. Cette hypothèse mène à l'équation 2.1 pour calculer la charge axiale (BL_i) dans chaque ancrage.

$$BL_i = \left(\frac{P}{A_{BC}} + \frac{M_x y_i}{I_{BCx}} + \frac{M_y x_i}{I_{BCy}} \right) A_{x(i)} \quad (2.1)$$

Où P est la charge axiale à la base du pylône, M_x est le moment de flexion à la base du pylône par rapport à l'axe X-X, M_y est le moment de flexion à la base du pylône par rapport à l'axe Y-Y, A_{bc} est l'aire nette totale de tous les ancrages, I_{BCx} est l'inertie de la

cage d'ancrages par rapport à l'axe X-X calculée selon l'équation 2.2 et I_{BCy} est l'inertie de la cage d'ancrages par rapport à l'axe Y-Y calculée selon l'équation 2.3.

$$I_{BCx} = \sum_{i=1}^n (A_{n(i)}y_i^2 + I_i) \quad (2.2)$$

$$I_{BCy} = \sum_{i=1}^n (A_{n(i)}x_i^2 + I_i) \quad (2.3)$$

Où $A_{n(i)}$ est l'aire nette d'un ancrage, n est le nombre d'ancrages, I_i est l'inertie propre d'un ancrage, x_i est la distance perpendiculaire entre l'axe Y-Y et l'ancrage et y_i est la distance perpendiculaire entre l'axe X-X et l'ancrage. Généralement, l'inertie propre d'un ancrage est ignorée, car elle ne représente qu'un très faible pourcentage de l'inertie de la cage d'ancrages par rapport à l'axe X-X ou de l'inertie de la cage d'ancrages par rapport à l'axe Y-Y [ASCE, 2012]. La figure 2.4 présente le concept derrière l'équation 2.1.

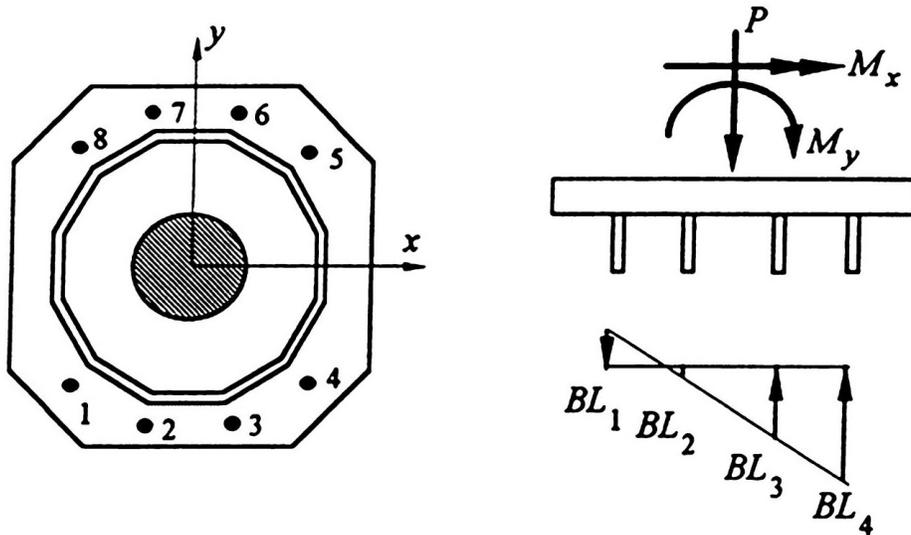


Figure 2.4 Distribution des efforts dans les ancres [ASCE, 2012]

Contrainte dans la plaque d'appui

La figure 2.5 illustre les paramètres nécessaires pour calculer la contrainte de flexion (f_b) dans la plaque d'assise. Elle présente aussi une des douze lignes de flexion possibles. Les efforts dans chaque ancrage doivent être déterminés a priori pour calculer la valeur de f_b . Toutes les combinaisons de chargement doivent être considérées pour déterminer le cas

qui induit les plus grandes charges dans les ancrages. La norme considère que ces ancrages produisent une distribution de flexion uniforme sur toute la longueur effective d'une ligne de flexion (b_{eff}). Pour calculer la valeur de f_b , les paramètres suivants doivent être établis :

- b_{eff} correspond à la longueur de la face du fût ;
- c_i correspond à la plus courte distance entre le centre d'un ancrage AB_i intercepté par les deux vecteurs pointillés et la face du fût ;
- BL_i est la valeur de la charge dans un ancrage AB_i se retrouvant dans la zone intercepté par les deux vecteurs pointillés et la face du fût ;
- t représente l'épaisseur de la plaque.

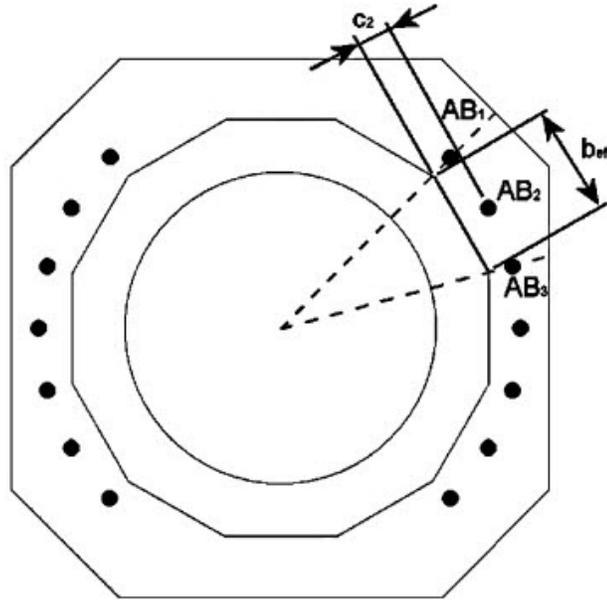


Figure 2.5 Exemple d'une ligne de flexion admissible [ASCE, 2012]

La contrainte de flexion (f_b) sur une ligne de flexion est calculée par l'équation 2.4.

$$f_b = \left(\frac{6}{b_{eff}t^2} \right) (BL_1c_1 + BL_2c_2 + \dots + BL_ic_i) \quad (2.4)$$

Pour le cas illustré à la figure 2.5, la contrainte de flexion f_b est représentée par l'équation 2.5. L'annexe A se base sur la théorie des poutres pour démontrer cette équation.

$$f_b = \left(\frac{6}{b_{eff}t^2} \right) \left(\frac{BL_1c_1}{2} + BL_2c_2 + \frac{BL_3c_3}{2} \right) \quad (2.5)$$

Épaisseur minimale de la platine

L'épaisseur minimale de la plaque d'appui est déterminée en gardant la valeur de f_b sous la limite élastique (F_y) de la plaque. En suivant cette logique, l'équation 2.4 peut être réécrite sous la forme présentée à l'équation 2.6.

$$t_{\min} = \sqrt{\left(\frac{6}{b_{eff}F_y}\right) (BL_1c_1 + BL_2c_2 + \dots + BL_ic_i)} \quad (2.6)$$

En comparant les résultats obtenus de cette méthode avec les 23 conceptions soumis par les fabricants, l'ASCE/SEI 48-11 a déterminé une certaine similitude entre les épaisseurs des platines calculées et celles données par les fabricants. Cependant, aucune méthode ne peut reproduire exactement toutes les conceptions soumises. De plus, l'ASCE précise que cette méthode a été conçue pour des fûts comportant 8 ou 12 faces et qu'actuellement, il n'y a pas assez d'information disponible pour appliquer cette méthode à des fûts circulaires ou comportant 4 ou 16 faces.

2.2 Modélisation par éléments finis

De plus en plus accessible grâce à la montée en puissance des ordinateurs, les modélisations par éléments finis permettent d'analyser le comportement d'une structure de façon détaillée dans le but d'optimiser sa conception. Par contre, les résultats obtenus à l'aide de ces méthodes ne sont valides que si les conditions aux limites, les cas de chargements et les propriétés de la structure soient bien représentées dans le modèle numérique [Wang *et al.*, 2012]. Les sous-sections qui suivent présentent l'état de l'art au niveau de la modélisation de connexions.

2.2.1 Considérations générales

La précision des modélisations par éléments finis dépend de plusieurs facteurs. Le maillage de la structure analysée doit être assez raffiné pour obtenir une bonne représentation des contraintes. Cependant, le fait de raffiner un maillage alourdit le modèle numérique et par conséquent exige des ressources supplémentaires pour exécuter les calculs. Pour pallier à ce problème, Le *et al.* [2008] ont recours à des axes de symétrie pour analyser dynamiquement un poteau supportant une caméra de surveillance routière. Ainsi, en ne modélisant que la moitié de la structure, le temps de calcul diminue. Cependant, cette astuce requiert que la structure à analyser possède au minimum un axe de symétrie.

Le type des éléments finis utilisés joue un rôle important sur la précision des résultats obtenus. De nombreux éléments de types plaques et solides peuvent être utilisés dans le but d'obtenir la répartition des contraintes mécaniques dans une structure. Dans une modélisation volumique, le maillage peut entre autres être composé de tétraèdres ou d'hexaèdres. Gendre et Louf [2013] mentionnent que le choix des éléments composant le maillage est important, car leur type et leur taille déterminent l'allure des champs de déplacements, de déformations et de contraintes. Effectivement, ces champs découlent des fonctions de base qui sont définies par morceaux, sur chaque élément. Par conséquent, la taille et la position des éléments déterminent la délimitation des morceaux, tandis que le type des éléments détermine l'allure de chacun de ces morceaux.

L'utilisation de tétraèdres ou d'hexaèdres du second ordre permet de mieux approximer les arrêtes et les surfaces non rectilignes de la géométrie à mailler. Dès lors, l'allure du champ de contrainte est plus représentative de la réalité. Gendre [2013] mentionne que les éléments hexaédriques du second ordre peuvent représenter des gradients de contraintes avec relativement peu d'éléments et qu'ils sont souvent considérés comme les plus performants des éléments volumiques, mais ils sont moins adaptés aux mailleurs automatiques que les triangles et tétraèdres. Plusieurs auteurs mentionnent que les éléments solides comportant huit noeuds donnent de meilleurs résultats lors d'une modélisation volumique [McCarthy *et al.*, 2005; Roy *et al.*, 2012; Van Duijvendijk *et al.*, 2006]. Les sections qui suivent discutent des recherches effectuées sur les connexions.

2.2.2 Connexion raidie

Les connexions raidies ont par définition recours à des raidisseurs pour aider à transférer les charges et les moments dans le fût à la platine. Ce type de connexion n'est pas couvert par la norme ASCE/SEI 48-11 adressant la conception des pylônes tubulaires en acier. En l'absence de guides, les concepteurs ont recours aux analyses par éléments finis et aux notions de résistance des matériaux pour en arriver à des dimensionnements sécuritaires. Mohan *et al.* [2008] ont utilisé les éléments finis pour étudier le phénomène de voilement local dans le fût des pylônes tubulaires. Pour ce faire, ils ont modélisé numériquement un pylône en entier à l'aide d'éléments plaques. Leur analyse a démontré que les contraintes dans le fût sont supérieures près des raidisseurs. Ces zones sont donc à risque de développer des voilements locaux.

Roy *et al.* [2012] ont eu recours à une étude paramétrique basée sur les éléments finis pour démontrer la possibilité d'améliorer la performance à la fatigue des connexions raidies à la base des structures d'éclairage routières. Cette dernière est contrôlée par des contraintes

aux extrémités des raidisseurs. L'intensité de celles-ci dépend de la rigidité des éléments qui composent la connexion. L'étude analysait les épaisseurs du fût et des raidisseurs, la hauteur des raidisseurs, l'angle des raidisseurs à l'extrémité du fût et l'épaisseur de la plaque d'appui. La figure 2.6 montre l'effet relié à la variation de l'épaisseur des raidisseurs sur la répartition des contraintes dans la connexion.

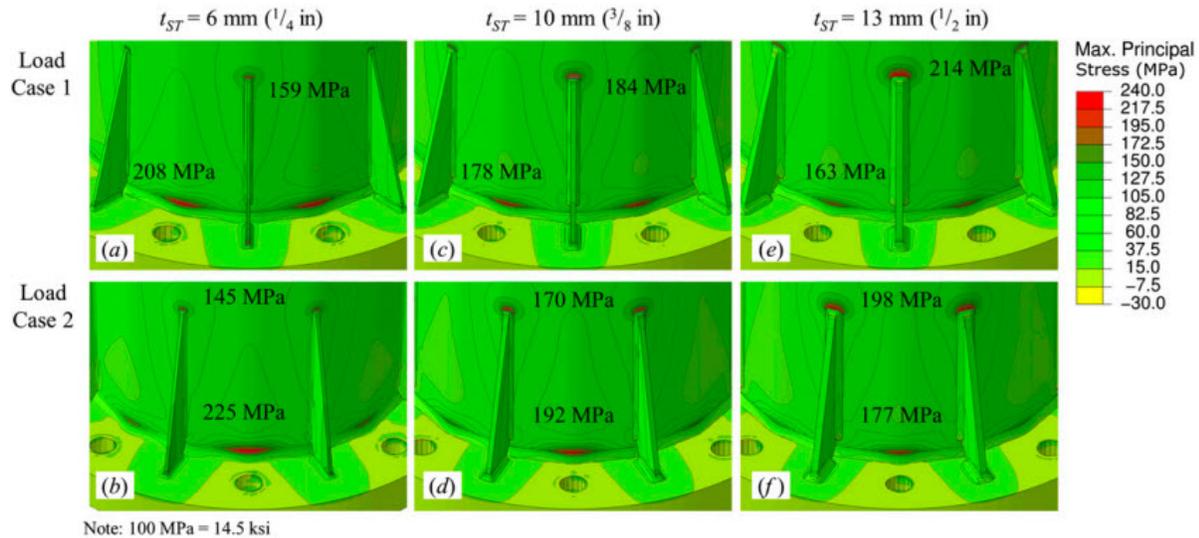
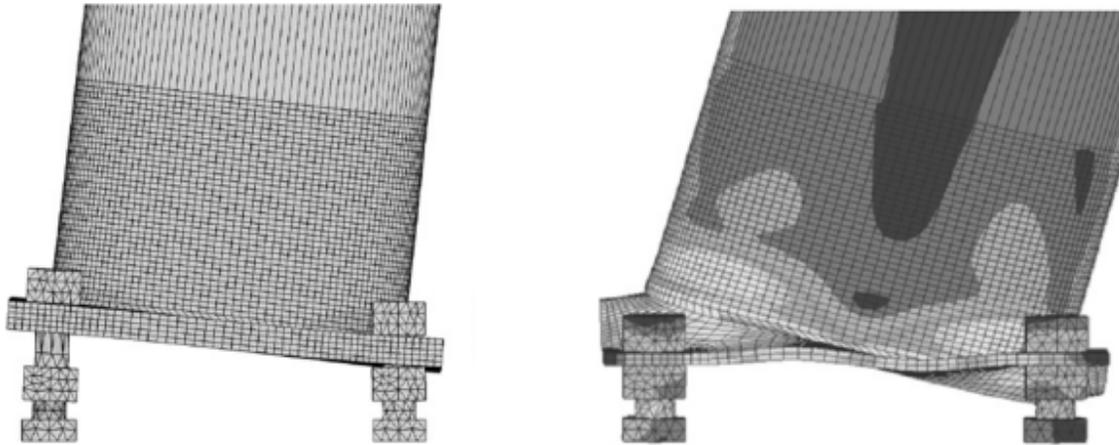


Figure 2.6 Variation de l'épaisseur des raidisseurs [Roy *et al.*, 2012]

2.2.3 Connexion non raidie

Le comportement des connexions boulonnées non raidies n'est pas bien compris et celles-ci sont simplifiées par des éléments rigides dans les dimensionnements conventionnels et dans les analyses des structures d'acier [Lavassas *et al.*, 2003]. La figure 2.7 illustre les deux modes typiques de déformation de la connexion à la base de ces structures suite à un chargement horizontal appliqué au sommet de celles-ci. Ainsi, une plaque d'assise épaisse est supposée suffisamment rigide pour résister totalement à la flexion et les déformations se produisent alors dans les ancrages comme le montre la figure 2.7a. Par contre, une plaque d'appui mince risque de se déformer sous l'effet d'un moment de flexion comme l'illustre la figure 2.7b. Dai *et al.* [2013] mentionnent que cette simplification surestime la rigidité globale de la structure analysée et il a été démontré que les modélisations numériques basées sur les éléments solides permettent de simuler précisément le comportement des connexions boulonnées non raidies. Pour leur part, Le *et al.* [2008] ont démontré que l'épaisseur de la platine influence les modes de déformation des structures tubulaires utilisées pour la surveillance de la circulation routière.



(a) Platine suffisamment rigide pour résister à la flexion et à la déformation des ancrages (b) Rigidité de la platine insuffisante pour résister totalement à la flexion

Figure 2.7 Modes typiques de déformation d'une connexion non raidie [Le *et al.*, 2008]

Plusieurs structures de signalisations routières utilisent des plaques d'acier épaisses pour former leur platine. En l'absence de guides de conception, une étude ayant recours aux éléments finis a été effectuée par Fu et Boulos [1996] dans le but d'élaborer une méthode de dimensionnement relative à ces connexions non raidies propre au département de transport de la ville de New York. L'étude mentionne que la solution la plus efficace pour réduire les contraintes dans la plaque d'appui est d'augmenter son épaisseur.

2.2.4 Contact

Dans les analyses par éléments finis, la modélisation du contact intervient lorsque deux corps solides sont juxtaposés. Ainsi, lors de leur mise en contact, ces deux corps ne s'interpénètrent pas. Au contraire, un effort réciproque est exercé de l'un sur l'autre. Cet effort disparaît lorsque les corps cessent de se toucher. La résolution du problème de contact passe par l'imposition d'une condition aux limites sur certains degrés de liberté de déplacement afin d'empêcher toute interpénétration et par la recherche d'une inconnue supplémentaire, l'effort réciproque s'exerçant entre les deux corps [De Soza, 2015]. La difficulté de ce problème réside dans le fait que la condition à imposer aux déplacements dépend elle-même des déplacements. Ces derniers déterminent en quel point les surfaces des deux corps entrent en contact. Dans la connexion à la base d'un pylône tubulaire, le contact se retrouve généralement au niveau des ancrages et de la platine. Plus précisément, il se retrouve sur les surfaces interceptées par les écrous et la platine. De plus, il intervient

après le glissement des ancrages entre les filets des ancrages et la platine. Le *et al.* [2008] utilisent un algorithme surface à surface pour simuler les interactions entre les ancrages et la plaque d'appui dans la modélisation volumique d'une structure servant à la surveillance du réseau routier. Dans cet algorithme, les surfaces en contact sont définies au début de l'analyse. Pour cette analyse, les surfaces sur les ancrages sont définies comme surfaces esclaves et les surfaces de la platine subissant le contact sont définies comme surfaces maîtres. Asgari *et al.* [2012] ont analysé cinq modèles numériques d'une connexion boulonnée reliant les composantes internes d'une éolienne pour en évaluer sa performance à la fatigue. La variante entre les modèles était la façon dont les ancrages étaient modélisés. L'étude conclut que parmi les cinq modèles développés, celui qui utilisait des éléments solides à huit noeuds pour modéliser les éléments entrant en contact a donné les résultats qui se rapprochaient le plus de ceux obtenus expérimentalement. La même conclusion est tirée dans une étude réalisée par Van Duijvendijk *et al.* [2006] qui portait sur les connexions des pales d'éoliennes.

2.2.5 Prétension

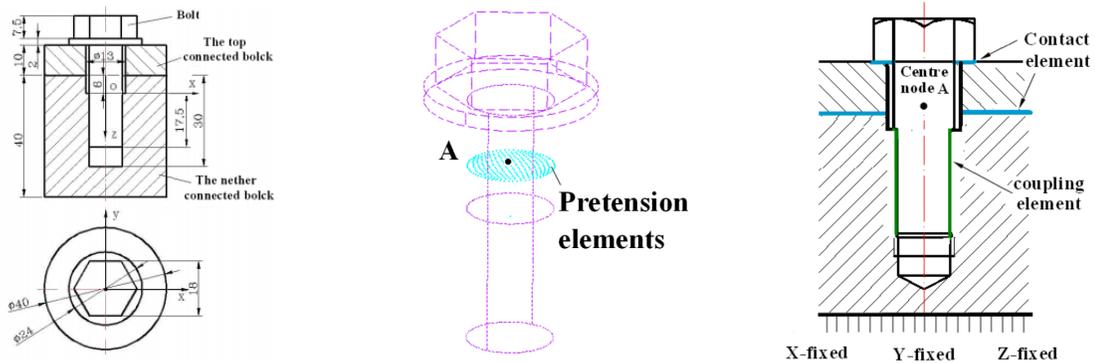
Plusieurs auteurs ont étudié l'effet de la prétension dans une connexion boulonnée. Stallings et Hwang [1992] ont développé un modèle de prétension simple basé sur des changements de température. Dans leur modèle numérique, les boulons sont représentés par des éléments barres. D'abord, le déplacement (d_{ci}) dans les éléments connectés doit être évalué à l'aide d'une analyse par éléments finis. Pour ce faire, il s'agit d'appliquer la charge de prétension sur les éléments connectés par le boulon et de mesurer le déplacement engendré dans l'axe du boulon. Puis, le déplacement dans le boulon (d_{bi}) créé par la charge de prétension doit être évalué à l'aide de l'équation 2.7.

$$d_{bi} = P_{oi} \left(\frac{L}{AE} \right)_i \quad (2.7)$$

Où P_{oi} correspond à la charge de prétension, L est la longueur initiale du boulon mesurée entre la tête du boulon et l'écrou, A représente l'aire de la section transversale du boulon et E est le module d'élasticité du boulon. Enfin, le différentiel de température équivalent (ΔT_i) peut être calculé à l'aide de l'équation 2.8.

$$\Delta T_i = \left(\frac{1}{\alpha L} \right)_i (d_{ci} + d_{bi}) \quad (2.8)$$

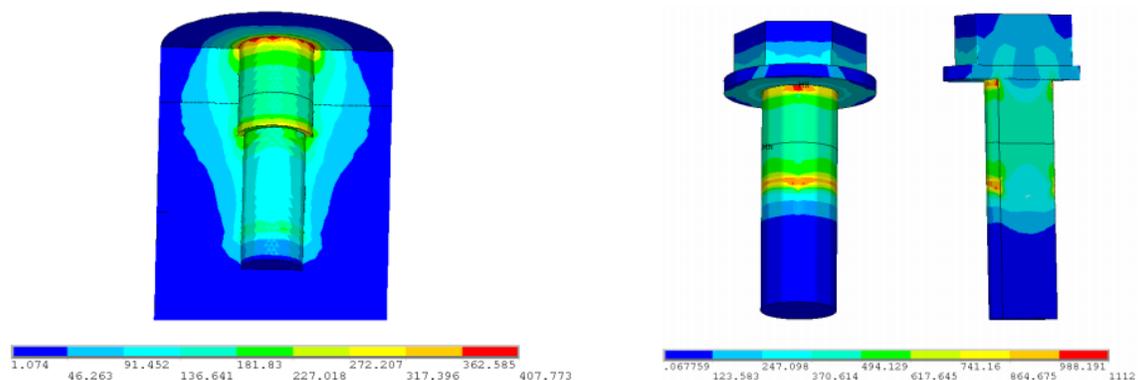
Où α correspond au coefficient de dilatation thermique du boulon. De plus, Kulak et Birkemoe [1993] ont réalisé des études expérimentales sur la prétension dans les domaines du bâtiment et des ponts. La charge de prétension dans chaque boulon correspondait à au moins 70% de sa capacité ultime. Les charges de prétension étaient induites par la méthode du tour d'écrou ou par l'utilisation d'indicateurs directs de tension. D'ailleurs, l'Eurocode 3 suggère d'utiliser la même valeur. Zheng et Xia [2009] ont modélisé en 3D les effets de la prétension sur un boulon connecté à un trou borgne à l'aide du logiciel ANSYS. La géométrie de la connexion est présentée à la figure 2.8a. Les résultats ont été validés à l'aide d'un modèle mathématique. La méthode employée consiste à effectuer une coupe transversale dans le boulon pour ensuite y introduire un élément de prétension comme l'illustre la figure 2.8b. Les conditions frontière et les surfaces de contact sont présentées sur la figure 2.8c.



(a) Géométrie de la connexion (b) Élément de prétension (c) Conditions frontière

Figure 2.8 Prétension dans un trou borgne [Zheng et Xia, 2009]

Les figures 2.9a et 2.9b illustrent respectivement les contraintes calculées selon le critère de Von Mises dans la connexion et dans le boulon après l'application d'une charge de prétension de 55 kN.



(a) Contraintes dans la connexion (MPa) (b) Contraintes dans le boulon (MPa)

Figure 2.9 Répartition des contraintes de Von Mises [Zheng et Xia, 2009]

2.2.6 Non-linéarités liées aux matériaux et à la géométrie

En raison de sa nature, l'acier employé dans la fabrication de pylônes tubulaires a un comportement non linéaire. L'ASCE/SEI 48-11 permet l'utilisation d'une vaste gamme d'acier. Ces aciers doivent être conforme aux spécifications de l'American Society for Testing and Materials et leur module d'élasticité est fixé à 200 GPa. La pertinence de la prise en compte de la plastification dans les modélisations numériques d'une connexion de pylône tubulaire reste à être validée, car la norme ASCE/SEI 48-11 indique que le dimensionnement de cette connexion doit rester dans le domaine élastique de l'acier utilisé. De plus, sa prise en compte peut mener à des problèmes de convergence dans la résolution du modèle numérique. Wallace et Ellison [1973] mentionnent que la résilience est un facteur important dans le choix des aciers utilisés dans les pylônes tubulaires. Comme ces structures sont soumises aux intempéries, les aciers qui les composent doivent être très ductiles à de basses températures afin d'éviter des ruptures fragiles.

Les pylônes tubulaires peuvent être aussi affectés par des phénomènes d'instabilité ou de second ordre puisqu'ils sont composés de sections élancées très flexibles. Elles se traduisent par un changement de la rigidité causé par les grands déplacements et les grandes rotations de la structure. L'ASCE/SEI 48-11 mentionne que les méthodes d'analyse doivent prendre en considération ces non-linéarités. De plus, Le *et al.* [2008] ont démontré que ces non-linéarités influençaient les fréquences naturelles des poteaux d'acier élancés comportant un diamètre variable. Les sections analysées avaient une structure similaire à celle des pylônes tubulaires et de ce fait, ces non-linéarités risquent d'avoir un effet important sur leur comportement puisque les charges longitudinales et transversales transmises par les consoles entraînent des déflexions importantes dans le fût.

2.3 Essais expérimentaux

Actuellement, il n'y pas beaucoup d'information publique portant sur des essais effectués sur des pylônes tubulaires à échelle réelle. Cela s'explique par le fait que les manufacturiers conçoivent en grande partie leur produit et ne diffusent pas leurs méthodes de conception. Des essais expérimentaux sur des colonnes tubulaires à paroi mince ont été réalisés par Godat *et al.* [2012] dans le but d'en évaluer leur stabilité. Ces essais ont permis de mieux caractériser le phénomène de voilement local et ont démontré la possibilité de réaliser des essais sur des sections tubulaires dans les laboratoires de l'Université de Sherbrooke. La section 2.3.1 présente des essais effectués sur des pylônes tubulaires pleine grandeur tandis

que les sections 2.3.2 et 2.3.3 présentent respectivement des essais expérimentaux réalisés sur des connexions raidies et non raidies.

2.3.1 Essais sur des pylônes tubulaires à échelle réelle

Les essais expérimentaux sur des spécimens pleine grandeur sont parfois nécessaires pour vérifier la conception effectuée ainsi que les modèles numériques développés. Ces essais procurent des renseignements importants sur le comportement du pylône soumis à différents cas de chargement. Ils sont généralement réalisés à l'extérieur, car les dimensions des spécimens à tester sont importantes. Ils s'effectuent à l'aide de bancs d'essai pouvant aussi accueillir des pylônes à treillis. Les charges sont appliquées à l'aide de câbles, poulies et treuils comme l'illustre la figure 2.10. Ces essais sont réalisés par les manufacturiers pour certifier leur produit ou par les gestionnaires de réseaux de transport d'énergie électrique lors de la conception d'une nouvelle famille de pylône.



Figure 2.10 Essai à échelle réelle sur un pylône tubulaire biterne de 400 kV [Prasad Rao *et al.*, 2011]

Une modélisation utilisant des éléments plaques a été réalisée par Prasad Rao *et al.* [2011] suite aux essais expérimentaux effectués sur deux pylônes tubulaires. Le premier pylône biterne de 400 kV avait une hauteur de 39.8 m et un diamètre à la base de 1.8 m tandis que le deuxième pylône monoterne de 132 kV avait une hauteur similaire et un diamètre à la base de 1.2 m. Trois cas de chargement ont été réalisés sur le pylône de 400 kV et deux cas

de chargement ont été réalisés sur le pylône de 132 kV. Les deux pylônes comportaient des fûts à 16 côtés. Les résultats expérimentaux ont démontré des déplacements de l'ordre de 50 à 60% supérieurs aux résultats obtenus du modèle numérique. Les auteurs expliquent que cet écart considérable est causé par une rotation importante des collets reliant les consoles au fût dans le cas du pylône biterne. Ces rotations modifiaient les angles d'attache des câbles simulant les charges appliquées sur les consoles. De plus, les efforts mesurés expérimentalement dans les ancrages étaient de 10 à 15% supérieurs à ceux obtenus à l'aide de la modélisation.

Hanson [2000] a réalisé plusieurs essais dans le but de caractériser le comportement de la fondation des pylônes tubulaires dont le fût est directement enterré dans le sol comme les poteaux de distribution en bois. Les pylônes tubulaires utilisés dans les essais avaient un diamètre maximal de 0.97 m et une hauteur maximale de 35.05 m. Cependant, comme mentionnée précédemment, très peu d'information publique est disponible sur des essais effectués sur des pylônes tubulaires utilisés dans les lignes aériennes de transport d'énergie.

2.3.2 Connexion raidie

Mohan *et al.* [2008] ont étudié le phénomène du voilement local sur les pylônes tubulaires. Leur étude était basée sur les résultats expérimentaux d'un pylône de 220 kV. Leur analyse a démontré que les contraintes dans le fût sont supérieures près des raidisseurs au niveau de la connexion avec la fondation. La figure 2.11 illustre le phénomène de voilement local rencontré lors des essais expérimentaux. Suite à cette analyse, les auteurs émettent trois recommandations sur le dimensionnement des raidisseurs. D'abord, la présence d'un raidisseur au centre de chaque face du fût est requise pour assurer une bonne redistribution des efforts dans la connexion. Puis, l'épaisseur de ceux-ci devrait être équivalente à l'épaisseur du fût. Enfin, des raidisseurs supplémentaires sont recommandés aux extrémités de chaque face du fût.

De nombreux essais ont été réalisés sur les structures de signalisations routières et d'éclairages dans le but de caractériser leur comportement face à la fatigue. Roy *et al.* [2012] ont observé que des fissures se créent à la pointe des raidisseurs dans le fût et dans la soudure liant le fût à la platine après un chargement cyclique de longue durée. Pour leur part, Madugula et Davalath [1986] ont conçu la première ligne 230 kV en Amérique du Nord qui utilise des pylônes tubulaires dont les connexions à la base sont raidies. Ils affirment que l'utilisation de raidisseurs permet de réduire considérablement l'épaisseur de la plaque d'appui.



Figure 2.11 Présence de voilement local dans les raidisseurs de la connexion à la base d'un pylône tubulaire de 220 kV [Mohan *et al.*, 2008]

2.3.3 Connexion non raidie

Peu d'information portant des essais effectués sur des connexions non raidies de pylônes tubulaires est disponible dans la littérature. Cependant, comme mentionnés précédemment, plusieurs essais ont été effectués sur les structures de signalisations routières et d'éclairages, car ces structures légères présentent un faible taux d'amortissement et sont sensibles à des oscillations de grandes amplitudes. Parmi ces essais, nombreux portaient sur des connexions non raidies. Aux États-Unis, Roy *et al.* [2010] mentionnent que dix structures utilisées pour l'éclairage des autoroutes se sont écroulées et que soixante autres ont été retirées pour des problèmes de fatigue. Suite à des charges de vents cycliques, des fissures apparaissent dans la soudure liant le fût à la platine [Fisher *et al.*, 1983]. Dans l'objectif d'évaluer la performance à la fatigue de ces connexions, Roy *et al.* [2010] ont développé un banc d'essai permettant d'appliquer de charges horizontales cycliques. Le montage est présenté à la figure 2.12. Les essais ont démontré que pour une connexion non raidie, les paramètres énumérés ci-dessous influencent sa flexibilité.

- l'épaisseur du fût ;

- l'épaisseur de la platine ;
- la présence d'ouverture dans la platine ;
- le nombre d'ancrages ;
- le diamètre du fût ;
- le ratio du cercle des ancrages défini comme étant le diamètre du cercle des ancrages sur le diamètre du fût.

De plus, l'étude conclut que le fait de diminuer la flexibilité de cette connexion augmente significativement sa résistance à la fatigue.



Figure 2.12 Banc d'essai [Roy *et al.*, 2010]

CHAPITRE 3

PHASE EXPÉRIMENTALE

Cette section vise à présenter les résultats de la phase expérimentale du projet de recherche qui s'est déroulée au laboratoire de structures de l'Université de Sherbrooke. Les objectifs principaux à atteindre au terme de cette phase étaient les suivants :

1. étudier le comportement de connexions dimensionnées en utilisant la méthode proposée dans l'annexe VI de l'ASCE/SEI 48-11 ;
2. déterminer le mode de rupture de huit sections de pylône tubulaire mises à l'échelle ;
3. établir une base de validation pour les résultats provenant des modélisations numériques présentées au chapitre 4.

En raison des capacités expérimentales et de contraintes économiques, les essais expérimentaux ont été réalisés sur des spécimens à échelle réduite.

3.1 Choix des spécimens expérimentaux

Les essais se sont concentrés sur des connexions ne présentant aucun coulis de béton sous leur platine et deux raisons justifient ce choix. Dans la pratique courante, ce coulis n'est habituellement pas considéré dans l'analyse structurale [Banville, 2010]. De plus, comme il est mentionné au chapitre 2, il n'est pas garanti qu'un coulis installé à l'origine sera apte à reprendre les charges ultimes le moment venu suite à de nombreux cycles de gel-dégel.

Les connexions testées ne comportaient aucun raidisseur liant le fût à la platine. Roy *et al.* [2012] mentionnent que l'utilisation de raidisseurs peut engendrer des concentrations localisées de contraintes dans le fût et la platine modifiant ainsi le comportement de la connexion. Dans la pratique, leur utilisation peut rendre difficile le serrage des ancrages. Une solution alternative à l'utilisation de raidisseurs est l'utilisation d'une platine plus épaisse.

Dans le but d'étudier le comportement de la connexion à la base d'un pylône tubulaire, un choix doit être fait sur les paramètres à analyser et la section 3.1.1 présente ceux qui ont été retenus. La section 3.1.2 montre le processus utilisé pour la mise à l'échelle des

sections de pylône tubulaire étudiées en laboratoire tandis que la section 3.1.3 présente leurs caractéristiques.

3.1.1 Détermination des paramètres à l'étude

La géométrie d'une connexion à la base d'un pylône tubulaire localisé sur une ligne de transport d'énergie à 315 kV a joué un rôle important dans le choix des paramètres ciblés dans ce projet de recherche. D'ailleurs, une analyse de cette configuration est présentée au chapitre 6. Les paramètres sélectionnés sont intimement reliés à la distribution des contraintes mécaniques dans la plaque d'appui.

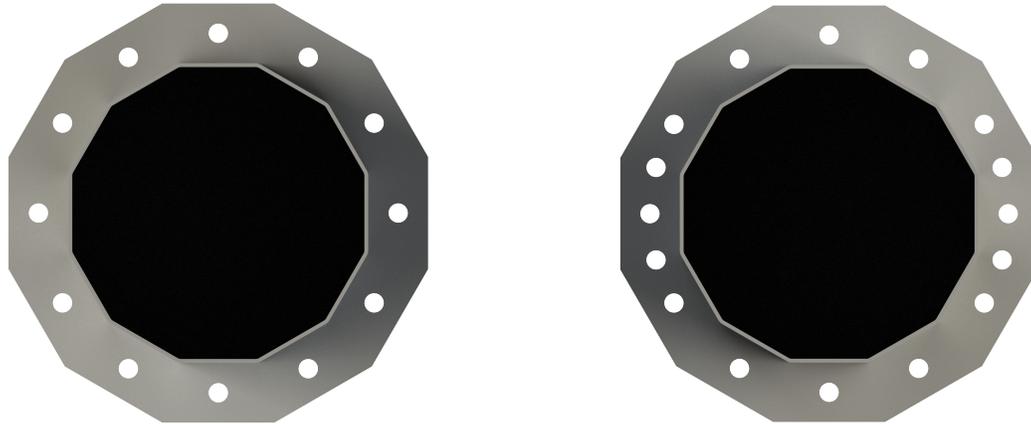
Le premier paramètre concerne l'épaisseur de la platine. Les efforts transmis par le fût font fléchir la platine. Sa rigidité en flexion est directement liée à ce paramètre. En théorie, pour un même chargement, les contraintes à l'intérieur d'une platine dotée d'une faible épaisseur seront plus grandes que celles à l'intérieur d'une platine plus épaisse. Cette sollicitation pourrait entraîner la plastification locale ou globale de l'acier de la platine. Le comportement de la connexion risque d'en être affecté. Au total, trois essais portaient sur ce paramètre. Les épaisseurs retenues sont présentées au tableau 3.2.

Le deuxième paramètre ciblé par les essais est le type de chargement appliqué sur le fût. Deux chargements ont été retenus. Les deux chargements étaient composés d'une charge de cisaillement ainsi que d'un moment de flexion en tête de la portion de pylône tubulaire testé. Pour un même moment de flexion à la base du spécimen à échelle réduite, le premier chargement comportait un effort de cisaillement plus grand que le second chargement. Cependant, le moment en tête appliqué par le premier chargement était inférieur à celui du second chargement. La raison justifiant la sélection de ce paramètre était de varier le temps d'apparition de la rupture en compression du fût.

Le troisième paramètre à l'étude est le nombre d'ancrages connectés à la plaque d'appui. En utilisant un plus grand nombre d'ancrages, situés à la même distance par rapport au centre de gravité de la platine, la distance entre ces derniers est réduite. La flexion de la plaque entre deux ancres est par le fait même réduite. Le comportement de la connexion pourrait être modifié si cette flexion entraîne la plastification localisée de l'acier de la plaque d'assise. Deux essais portaient sur ce paramètre.

Le quatrième paramètre concerne l'utilisation d'une configuration irrégulière des ancres. L'utilisation d'une telle configuration pourrait entraîner des plastifications localisées sur la plaque d'appui. Ce paramètre pourrait aussi affecter la distribution des charges axiales dans les ancres. La figure 3.1a illustre une configuration régulière tandis que la figure 3.1b

présente une configuration irrégulière. Le terme régulier s'emploie quand la distance entre chaque ancrage et le centroïde de la platine est constante. De plus, pour l'employer, l'angle entre chaque ancrage et le centre de gravité de la plaque doit aussi être invariant. Si ces deux conditions ne sont pas respectées, le terme irrégulier est alors utilisé pour décrire la configuration des ancrages. Dans ce cas, il est possible que les inerties calculées selon les directions X-X et Y-Y de la cage d'ancrage ne soient pas identiques. Durant la phase expérimentale, deux essais portaient sur ce paramètre.



(a) Configuration régulière

(b) Configuration irrégulière

Figure 3.1 Configurations des ancrages

3.1.2 Mise à l'échelle

La mise à l'échelle s'appuie sur les relations de similitudes de Cauchy [Bisch *et al.*, 1999, p.61]. Les relations présentées au tableau 3.1 permettent de calculer les propriétés des spécimens à échelle réduite. Dans ce tableau, λ correspond au facteur d'échelle de Cauchy tandis que les indices M et P désignent respectivement le spécimen de référence et le spécimen mis à l'échelle.

Tableau 3.1 Relations de similitudes de Cauchy [Bisch *et al.*, 1999, p.61]

Propriété	Facteur d'échelle	Propriété	Facteur d'échelle
Longueur (L)	$L_M/L_P = \lambda$	Déplacement (d)	$d_M/d_P = \lambda$
Module d'élasticité (E)	$E_M/E_P = \lambda=1$	Masse (m)	$m_M/m_P = \lambda^3$
Masse volumique (ρ)	$\rho_M/\rho_P = \lambda=1$	Contrainte (σ)	$\sigma_M/\sigma_P = \lambda = 1$
Aire (A)	$A_M/A_P = \lambda^2$	Déformation (ϵ)	$\epsilon_M/\epsilon_P = \lambda = 1$
Volume (V)	$V_M/V_P = \lambda^3$	Force (F)	$F_M/F_P = \lambda^2$
Inertie (I)	$I_M/I_P = \lambda^4$	Moment (M)	$M_M/M_P = \lambda^3$

Initialement, ce projet de recherche avait aussi pour objectif d'étudier un mode de rupture engendré par le flambement de la base du fût précipité par la flexion de la platine. En ce sens, deux ratios ont été développés pour évaluer le rapport de rigidité entre la platine et une face du fût. Présentés à l'annexe B, ces ratios ont été considérés dans le processus de mise à l'échelle des sections de pylône tubulaire étudiées en laboratoire. Pour reproduire ce mode de ruine en laboratoire, les aciers utilisés devaient respecter des courbes contrainte-déformation préétablies [Bisch *et al.*, 1999, p.61]. L'analyse de ce mode de rupture a été abandonné. Un mode différent a été observé expérimentalement puisque les courbes contrainte-déformation des aciers fournis par le distributeur diffèrent des courbes préétablies. Se référer à l'annexe C pour plus d'information sur le mode observé en laboratoire.

3.1.3 Spécimens à l'étude

Les principales caractéristiques des huit spécimens étudiés sont présentées au tableau 3.2. Chaque spécimen avait un fût dont le diamètre extérieur et l'épaisseur mesuraient respectivement 250.0 mm et 3.2 mm. Tous les ancrages étaient positionnés sur un cercle dont le centre correspondait au centre de gravité de chaque platine. Le rayon de ce cercle était de 150.0 mm. Les fûts et les platines étaient de forme dodécagonale. La distance entre les faces parallèles appartenant au fût mesurait 175.0 mm. Les trous des ancrages avaient un diamètre de 16 mm. Tous les fûts avaient une hauteur de 2.0 m.

Tableau 3.2 Caractéristiques des spécimens

Spécimen	Épaisseur de la platine	Nombre d'ancrages	Configuration des ancrages
Spécimens A1, A2, A3 & A4	14.0 mm	12	régulière
Spécimen B	12.7 mm	12	régulière
Spécimen C	19.1 mm	12	régulière
Spécimen D	14.0 mm	24	régulière
Spécimen E	14.0 mm	16	irrégulière

Les spécimens A1 et A2 étaient semblables en tous points. Dans des conditions d'essai identiques, ils permettent de vérifier la répétabilité des essais. De plus, ces derniers servaient de base comparative pour les quatre paramètres énoncés à la section 3.1.1. Les spécimens B et C servaient à l'étude de la variation de l'épaisseur de la plaque d'appui tandis que le spécimen D servait à l'étude du paramètre portant sur le nombre d'ancrage.

Les spécimens A3 et A4 servaient à l'étude de l'effet du type de chargement tandis que le spécimen E servait à l'étude d'une configuration irrégulière.

La géométrie des spécimens A1 et A2 est dérivée du pylône étudié au chapitre 6. Le tableau 3.3 compare les propriétés du pylône réel (M) avec celles des spécimens A1 et A2 (P) en utilisant un facteur d'échelle de 5.72 et les relations présentées au tableau 3.1.

Tableau 3.3 Mise à l'échelle de la géométrie des spécimens A1 et A2

Propriété	M	P	M/P	Facteur d'échelle de Cauchy	Écart (%)
Diamètre extérieur du fût*† (m)	1.43	0.25	5.72	$\lambda=5.72$	0.0
Épaisseur du fût* (mm)	16.00	3.18	5.04	$\lambda=5.72$	-11.9
Hauteur du fût considérée (m)	11.44	2.00	5.72	$\lambda=5.72$	0.0
Largeur d'une face du fût* (mm)	383.00	67.00	5.72	$\lambda=5.72$	0.0
Aire transversale du fût* (mm ²)	72645.14	2519.80	28.83	$\lambda^2=32.72$	-11.9
Inertie du fût* (m ⁴)	1.86E-02	1.96E-05	947.45	$\lambda^4=1070.49$	-11.5
Diamètre de la platine† (m)	1.76	0.35	5.03	$\lambda=5.72$	-12.1
Épaisseur de la platine (mm)	85.00	14.00	6.07	$\lambda=5.72$	6.1

* Propriété calculée ou mesurée à la base du fût

† Plus courte distance entre deux côtés parallèles

Dans le processus de mise à l'échelle, il n'a pas été possible de respecter parfaitement le facteur d'échelle de Cauchy pour certaines propriétés des spécimens A1 et A2. Trois facteurs permettent d'expliquer les écarts observés au tableau 3.3. D'abord, les spécimens à échelle réduite doivent être en acier. Le choix restreint des épaisseurs de feuilles et de plaques laminées à chaud disponibles sur le marché explique l'écart observé sur l'épaisseur du fût et de la platine. Puis, les spécimens doivent être conformes à la norme ASCE/SEI 48-11. Enfin, les capacités du banc d'essai expérimental présenté à la section 3.3.1 sont limitées. En considérant ces trois facteurs ainsi que les écarts observés au tableau 3.3, la mise à l'échelle est jugée adéquate.

3.2 Caractérisation des matériaux

Des coupons ont été prélevés sur chacun des lots d'acier utilisés dans la phase expérimentale dans le but de déterminer leurs propriétés. Les courbes contrainte-déformation

provenant des essais de traction réalisés sur ces coupons sont présentées à l'annexe D. Au total, l'assemblage des huit spécimens expérimentaux a nécessité quatre épaisseurs d'acier différentes. Trois coupons ont été prélevés et testés par lot d'acier. Chaque épaisseur d'acier constitue un lot. De plus, quatorze coupons ont été prélevés sur l'acier qui compose les ancrages. Pour chaque lot d'acier, un module élastique moyen (E), une limite élastique moyenne (F_y) et une limite ultime moyenne (F_u) sont calculés à partir des résultats des essais de traction. Ces valeurs sont présentées au tableau 3.4.

Tableau 3.4 Points caractéristiques des aciers utilisés

Composante	E (GPa)	F_y (MPa)	F_u (MPa)
Platine spécimens A1 & A2	203.4	411.4	544.1
Platine spécimens A3 & A4	210.4	362.4	511.7
Platine spécimen B	184.3	368.5	514.6
Platine spécimen C, D & E	210.4	362.4	511.7
Fûts	203.1	264.9	368.5
Ancrages	210.8	1052.8	1142.7

Il est important de mentionner que les ancrages ont été dimensionnés pour demeurer dans le domaine élastique de l'acier qui les compose au cours des huit essais. En tout, quinze ancrages sont instrumentés à l'aide de jauges. Les déformations lues par celles-ci ne sont valides que si l'acier des ancrages ne plastifie pas. Plus d'information est donnée à la section suivante sur l'instrumentation utilisée durant les essais.

3.3 Banc d'essai mécanique

La plateforme utilisée dans le cadre de ce projet de recherche a été développée par le groupe de recherche HQ/RTE pour le programme d'essais hybrides sur des pylônes à treillis [Loignon *et al.*, 2016]. La figure 3.2 présente la station d'essai à trois degrés de liberté physiques, soit deux translations et une rotation. Localisés au point mobile, ces degrés de liberté permettent d'appliquer un moment de flexion, une charge axiale et un effort de cisaillement à la section de pylône installée dans le banc d'essai. La station d'essai se compose principalement d'une poutre de transfert, de six servovérins hydrauliques et de deux colonnes. Elles servent de support aux vérins.



Figure 3.2 Station d'essai à trois degrés de liberté [Loignon *et al.*, 2016]

La figure 3.3 montre une section de pylône tubulaire installée dans la station ainsi que les trois degrés de liberté. Les efforts sont considérés positifs tel qu'ils sont illustrés sur la figure 3.3.

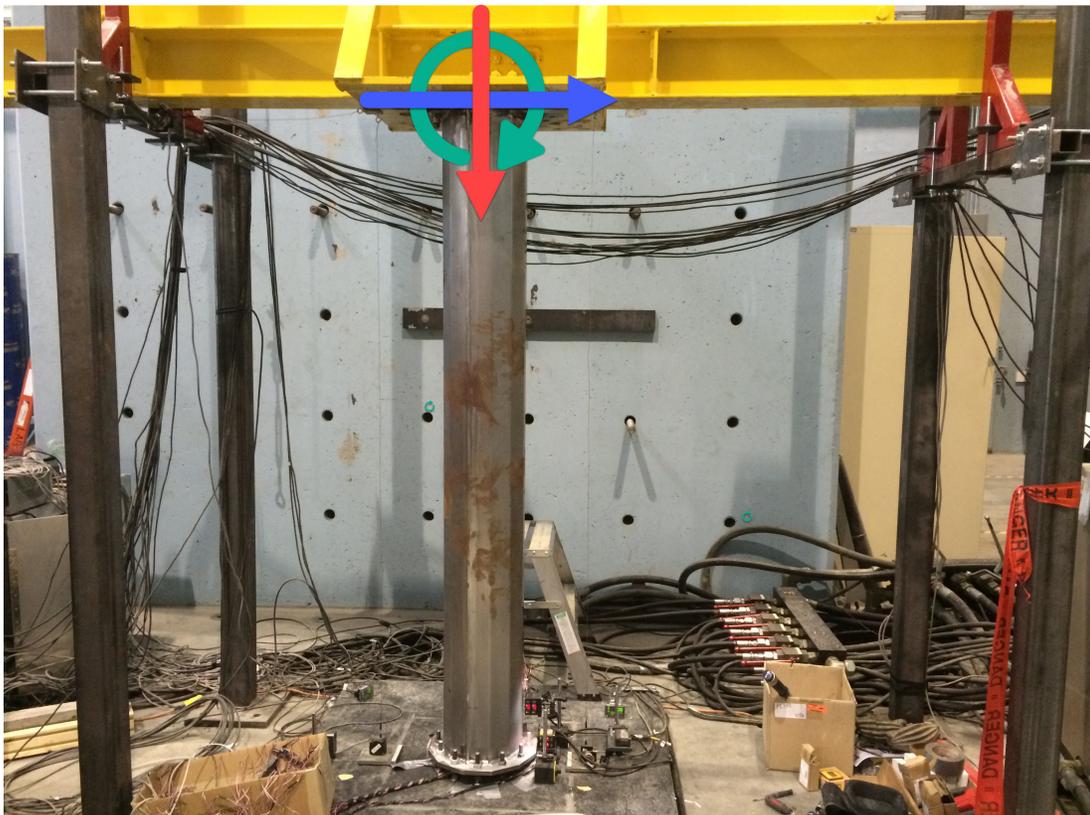


Figure 3.3 Section de pylône tubulaire mise à l'échelle

Plus d'information sur le montage peut être obtenu en consultant la section 3.1.1 du rapport rédigé par Loignon *et al.* [2016] sur le développement d'un protocole d'essai hybride par sous-structuration pour les pylônes à treillis.

3.3.1 Capacité du banc d'essai

La station d'essai mécanique permet d'accueillir des spécimens dont la taille est au plus deux mètres de hauteur. Le tableau 3.5 énumère les combinaisons de chargement pouvant être appliquées au sommet de chaque spécimen expérimental pour un contrôle de la station effectué en force.

Tableau 3.5 Capacités du banc d'essai

Cas de chargement	Capacité
Compression	-20.0 kN
Traction	20.0 kN
Flexion	50.0 kN·m
Cisaillement	10.0 kN
Cisaillement et flexion	10.0 kN et 55.0 kN·m

Les quatre vérins verticaux contrôlent le moment de flexion et la charge axiale appliqués au point mobile. Le moment maximum est obtenu en appliquant une charge axiale nulle et vice-versa. Il est à noter que les efforts appliqués au point mobile sont obtenus à l'aide d'un calcul vectoriel. De cette façon, l'inclinaison des vérins suite à la rotation de la poutre jaune est prise en compte. De plus, le moment maximal à la base du spécimen est obtenu en appliquant la charge maximale permise par la paire de vérins horizontaux combinée au moment maximal engendré par les quatre vérins verticaux. Le moment résultant à la base est de l'ordre de 75.0 kN·m pour un spécimen doté d'une hauteur de deux mètres. Les capacités du banc d'essai ont permis d'étudier les modes de rupture de chaque spécimen. Ces modes sont présentés à l'annexe C.

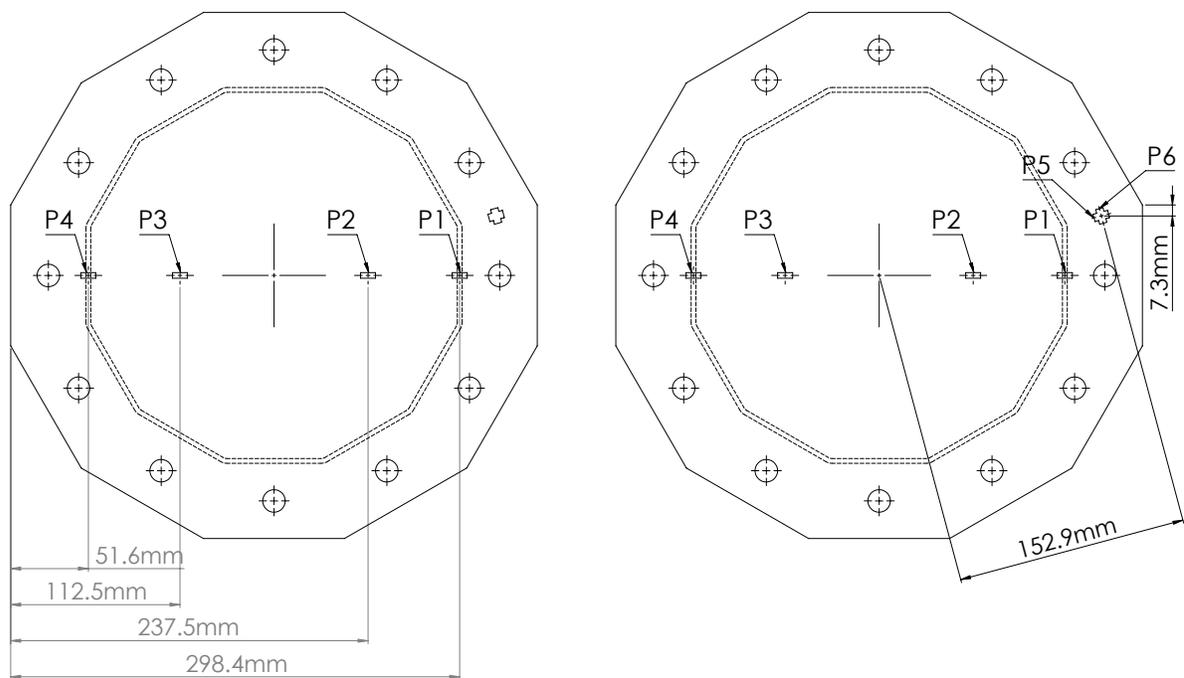
3.3.2 Instrumentation

L'instrumentation utilisée au cours de la phase expérimentale du projet de recherche se sépare en cinq catégories. Elle se compose de jauges de déformation, de capteurs de déplacement laser, de potentiomètres, d'ancrages instrumentés et de cellules de forces. Deux systèmes ont été utilisés en parallèle pour acquérir les données expérimentales. Un des

capteurs était connecté aux deux systèmes d'acquisition pour synchroniser les données. L'acquisition s'est faite à une fréquence de 2 Hz. Plus d'information sur chaque type de capteurs est présentée dans les sections qui suivent.

Jauges

Afin de quantifier les déformations engendrées par la flexion de la platine, quatre jauges uniaxiales ont été installées sous la platine de chaque spécimen. L'axe de lecture de ces jauges est colinéaire avec le plan formé par la poutre jaune et les colonnes rouges du banc d'essai expérimental présenté à la figure 3.2. La figure 3.4a montre les positions des jauges P1, P2, P3 et P4. Il est à noter que ces positions sont identiques pour les huit sections de pylône tubulaire testées en laboratoire. La jauge P1 est située sous une face du fût sollicitée en compression suite à l'application de la combinaison d'un moment de flexion positif et d'un effort de cisaillement positif au point mobile. Les jauges P1 à P4 sont de marque *MICRO-MEASUREMENTS* et leur numéro de modèle est C2A-06-125LW-350.



(a) Position des jauges P1 à P4

(b) Position des jauges P5 et P6

Figure 3.4 Positions des jauges (platine, vue de dessous)

Des jauges supplémentaires (P5, P6, P7 et P8) ont été installées dans le but de quantifier les déformations engendrées par la flexion de la platine entre deux ancrages. La figure 3.4b illustre les positions des jauges P5 et P6. L'axe de lecture de la jauge P5 est colinéaire avec le rayon du cercle d'ancrages. L'axe de lecture de la jauge P6 est perpendiculaire celui

de la jauge P5. Ces deux jauges sont localisées sous la platine. Les jauges P7 et P8 sont localisées sur la face de la platine soudée au fût. Les axes de lecture des jauges P7 et P8 et leurs positions sont identiques à ceux des jauges P5 et P6. Les jauges P5 à P8 sont de marque *KYOWA*. Leur numéro de modèle est KFG-2-120-D16-11L3M3S et elles sont des jauges biaxiales.

Capteurs de déplacement laser

Six capteurs de déplacement laser ont été utilisés au cours de la phase expérimentale. Ils étaient excités à 24.0 V par une source d'énergie externe. Ils sont encadrés en vert sur la figure 3.6. Le capteur K1 mesurait le déplacement de la platine pouvant être causé par le glissement et la flexion des ancrages. Sa cible est illustrée à la figure 3.5b. Les capteurs K2, 10A, 10B suivaient les déplacements de trois points localisés au bas d'une face du fût sollicitée en compression suite à l'application graduelle de la combinaison d'un moment de flexion positif et d'un effort de cisaillement positif au point mobile. La figure 3.5a illustre les positions horizontales de leurs cibles ainsi que leurs élévations par rapport à la face supérieure de la plaque d'ancrage. Les capteurs K1 et K2 sont de marque *Keyence* et leur plage de lecture va de 160 à 450 mm. Les capteurs 10A et 10B sont de marque *Panasonic* et leur plage de lecture est de 50 ± 10 mm.

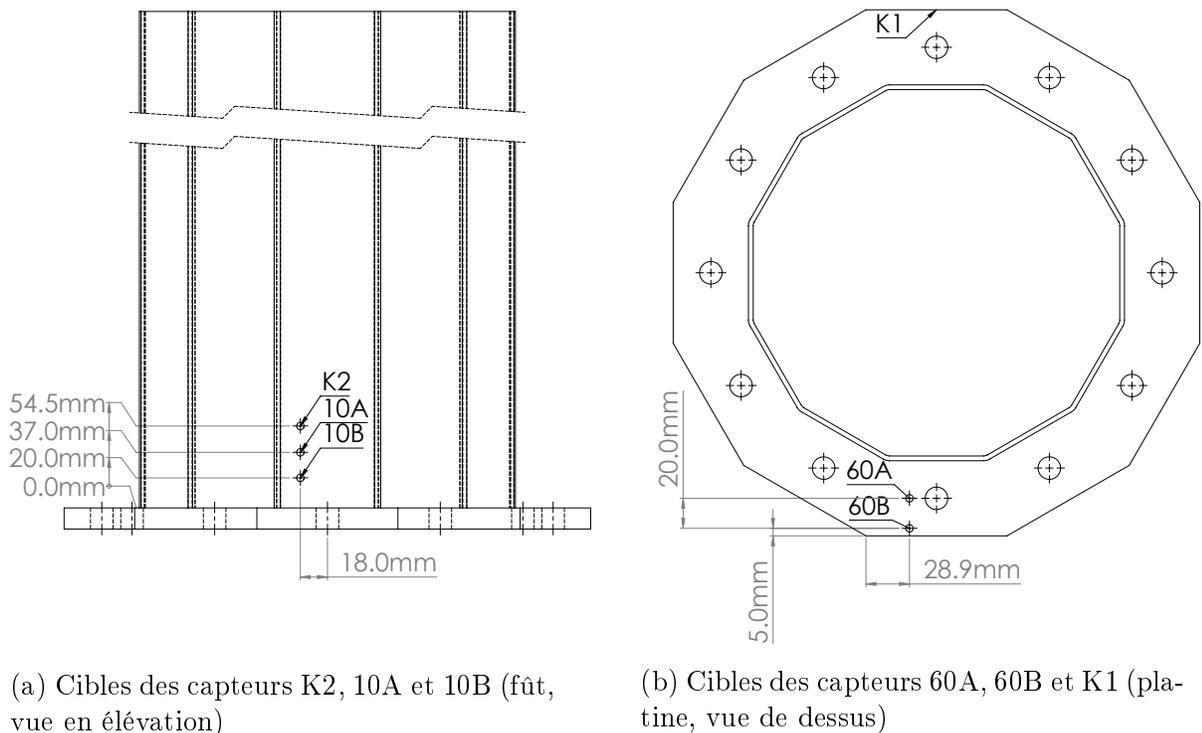


Figure 3.5 Cibles des capteurs de déplacement laser

Les capteurs 60A et 60B mesuraient les déplacements de deux points positionnés sur la face supérieure de la platine. Ces deux capteurs sont de marque *Panasonic* et leur plage de lecture est de 120 ± 60 mm. La figure 3.5b montre les positions de leurs cibles. Chaque capteur a été calibré et les courbes de calibrations sont présentées à l'annexe E. L'annexe présente aussi le protocole expérimental respecté au cours des calibrations ainsi que les propriétés de tous les capteurs. Il est à noter que les positions des six cibles sont identiques pour les huit sections de pylône tubulaire testées au cours de la phase expérimentale de ce projet de recherche.

Potentiomètres

Afin de mesurer le déplacement vertical (DZ) ainsi que la rotation (DRX) de la poutre jaune au point mobile, deux potentiomètres dotés d'une course de 50.4 mm ont été utilisés. Ces derniers sont encadrés en rouge sur la figure 3.6.

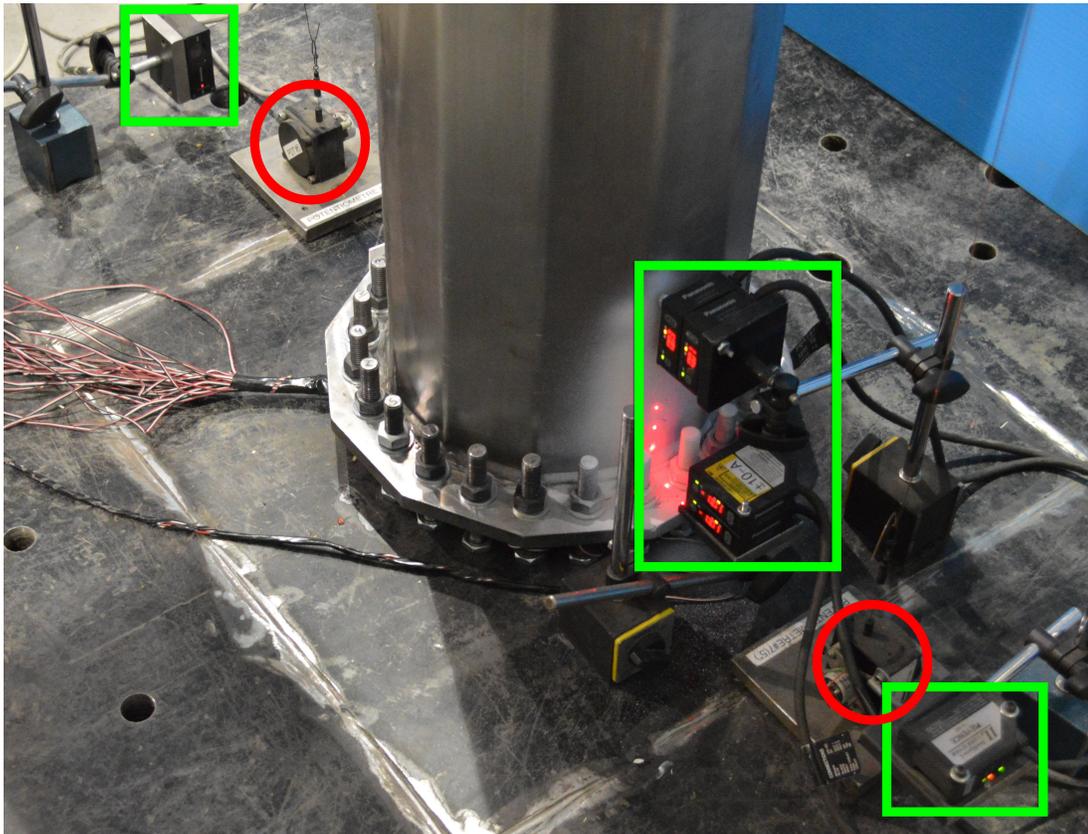


Figure 3.6 Capteurs de déplacement laser et potentiomètres verticaux

Dans l'objectif de mesurer le déplacement longitudinal (DY) de la poutre jaune au point mobile, un potentiomètre ayant une course de 127.0 mm a été utilisé. Il est encadré en vert sur la figure 3.7. Les points d'attache des potentiomètres verticaux et horizontaux sont encadrés en rouge sur cette même figure.



Figure 3.7 Position du potentiomètre horizontal et points d'attache des trois potentiomètres

De fins fils d'acier permettent de connecter les potentiomètres à la semelle inférieure de la poutre de transfert. Les courbes de calibrations des potentiomètres sont présentées à l'annexe F. L'annexe présente aussi le protocole expérimental respecté au cours des calibrations ainsi que les propriétés de tous les potentiomètres. Les trois potentiomètres étaient de marque *Celeco* et étaient excités à 10.0 V par une source d'énergie externe.

Ancrages

Au total, 24 ancrages ont été utilisés au cours des essais expérimentaux. Ils proviennent de tiges filetées de grade 10.9. Elles sont dotées d'un diamètre nominal de 14.0 mm et ont une longueur de 125 mm. Afin de connaître les efforts axiaux qui transitent dans certains ancrages au cours de la phase expérimentale, 15 ancrages étaient instrumentés à l'aide de jauges uniaxiales. Ces dernières sont illustrées à la figure 3.8 et permettent de mesurer les déformations axiales que subit un ancrage lorsqu'il est sollicité en traction ou en compression.



Figure 3.8 Encastrement des ancrages

Les courbes de calibration des ancrages instrumentés sont présentées à l'annexe G. De plus, les propriétés caractéristiques de l'acier qui compose les ancrages sont présentées à la section D.2. Les ancrages sont encastrés dans une plaque d'acier qui repose sur la dalle du laboratoire de structures de l'Université de Sherbrooke. Dans l'objectif d'éliminer le jeu possible entre les filets des ancrages et les trous filetés sur cette plaque, des demi-écrous permettent de mettre en tension les sections d'ancrages vissés dans la plaque d'acier qui repose sur la dalle. Ces écrous sont illustrés à la figure 3.8. Pour tous les essais, la distance entre la face inférieure de la platine et les appuis encastrés des ancrages était de 40.0 mm. La figure 3.9 présente la numérotation des ancrages qui est utilisée dans le présent document.

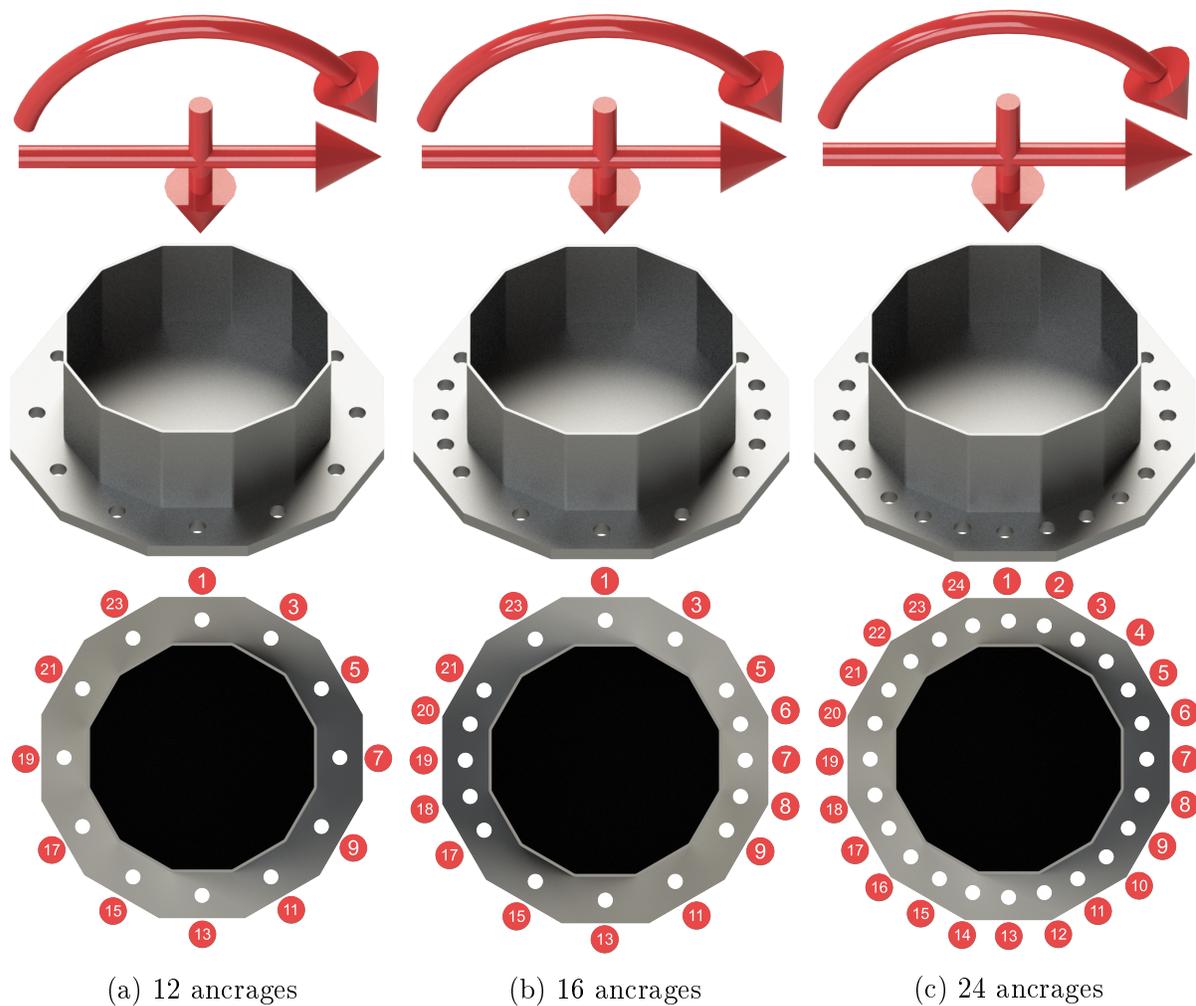


Figure 3.9 Numérotation des ancrages

Plus précisément, la numérotation illustrée à la figure 3.9a s'applique aux spécimens A1, A2, A3, A4, B et C. Celle présentée à la figure 3.9c concerne le spécimen D tandis que celle montrée à la figure 3.9b se rapporte au spécimen E. De plus, les efforts sont considérés positifs tel qu'ils sont illustrés sur la figure 3.9.

Cellules de force

La position de la poutre de transfert est régie par l'action combinée de trois paires de servovérins hydrauliques. Une rotule à chaque extrémité permet la transmission d'effort axiale seulement à la poutre. Chaque vérin est instrumenté à l'aide d'une cellule de charge d'une capacité nominale de ± 5.0 kN et permet un déplacement de ± 76.2 mm. Le mode de fonctionnement choisi pour le contrôle des vérins utilise une rétroaction sur la force. Un calcul vectoriel permet de rapporter les efforts induits par les paires de vérins au point mobile. Ce calcul prend en considération la rotation de la poutre jaune. Plus d'information sur le fonctionnement des vérins peut être obtenu en consultant la section 3.1.1 du rapport portant sur le développement d'un protocole d'essai hybride par sous-structuration pour les pylônes à treillis [Loignon *et al.*, 2016].

3.4 Assemblage des spécimens expérimentaux

L'assemblage des spécimens à échelle réduite s'est fait par étapes. Dans le but de réduire les erreurs, chaque étape était réalisée sur tous les spécimens avant de passer à la suivante. Toutes les platines et les sections de fût ont été découpées à l'aide d'un outil à commande numérique. Pour faciliter la construction des huit spécimens, un banc d'assemblage a été développé. Ce dernier est illustré à la figure 3.10.



Figure 3.10 Banc d'assemblage

En plus des propriétés énoncées à la section 3.1.3, une seconde platine d'une épaisseur de 19.1 mm est soudée à l'extrémité supérieure de chaque spécimen. À l'aide de 12 boulons, elle assure la liaison avec la poutre de transfert. Le banc d'assemblage permet de maintenir les platines et une des deux sections du fût pendant la réalisation de points de soudure. La deuxième section du fût est ensuite fixée à l'aide de points de soudure. L'étape finale consiste à réaliser les cordons de soudure passant par tous les points de soudure. Des essais de traction sur des éprouvettes ont permis de valider les dimensions des cordons de

soudure utilisés. Les soudures qui reliaient les deux sections du fût avaient un rayon moyen de 6 mm et ont été réalisées en une passe. Celles qui liaient les platines au fût avaient un rayon moyen de 8 mm et ont été réalisées en trois passes.

3.5 Protocole expérimental

Le protocole suivant a été respecté pour tous les spécimens testés.

1. à l'aide du système de contrôle *MTS*, allonger les paires de vérins verticaux à leur longueur maximale afin de maximiser le dégagement entre la poutre de transfert et la plaque d'acier qui repose sur la dalle du laboratoire ;
2. s'assurer qu'un demi-écrou est présent sur chaque ancrage ;
3. visser les ancrages dans la plaque d'acier reposant sur la dalle selon la configuration testée ;
4. à l'aide d'un multimètre, vérifier les résistances des ancrages instrumentés en quart de pont et en demi-pont ;
5. brancher chaque ancrage au système d'acquisition ;
6. à l'aide d'une clé à fourche, serrer les demi-écrous afin de mettre en tension les sections d'ancrages encastrées dans la plaque d'acier reposant sur la dalle du laboratoire ;
7. mettre un écrou et une rondelle à chaque ancrage ;
8. pour les ancrages 1, 7, 13 et 19, ajuster la distance entre la face supérieure de la rondelle et la plaque reposant sur la dalle de sorte qu'il y ait 40.0 mm entre celles-ci ;
9. pour le reste des ancrages, ajuster cette distance à 37.0 mm ;
10. installer le spécimen à tester dans le banc d'essai de façon à ce que l'une des soudures longitudinales du fût se retrouve entre les ancrages 11 et 15 ;
11. vérifier qu'aucun fil n'est coincé entre la platine et les rondelles ;
12. en manipulant les écrous des ancrages 1, 7, 13 et 19, mettre à niveau le spécimen ;
13. mettre une rondelle et un écrou supplémentaires sur chaque ancrage ;
14. serrer les écrous des ancrages 1, 7, 13 et 19 avec un couple de 45.0 kN·m ;

15. ajuster manuellement les autres ancrages et serrer leurs écrous avec un couple de 45.0 kN·m ;
16. à l'aide d'un multimètre, vérifier les résistances des jauges P1 à P4 et s'il y a lieu, celles des jauges P5 à P8 et brancher ces jauges au système d'acquisition ;
17. à l'aide du système de contrôle *MTS*, déposer doucement la poutre jaune sur le spécimen ;
18. connecter la poutre de transfert au spécimen à l'aide de 12 boulons à tête cylindrique comportant six pans creux dotés d'un diamètre nominal de 15.9 mm et serrer ces boulons avec un couple de 100.0 kN·m ;
19. brancher les trois potentiomètres à une source d'énergie externe excitée à 10.0000 V ;
20. connecter les potentiomètres à la poutre de transfert à l'aide de fins fils d'acier comme il est illustré à la figure 3.7 ;
21. brancher les six capteurs de déplacement laser à une source d'énergie externe excitée à 24.0000 V et ajuster les positions des capteurs pour que leurs cibles correspondent à celles illustrées à la figure 3.5 ;
22. connecter les potentiomètres et les capteurs de déplacement laser au système d'acquisition ;
23. effectuer un « zéro numérique » sur les cellules de charges, les capteurs de déplacement laser, les potentiomètres, les ancrages et les jauges P1 à P8 ;
24. mesurer la hauteur du point mobile et des points d'attache des paires de vérins ;
25. entrer ces données dans le fichier de configuration du *CRio* qui agit à titre de système d'acquisition et démarrer les deux systèmes d'acquisition ;
26. effectuer un test d'acquisition afin de valider que toute l'instrumentation fonctionne ;
27. démarrer l'essai en utilisant un contrôle en force sur les paires de vérins ;
28. par incrément de charge axiale de 50 N, augmenter graduellement les charges dans les vérins ;
29. entre chaque incrément, attendre que les charges se stabilisent dans les vérins ;
30. noter le chargement au point mobile qui a mené à la ruine du spécimen et arrêter les systèmes d'acquisition.

3.6 Exemple de résultats expérimentaux

Quatre types de résultats sont analysés à partir des résultats expérimentaux. Ils sont présentés à l'aide de graphiques au cours des sections 3.6.1 à 3.6.4. Seul le spécimen B est traité dans ces sections. Les efforts qui transitent dans la connexion à la base du fût sont indiqués dans le titre de chaque graphique. Ils permettent d'étudier le comportement de cette connexion en gardant l'acier du fût dans son domaine élastique. L'objectif de ces sections est d'expliquer comment les résultats sont extraits et présentés sous forme de graphiques. L'ensemble des résultats est présenté au chapitre 5.

3.6.1 Efforts axiaux dans les ancrages

Tous les ancrages étaient instrumentés pendant l'essai sur le spécimen B. La figure 3.11 illustre les efforts axiaux dans chaque ancrage. Sur cette figure, l'effort axial est considéré négatif quand l'ancrage est en compression. Les abscisses représentent les numéros des ancrages. Se référer à la figure 3.9 pour plus d'information sur la numérotation des ancrages. Afin de ne pas surcharger la figure, les résultats de l'essai en question sont nommés *Exp. B*.

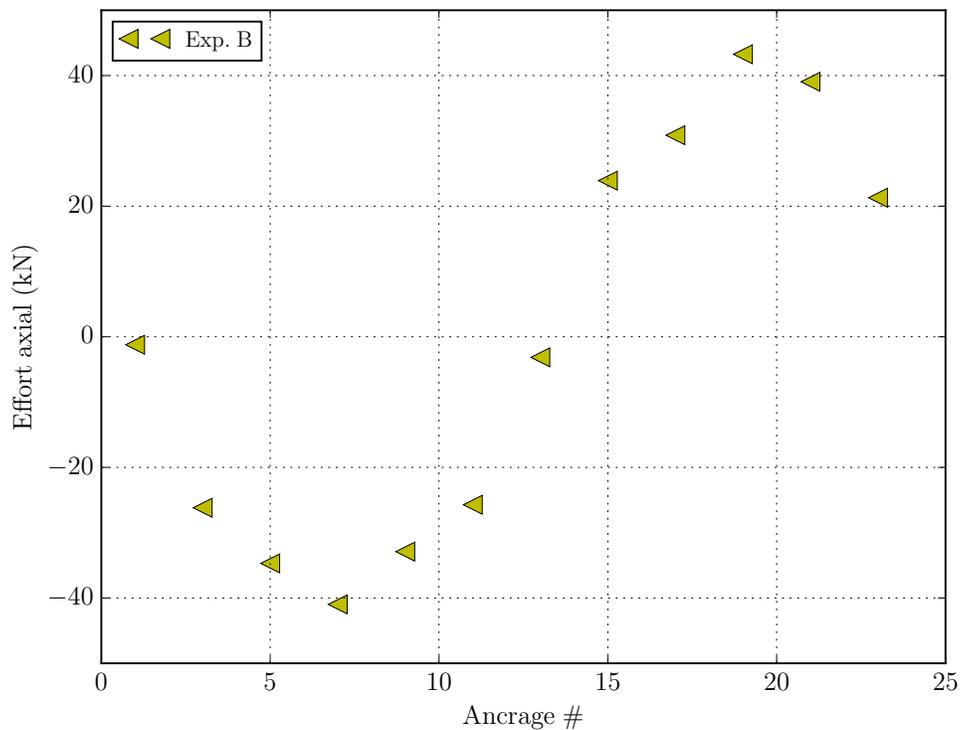


Figure 3.11 Spécimen B : Efforts dans les ancrages sous l'action d'un moment, d'un cisaillement et d'une charge de compression à la base du fût valant respectivement 40.00 kN·m, 5.37 kN et 0.28 kN (résultats expérimentaux seulement)

3.6.2 Déplacements au point mobile

Les déplacements au point mobile sont illustrés à la figure 3.12. Sur cette figure, DY, DZ et DRX indiquent respectivement les déplacements transversal et vertical ainsi que la rotation de la poutre de transfert au point mobile. Les deux déplacements et la rotation sont positifs tel qu'ils sont illustrés à la figure 3.3. De plus, les résultats de l'essai en question sont nommés *Exp. B*. L'absence de déplacement vertical (DZ) est liée au faible effort de compression.

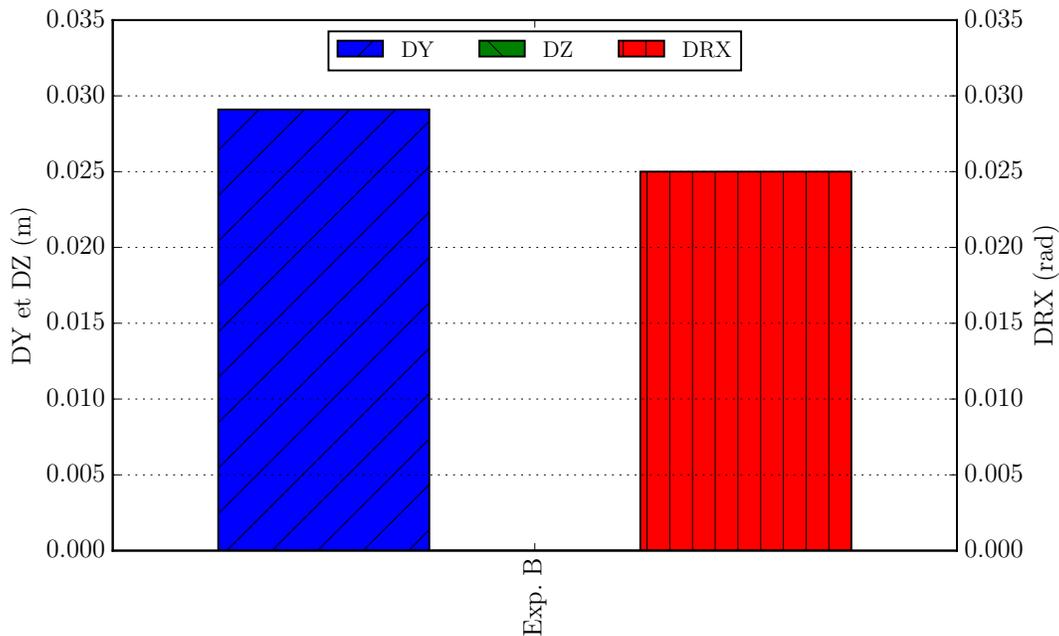


Figure 3.12 Spécimen B : Déplacements au point mobile sous l'action d'un moment, d'un cisaillement et d'une charge de compression à la base du fût valant respectivement 40.00 kN·m, 5.37 kN et 0.28 kN (résultats expérimentaux seulement)

3.6.3 Déformation de la platine

La figure 3.13 montre les déformations mesurées dans les jauges P1, P2, P3 et P4. La figure 3.4 illustre leurs positions sous la platine. Lorsqu'une jauge est comprimée, la déformation mesurée est négative tandis qu'une déformation positive est mesurée lorsqu'une jauge est étirée. Les jauges P1 à P4 permettent de mesurer les déformations de la plaque d'appui sur un axe parallèle à la poutre de transfert. La figure 3.14 montre les déformations mesurées par les jauges P5 à P8.

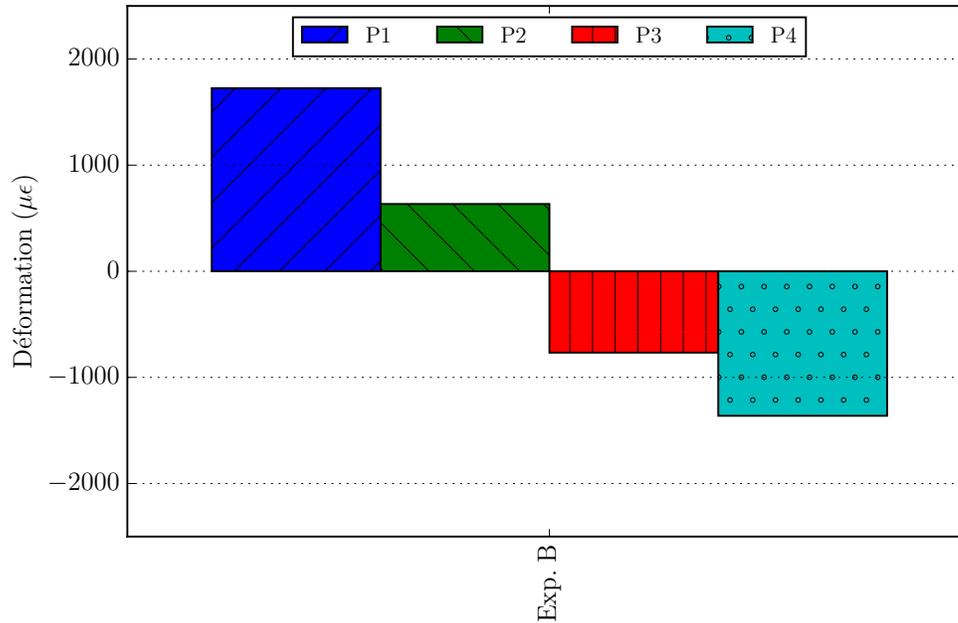


Figure 3.13 Spécimen B : Déformations dans les jauges P1 à P4 sous l'action d'un moment, d'un cisaillement et d'une charge de compression à la base du fût valant respectivement 40.00 kN·m, 5.37 kN et 0.28 kN (résultats expérimentaux seulement)

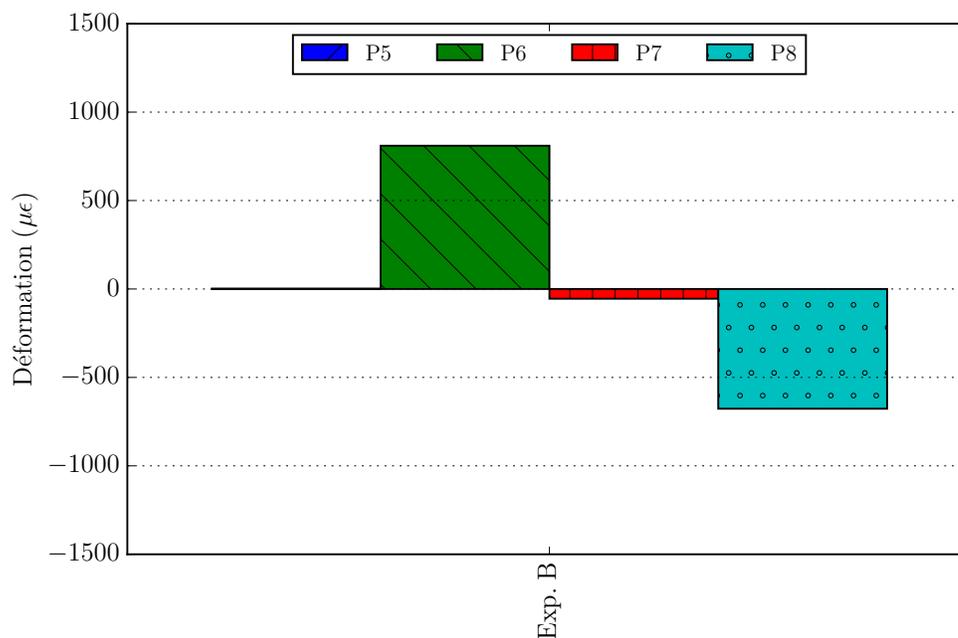


Figure 3.14 Spécimen B : Déformations dans les jauges P5 à P8 sous l'action d'un moment, d'un cisaillement et d'une charge de compression à la base du fût valant respectivement 40.00 kN·m, 5.37 kN et 0.28 kN (résultats expérimentaux seulement)

Les jauges P5 à P8 permettent de mesurer les déformations de la plaque d'appui entre les ancrages 7 et 9. L'axe de lecture des jauges P5 et P7 fait un angle de 15.0° avec celui des jauges P1 à P4. L'axe de lecture des jauges P6 et P8 est perpendiculaire à celui des jauges P5 et P7. La figure 5.17 illustre ces axes de lecture.

3.6.4 Déformée à la base du fût

L'allure de la déformée à la base du fût est présentée à la figure 3.15. Les positions des cibles sont illustrées à la figure 3.5. La déformée est amplifiée de 25 fois. Les capteurs K2, 10A et 10B mesurent les déplacements du fût dans la direction longitudinale de la poutre de transfert. Les capteurs 60A et 60B captent les déplacements verticaux de la platine. Sur cette figure, la déformée à l'état initial est illustrée à l'aide de tirets magenta. Elle est obtenue lorsque le chargement au point mobile est nul.

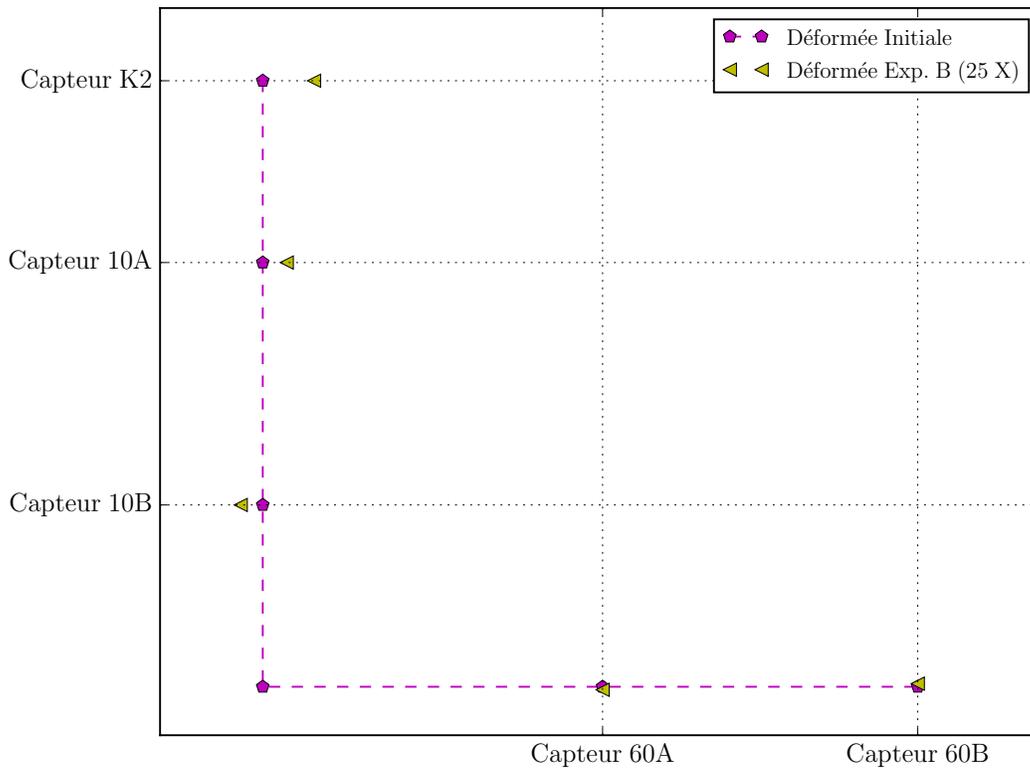


Figure 3.15 Spécimen B : Déformée à la base du fût sous l'action d'un moment, d'un cisaillement et d'une charge de compression à la base du fût valant respectivement 40.00 kN·m, 5.37 kN et 0.28 kN (résultats expérimentaux seulement)

Les déplacements captés par les capteurs 60A et 60B sont presque nuls. En effet, leurs cibles sont situées près de l'ancrage # 7 comme il est illustré à la figure 3.16.

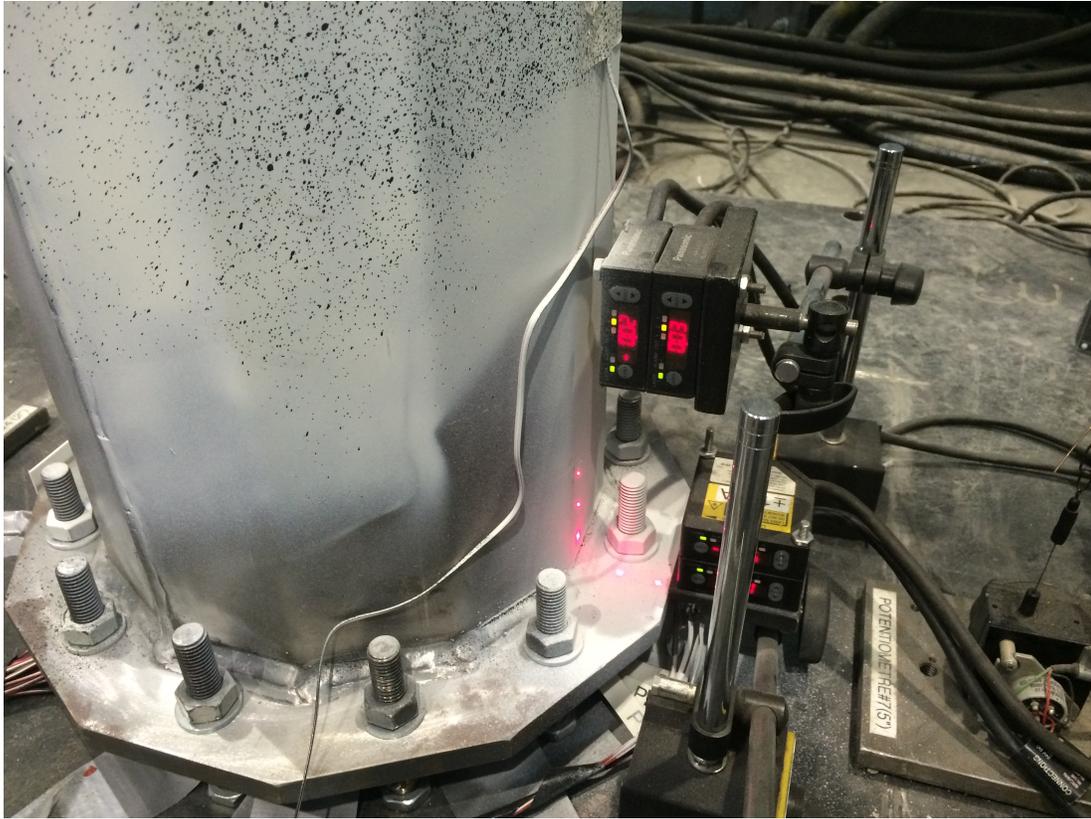


Figure 3.16 Cibles des capteurs K2, 10A, 10B 60A et 60B

CHAPITRE 4

MODÉLISATIONS NUMÉRIQUES

Le chapitre 2 mentionne que le comportement de la connexion à la base des pylônes tubulaires est complexe et dépend de nombreux paramètres. Ainsi, il devient nécessaire d'être en mesure de modéliser adéquatement cette connexion afin d'étudier son comportement. Cette section vise à présenter la méthodologie menant aux résultats de la phase numérique du projet de recherche. Les objectifs principaux à atteindre au terme de cette phase étaient les suivants :

1. développer des modèles simplifiés et basés sur les éléments finis permettant de reproduire le comportement de la connexion étudiée ;
2. réaliser des études numériques non linéaires sur les modèles élaborés ;
3. valider les modèles avec les résultats des essais expérimentaux réalisés au chapitre 3 ;

Les études numériques ont été réalisées à l'aide du logiciel libre *Code_Aster* [EDF, 2016].

4.1 Géométrie

Le logiciel libre *Salome* [OPEN CASCADE, 2016] est employé pour générer la géométrie 3D de chaque composante de la connexion tels le fût, la plaque d'ancrage et les tiges d'ancrage.

4.1.1 Platines et fûts

Toutes les géométries respectent les dimensions mentionnées à la section 3.1.3. Dans le but de faciliter la création des maillages, les géométries sont partitionnées à l'aide de patrons de découpe. Ils permettent de diviser chaque géométrie initiale en un assemblage de solides comportant chacun 12 arêtes. Cet assemblage ne constitue qu'un seul volume, car les solides qui le composent se partagent des faces et des arêtes. Trois patrons ont été utilisés pour partitionner les platines et les fûts. Ils sont illustrés à la figure 4.1. Des hypothèses ont été prises lors de la création des géométries. D'abord, les soudures qui lient le fût à la platine n'ont pas été modélisées. Il en est de même avec les deux soudures qui fusionnent les deux sections de fût. Ensuite, la platine servant à connecter la poutre de

transfert au sommet du fût n'a pas été modélisée dans le but d'alléger les modèles. De plus, les rayons de pliage sur le fût ne font pas partie des géométries. Enfin, les géométries ne présentent aucun défaut. Toutes les surfaces sont rectilignes à l'exception de celles qui définissent les trous des ancrages. arrête

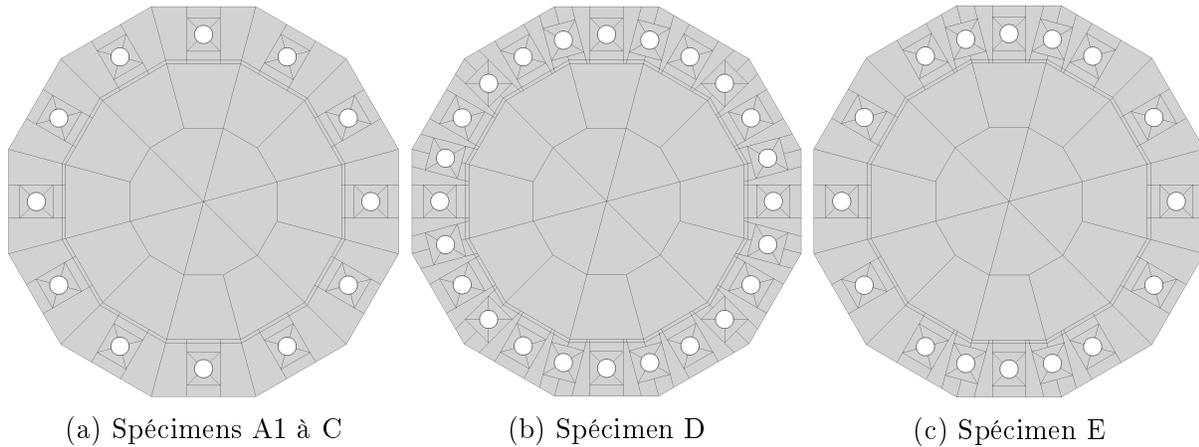


Figure 4.1 Géométries partitionnées

4.1.2 Ancrages

Les filets des ancrages n'ont pas été modélisés. Leur prise en compte complexifie la gestion du contact avec la platine et la finesse du maillage requise pour les modéliser alourdirait considérablement le modèle. Le diamètre des ancrages modélisés est de 14.0 mm. L'épaisseur et le diamètre des rondelles valent respectivement 2.7 mm et 27.9 mm. La distance entre deux faces parallèles des écrous vaut 22.0 mm. Leur épaisseur est 11.0 mm. Ces dimensions ont été mesurées à partir de la quincaillerie utilisée au cours de la phase expérimentale. La figure 4.2 illustre la géométrie d'un ancrage partitionné.

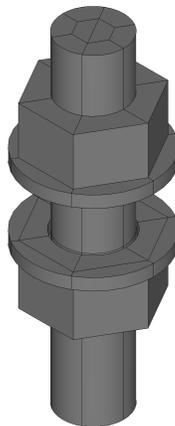


Figure 4.2 Ancrage partitionné

4.2 Choix des éléments et maillages

Quatre types d'éléments finis ont été utilisés pour modéliser les spécimens testés en laboratoire. Des éléments finis hexaédriques de degré 1 sont utilisés dans les maillages volumiques des ancrages. Ce choix s'explique principalement par le fait qu'il est simple de contrôler leur nombre dans les maillages. Tel n'est pas nécessairement le cas en utilisant des éléments tétraédriques. La figure 4.3a illustre le maillage volumique d'un ancrage tandis que la figure 4.3b montre comment les rondelles, les écrous et la tige d'ancrage sont connectés. L'utilisation d'éléments de degré 1 se justifie par la finesse des mailles qui composent les ancrages. Trois maillages d'ancrages ont été réalisés pour s'adapter aux trois épaisseurs de platines testées expérimentalement.

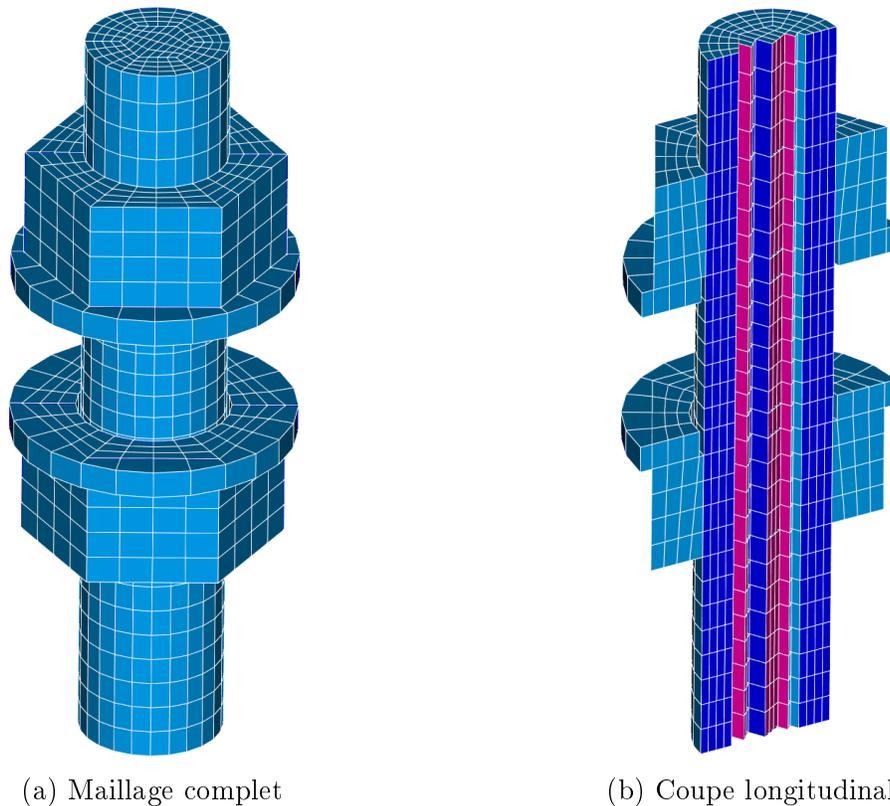


Figure 4.3 Modélisation d'un ancrage à l'aide d'éléments finis hexaédriques de degré 1

Des éléments finis hexaédriques de degré 2 sont utilisés dans les maillages des platines et des fûts. Leur utilisation est recommandée pour résoudre des problèmes de mécanique non linéaire utilisant des lois de comportement du type élastoplasticité [Michel-Ponnelle, 2014]. En effet, ils permettent de limiter le nombre de mailles requises dans l'épaisseur des maillages. Chaque platine et chaque fût possèdent trois mailles dans leur épaisseur comme il est illustré à la figure 4.4.

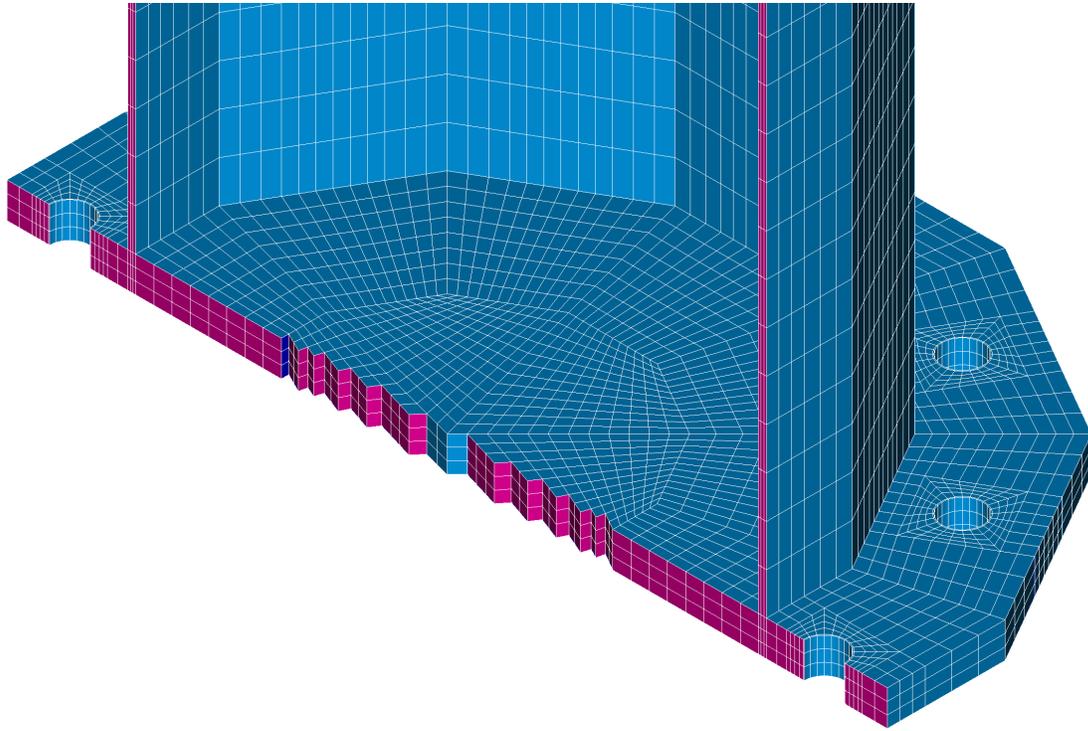


Figure 4.4 Modélisation d'une platine et d'un fût à l'aide d'éléments finis hexaédriques de degré 2

Pour éviter de la distorsion dans les mailles, chacune d'elles respecte un ratio maximal basé sur leurs dimensions. Il est défini comme étant la longueur de la plus longue arête d'une maille sur sa plus courte. Afin d'assurer la qualité des maillages, la valeur maximale de ce ratio est fixée à quatre [Lepi, 1998, p. 220]. La figure 4.4 illustre le raffinement des maillages autour des ancrages. Les nombres de nœuds et d'éléments dans chaque maillage sont présentés au tableau 4.1. Dans ce tableau, un élément 1D correspond à une arête d'une maille. Un élément 2D représente une face d'une maille hexaédrique et cette maille constitue un élément 3D.

Tableau 4.1 Composition des maillages

Maillage	Nombre de nœuds	Nombre d'éléments 1D	Nombre d'éléments 2D	Nombre d'éléments 3D
Spécimens A1, A2, A3, A4, B & C	334 952	14 175	64 260	66 528
Spécimen D	402 092	23 151	85 575	76 632
Spécimen E	396 052	17 423	76 800	78 624
Ancrage volumique	5 337	1 548	4 352	4 544

4.3 Présentation des modèles

Selon l'ASCE/SEI 48-11, la contrainte de flexion maximale dans la platine (f_b), présentée à l'équation 2.5, doit être inférieure à la limite élastique (F_y) de l'acier qui compose la plaque d'appui. Ainsi, les modèles SOLIDES élas., RBE3 élas et Contact élas. étudient le comportement de connexions composées d'aciers parfaitement élastiques. Les modèles SOLIDES plas. et RBE3 plas. intègrent l'effet de la plasticité des aciers aux connexions modélisées. Le modèle Contact élas. cherche à valider les modèles dotés d'ancrages ponctuels qui permettent de simplifier l'interaction des ancrages avec la platine. Au total, cinq modèles numériques ont été développés. Le tableau 4.2 énumère les propriétés de chaque modèle. Il indique aussi quels comportements linéaires ou non linéaires sont pris en compte par chaque modèle.

Tableau 4.2 Caractéristiques des modèles numériques

Caractéristique		Modèle				
		SOLIDES élas.	SOLIDES plas.	RBE3 élas.	RBE3 plas.	Contact élas.
Ancrages	Ponctuels	✓	✓	✓	✓	
	Volumiques					✓
Matériaux	Élastiques	✓		✓		✓
	Plastiques		✓		✓	
Déformations	Petites	✓		✓		✓
	Grandes		✓		✓	
Déplacements	Petits	✓		✓		
	Grands		✓		✓	✓
Rotations	Petites	✓		✓		
	Grandes		✓		✓	✓

4.3.1 Ancrages ponctuels

Quatre des cinq modèles ont la particularité d'utiliser des ancrages ponctuels. Ces ancrages sont composés d'un nœud auquel une maille *POII* est affectée. Un élément discret est couplé à cette maille et est doté de trois degrés de liberté en translation. Une masse nulle et des rigidités nulles en translation sont affectées à l'élément discret. Toutefois, les déplacements des trois degrés de liberté sont bloqués. Une relation cinématique est ensuite

imposée entre le discret et les nœuds situés sur l'arête inférieure ou supérieure d'un trou d'ancrage dans la platine. Ces nœuds sont colorés en rouge sur la figure 4.5. Pour les ancrages 2 à 12, les nœuds situés sur l'arête inférieure sont sélectionnés. Dans le cas des ancrages 14 à 23, les nœuds situés sur l'arête supérieure sont choisis. Les éléments discrets des ancrages 1 et 13 sont liés aux nœuds situés sur les arêtes inférieures et supérieures. Une liaison et un élément discret sont définis pour chaque ancrage. Les modèles SOLIDES élas. et SOLIDES plas. emploient des liaisons de type *LIAISON_SOLIDE*. Ce type de liaison crée un corps rigide entre l'élément discret et les nœuds de la platine.

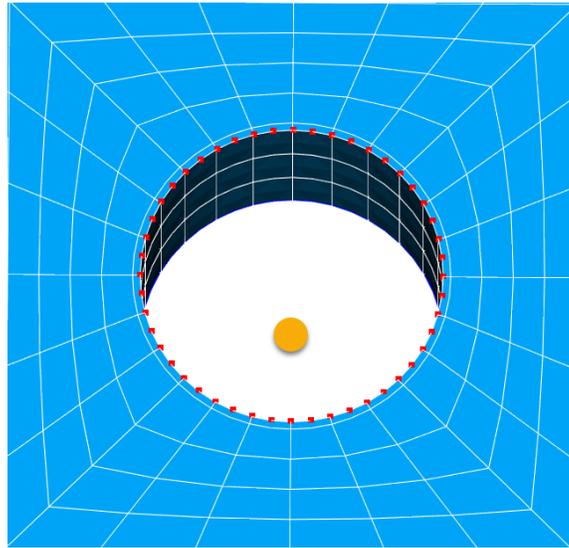


Figure 4.5 Ancrage ponctuel

Les modèles RBE3 élas. et RBE3 plas. ont recours à des liaisons de type *LIAISON_RBE3*. Elles permettent de définir des relations entre les degrés de liberté d'un nœud maître et de nœuds esclaves. Il s'agit de relations linéaires permettant de spécifier la valeur de certains degrés de libertés d'un nœud maître comme étant la moyenne pondérée de certains déplacements et de certaines rotations de nœuds esclaves. Les relations produites sont telles que les efforts vus par le nœud maître sont distribués aux nœuds esclaves proportionnellement à leur distance au centre de gravité des nœuds esclaves [Abbas, 2016]. Pour ces deux modèles, le nœud portant l'élément discret est considéré comme « maître » et les nœuds de la platine sont définis comme « esclaves ».

Calcul des déplacements et des déformations

Pour les modèles SOLIDES élas. et RBE3 élas, les déformations utilisées dans la relation de comportement sont les déformations linéarisées. L'hypothèse des petites perturbations (petits déplacements, petites rotations et petites déformations) est alors supposée pour

tous les éléments finis qui composent ces deux modèles [Haboussa, 2016]. Dans le cas des modèles SOLIDES plas. et RBE3 plas, les déformations utilisées dans la relation de comportement respectent la formulation des grandes déformations plastiques selon SIMO et MIEHE. Cette formulation incrémentalement objective en grandes déformations des lois de comportements s'appuie sur un critère de Von Mises à écrouissage isotrope et permet aussi de traiter le cas des grands déplacements [Haboussa, 2016]. Il est supposé que sous les cas de chargement étudiés, les déplacements près des ancrages ponctuels restent petits. Cette hypothèse doit être émise puisque Abbas [2016] mentionne que les relations cinématiques de Code_Aster sont des relations linéaires. C'est-à-dire qu'elles ne peuvent dépendre de la déformation ou du mouvement de la structure. Elles restent valables uniquement dans l'hypothèse des petites perturbations.

Conditions limites

Tous les modèles utilisant des ancrages ponctuels sont sujets aux mêmes conditions limites. En effet, des conditions cinématiques sont appliquées à tous les éléments discrets utilisés pour modéliser les ancrages. Leurs degrés de liberté de translation sont forcés à zéro.

4.3.2 Ancrages volumiques

Le modèle Contact élas. a recours à des ancrages volumiques comme il est illustré à la figure 4.6. Des zones de contact permettent de transférer les efforts entre la plaque d'appui et les ancrages. Plus de détails sur ce modèle sont donnés dans les sections qui suivent.

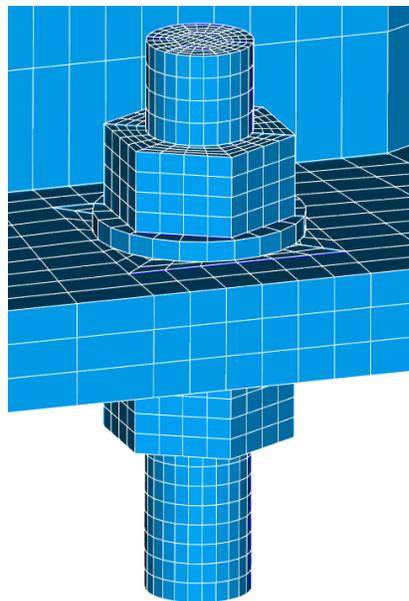


Figure 4.6 Ancrage volumique

Contact

La formulation continue est utilisée pour résoudre le problème de contact dans Code_Aster. Elle permet d'imposer une condition aux limites sur certains degrés de liberté de déplacement afin de trouver une inconnue supplémentaire : l'effort réciproque s'exerçant entre les deux corps. La non-linéarité induite par le contact s'explique par le fait que la condition à imposer aux déplacements pour empêcher toute interpénétration dépend elle-même des déplacements qui vont déterminer en quel point les surfaces entrent en contact [De Soza, 2015]. Dans le modèle Contact élas., le frottement de Coulomb est nul. Les surfaces qui appartiennent aux ancrages sont traitées comme « esclaves » tandis que celles sur la platine sont considérées comme « maîtres » lors de l'appariement. Un couple est formé d'une surface « maître » et d'une surface « esclave ». Trois couples de contact sont définis par ancrage et la figure 4.7 en illustre deux. Le premier couple est formé de la face inférieure de la rondelle supérieure et de la face supérieure de la platine. Le deuxième couple considère la tige de l'ancrage et l'intérieur du trou d'ancrage. Le troisième couple est composé de la face supérieure de la rondelle inférieure et de la face inférieure de la platine.

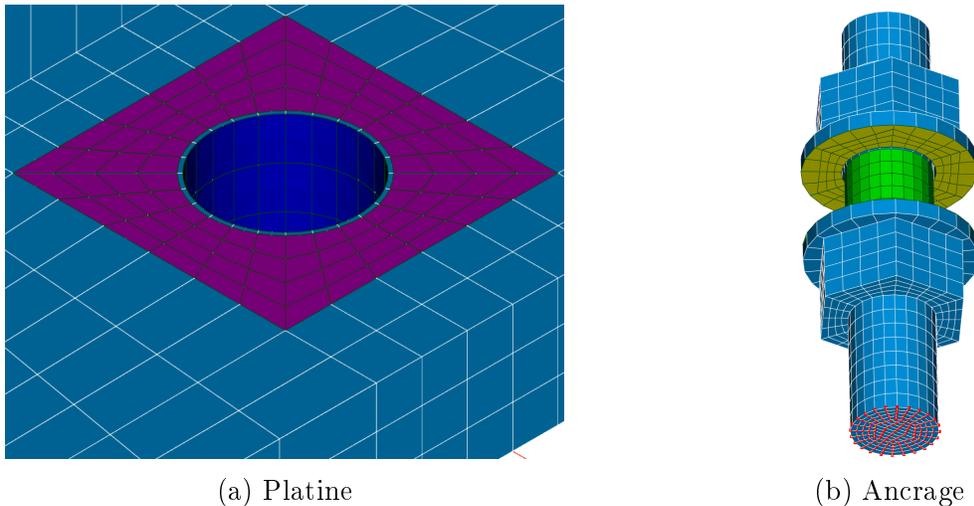


Figure 4.7 Surfaces de contact

Serrage numérique des tiges d'ancrage

Le serrage numérique des ancrages est réalisé en appliquant un champ de température (Δt) à la partie de chaque ancrage comprise entre les deux rondelles. La valeur de ce champ varie en fonction de l'épaisseur de la plaque d'assise. Le tableau 4.3 présente les différentiels de température affectés aux ancrages des spécimens étudiés dans ce projet de recherche. Ils ont été trouvés par essais et erreurs. Le serrage permet d'induire un effort axial de 18.1 kN dans chaque ancrage. Cet effort a été calculé à partir d'un couple de serrage utilisé dans la pratique courante (2000.0 lbf·ft) et des équations présentées à la section *Torque-Tension*

Relationships du *Machinery's Handbook* [Oberg *et al.*, 2012, p.1506]. Un coefficient de friction de 0.17 a été considéré dans le calcul des charges de friction entre les surfaces en contact. L'effort axial équivaut à 13.9 % de la limite ultime (f_u) de l'acier des ancrages.

Tableau 4.3 Différentiel de température nécessaire pour engendrer un effort axiale de 18.1 kN dans chaque ancrage

Ancrage	Δt (°C)
Ancrages spécimens A1, A2, A3, A4, D & E	-163.11
Ancrages spécimen B	-169.58
Ancrages spécimen C	-153.68

Conditions limites

Tous les ancrages volumiques sont sujets aux mêmes conditions limites. Des conditions cinématiques sont appliquées à tous les nœuds colorés en rouge sur la figure 4.7b. Leurs degrés de liberté de translation sont forcés à zéro. Pour bloquer les mouvements de corps rigide de la platine et du fût, quatre ressorts de faible raideur sont affectés à quatre nœuds localisés sur la platine. De surcroît, ils sont positionnés dans le plan d'application des charges. La raideur imposée sur leurs degrés de liberté de translation vaut 200.0 N/m. Ces raideurs génèrent des forces nodales négligeables devant les forces nodales mises en jeu dans le calcul.

4.4 Non-linéarité matérielle

Deux relations sont utilisées pour représenter numériquement le comportement des aciers. Les modèles SOLIDES élas., RBE3 élas et Contact élas. sont basés sur une relation de comportement élastique. La relation entre les déformations et les contraintes considérées est linéaire. Les modèles SOLIDES plas. et RBE3 plas. font appel à une relation de comportement d'élastoplasticité de Von Mises à écrouissage isotrope linéaire [Haboussa, 2016]. La figure 4.8 illustre cette relation bilinéaire. Pour chaque acier, le module d'élasticité (E) est utilisé jusqu'à atteindre une limite élastique (F_y). Une fois cette limite dépassée, la relation entre les déformations et les contraintes suit une pente inélastique (E_p). Le calcul de cette pente est basé sur une balance énergétique. Plus d'information sur ce calcul est mentionnée à la section D.1. Le tableau 3.4 énumère les caractéristiques des aciers modélisés. De plus, le coefficient de poisson est fixé à 0.29 pour chaque acier.

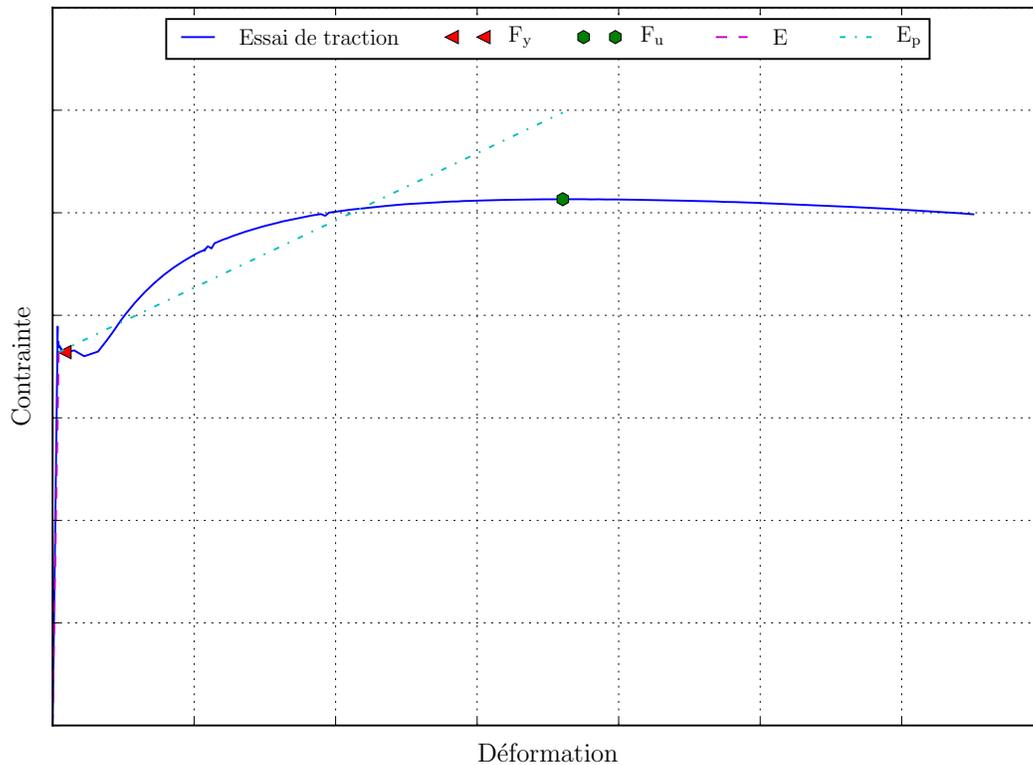


Figure 4.8 Relation de Von Mises à écrouissage isotrope linéaire

4.5 Chargements

Tous les modèles utilisent un point de chargement. Il se compose d'un nœud auquel une maille *POI1* est affectée. Un élément discret est couplé à cette maille. Il est doté de trois degrés de liberté en translation et en rotation. Cependant, comme il est illustré à la figure 3.3, seuls deux ddl en translation et un ddl en rotation sont sollicités pour appliquer les cas de chargement. Une masse nulle et des rigidités nulles sur chaque ddl sont affectées à l'élément discret. Une relation cinématique de type *LIAISON_SOLIDE* est ensuite imposée entre le discret et les nœuds localisés sur l'extrémité supérieure du fût. Ces nœuds sont colorés en rouge sur la figure 4.9. Les degrés de liberté en translation portés par l'élément discret permettent d'appliquer des charges axiales et des efforts de cisaillements en tête du fût. Les degrés de liberté en rotation permettent l'application de moments de flexion. Il est supposé que les déformations et les déplacements à l'extrémité supérieure du fût sont petits, et ce, pour tous les modèles et les cas de chargement considérés.

Le chargement se déroule en deux étapes. D'abord, une charge axiale de 5.53 kN et un moment de 1.88 kN·m sont appliqués au point de chargement. Ce cas de chargement est généré par le poids propre de la poutre de transfert. Il est appliqué à tous les modèles

et à tous les spécimens. Puis, un cas de chargement créant un moment de flexion à la base du fût de 40 kN·m est appliqué au point de chargement. Il se compose d'un effort de cisaillement et d'un moment fléchissant. Les valeurs de cet effort et de ce moment, appliqués au point mobile, diffèrent pour chaque spécimen puisqu'elles proviennent des essais expérimentaux. Selon l'ASCE/SEI 48-11, la contrainte dans la fibre extrême à la base du fût générée par ce moment vaut 254.81 MPa. D'après le tableau 3.4, sous cette contrainte, l'acier du fût est près de sa limite élastique.

Afin de correspondre aux conditions expérimentales, un « zéro numérique » est ensuite effectué sur les résultats des modélisations. Les données provenant du premier cas de chargement sont soustraites à celles générées par le deuxième cas de charge. Aucun chargement thermique ou mécanique n'est appliqué pour simuler les contraintes résiduelles liées aux soudures et au pliage des feuilles d'acier qui composent les fûts. Dans le cas des modèles SOLIDES plas. et RBE3 plas, il est supposé que sous les cas de chargement étudiés, les déplacements et les rotations au point de chargement restent petits. Cette hypothèse doit être émise puisqu'une relation cinématique est utilisée pour transmettre le chargement au fût et, comme il est mentionné à la section 4.3.1, cette relation n'est valable uniquement dans l'hypothèse des petites perturbations.

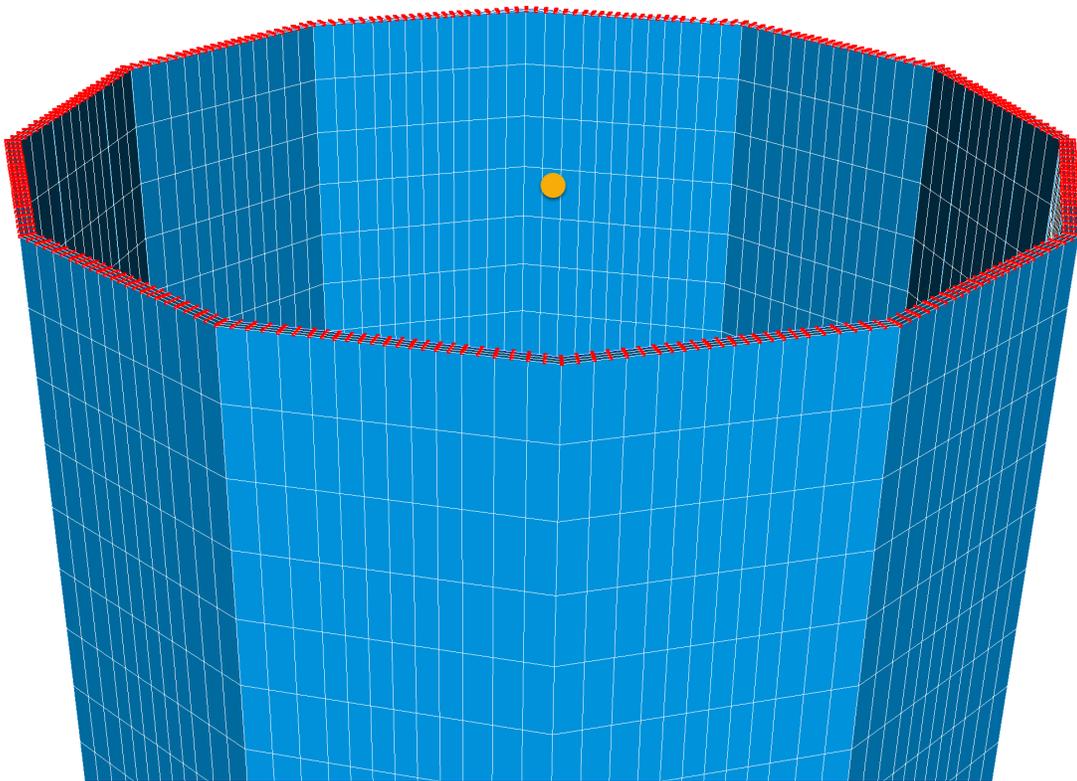


Figure 4.9 Liaison des nœuds à l'extrémité du fût à un nœud de chargement

4.6 Exemple de résultats numériques

Cinq types de résultats sont analysés à partir des données provenant des modèles numériques. Ils sont présentés à l'aide de graphiques au cours des sections 4.6.1 à 4.6.5. Seul le spécimen B est traité dans ces sections. Les efforts qui transitent dans la connexion à la base du fût sont indiqués dans le titre de chaque graphique. Ils permettent d'étudier le comportement de cette connexion en gardant l'acier du fût dans son domaine élastique. L'objectif de ces sections est d'expliquer comment les résultats sont extraits et présentés sous forme de graphiques.

4.6.1 Efforts axiaux dans les ancrages

Un calcul des forces nodales, effectué sur les nœuds affectés par des conditions limites, permet de connaître les efforts axiaux dans chaque ancrage. La figure 4.10 illustre les efforts axiaux dans chaque ancrage. Sur cette figure, l'effort est considéré négatif quand l'ancrage est en compression. Les abscisses représentent les numéros des ancrages. Se référer à la figure 3.9 pour plus d'information sur la numérotation des ancrages. Le modèle *ASCE* présente les efforts dans les ancrages calculés selon la méthode indiquée à la section 2.1.3.

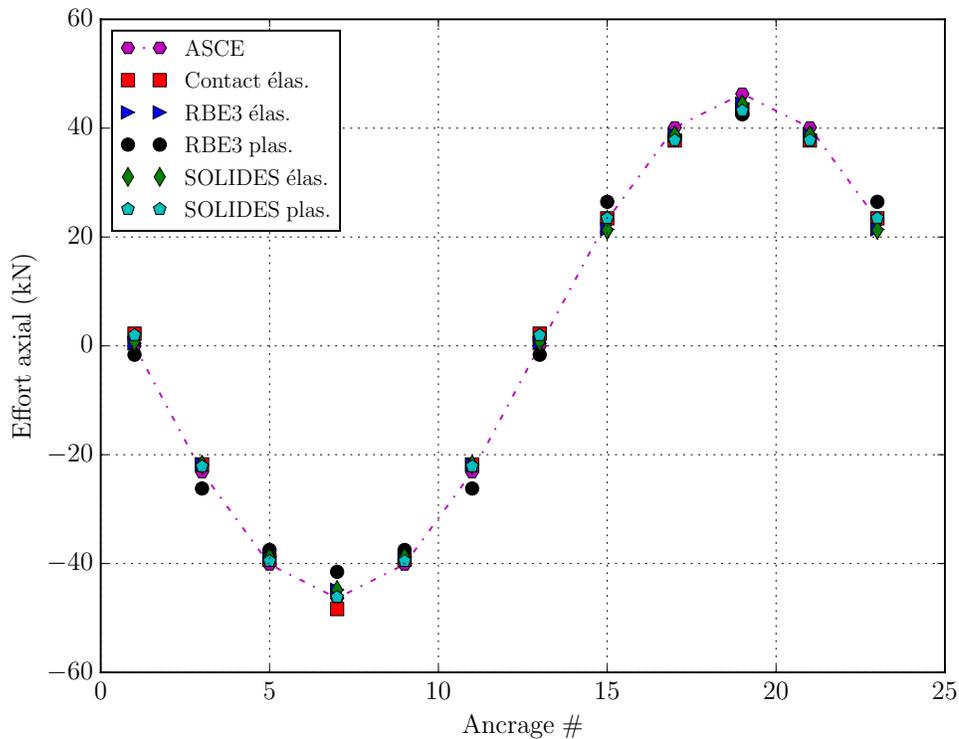


Figure 4.10 Spécimen B : Efforts dans les ancrages sous l'action d'un moment, d'un cisaillement et d'une charge de compression à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 5.37 kN et 0.28 kN (résultats numériques seulement)

4.6.2 Déplacements au point mobile

Les déplacements au point mobile causés par le chargement mentionné à la section 4.6 sont illustrés à la figure 4.11. Sur cette figure, DY, DZ et DRX indiquent respectivement les déplacements transversal et vertical ainsi que la rotation de la poutre de transfert au point mobile. Les deux déplacements et la rotation sont positifs tels qu'ils le sont illustrés à la figure 3.3. Comme l'effort de compression appliqué au point mobile est faible, le déplacement DZ est quasiment nul pour tous les modèles numériques.

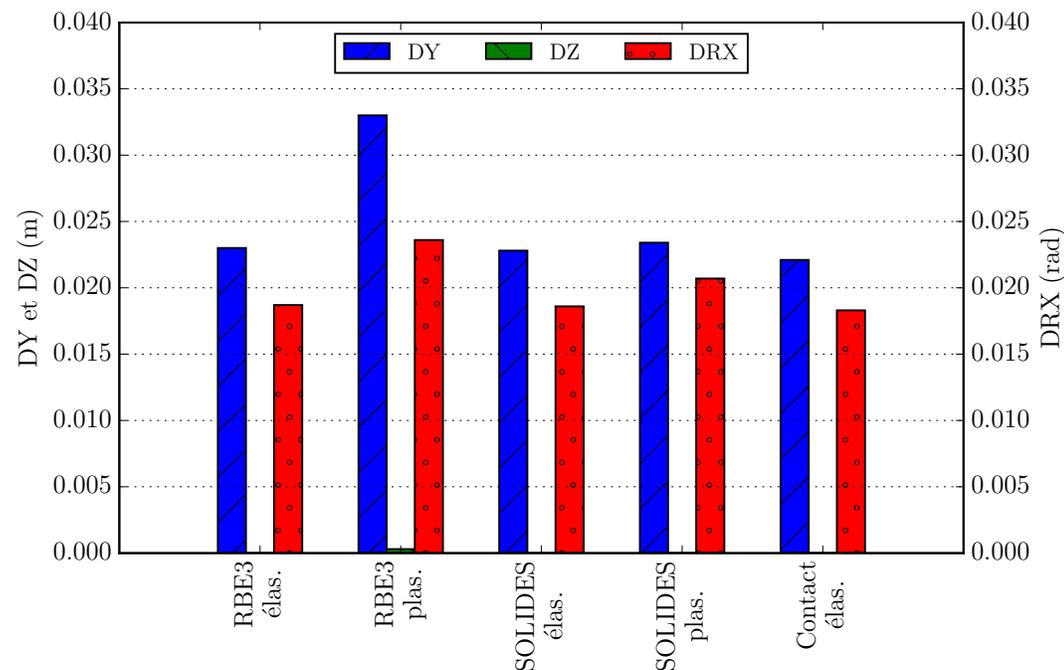


Figure 4.11 Spécimen B : Déplacements au point mobile sous l'action d'un moment, d'un cisaillement et d'une charge de compression à la base valant respectivement $40.00 \text{ kN}\cdot\text{m}$, 5.37 kN et 0.28 kN (résultats numériques seulement)

4.6.3 Déformation de la platine

Pour obtenir les déformations mécaniques aux endroits mesurés par les jauges P1 à P8, un calcul est effectué à partir des déplacements aux nœuds du maillage de la platine. Ces déformations sont calculées dans le repère de chaque jauge. La figure 4.12 illustre les déformations mécaniques calculées aux endroits où sont collées les jauges P1, P2, P3 et P4. La figure 3.4 illustre leurs positions sous la platine. Une déformation positive est obtenue lorsque des nœuds s'éloignent les uns des autres sous l'action de forces nodales de traction appliquées sur ces derniers. La figure 4.13 montre les déformations mécaniques calculées aux endroits où sont collées les jauges P5 à P8.

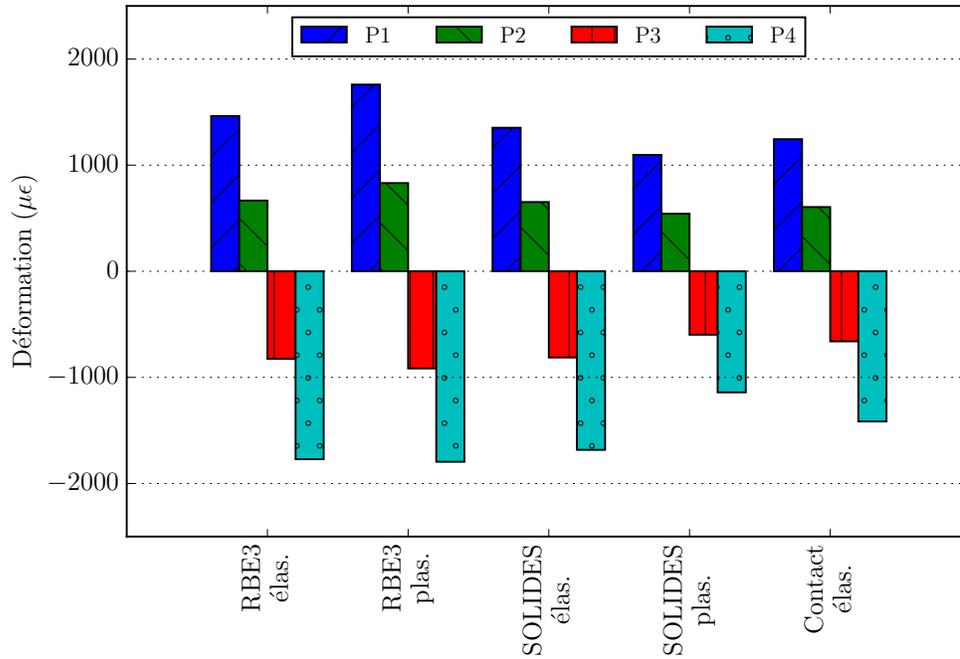


Figure 4.12 Spécimen B : Déformations dans les jauges P1 à P4 sous l'action d'un moment, d'un cisaillement et d'une charge de compression à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 5.37 kN et 0.28 kN (résultats numériques seulement)

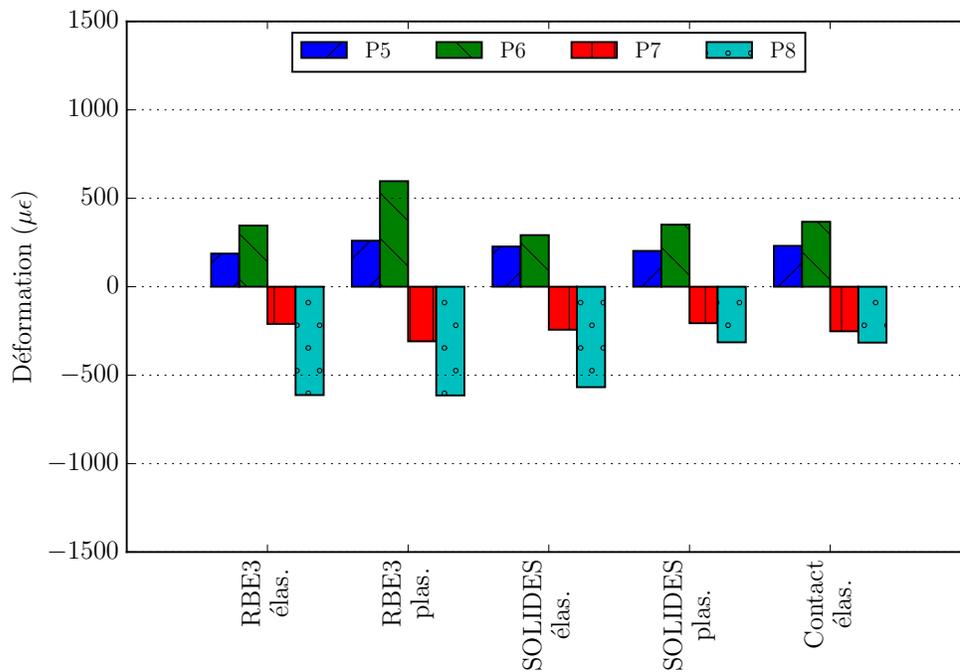


Figure 4.13 Spécimen B : Déformations dans les jauges P5 à P8 sous l'action d'un moment, d'un cisaillement et d'une charge de compression à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 5.37 kN et 0.28 kN (résultats numériques seulement)

4.6.4 Déformées à la base du fût

Les déplacements aux nœuds dont les coordonnées sont près des cibles de chaque capteur de déplacement laser permettent de tracer l'allure des déformées obtenues pour chaque modèle à la base du fût. Elles sont présentées à la figure 4.14. Les positions des cibles sont illustrées à la figure 3.5. Les déformées sont amplifiées de 25 fois. À titre de rappel, les capteurs K2, 10A et 10B mesurent les déplacements du fût dans la direction longitudinale de la poutre de transfert tandis que les capteurs 60A et 60B captent les déplacements verticaux de la platine. Sur cette figure, la déformée à l'état initial est illustrée à l'aide de tirets magenta. Elle est obtenue lorsque le chargement au point mobile est nul.

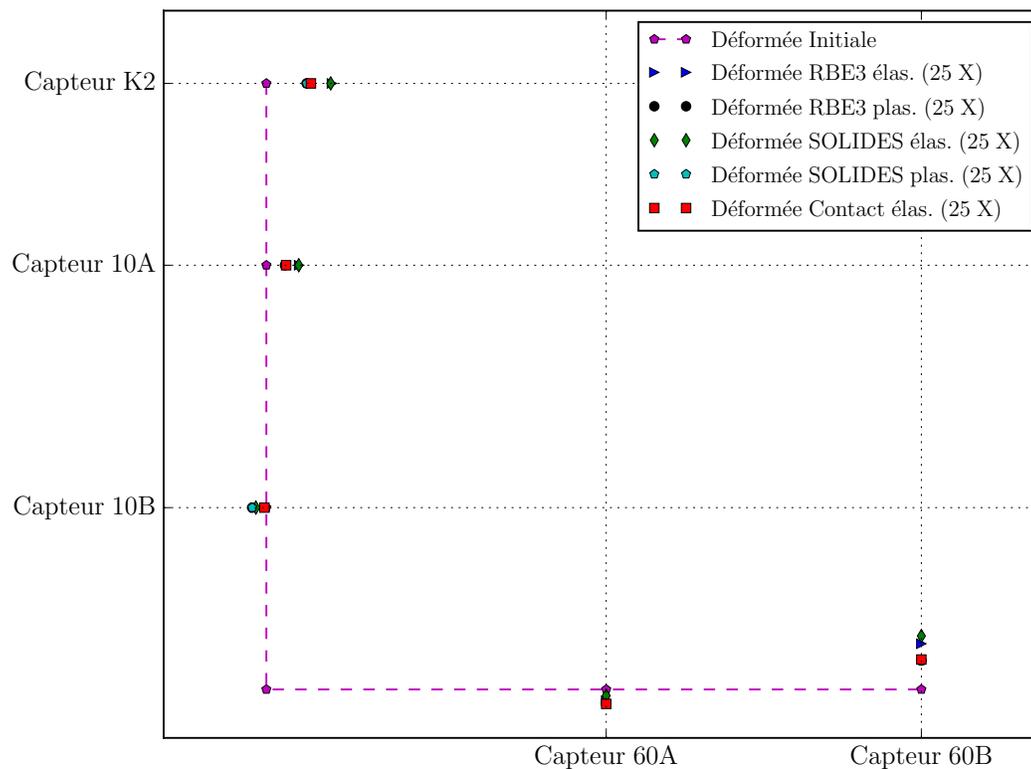


Figure 4.14 Spécimen B : Déformées à la base du fût sous l'action d'un moment, d'un cisaillement et d'une charge de compression à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 5.37 kN et 0.28 kN (résultats numériques seulement)

4.6.5 Moments sur la ligne de flexion

Selon l'annexe VI de l'ASCE/SEI 48-11, la contrainte maximale dans la zone en orange sur la figure 4.15 régie le dimensionnement de la platine. Cette zone couvre l'épaisseur de la platine et sa longueur équivaut à celle de la ligne de flexion. Cette contrainte provient d'un moment fléchissant appliqué sur la ligne de flexion. Les modèles numériques permettent de calculer le moment résultant de la sommation des forces normales aux nœuds colorés en

rouge sur la figure 4.15. Ces forces sont préalablement multipliées par leurs bras de levier respectifs par rapport au centroïde de la zone orangée. Ces derniers sont de longueur inférieure ou égale à la moitié de l'épaisseur de la platine. La figure 4.16 présente les moments pour chaque modèle numérique.

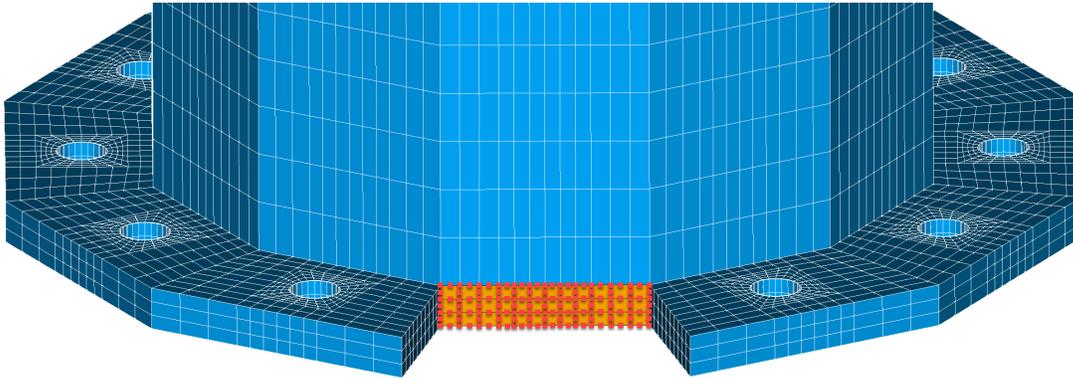


Figure 4.15 Nœuds considérés dans le calcul du moment résultant des forces nodales

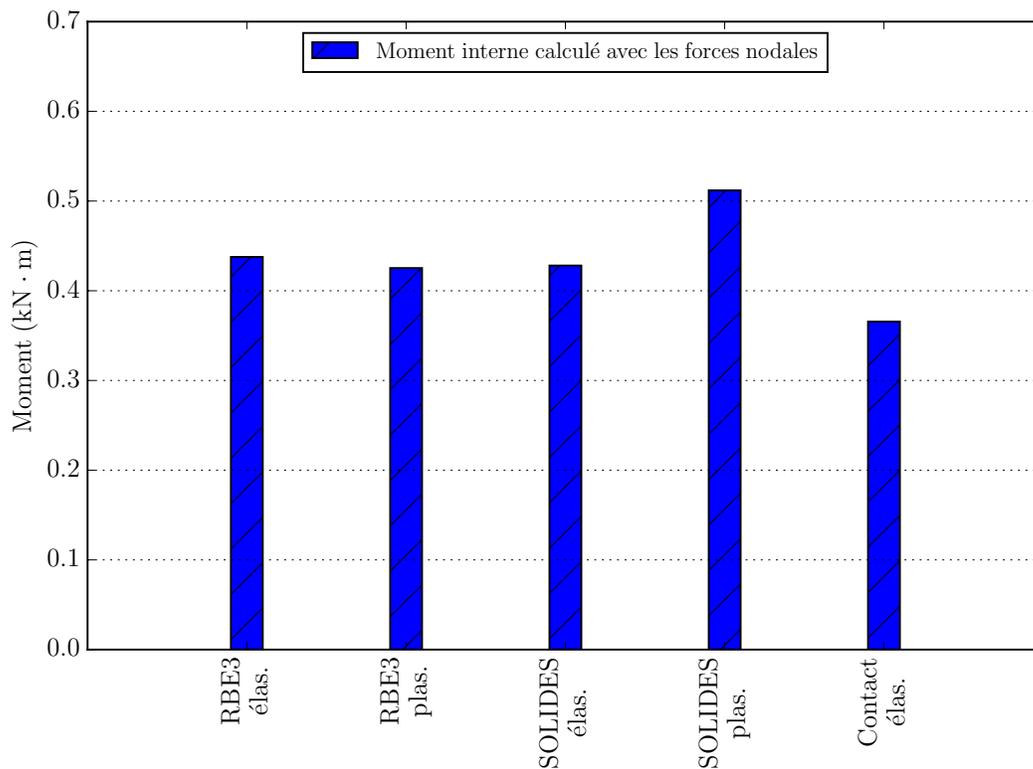


Figure 4.16 Spécimen B : Moments sur la ligne de flexion sous l'action d'un moment, d'un cisaillement et d'une charge de compression à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 5.37 kN et 0.28 kN (résultats numériques seulement)

CHAPITRE 5

RÉSULTATS ET DISCUSSION

Les chapitres 3 et 4 ont présenté les phases expérimentale et numérique du projet de recherche. Cette section vise à comparer les résultats expérimentaux avec ceux provenant des modélisations numériques. L'objectif à atteindre au terme de ce chapitre est la validation des cinq modèles numériques. Une seule combinaison de charges est étudiée par spécimen. Elle permet d'étudier le comportement de la connexion à la base des spécimens en gardant les aciers des fûts dans leur domaine élastique.

5.1 Efforts axiaux dans les ancrages

Les figures 5.1 à 5.8 illustrent les efforts axiaux qui transitent dans chaque ancrage. Les efforts qui transitent dans la connexion à la base du fût sont indiqués dans le titre de chaque graphique. Se référer à la figure 3.9 pour plus d'information sur la numérotation des ancrages. Les sections 3.6.1 et 4.6.1 expliquent la convention de signe utilisée.

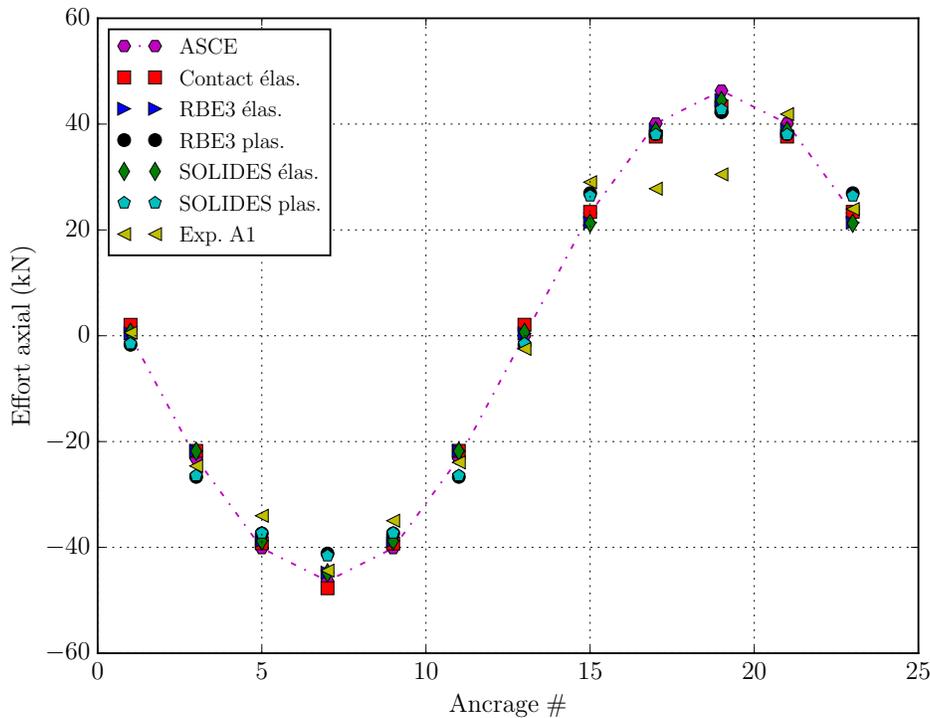


Figure 5.1 Spécimen A1 : Efforts dans les ancrages selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 5.31 kN et 0.26 kN.

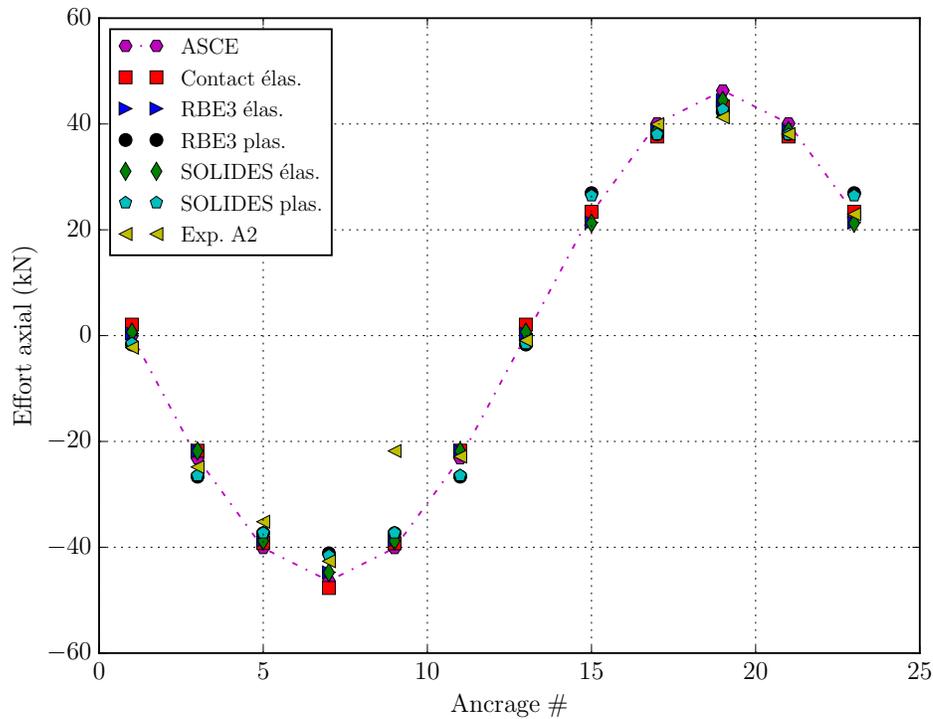


Figure 5.2 Spécimen A2 : Efforts dans les ancrages selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 5.33 kN et 0.24 kN.

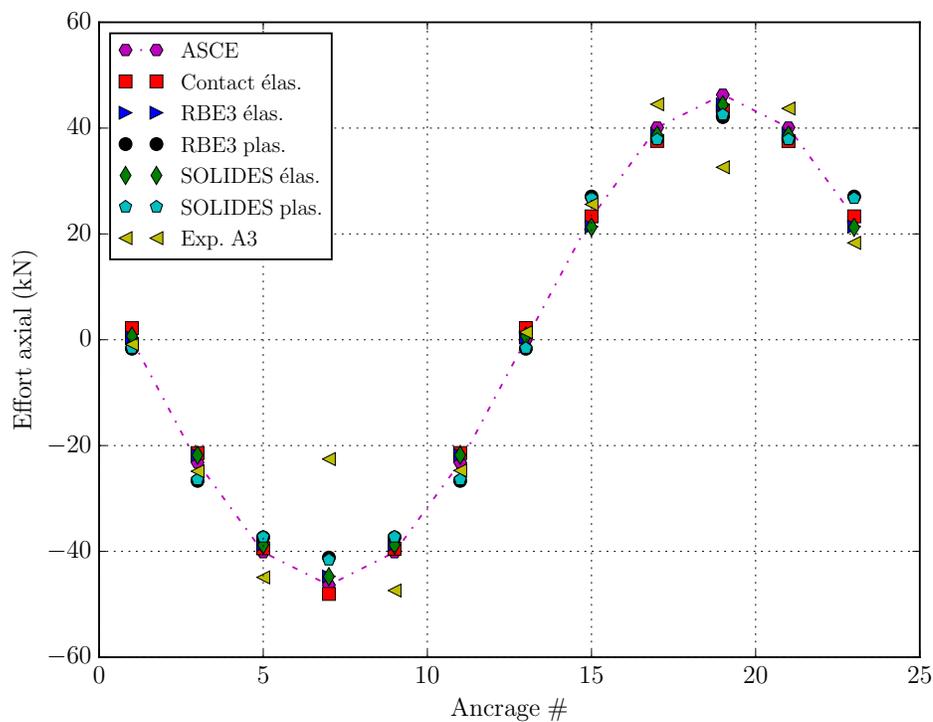


Figure 5.3 Spécimen A3 : Efforts dans les ancrages selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 10.00 kN et 0.33 kN.

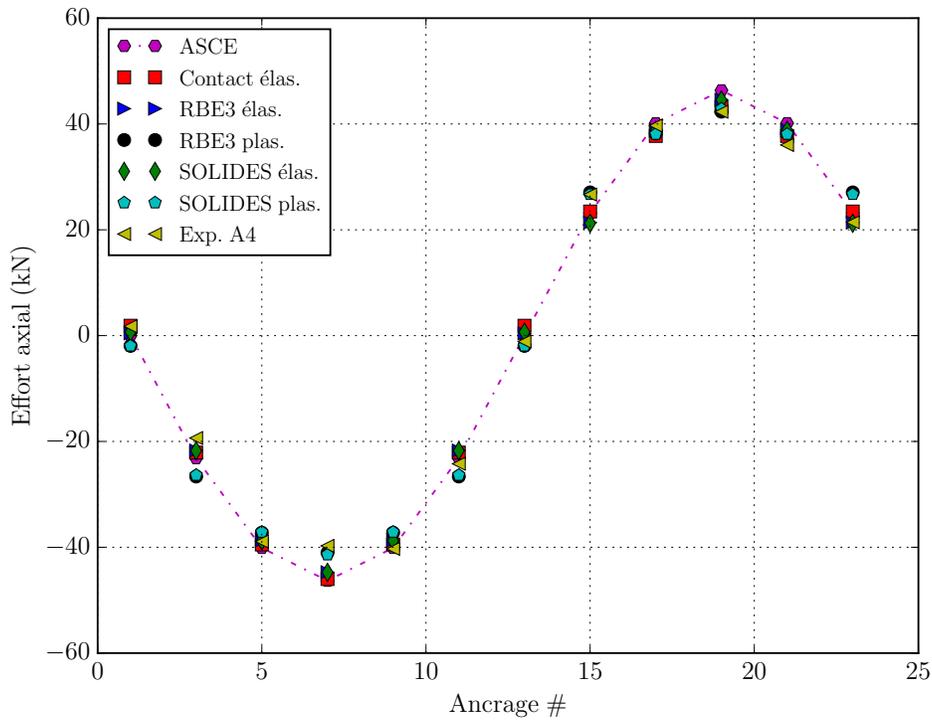


Figure 5.4 Spécimen A4 : Efforts dans les ancrages selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 0.14 kN et 0.19 kN.

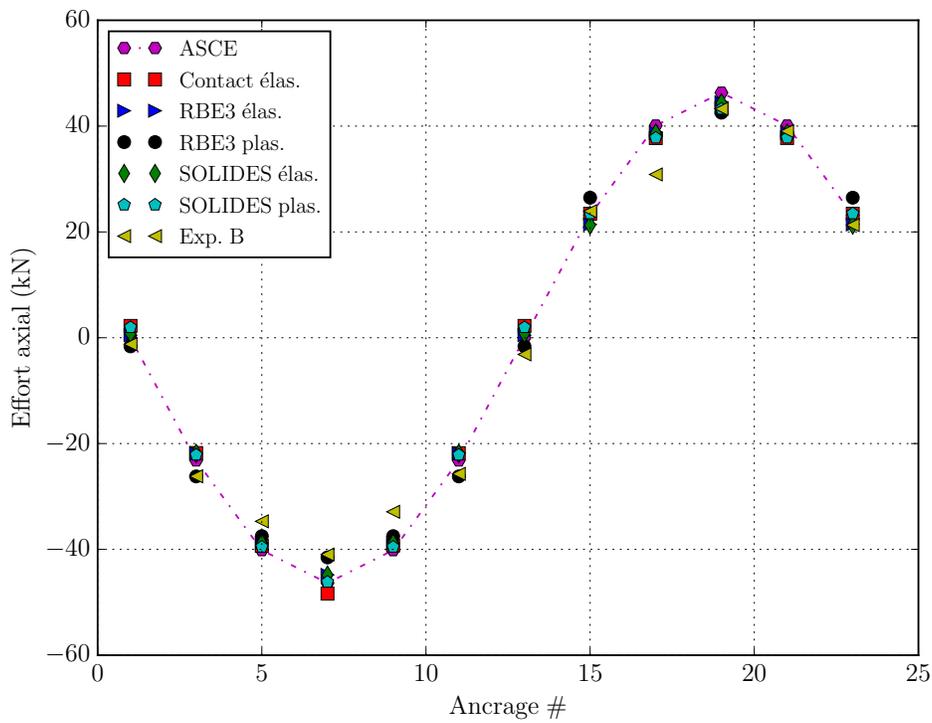


Figure 5.5 Spécimen B : Efforts dans les ancrages selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 5.37 kN et 0.28 kN.

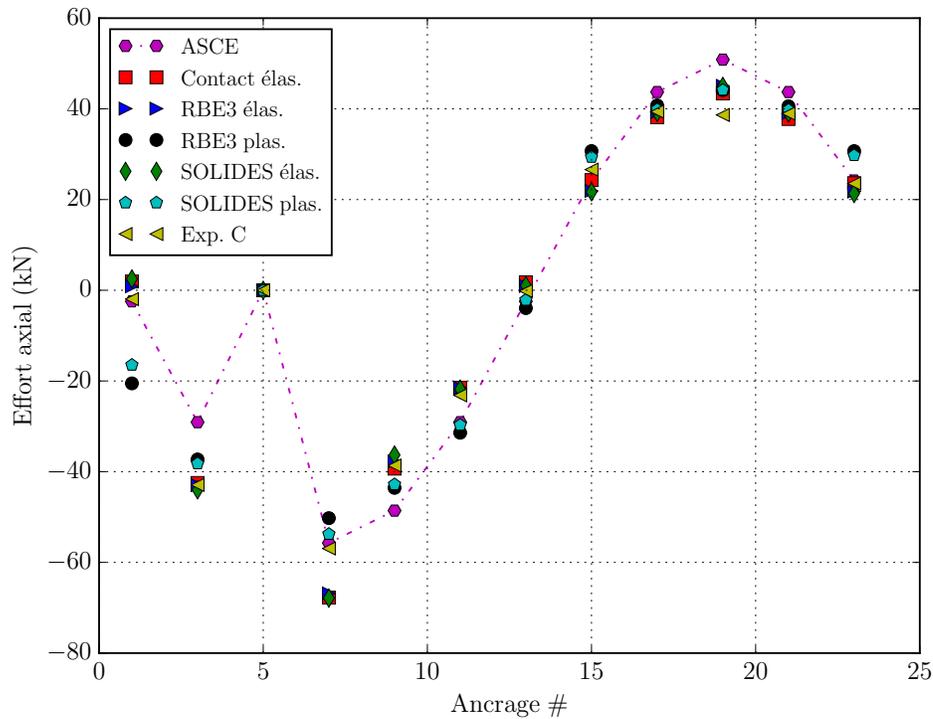


Figure 5.6 Spécimen C : Efforts dans les ancrages selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 5.33 kN et 0.17 kN.

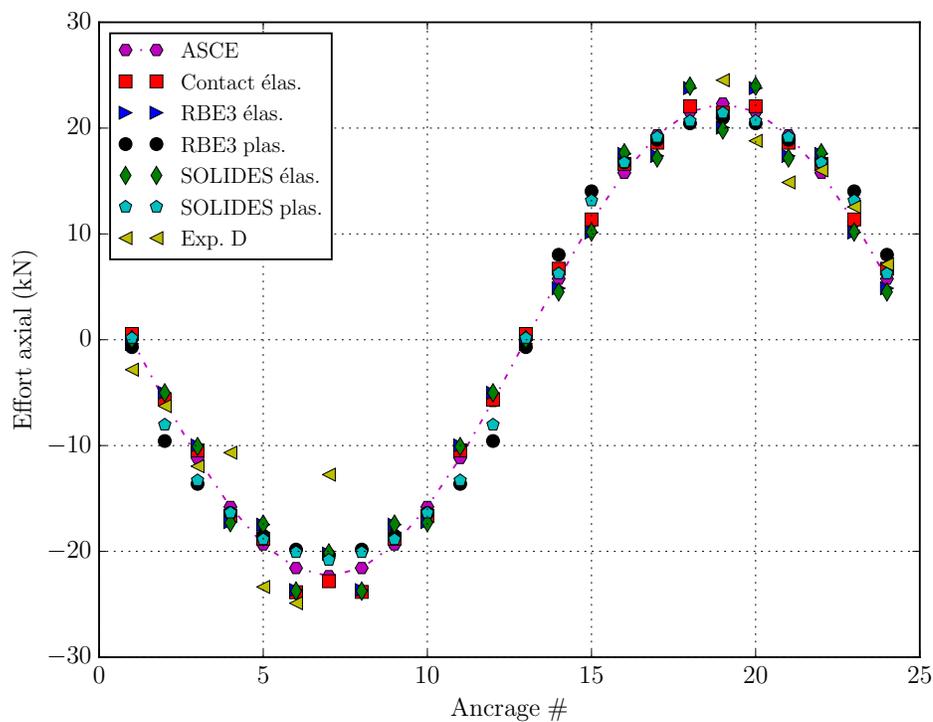


Figure 5.7 Spécimen D : Efforts dans les ancrages selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 5.35 kN et 0.23 kN.

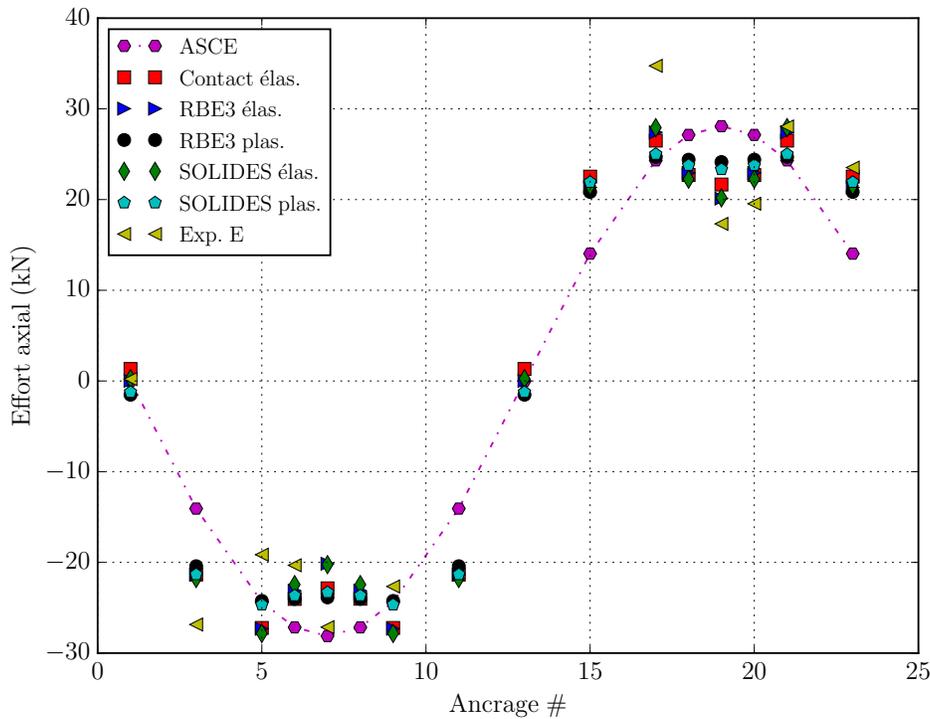


Figure 5.8 Spécimen E : Efforts dans les ancrages selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 5.36 kN et 0.28 kN.

5.1.1 Discussion

Pour tous les spécimens, peu de différence est observée entre les données provenant des modèles SOLIDES élas., RBE3 élas. et Contact élas. L'hypothèse émise sur la simplification des ancrages volumiques par des ancrages ponctuels est donc justifiée pour analyser les efforts axiaux dans les ancrages. Dans le cas des spécimens A1 à B et D, les résultats générés par ces trois modèles sont en phases avec ceux obtenus par la méthode proposée par l'ASCE. Ces spécimens sont dotés d'une configuration d'ancrage régulière. Ce n'est pas le cas pour les spécimens C et E. Ces spécimens présentent des configurations irrégulières. En effet, l'ancrage # 3 du spécimen C n'a repris aucune charge au cours de l'essai expérimental. Il est probable que son écrou, localisé sous la platine, n'était pas serré. Les modèles numériques ont été ajustés pour reproduire cet effet. De plus, la méthode proposée par l'ASCE a été ajusté pour prendre en compte le déplacement du centroïde de la cage d'ancrages. Concernant les résultats du spécimen E, trois faits sont observables. D'abord, la méthode proposée par l'ASCE mentionne que les ancrages qui devraient reprendre le plus d'effort sont ceux portant les numéros 7 et 19. Cela s'explique par le fait que ces derniers sont les plus éloignés du centroïde de la cage d'ancrages. Cependant, les résultats des modélisations numériques, en phases avec les données expérimentales, montrent que

les ancrages # 5, # 9, # 17 et # 21 reprennent les plus grandes charges axiales. Puis, la méthode de calcul proposée par l'ASCE sous-estime les charges axiales dans les ancrages # 3, # 11, # 15 et # 23. Enfin, les efforts axiaux dans les ancrages # 5, # 6, # 7, # 8 et # 9 sont similaires. Il est de même avec les ancrages # 17, # 18, # 19, # 20 et # 21. Malgré la procédure de serrage établie à la section 3.5, les résultats de certains ancrages sont affectés par la pression de serrage qui ne semble pas avoir été répartie équitablement sur tous les ancrages. La prise en compte de la non-linéarité matérielle permet de décharger les ancrages les plus sollicités. Les autres ancrages se redistribuent le reste des charges axiales. Les différences entre les résultats expérimentaux et numériques s'expliquent en partie par la précision des instruments de mesure et des hypothèses sur lesquelles sont basés les modèles numériques.

5.2 Déplacements au point mobile

Les figures 5.9 à 5.16 présentent les déplacements au point mobile. Les efforts qui transitent dans la connexion à la base du fût sont indiqués dans le titre de chaque graphique. Sur ces figures, DY, DZ et DRX indiquent respectivement les déplacements transversal et vertical ainsi que la rotation de la poutre de transfert au point mobile. La convention de signe utilisée est décrite aux sections 3.6.2 et 4.6.2.

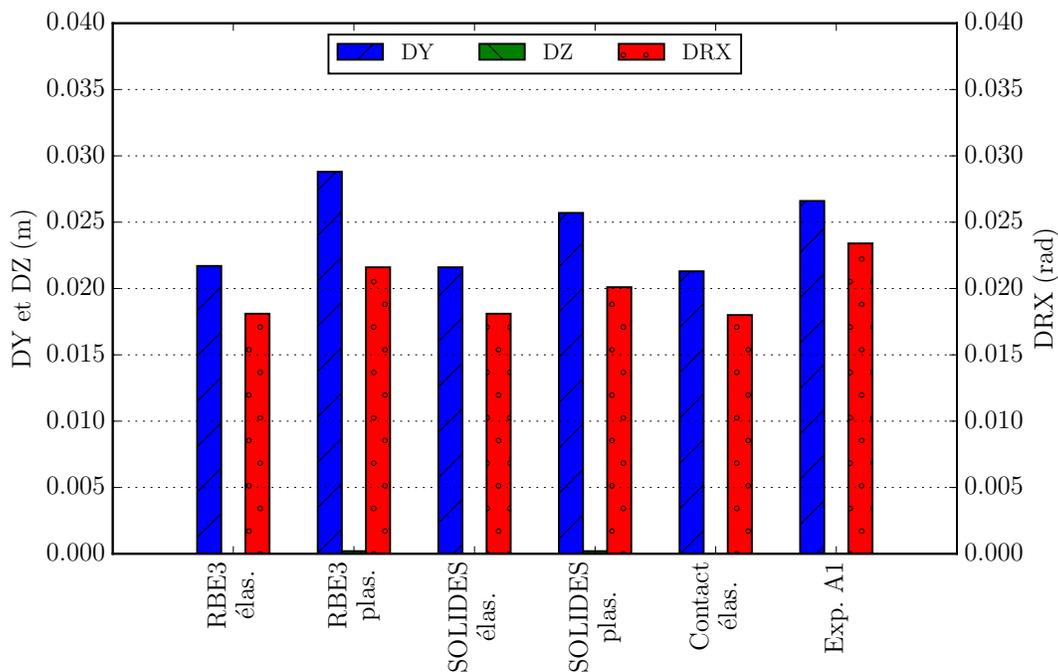


Figure 5.9 Spécimen A1 : Déplacements et rotation au point mobile selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 5.31 kN et 0.26 kN.

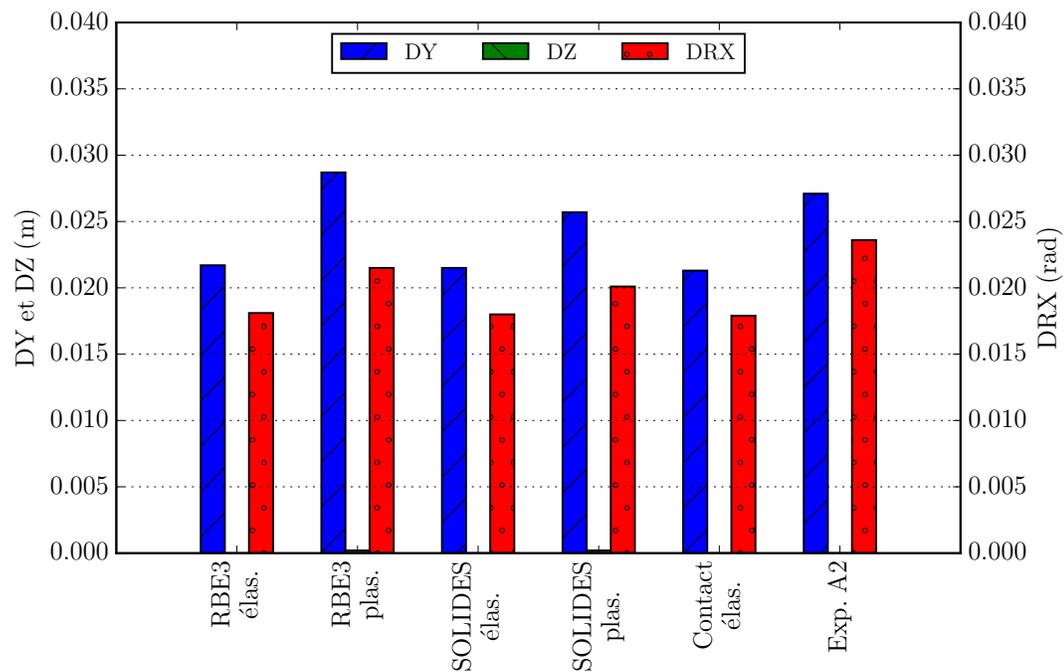


Figure 5.10 Spécimen A2 : Déplacements et rotation au point mobile selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 5.33 kN et 0.24 kN.

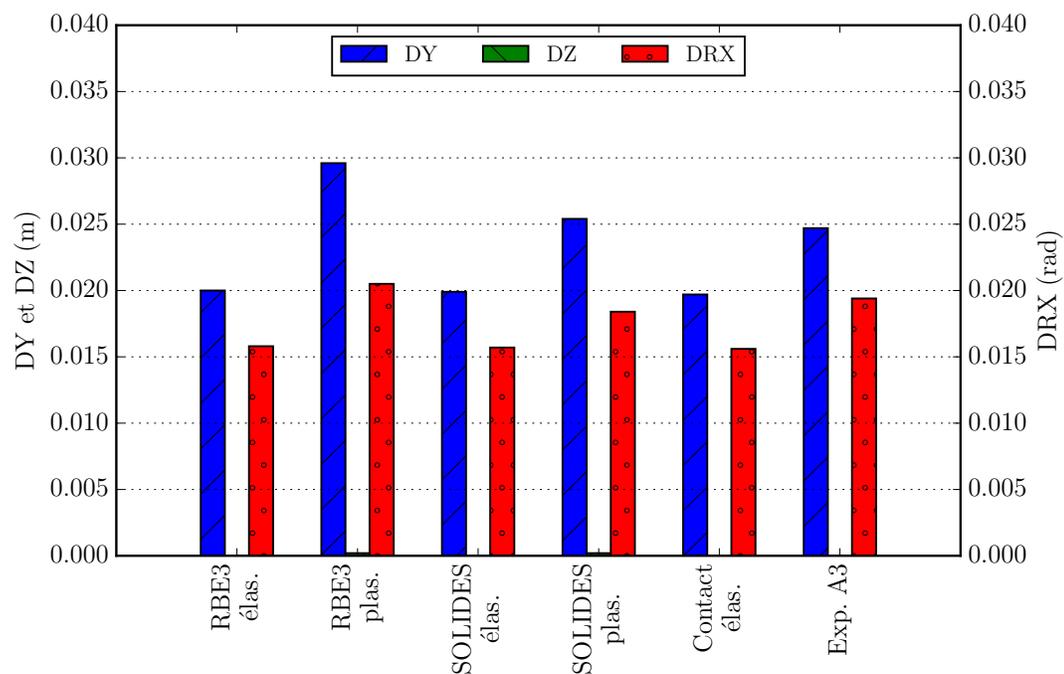


Figure 5.11 Spécimen A3 : Déplacements et rotation au point mobile selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 10.00 kN et 0.33 kN.

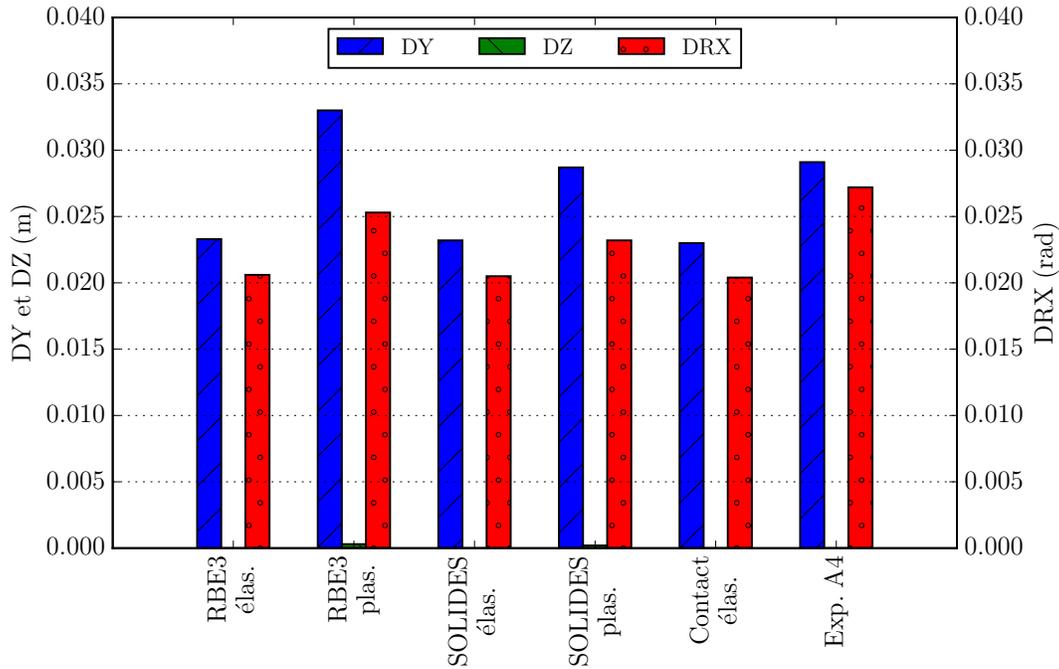


Figure 5.12 Spécimen A4 : Déplacements et rotation au point mobile selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 0.14 kN et 0.19 kN.

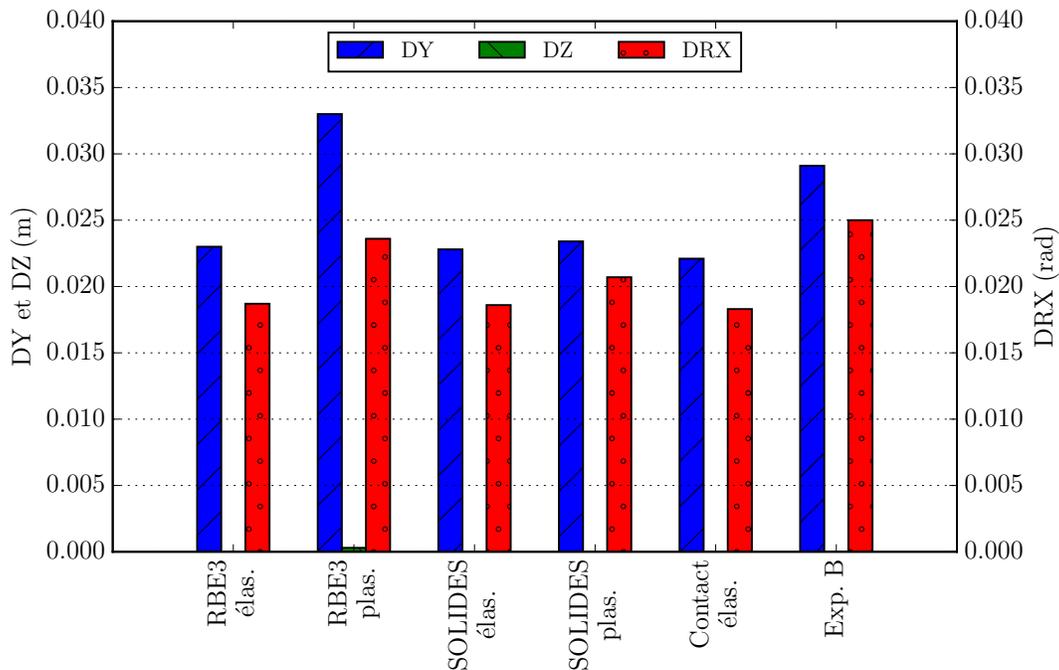


Figure 5.13 Spécimen B : Déplacements et rotation au point mobile selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 5.37 kN et 0.28 kN.

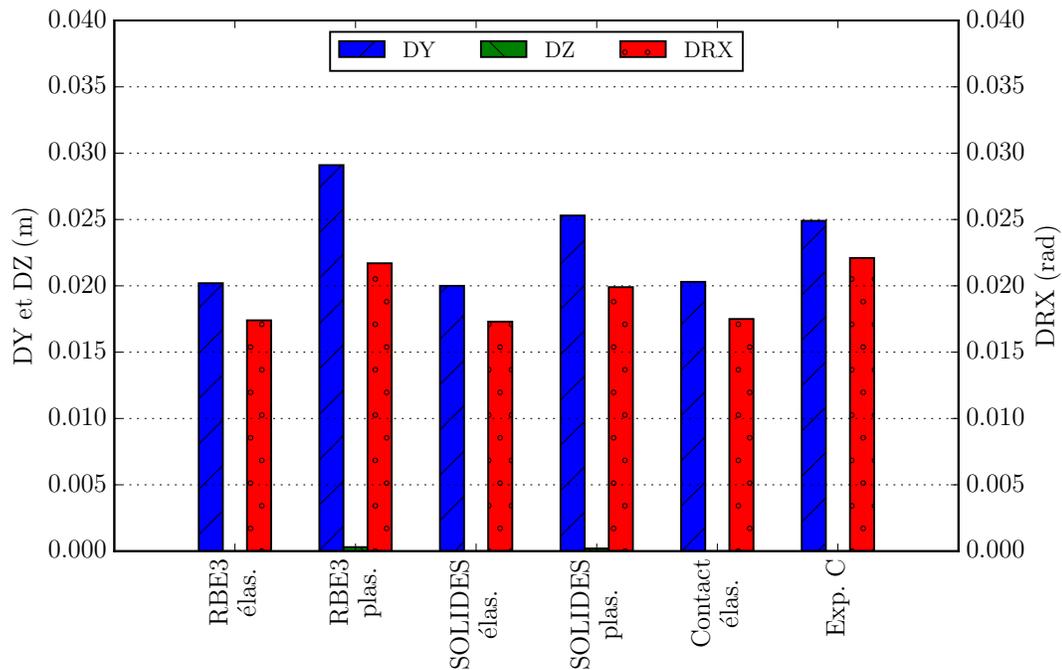


Figure 5.14 Spécimen C : Déplacements et rotation au point mobile selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 5.33 kN et 0.17 kN.

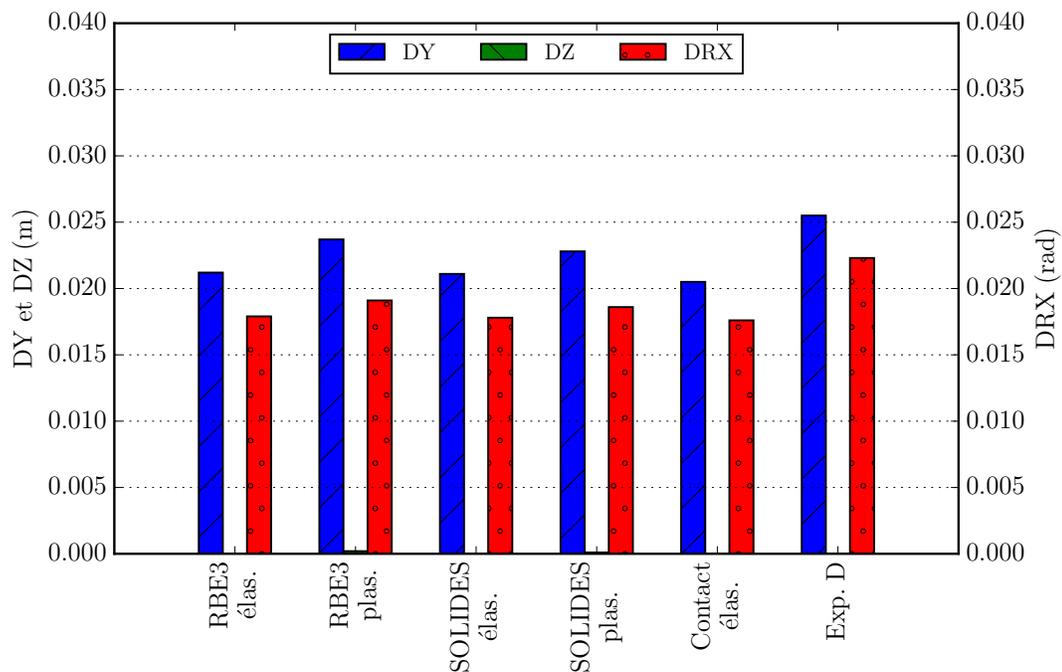


Figure 5.15 Spécimen D : Déplacements et rotation au point mobile selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 5.35 kN et 0.23 kN.

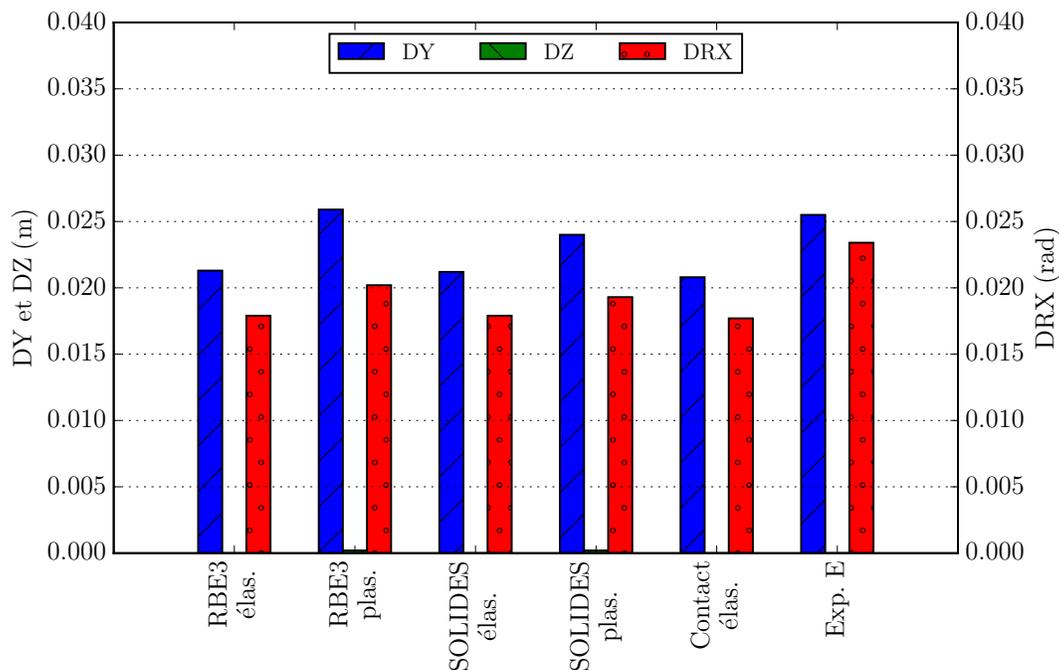


Figure 5.16 Spécimen E : Déplacements et rotation au point mobile selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 5.36 kN et 0.28 kN.

Pour chaque modèle numérique, deux moyennes (DY_{norm} et DRX_{norm}) sont calculées à l'aide des déplacements transversaux et des rotations au point mobile des huit spécimens étudiés dans ce chapitre. Elles sont présentées au tableau 5.1. Chaque déplacement et chaque rotation utilisés dans le calcul des moyennes ont été préalablement normalisés par rapport aux résultats expérimentaux. Aucune moyenne n'a été calculée avec les déplacements verticaux (DZ) au point mobile.

Tableau 5.1 Moyennes des déplacements transversaux et des rotations au point mobile normalisés par rapport aux résultats expérimentaux pour chaque modèle numérique

Modélisation	Moyenne	Écart type	Moyenne	Écart type
	DY_{norm} (%)	DY_{norm} (%)	DRX_{norm} (%)	DRX_{norm} (%)
RBE3 élas.	81.19	1.44	77.69	2.14
RBE3 plas.	109.02	8.23	93.33	6.03
SOLIDES élas.	80.67	1.54	77.36	2.07
SOLIDES plas.	94.81	6.76	86.24	3.95
CONTACT élas.	79.61	1.70	76.89	2.28

5.2.1 Discussion

D'abord, en observant les moyennes des déplacements transversaux et des rotations dans le tableau 5.1, peu de différence est observée entre les modèles SOLIDES élas., RBE3 élas. et Contact élas. Puis, la prise en compte des non-linéarités matérielles dans les modèles SOLIDES plas., RBE3 plas. permet d'obtenir des déplacements et des rotations similaires à ceux observés expérimentalement. Le modèle RBE3 plas. est moins rigide que le modèle SOLIDES plas. En effet, il génère les plus grands déplacements transversaux et les plus grandes rotations au point mobile. Cette flexibilité s'explique par le fait que contrairement aux liaisons SOLIDES, les liaisons RBE3 ne créent pas de corps rigides entre les ancrages ponctuels et les nœuds de la platine. Ensuite, les différences entre les résultats expérimentaux et numériques peuvent s'expliquer en grande partie par les valeurs des pentes inélastiques (E_p) qui caractérisent chaque acier. La méthode utilisée pour le calcul de ces pentes suppose que l'aire sous les pentes élastiques et inélastiques est égale à l'énergie dissipée pendant les essais de traction réalisés sur les aciers au moment d'atteindre leur limite ultime. L'énergie dissipée est donc la même à l'ultime, mais peut différer lorsque l'acier est dans le domaine plastique, mais n'atteint pas sa limite ultime. Enfin, comme l'effort de compression appliqué au point mobile est faible, le déplacement DZ est quasiment nul pour tous les modèles numériques. En observant les résultats expérimentaux, il est possible de tirer la même conclusion.

5.3 Déformation de la platine

À titre de rappel, la figure 5.17 illustre les axes de lectures des jauges P1 à P8. Se référer à la figure 3.4 pour connaître les positions exactes de ces jauges. Les jauges P1 à P6 sont localisées sur la face inférieure de la platine tandis que les jauges P7 et P8 sont positionnées sur la face supérieure de la plaque d'appui. Les jauges P5 à P8 permettent de quantifier les déformations mécaniques entre les ancrages # 5 et # 7. Les jauges P1 à P4 sont dans l'axe de la poutre de transfert. La convention de signe utilisée est décrite aux sections 3.6.3 et 4.6.3. Les figures 5.18 à 5.25 présentent les déformations mécaniques dans les jauges P1 à P4. Seuls les spécimens A1, A2, A3, B et C étaient instrumentés des jauges P5 à P8 et les figures 5.26 à 5.30 illustrent les déformations lues par celles-ci. Les efforts qui transitent dans la connexion à la base du fût sont indiqués dans le titre de chaque graphique. Pour chaque modèle numérique, quatre moyennes ($P1_{\text{norm}}$, $P2_{\text{norm}}$, $P3_{\text{norm}}$ et $P4_{\text{norm}}$) sont calculées à l'aide des déformations dans les jauges P1 à P4 des huit spécimens étudiés dans ce chapitre. Ces moyennes sont présentées aux tableaux 5.2 et 5.3. Chaque déformation utilisée dans le calcul des moyennes a été préalablement normalisée

par rapport aux déformations expérimentales. Aucune moyenne n'a été calculée pour les jauges P5 à P8, car trois spécimens n'étaient pas instrumentés de ces jauges.

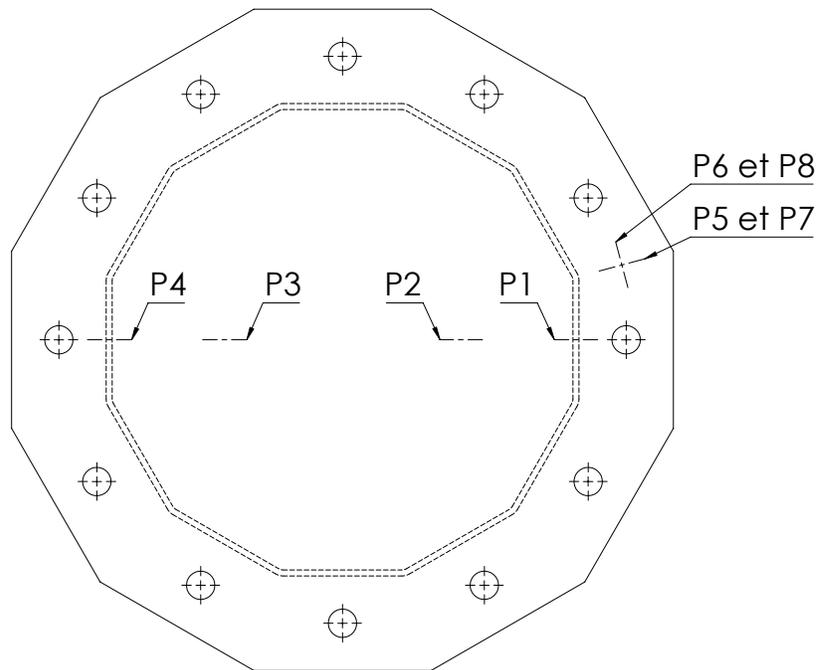


Figure 5.17 Axes de lecture des jauges P1 à P8

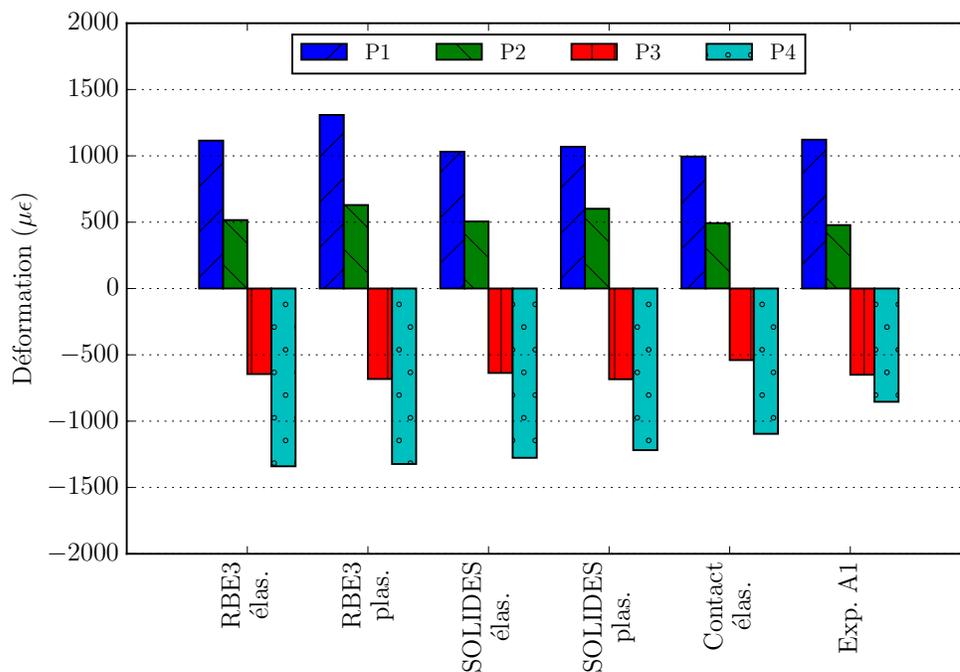


Figure 5.18 Spécimen A1 : Déformations dans les jauges P1 à P4 selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 5.31 kN et 0.26 kN.

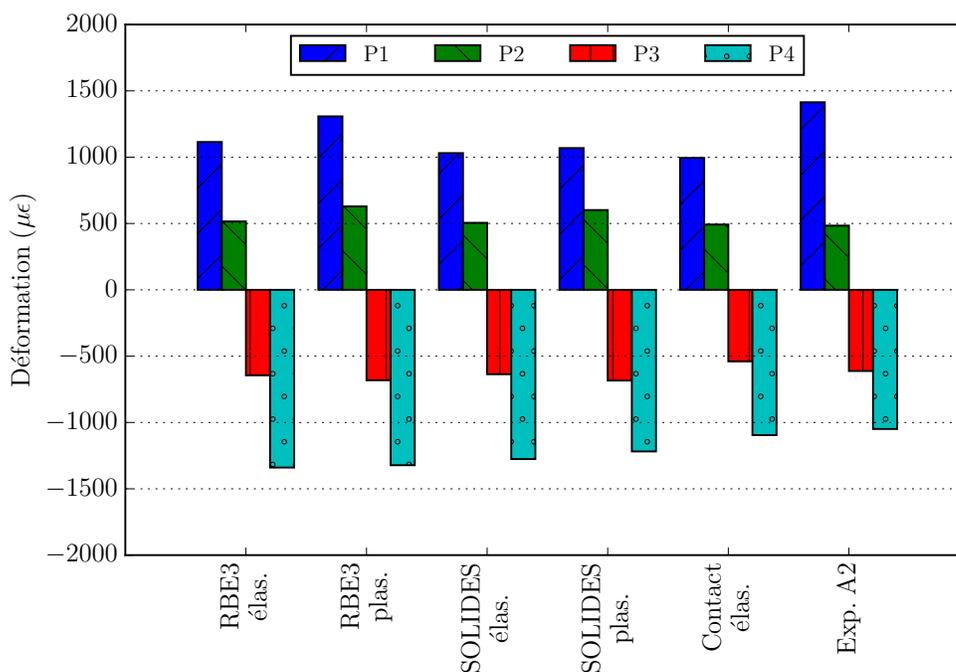


Figure 5.19 Spécimen A2 : Déformations dans les jauges P1 à P4 selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 5.33 kN et 0.24 kN.

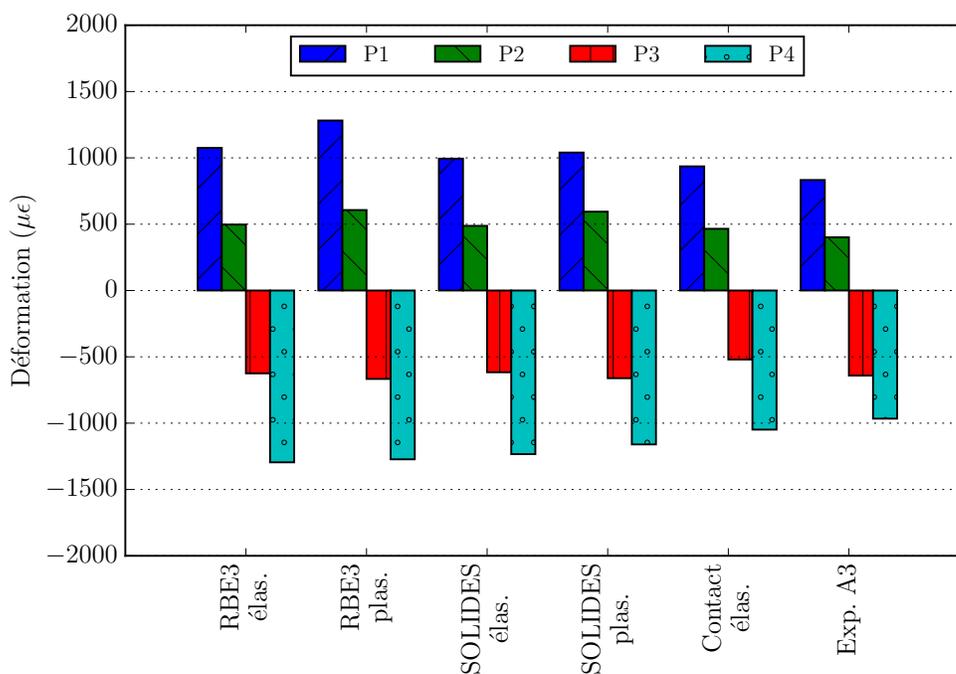


Figure 5.20 Spécimen A3 : Déformations dans les jauges P1 à P4 selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 10.00 kN et 0.33 kN.

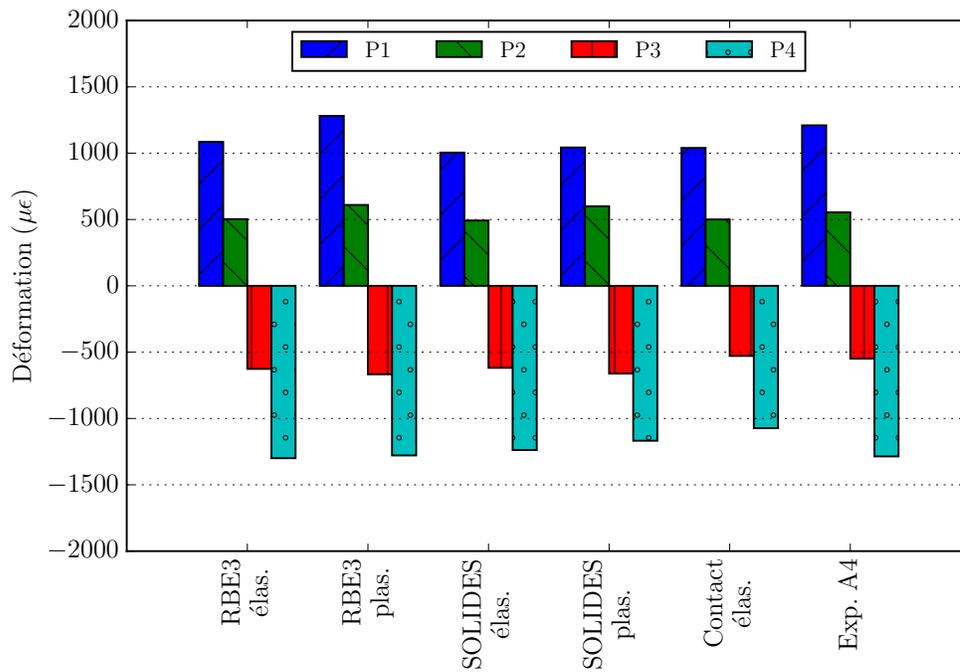


Figure 5.21 Spécimen A4 : Déformations dans les jauges P1 à P4 selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 0.14 kN et 0.19 kN.

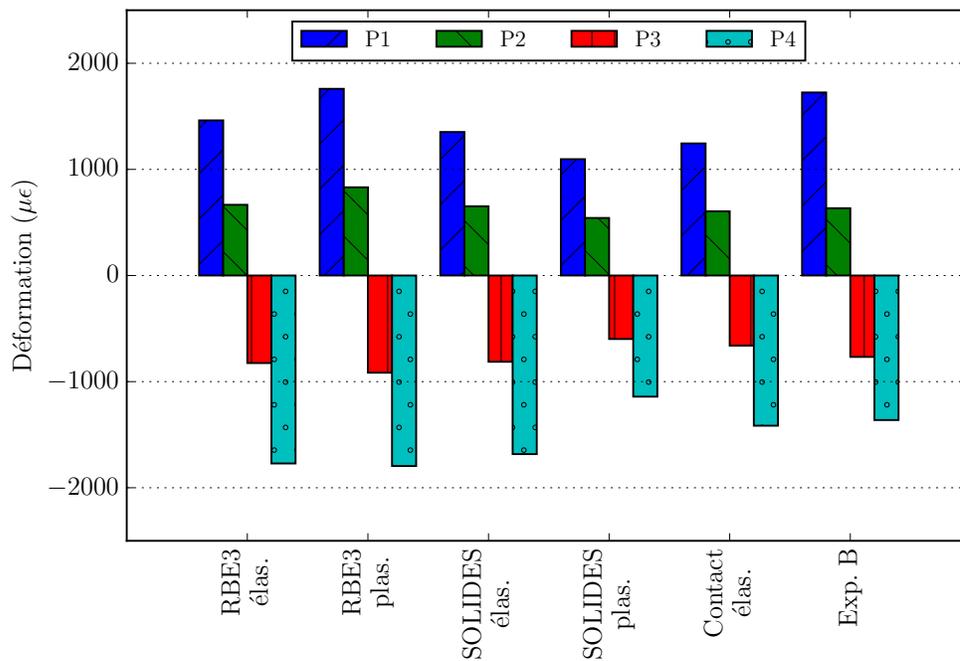


Figure 5.22 Spécimen B : Déformations dans les jauges P1 à P4 selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 5.37 kN et 0.28 kN.

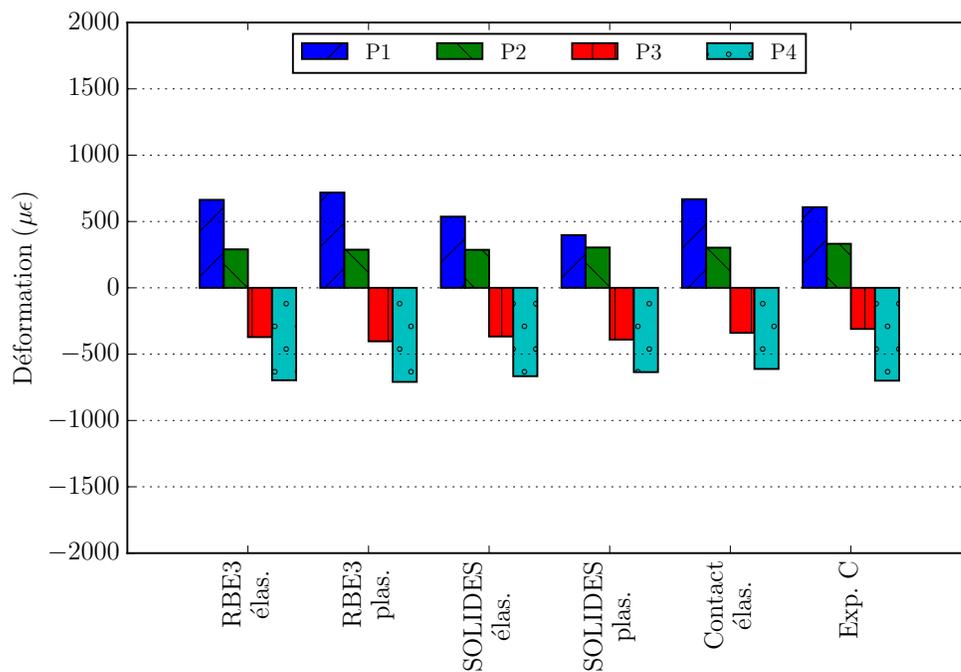


Figure 5.23 Spécimen C : Déformations dans les jauges P1 à P4 selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 5.33 kN et 0.17 kN.

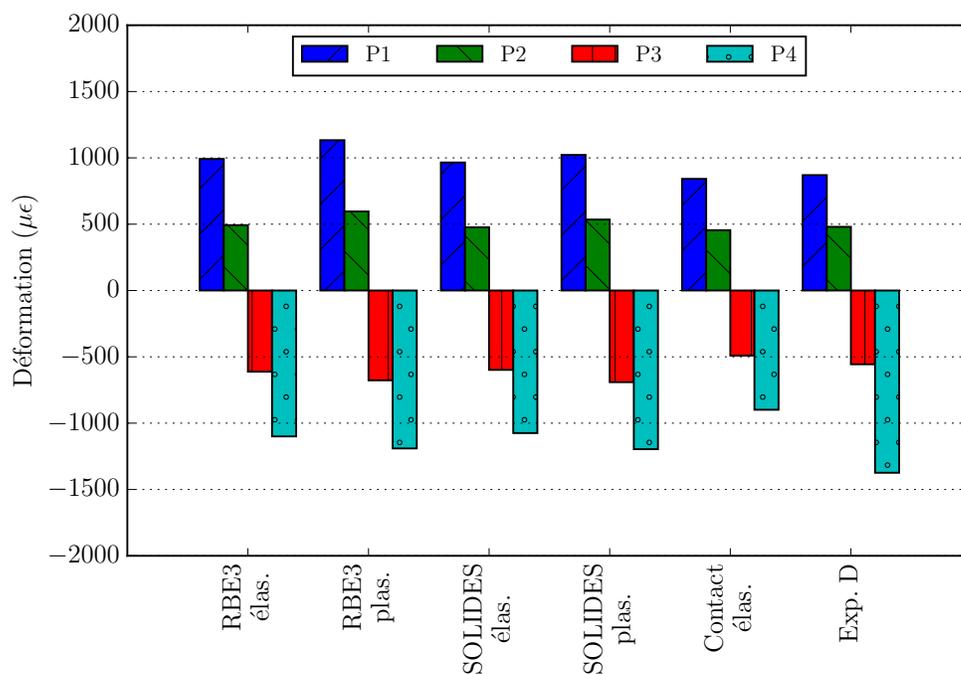


Figure 5.24 Spécimen D : Déformations dans les jauges P1 à P4 selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 5.35 kN et 0.23 kN.

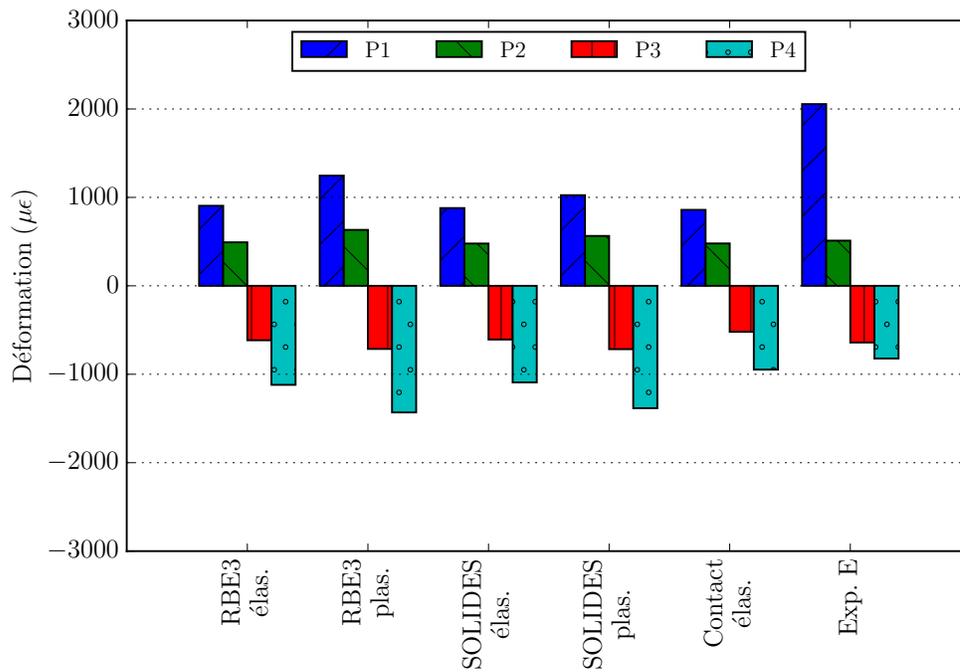


Figure 5.25 Spécimen E : Déformations dans les jauges P1 à P4 selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 5.36 kN et 0.28 kN.

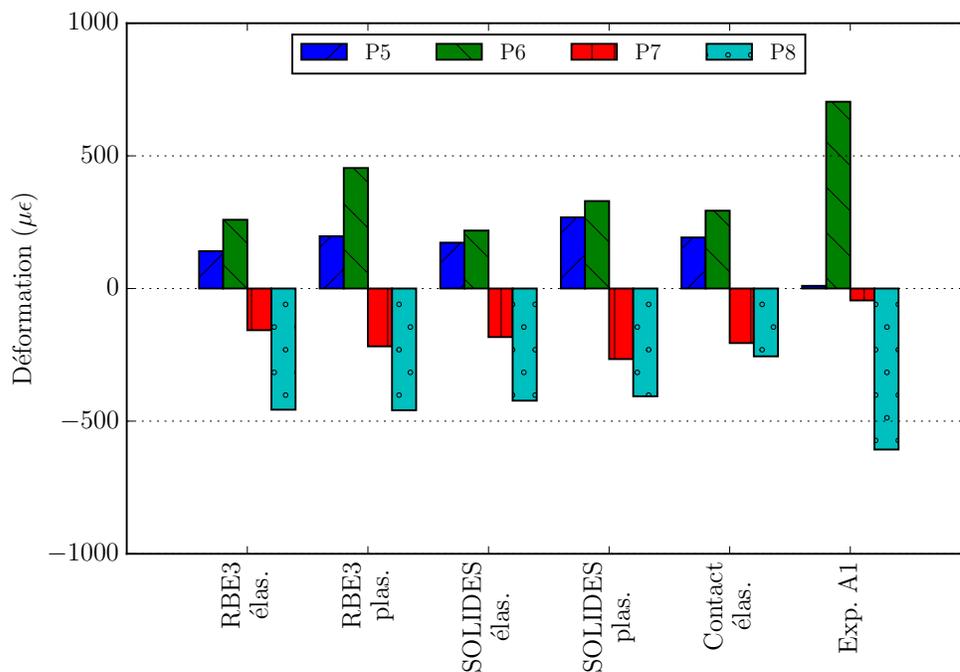


Figure 5.26 Spécimen A1 : Déformations dans les jauges P5 à P8 selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 5.31 kN et 0.26 kN.

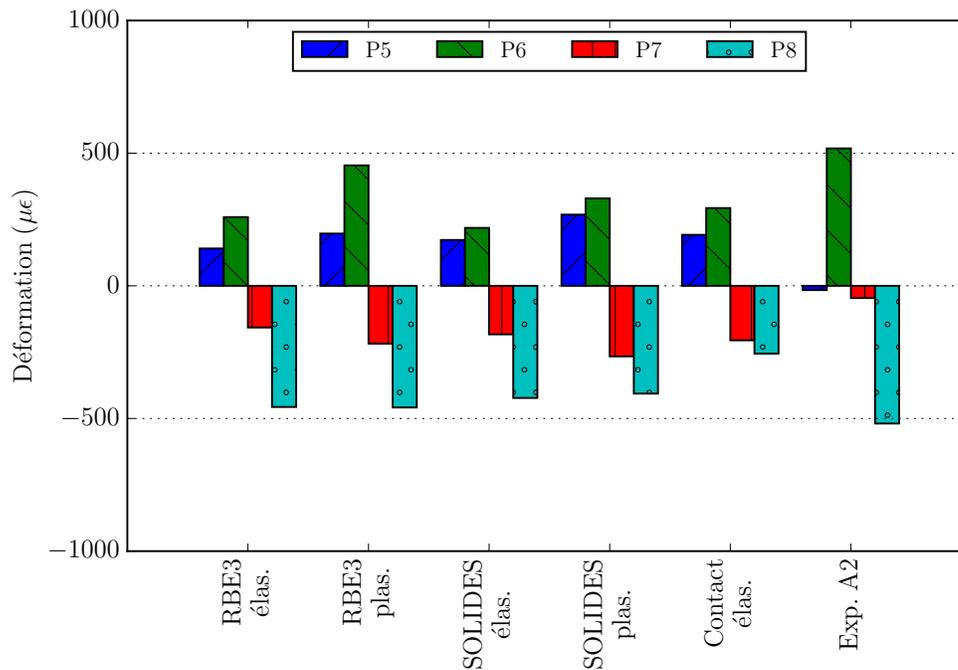


Figure 5.27 Spécimen A2 : Déformations dans les jauges P5 à P8 selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 5.33 kN et 0.24 kN.

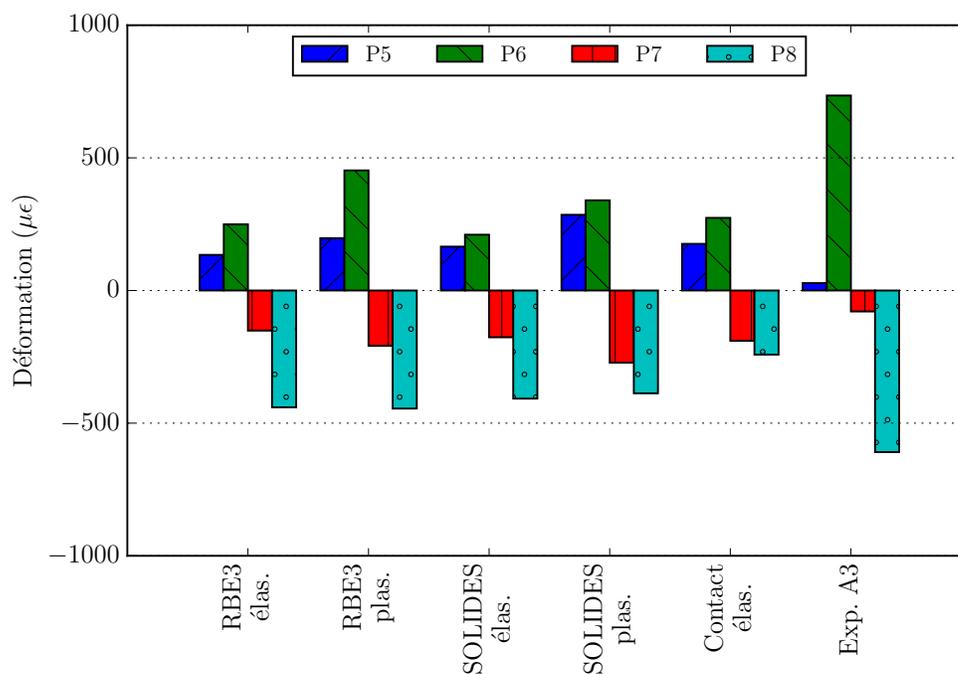


Figure 5.28 Spécimen A3 : Déformations dans les jauges P5 à P8 selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 10.00 kN et 0.33 kN.

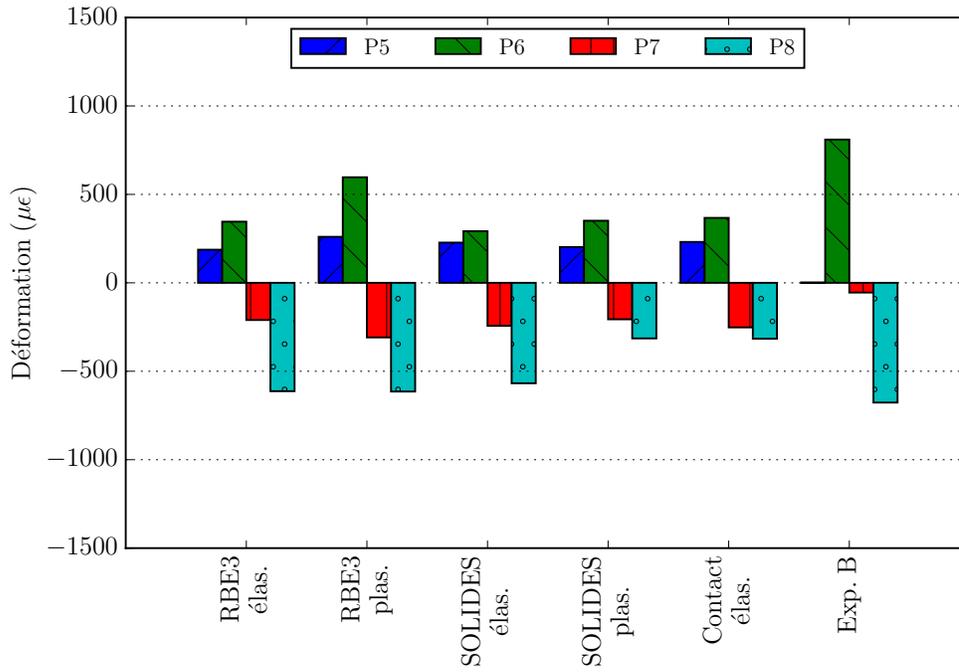


Figure 5.29 Spécimen B : Déformations dans les jauges P5 à P8 selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 5.37 kN et 0.28 kN.

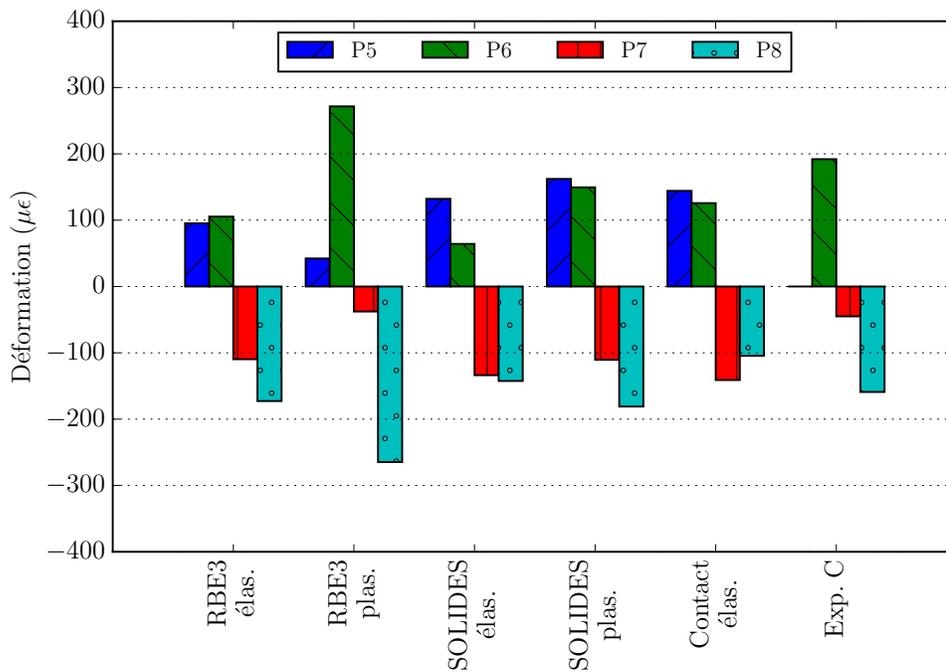


Figure 5.30 Spécimen C : Déformations dans les jauges P5 à P8 selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 5.33 kN et 0.17 kN.

Tableau 5.2 Moyennes des déformations dans les jauges P1 et P2 normalisées par rapport aux déformations expérimentales pour chaque modèle numérique

Modélisation	Moyenne	Écart type	Moyenne	Écart type
	$P1_{\text{norm}}$ (%)	$P1_{\text{norm}}$ (%)	$P2_{\text{norm}}$ (%)	$P2_{\text{norm}}$ (%)
RBE3 élas.	93.51	24.23	102.36	10.70
RBE3 plas.	109.87	25.61	123.31	17.56
SOLIDES élas.	85.86	21.98	100.13	10.43
SOLIDES plas.	84.69	24.76	112.94	18.56
Contact élas.	84.65	21.65	98.09	7.90

Tableau 5.3 Moyennes des déformations dans les jauges P3 et P4 normalisées par rapport aux déformations expérimentales pour chaque modèle numérique

Modélisation	Moyenne	Écart type	Moyenne	Écart type
	$P3_{\text{norm}}$ (%)	$P3_{\text{norm}}$ (%)	$P4_{\text{norm}}$ (%)	$P4_{\text{norm}}$ (%)
RBE3 élas.	106.37	7.91	120.83	23.37
RBE3 plas.	115.77	8.59	125.89	27.62
SOLIDES élas.	104.86	7.79	115.72	22.05
SOLIDES plas.	110.26	14.50	112.59	28.58
Contact élas.	89.36	9.03	99.68	18.62

5.3.1 Discussion

Les déformations captées par les jauges P1 et P2 sont positives. Dans la zone délimitée par les ancrages # 1, # 7 et # 13, la face inférieure de la platine cherche à s'allonger sous l'action d'un moment fléchissant positif engendré par les efforts de compression qui transigent dans les ancrages # 1 à # 13. Dans la zone délimitée par les ancrages # 13, # 19 et # 1, l'inverse se produit et les déformations captées par les jauges P3 et P4 sont négatives. Dans le cas des jauges P1 à P4, les déformations générées par les cinq modèles se rapprochent de celles mesurées expérimentalement. Cela signifie que sous les cas de chargement considérés, les aciers qui composent les platines restent dans leur domaine élastique. Concernant les jauges P5 à P8, les déformations observées expérimentalement se produisent sur les axes de lecture des jauges P6 et P8. Entre les ancrages # 5 et # 7, la platine fléchit principalement autour de l'axe de lecture des jauges P5 et P7.

Les déformations captées lors des essais par ces deux jauges sont quasiment nulles. Cependant, elles sont beaucoup plus grandes dans les modèles numériques. La simplification des ancrages volumiques par des ancrages ponctuels peut avoir un effet sur l'allure des déformations mécaniques observées. Des défauts sur l'alignement des jauges pendant leur mise en place sur les platines peuvent aussi expliquer, en partie, les différences entre les résultats expérimentaux et numériques. De plus, ces différences sont intimement liées aux écarts observés dans la répartition des efforts axiaux dans les ancrages. Alors, si les efforts diffèrent, les déformations diffèrent aussi.

5.4 Déplacements à la base du fût

Les figures 5.31 à 5.38 présentent l'allure des déformées à la base du fût obtenues pour chaque modèle sous la combinaison de chargement mentionnée dans le titre de chaque figure. Chaque déformée est amplifiée par un facteur de 25. Sur ces figures, la déformée à l'état initial est illustrée à l'aide de tirets magenta. Elle est obtenue lorsque le chargement au point mobile est nul. Les positions des cibles sont illustrées à la figure 3.5

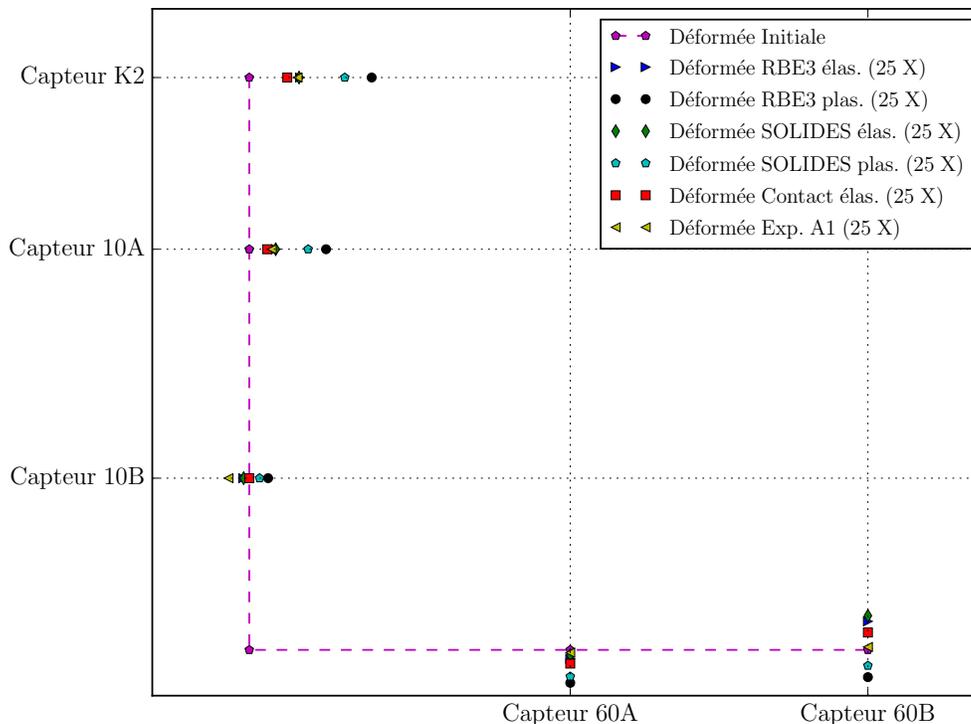


Figure 5.31 Spécimen A1 : Déformées (25 X) captées par les capteurs K1, K2, 60A, 60B, 10A et 10B selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 5.31 kN et 0.26 kN.

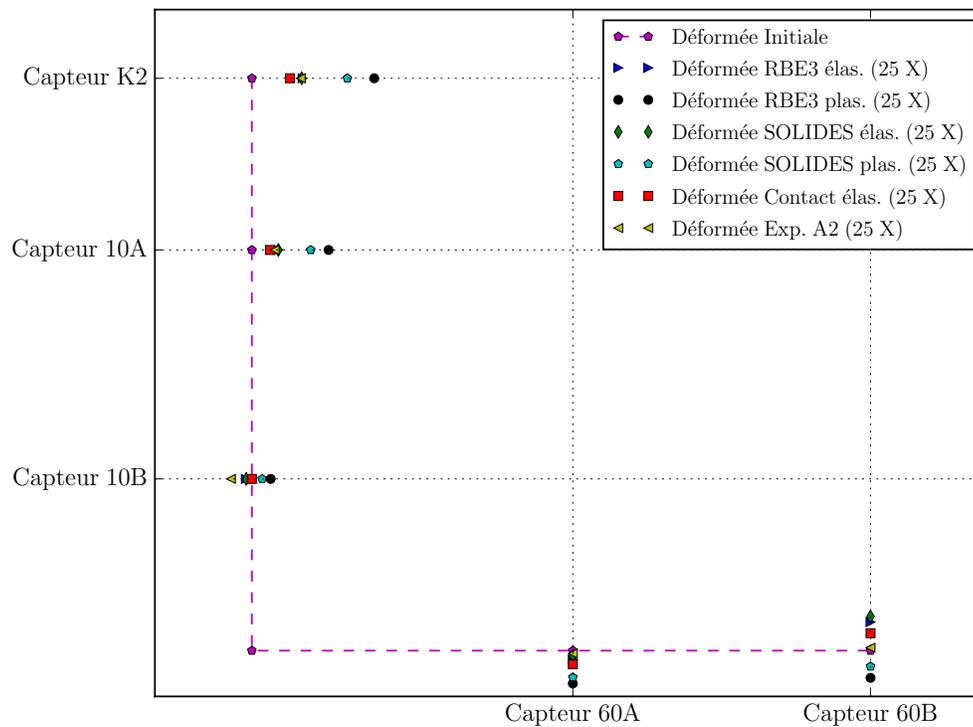


Figure 5.32 Spécimen A2 : Déformées (25 X) captées par les capteurs K1, K2, 60A, 60B, 10A et 10B selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 5.33 kN et 0.24 kN.

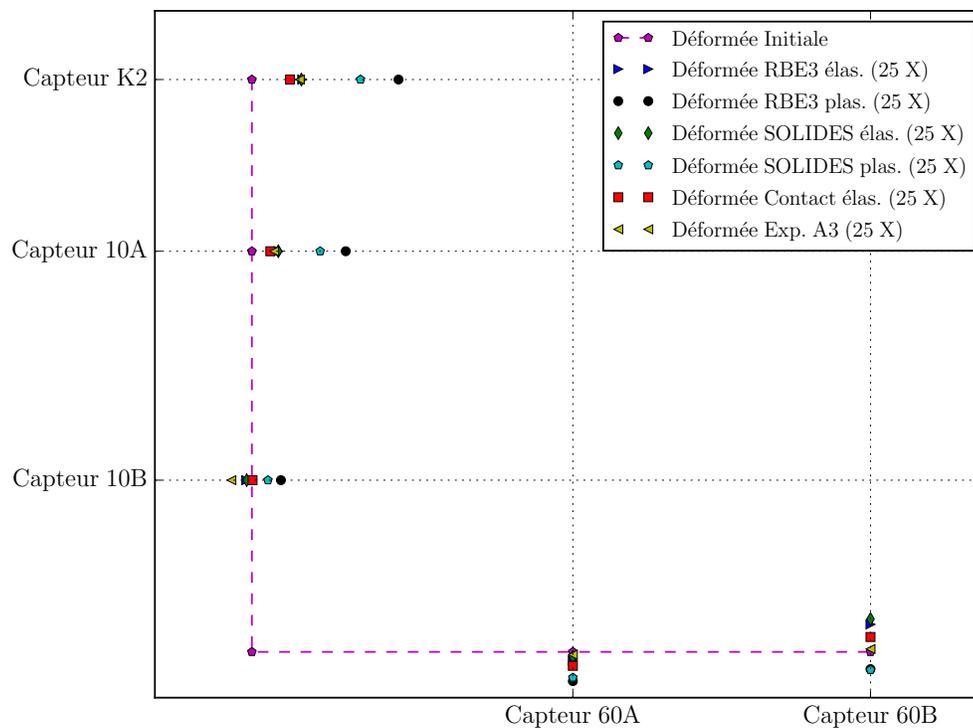


Figure 5.33 Spécimen A3 : Déformées (25 X) captées par les capteurs K1, K2, 60A, 60B, 10A et 10B selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 10.00 kN et 0.33 kN.

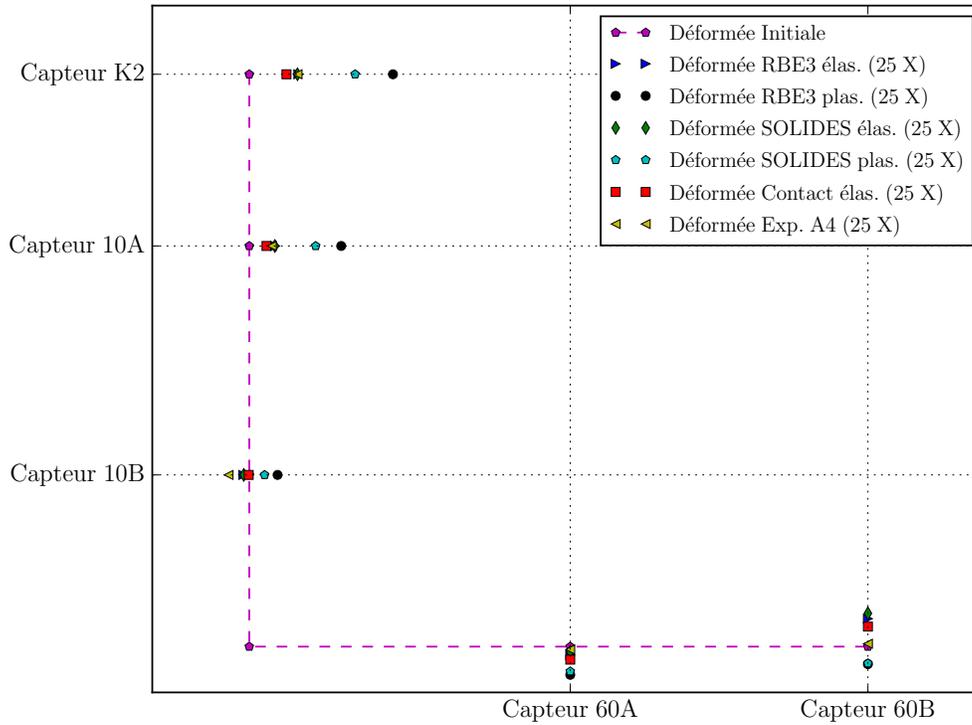


Figure 5.34 Spécimen A4 : Déformées (25 X) captées par les capteurs K1, K2, 60A, 60B, 10A et 10B selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 0.14 kN et 0.19 kN.

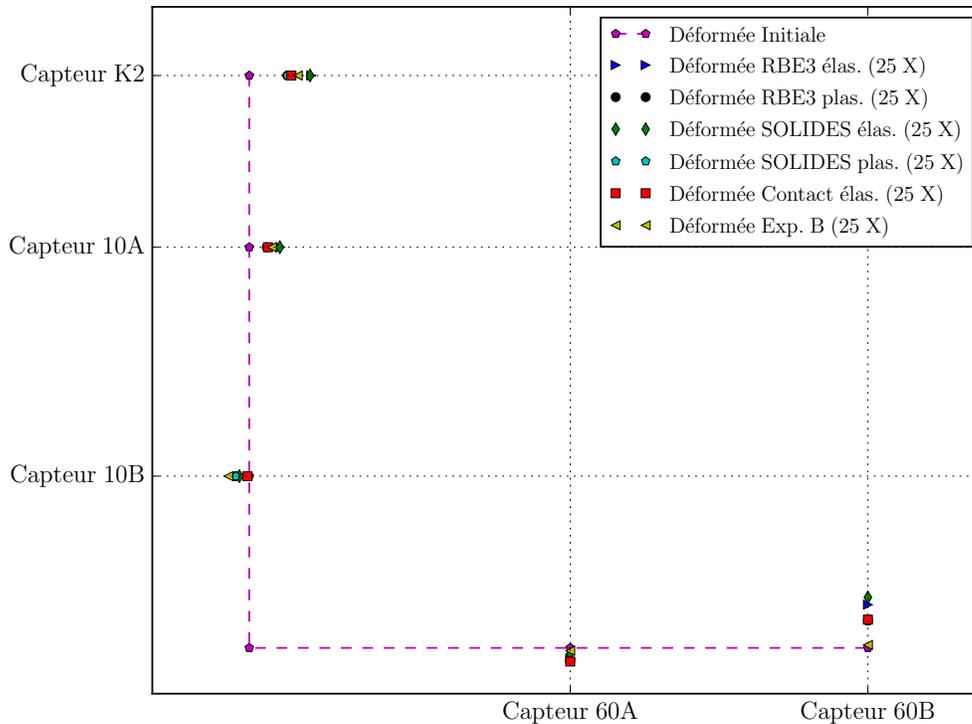


Figure 5.35 Spécimen B : Déformées (25 X) captées par les capteurs K1, K2, 60A, 60B, 10A et 10B selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 5.37 kN et 0.28 kN.

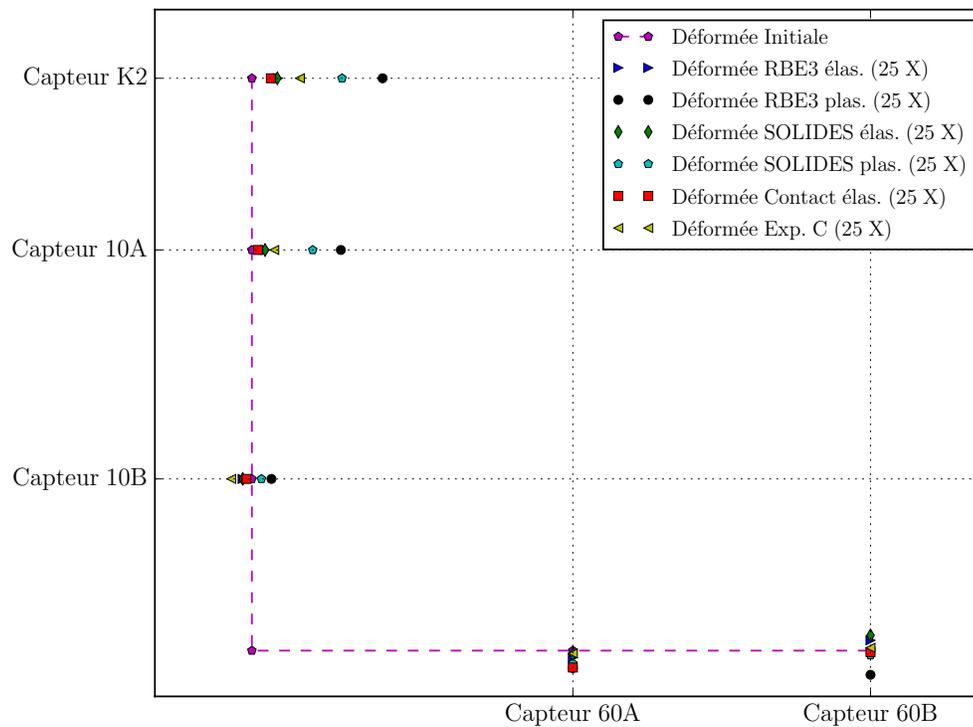


Figure 5.36 Spécimen C : Déformées (25 X) captées par les capteurs K1, K2, 60A, 60B, 10A et 10B selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 5.33 kN et 0.17 kN.

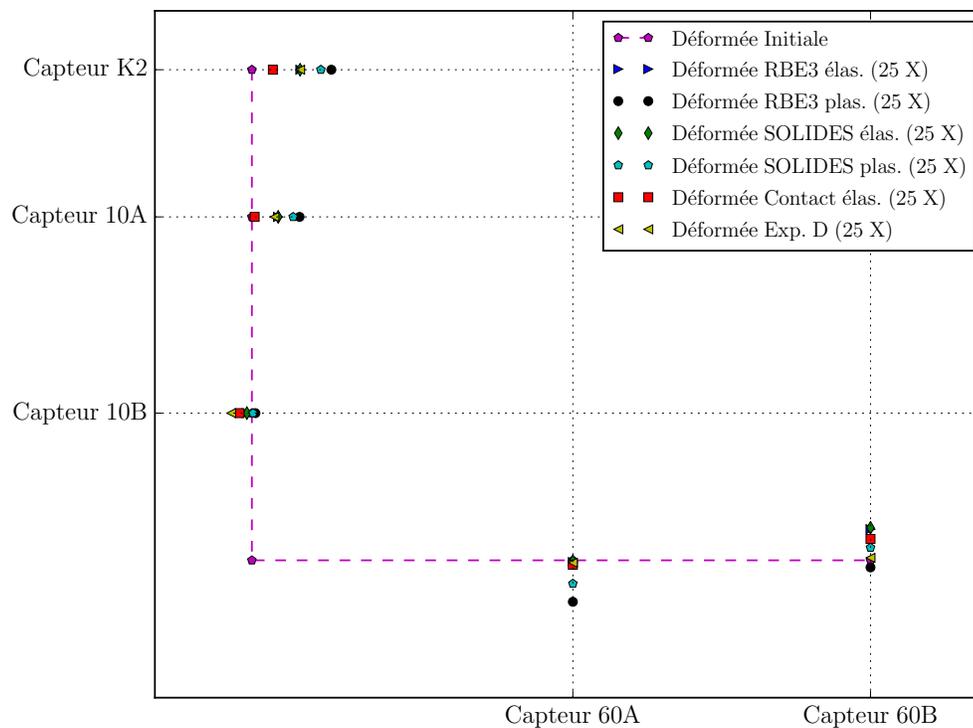


Figure 5.37 Spécimen D : Déformées (25 X) captées par les capteurs K1, K2, 60A, 60B, 10A et 10B selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 5.35 kN et 0.23 kN.

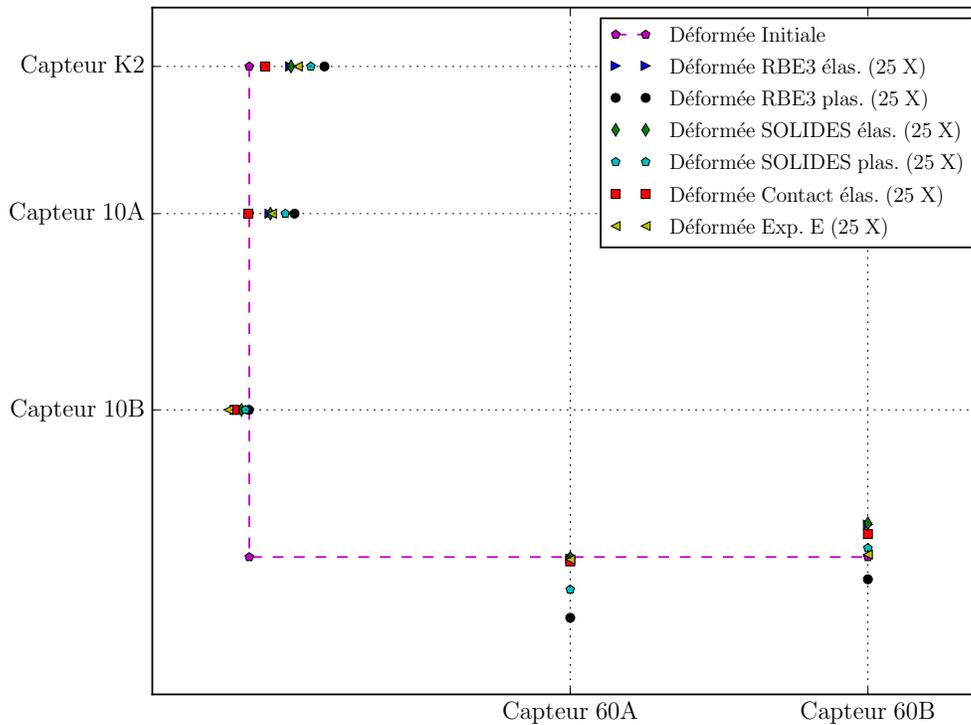
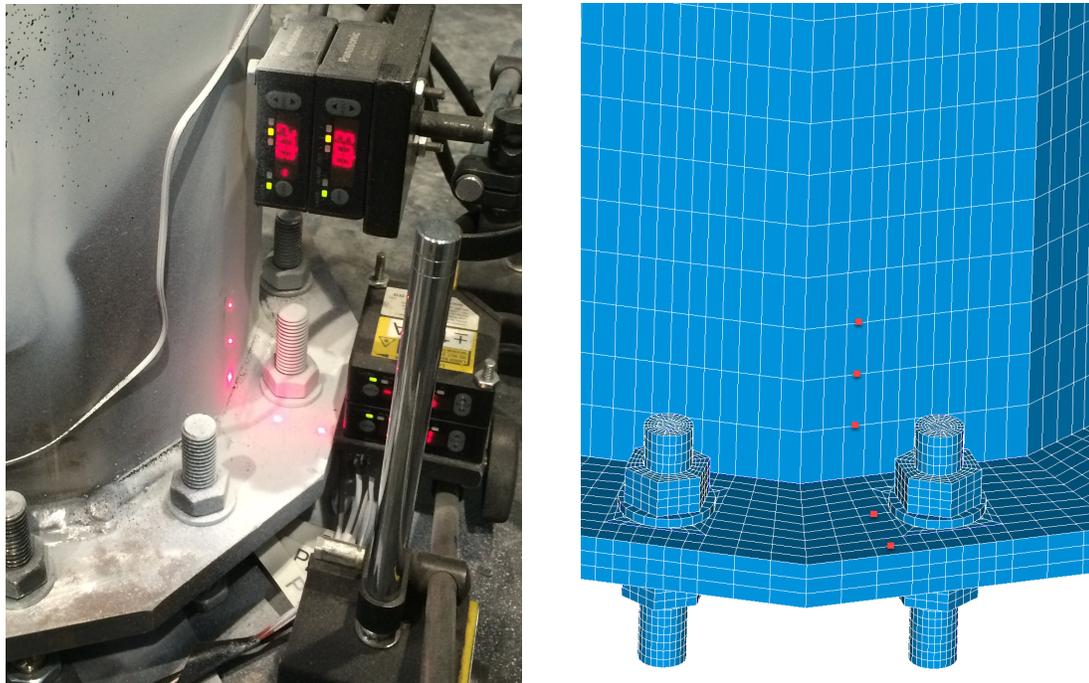


Figure 5.38 Spécimen E : Déformées (25 X) captées par les capteurs K1, K2, 60A, 60B, 10A et 10B selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 5.36 kN et 0.28 kN.

5.4.1 Discussion

Toutes les modélisations numériques produisent des déformées similaires à celles mesurées expérimentalement. Les modèles prenant en compte la non-linéarité matérielle sont moins rigides puisqu'ils génèrent de plus grands déplacements aux endroits visés par les capteurs de déplacement laser. Trois facteurs permettent d'expliquer, en partie, les différences entre les résultats expérimentaux et numériques. D'abord, la soudure liant le fût à la platine ne fait pas partie des modèles numériques. Elle est illustrée à la figure 5.39a et a pour effet de rigidifier localement la base du fût. Puis, les déformées expérimentales sont basées sur les déplacements de six cibles. Les positions de ces cibles ne varient que dans l'axe de lecture de chaque capteur au cours des essais expérimentaux. Dans le cas des modélisations numériques, les déformées sont basées sur les déplacements de six nœuds dont les coordonnées sont près des cibles de chaque capteur. Cinq de ces nœuds sont illustrés à la figure 5.39b. Puisque ces nœuds font partis du maillage du fût et de platine, ces nœuds ne déplacent pas seulement dans l'axe de lecture de chaque capteur au cours du chargement numérique. Pour chaque endroit ciblé par un capteur, une interpolation entre quatre nœuds permettrait d'obtenir les déplacements à l'endroit d'intérêt.



(a) Cibles réelles des capteurs K2, 10A, 10B, 60A et 60B (b) Cibles numériques des capteurs K2, 10A, 10B, 60A et 60B

Figure 5.39 Points de mesure des capteurs K2, 10A, 10B, 60A et 60B

Enfin, les points de mesures des capteurs K2, 10A, 10B, 60A et 60B sont localisés près de l'ancrage # 7. Le type d'ancrage utilisé dans les modélisations numériques influence l'allure des déformées obtenues. En effet, le modèle Contact élas. qui a recours à des ancrages volumiques donne des déplacements de la platine et du fût plus faibles que les modèles SOLIDES élas. et RBE3 élas.

5.5 Moments sur la ligne de flexion

Comme mentionnée à la section 4.6.5, la contrainte maximale dans la zone colorée en orange sur la figure 4.15 régit le dimensionnement de la platine. Cette contrainte provient d'un moment fléchissant appliqué sur la ligne de flexion. Deux méthodes permettent de calculer la valeur de ce moment. Présentée à la section 4.6.5, la première méthode s'applique seulement aux modèles numériques. À titre de rappel, elle permet de calculer le moment résultant de la sommation des forces normales aux nœuds colorés en rouge sur la figure 4.15. Ces forces sont préalablement multipliées par leurs bras de levier respectifs par rapport au centroïde de la zone orangée. Ces bras de levier sont de longueur inférieure ou égale à la moitié de l'épaisseur de la platine. La deuxième méthode calcule un second

moment à partir des efforts dans les ancrages. Le terme présenté à l'équation 5.1 provient de l'équation 2.4 et permet de calculer la valeur du second moment.

$$M = (BL_1c_1 + BL_2c_2 + \dots + BL_ic_i) \quad (5.1)$$

Où c_i correspond à la plus courte distance entre le centre d'un ancrage et la face du fût et BL_i est la valeur de la charge axiale dans un ancrage. L'annexe A explique les concepts théoriques derrière l'équation 2.4 et procède aussi à sa démonstration. Les figures 5.40 à 5.47 comparent les moments fléchissants qui agissent sur la ligne de flexion. Le moment interne résultant des forces nodales est calculé à partir de la première méthode tandis que le moment résultant des efforts dans les ancrages est calculé à l'aide de la seconde méthode. Dans les cas des spécimens A1, A2, A3, A4, B et C, seul l'ancrage # 7 est retenu dans le calcul du moment fléchissant. Pour les spécimens D et E, seuls les ancrages # 6, # 7 et # 8 sont considérés. Sur ces figures, le modèle intitulé *ASCE* se base sur les efforts axiaux dans les ancrages calculés à l'aide de la méthode indiquée à la section 2.1.3. Seul le moment résultant des efforts dans les ancrages est présenté pour ce modèle, car ce modèle n'est pas basé sur les éléments finis.

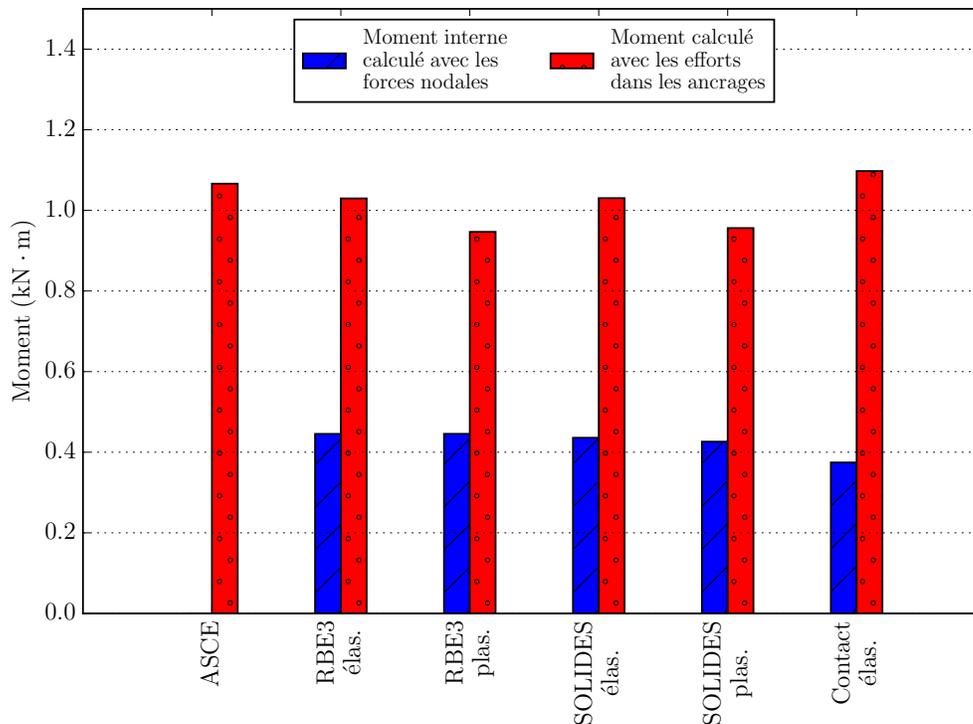


Figure 5.40 Spécimen A1 : Moments sur la ligne de flexion selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 5.31 kN et 0.26 kN.

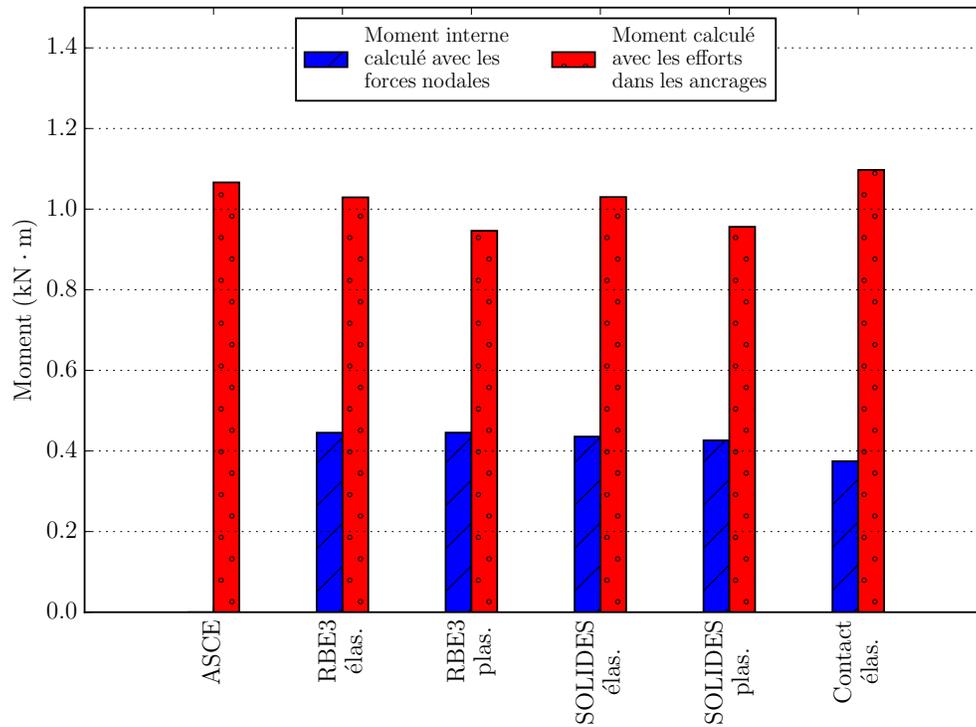


Figure 5.41 Spécimen A2 : Moments sur la ligne de flexion selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 5.33 kN et 0.24 kN.

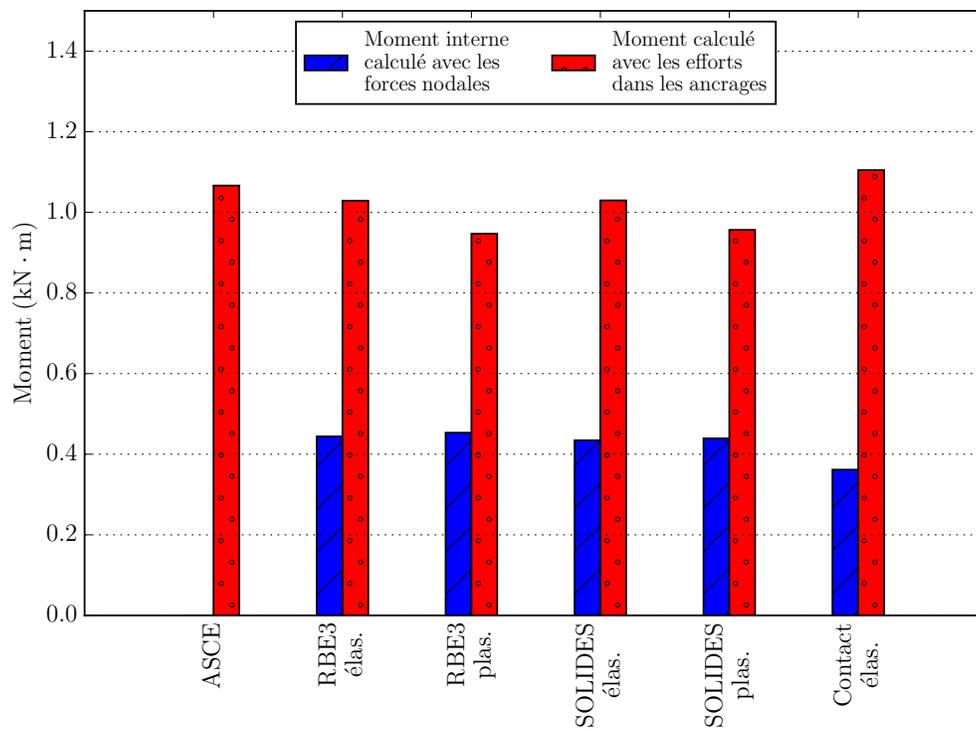


Figure 5.42 Spécimen A3 : Moments sur la ligne de flexion selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 10.00 kN et 0.33 kN.

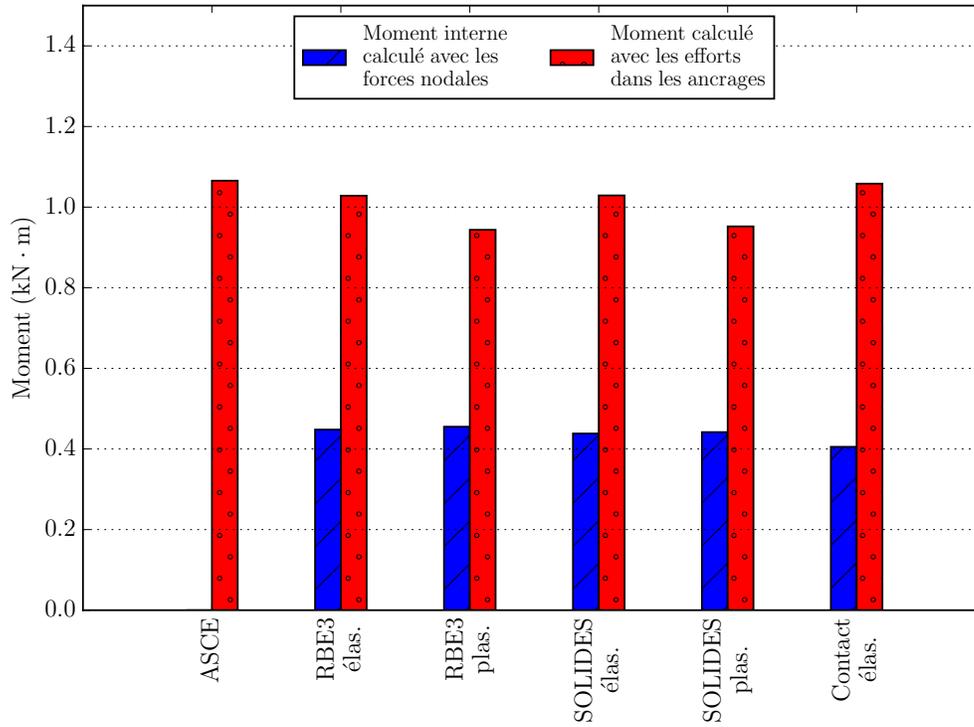


Figure 5.43 Spécimen A4 : Moments sur la ligne de flexion selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 0.14 kN et 0.19 kN.

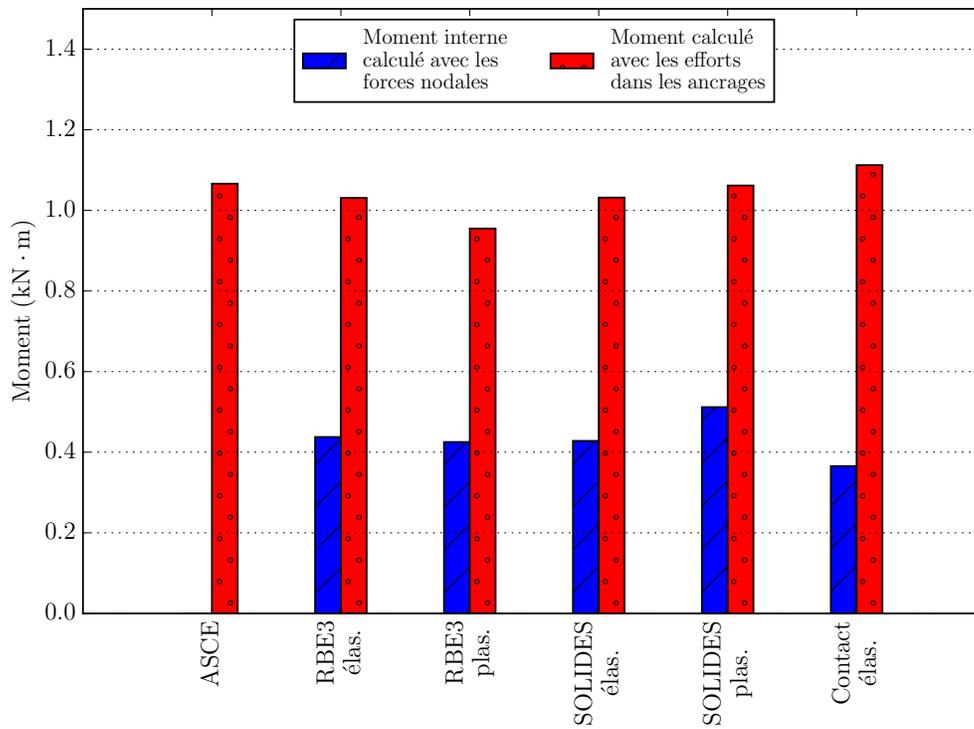


Figure 5.44 Spécimen B : Moments sur la ligne de flexion selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 5.37 kN et 0.28 kN.

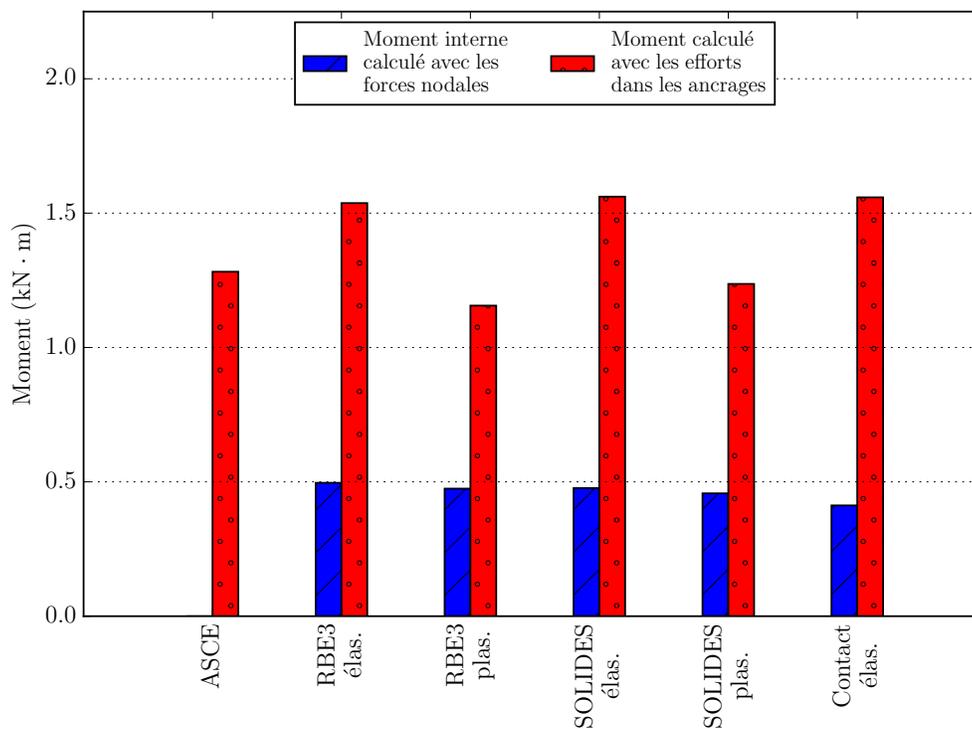


Figure 5.45 Spécimen C : Moments sur la ligne de flexion selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 5.33 kN et 0.17 kN.

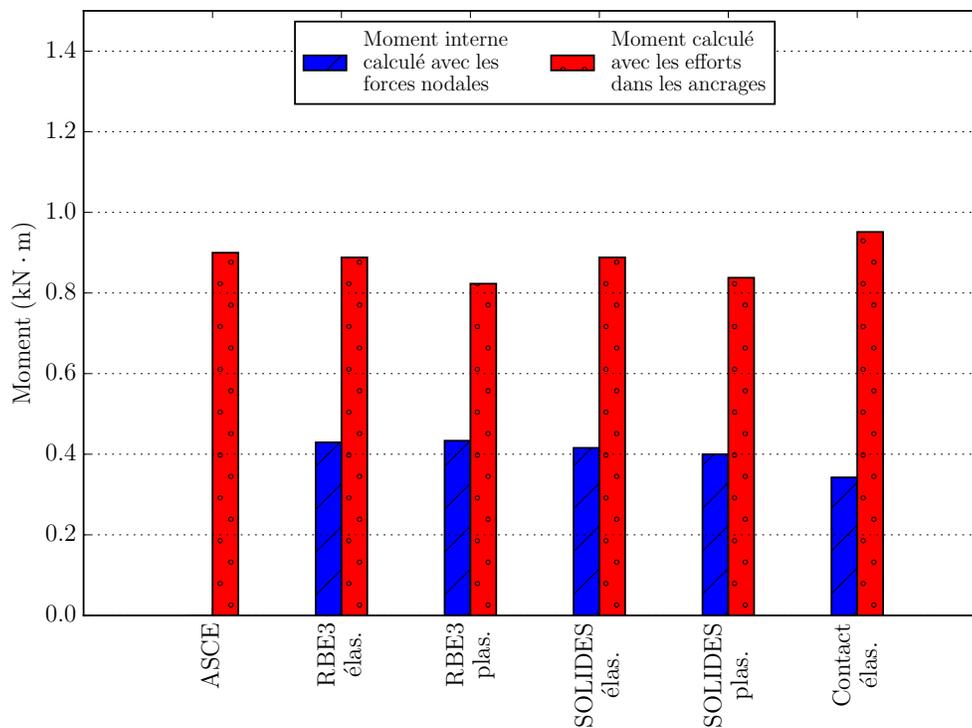


Figure 5.46 Spécimen D : Moments sur la ligne de flexion selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 5.35 kN et 0.23 kN.

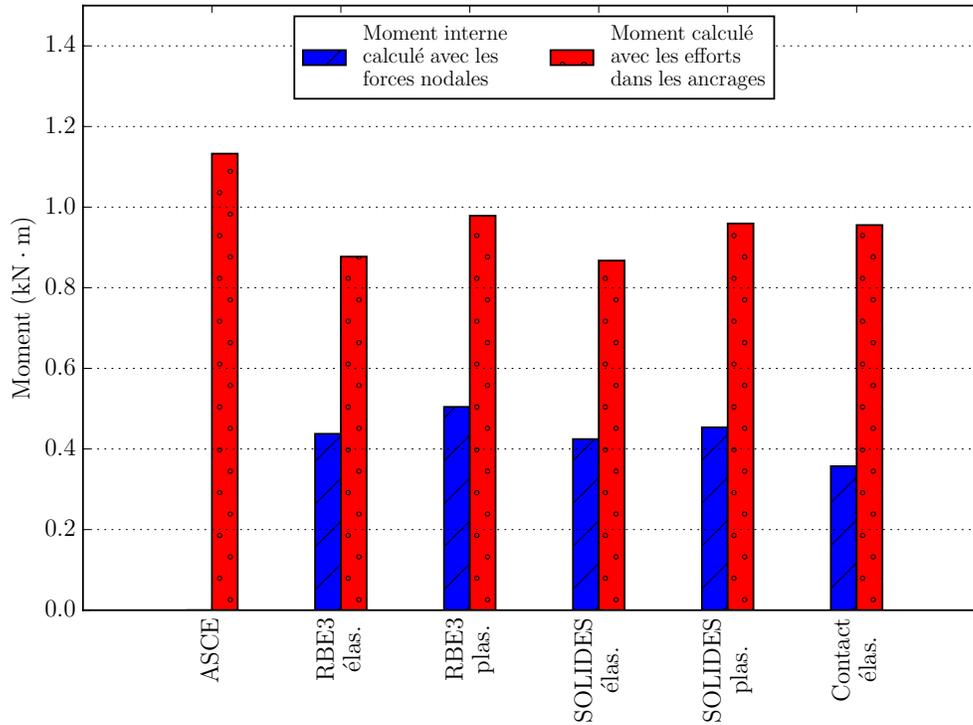


Figure 5.47 Spécimen E : Moments sur la ligne de flexion selon un moment, un cisaillement et une charge axiale à la base valant respectivement 40.00 kN·m, 5.36 kN et 0.28 kN.

Le tableau 5.4 présente la moyenne des rapports entre le moment interne calculé avec les forces nodales et le moment calculé avec les efforts dans les ancrages pour chaque modèle numérique.

Tableau 5.4 Moyenne des rapports entre le moment interne et le moment calculé avec les efforts dans les ancrages pour chaque modèle numérique

Modélisation	Moyenne (%)	Écart type (%)
RBE3 élas.	43.28	4.88
RBE3 plas.	47.51	3.43
SOLIDES élas.	42.15	5.04
SOLIDES plas.	45.21	3.36
Contact élas.	34.00	3.43

5.5.1 Discussion

En observant les résultats de tous les spécimens, la tendance observée est que les moments calculés avec les efforts dans les ancrages sont nettement supérieurs aux moments internes

calculé avec les forces nodales. Pour tous les spécimens étudiés, le rapport moyen minimal entre ces deux moments est obtenu avec le modèle Contact élas. et vaut 34.00 %. Le rapport moyen maximal entre ces deux moments vaut 47.51 % et est obtenu avec le modèle RBE3 plas. Comme l'aire d'acier considérée dans l'équation 2.4 délimite aussi le nombre de nœuds considérés dans le calcul du moment interne et que ce dernier est inférieur au moment résultant des efforts dans les ancrages, il est possible de conclure que cette aire est sous-estimée. Cette analyse indique que l'équation 2.4 surestime la contrainte de flexion maximale (f_b) sur la ligne de flexion et comme cette contrainte régit le dimensionnement de la platine, l'épaisseur de la plaque d'appui obtenue à l'aide de la méthode proposée dans l'annexe VI de l'ASCE/SEI 48-11 est donc conservatrice.

CHAPITRE 6

ANALYSE D'UN PYLÔNE TUBULAIRE RÉEL

Le chapitre précédent a démontré la validité des résultats obtenus à partir des cinq modèles numériques à échelle réduite. Jusqu'à présent, le projet de recherche portait sur l'analyse de huit sections de pylône tubulaire mises à l'échelle. L'objectif de ce chapitre est d'appliquer deux des cinq modèles élaborés à la connexion à la base d'un pylône tubulaire réel afin d'étudier les moments fléchissants qui agissent sur deux lignes de flexion colinéaires. La connexion étudiée dans ce chapitre est illustrée à la figure 6.1. Sa géométrie est tirée d'un pylône localisé sur une ligne de transport d'énergie électrique à 315 kV. De cette analyse, seulement trois types de résultats sont présentés. Le premier compare les efforts axiaux dans les ancrages, le deuxième effectue la comparaison des moments qui agissent sur la ligne de flexion et le troisième montre la distribution des contraintes calculées selon le critère de Von Mises dans la plaque d'appui.

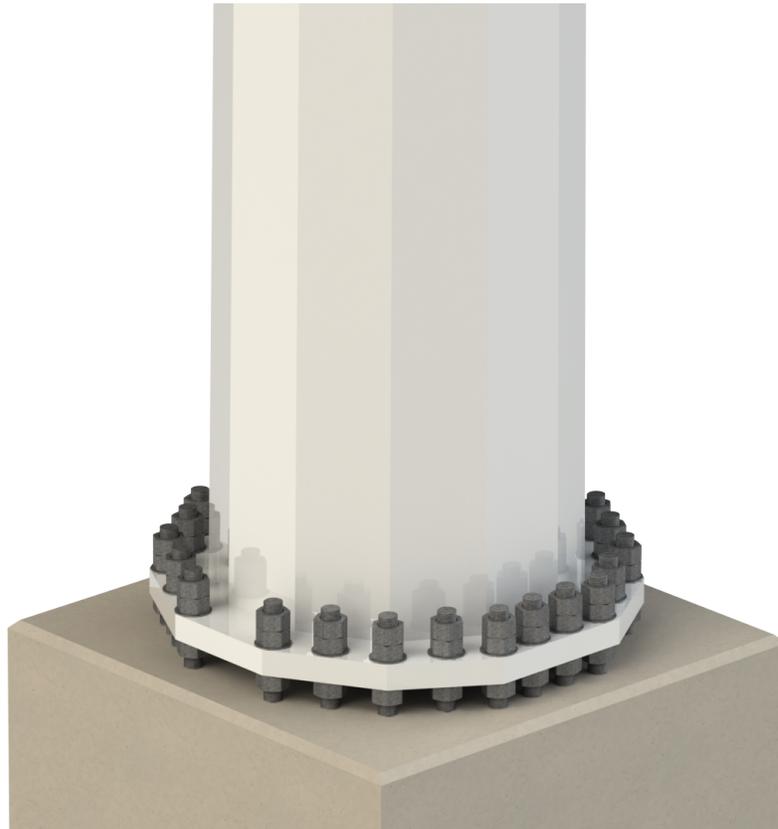


Figure 6.1 Connexion à la base d'un pylône tubulaire localisé sur une ligne de transport d'énergie électrique à 315 kV

6.1 Géométries

Afin de limiter la taille du modèle, seuls les six premiers mètres du fût sont modélisés. La hauteur modélisée du fût correspond à environ 4 fois son diamètre à sa base. La distance entre deux faces parallèles à la base du fût est de 1.43 m. À six mètres d'élévation, cette distance vaut 1.32 m. L'épaisseur du fût est uniforme sur toute la hauteur modélisée. Les principales caractéristiques du pylône sont présentées dans le tableau 6.1. Le diamètre des trous d'ancrage est de 70 mm. De plus, le fût et la platine sont de forme dodécagonale.

Tableau 6.1 Caractéristiques du pylône

Caractéristique	Valeur
Hauteur réelle du pylône	56.94 m
Épaisseur de la platine	85.00 mm
Diamètre extérieur de la platine	1.76 m
Nombre d'ancrages	28
Épaisseur du fût à la base	16.00 mm

La configuration des ancrages est irrégulière. Les tableaux 6.2 et 6.3 indiquent les coordonnées de chaque ancrage. Le centroïde de la platine est pris comme origine.

Tableau 6.2 Coordonnées des ancrages

Ancrage (#)	Coord. X (m)	Coord. Y (m)	Ancrage (#)	Coord. X (m)	Coord. Y (m)
1	-0.815	0.218	12	0.597	0.597
2	-0.706	0.407	13	0.706	0.407
3	-0.597	0.597	14	0.815	0.218
4	-0.471	0.669	15	0.815	-0.218
5	-0.344	0.742	16	0.706	-0.407
6	-0.218	0.815	17	0.597	-0.597
7	-0.073	0.815	18	0.471	-0.669
8	0.073	0.815	19	0.344	-0.742
9	0.218	0.815	20	0.218	-0.815
10	0.344	0.742	21	0.073	-0.815
11	0.471	0.669	22	-0.073	-0.815

Tableau 6.3 Coordonnées des ancrages (suite)

Ancrage (#)	Coord. X (m)	Coord. Y (m)	Ancrage (#)	Coord. X (m)	Coord. Y (m)
23	-0.218	-0.815	26	-0.597	-0.597
24	-0.344	-0.742	27	-0.706	-0.407
25	-0.471	-0.669	28	-0.815	-0.218

La géométrie numérique du pylône est basée sur les hypothèses émises à la section 4.1. La figure 6.2 illustre la numérotation des ancrages de la connexion étudiée.

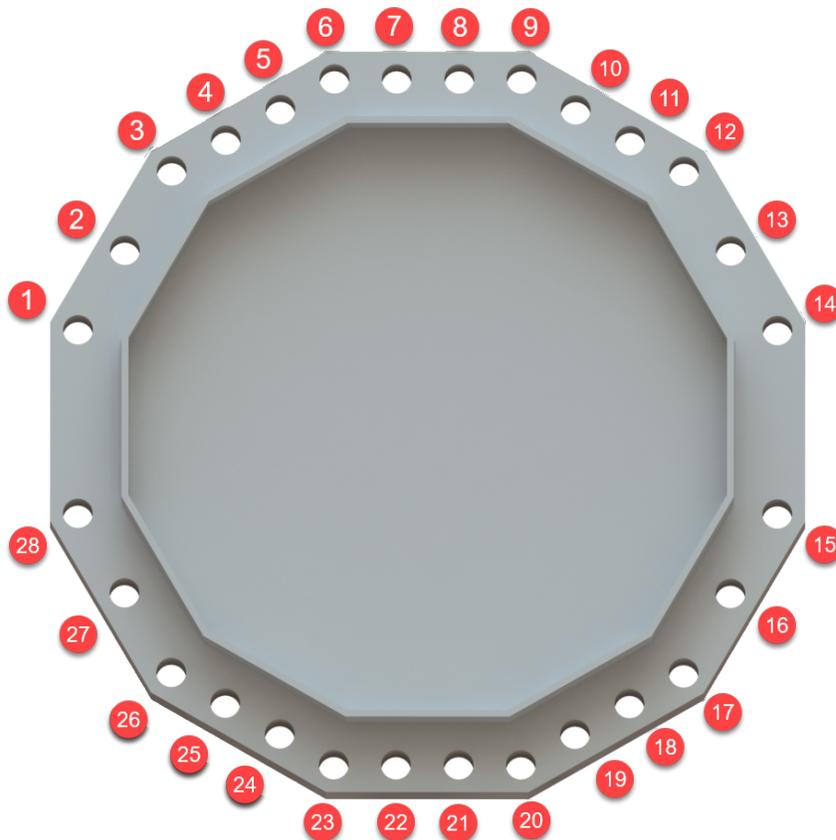


Figure 6.2 Numérotation des ancrages

6.2 Lignes de flexion

Aux chapitres 4 et 5, seulement une ligne de flexion a été analysée. Cette ligne est tirée de la méthode proposée dans l'annexe VI de l'ASCE/SEI 48-11. Comme il est mentionné à la section 2.1.3, cette méthode a été développée en analysant un ensemble de 23 connexions

de pylônes tubulaires obtenus de fabricants. Il est à noter qu'une autre méthode est mentionnée au début de l'annexe VI, mais que celle-ci n'est pas proposée pour la conception, car elle ne concorde pas bien avec les 23 épaisseurs de platine fournies par les fabricants. Cette méthode est présentée à la section 2.1.2. Comme il est illustré à la figure 2.3, elle nécessite au minimum deux ancrages pour tracer deux angles de 45° requis pour former une ligne de flexion. Cette méthode n'a pas été appliquée aux spécimens étudiés expérimentalement, car sur les configurations d'ancrage testées, six ne répondaient pas à ce critère. La connexion analysée dans ce chapitre permet de calculer ces deux lignes de flexion et la figure 6.3 les illustre. La longueur de la ligne de flexion #1 est égale à la largeur d'une face du fût à sa base et vaut 0.38 m. La longueur de la ligne de flexion #2 est limitée par deux angles de 45° et mesure 0.64 m.

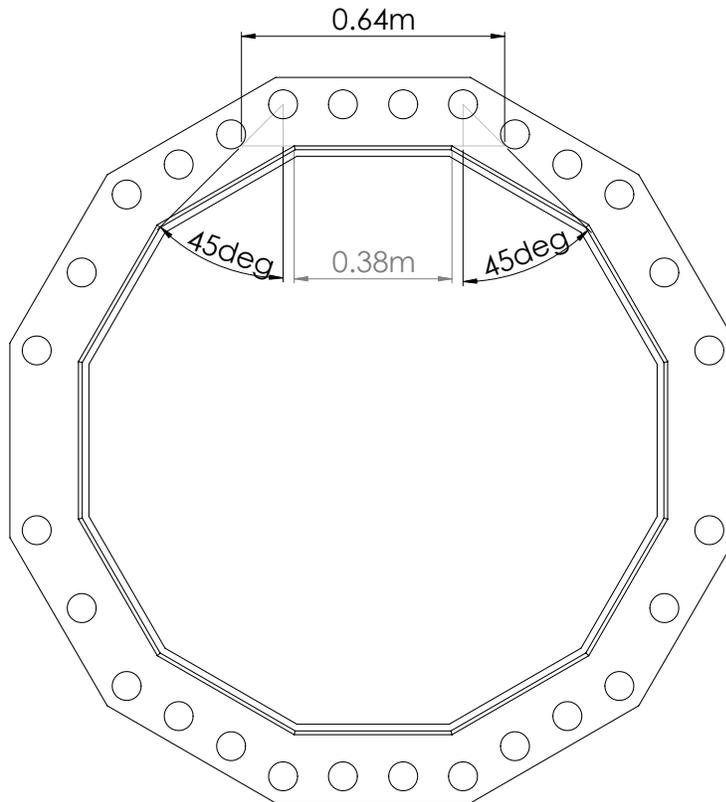


Figure 6.3 Ligne de flexion limitée par deux angles de 45°

6.3 Modèles numériques

Seuls les modèles RBE3 élas. et RBE3 plas. sont utilisés pour étudier cette connexion. La section 4.3 explique leurs particularités. Illustrés aux figures 6.4 et 6.5, deux maillages ont été créés pour étudier les moments fléchissants qui agissent sur les deux lignes de flexion.

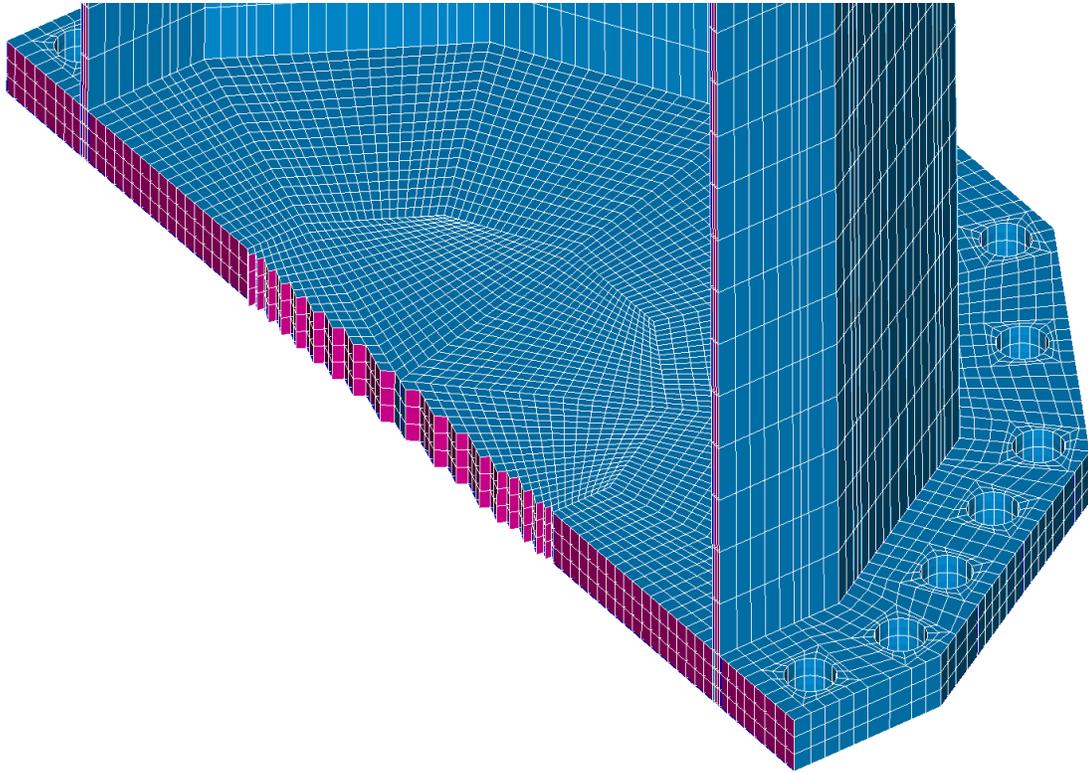


Figure 6.4 Maillage A coupé dans le plan de chargement

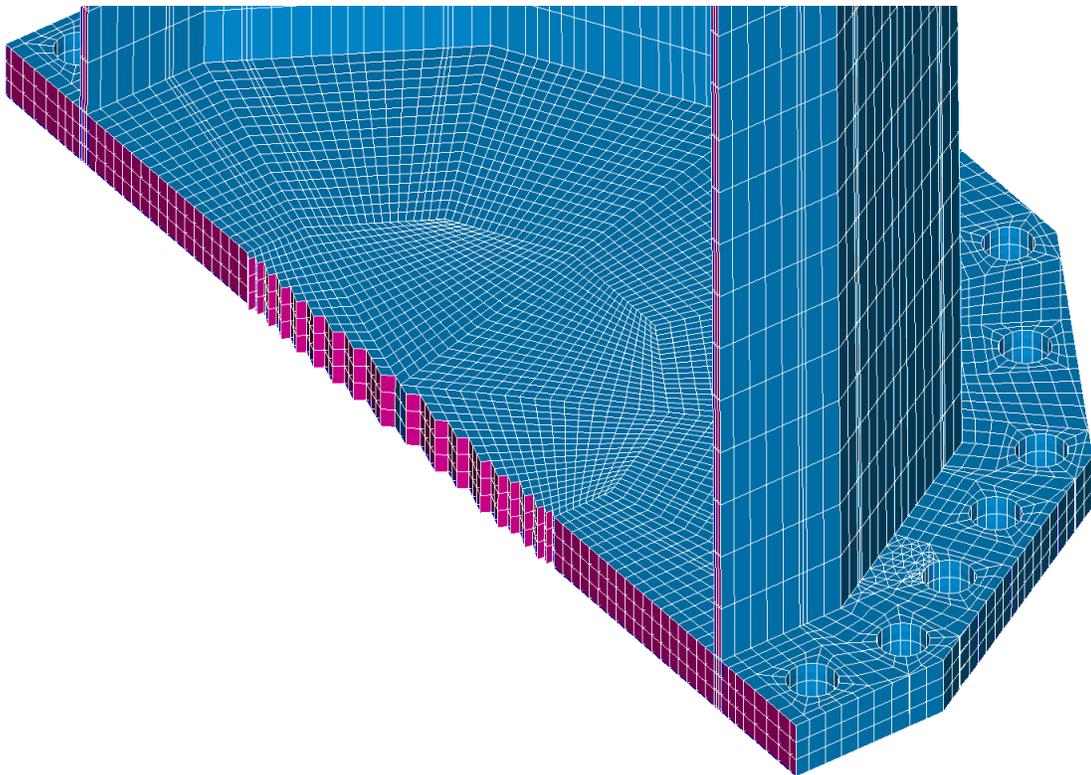


Figure 6.5 Maillage B coupé dans le plan de chargement

Le maillage A est formé exclusivement d'éléments finis hexaédriques de degré 2 et permet de mailler la ligne de flexion #1. Il n'est pas possible de mailler la ligne de flexion #2 en utilisant uniquement ce type d'élément fini. L'utilisation de prismes à bases triangulaires du second ordre permet de contourner ce problème. Le maillage B est composé de ces deux types d'éléments finis et permet de mailler les deux lignes de flexion. Cependant, comme les modèles RBE3 élas. et RBE3 plas. ont été validés sur des maillages qui utilisent strictement des éléments finis hexaédriques, les résultats obtenus à l'aide du maillage A servent de base de référence à ceux calculés avec le maillage B. Les caractéristiques des deux maillages sont présentées au tableau 6.4. Les noeuds du maillage A portent 1 095 255 degrés de liberté tandis que ceux du maillage B portent 1 098 612 degrés de liberté. Dans ce tableau, un élément 1D correspond à une arête d'une maille. Un élément 2D représente une face d'une maille hexaédrique et celle-ci constitue un élément 3D.

Tableau 6.4 Caractéristiques des maillages

Maillage	Nombre de noeuds	Nombre d'éléments 1D	Nombre d'éléments 2D	Nombre d'éléments 3D
Maillage A	360 220	17 506	71 354	71 328
Maillage B	361 339	17 560	71 696	71 760

Le chargement de la section de pylône modélisée s'effectue conformément à la méthode présentée à la section 4.5 à l'exception du fait que le chargement se déroule en une étape. De ce fait, un seul cas de chargement est considéré. Il impose la connexion à la base du pylône à reprendre les charges concomitantes présentées au tableau 6.5. La charge de compression indiquée dans le tableau tient compte du poids propre du pylône tubulaire. Le moment de flexion est appliqué de manière à engendrer des efforts de compression dans les ancrages # 1 à 14. Il est à noter qu'aucun chargement thermique ou mécanique ne simule les contraintes résiduelles liées aux soudures et au pliage des plaques d'acier qui composent les fûts.

Tableau 6.5 Chargement à la base du pylône

Type de charge	Chargement
Charge de compression	356.75 kN
Effort de cisaillement	288.67 kN
Moment fléchissant	10 276.25 kN·m

Le tableau 6.6 présente les points caractéristiques des aciers pris en compte dans les modèles numériques. Pour chaque acier, un module élastique (E), une pente inélastique (E_p) et une limite élastique (F_y) sont indiqués.

Tableau 6.6 Points caractéristiques des aciers qui composent le pylône

Acier	E (GPa)	E_p (GPa)	F_y (MPa)
Platine	200.0	2.0	350.0
Fûts	200.0	2.0	400.0

Les valeurs des limites élastiques proviennent des plans détaillés du pylône. Les aciers qui composent le fût et la platine ont la même pente inélastique. Dans le cas où les propriétés d'un acier n'ont pas été déterminées à l'aide d'essais de traction sur des coupons, l'Eurocode 3 suggère d'utiliser une pente inélastique dont la valeur est égale à 1% du module élastique [CEN, 2005]. Cela permet de prendre en compte l'écroûissage de l'acier après l'atteinte de la limite élastique. Cependant, la pente inélastique est seulement utilisée dans le modèle RBE3 plas. Le coefficient de poisson est fixé à 0.29 pour chaque acier. La masse volumique des aciers vaut 7850 kg/m³.

6.4 Résultats et discussion

Comme aucun essai expérimental n'a été réalisé sur la section de pylône tubulaire étudiée dans ce chapitre, seuls les efforts axiaux dans les ancrages, les moments sur les lignes de flexion et les contraintes de Von Mises sont présentés dans les sections qui suivent.

6.4.1 Efforts axiaux dans les ancrages

La figure 6.6 illustre les efforts axiaux dans chaque ancrage sous la combinaison de chargement mentionnée à la section 4.6. Sur cette figure, l'effort est négatif quand l'ancrage est en compression. Les abscisses représentent les numéros des ancrages. Se référer à la figure 6.2 pour plus d'information sur la numérotation utilisée dans ce document. Le modèle *ASCE* présente les efforts axiaux dans les ancrages calculés selon la méthode indiquée à la section 2.1.3. Les tableaux 6.7 et 6.8 présentent les écarts entre les efforts dans les ancrages obtenus avec le maillage A et ceux obtenus avec le maillage B. Les résultats provenant du maillage A sont pris comme référence.

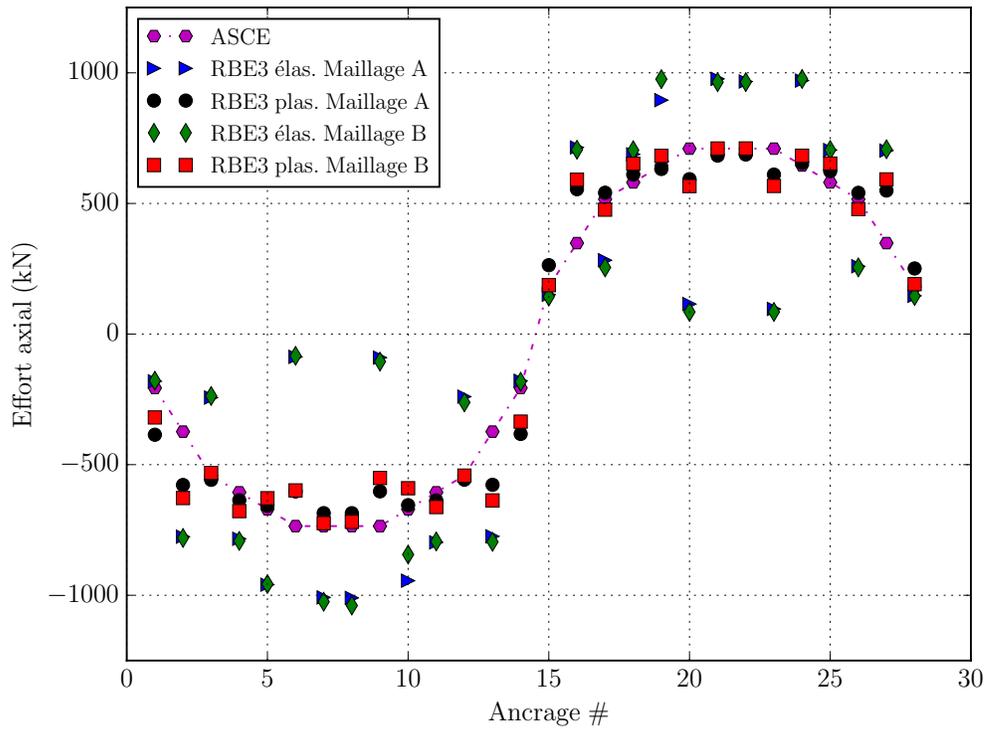


Figure 6.6 Efforts dans les ancrages du pylône réel sous l'action d'un moment, d'un cisaillement et d'une charge de compression à la base valant respectivement 10 276.25 kN·m, 288.67 kN et 356.75 kN

Tableau 6.7 Écarts entre les efforts obtenus avec les maillages A et B

Ancrage (#)	Écart		Ancrage (#)	Écart	
	RBE3 élas. (%)	RBE3 plas. (%)		RBE3 élas. (%)	RBE3 plas. (%)
1	-1.43	-17.15	11	-0.44	4.00
2	0.63	8.64	12	9.20	-2.80
3	-2.50	-4.71	13	2.72	10.35
4	1.04	6.54	14	2.04	-12.32
5	-0.26	-4.35	15	-4.94	-29.00
6	-4.65	-0.67	16	-1.20	6.54
7	1.64	5.58	17	-9.77	-11.97
8	2.90	4.83	18	2.30	6.75
9	17.00	-8.48	19	8.98	7.94
10	-10.61	-9.89	20	-26.31	-4.48

Tableau 6.8 Écarts entre les efforts obtenus avec les maillages A et B (suite)

Ancrage (#)	Écart		Ancrage (#)	Écart	
	RBE3 élas. (%)	RBE3 plas. (%)		RBE3 élas. (%)	RBE3 plas. (%)
21	-1.31	4.01	25	0.05	4.65
22	-0.23	3.39	26	-1.62	-11.48
23	-11.97	-7.13	27	0.71	7.77
24	0.64	4.24	28	-0.84	-23.91

Discussion

La section 5.1 a permis de justifier l'hypothèse émise sur la simplification des ancrages volumiques par des ancrages ponctuels pour analyser les efforts axiaux dans les ancrages dans le cas des spécimens à petite échelle. En observant les résultats du modèle RBE3 élas., la tendance observée est que les efforts dans les ancrages # 3, # 6, # 9, # 12, # 17, # 20, # 23, et # 26 sont nettement inférieurs aux efforts obtenus par les deux autres modèles. Ces ancrages sont localisés sur les bissectrices des angles formées par les faces du fût dans le plan formé par la face supérieure de la platine. Dans le cas du maillage A, les autres ancrages reprennent 90.99 % du moment fléchissant indiqué dans le tableau 6.5. Ce pourcentage grimpe à 91.32 % dans le cas du maillage B.

La prise en compte des non-linéarités matérielles permet de décharger les ancrages les plus sollicités. Les autres ancrages se redistribuent le reste des charges axiales. Les résultats du modèle RBE3 plas. se rapprochent de ceux provenant de la méthode proposée par l'ASCE. Cependant, cette méthode semble sous-estimer les charges dans les ancrages # 2, # 13, # 16, et # 27. Bien que les efforts dans les ancrages se redistribuent suite à la plastification de la plaque et que leur amplitude finale se rapproche de celle prédite par l'ASCE, la plastification de la plaque de base n'est pas prévue lors de la conception selon l'ASCE/SEI 48-11, ce qui traduit une sollicitation de celle-ci plus grande que prévue. Cette plastification peut entraîner des problèmes de tenue à long terme.

Dans le cas du modèle RBE3 élas, l'écart moyen en valeur absolue entre les efforts calculés avec les deux maillages est de 4.57 %. Pour le modèle RBE3 plas, il vaut 8.34 %. Ces faibles écarts démontrent la validité du maillage B. Il est à noter que les écarts les plus importants se retrouvent sur les ancrages les moins chargés.

6.4.2 Contraintes de Von Mises

Le critère de Von Mises permet de calculer un niveau de contrainte à partir des contraintes en traction, compression et cisaillement. Comme il est basé sur l'énergie de distorsion élastique, il ne présente de l'intérêt que dans le domaine élastique des matériaux. Il n'est pas possible de comparer directement la contrainte de flexion maximale (f_b) sur une ligne de flexion avec un niveau de contrainte calculé à l'aide de ce critère. Cependant, le critère de Von Mises permet visualiser les champs de contraintes globales dans la connexion modélisée. La figure 6.7 illustre la distribution des contraintes calculées selon ce critère sur la face inférieure de la platine pour le modèle RBE3 élas. La figure 6.8 illustre la répartition des contraintes calculées selon le critère de Von Mises dans l'épaisseur de la platine et du fût. La figure 6.9 illustre les contraintes de Von mises sur la ligne de flexion.

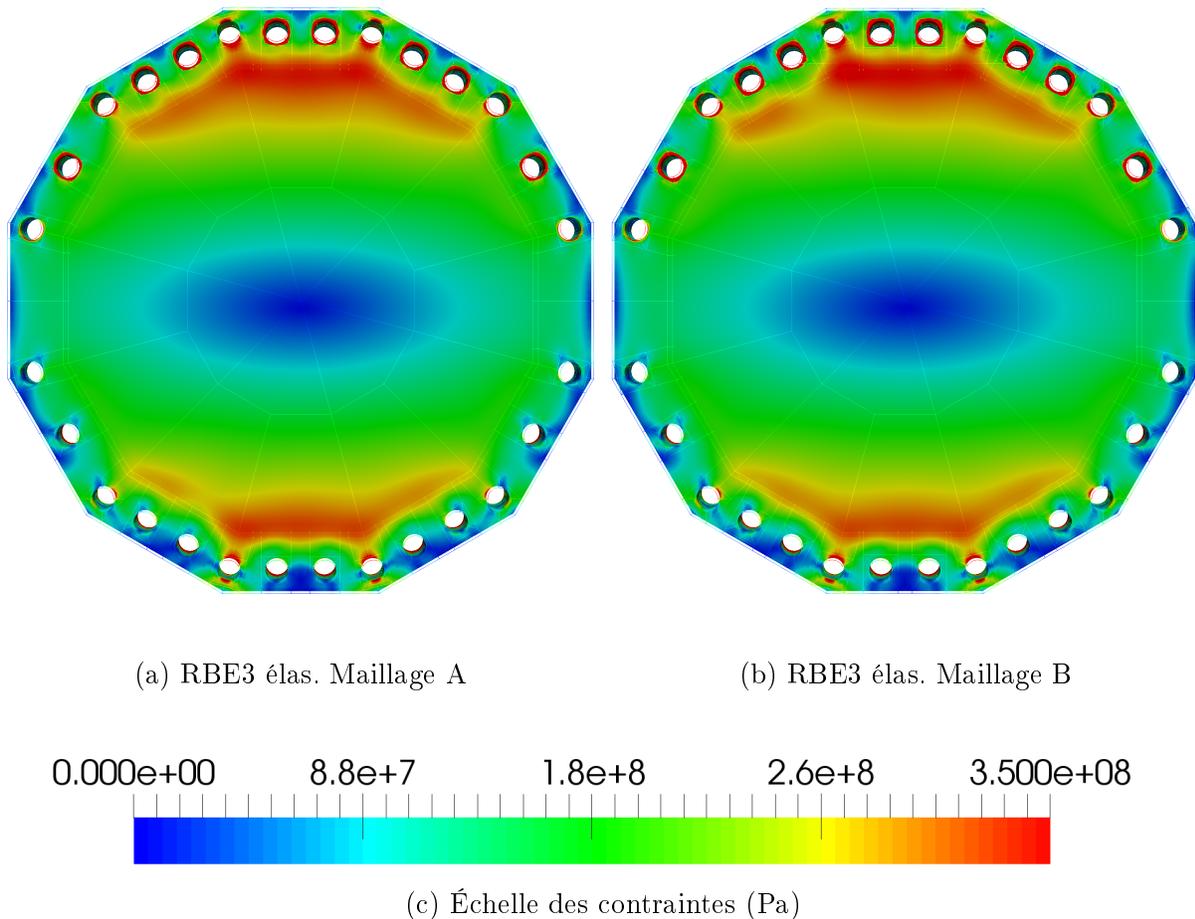


Figure 6.7 Contraintes de Von Mises (Platine vue de dessous)

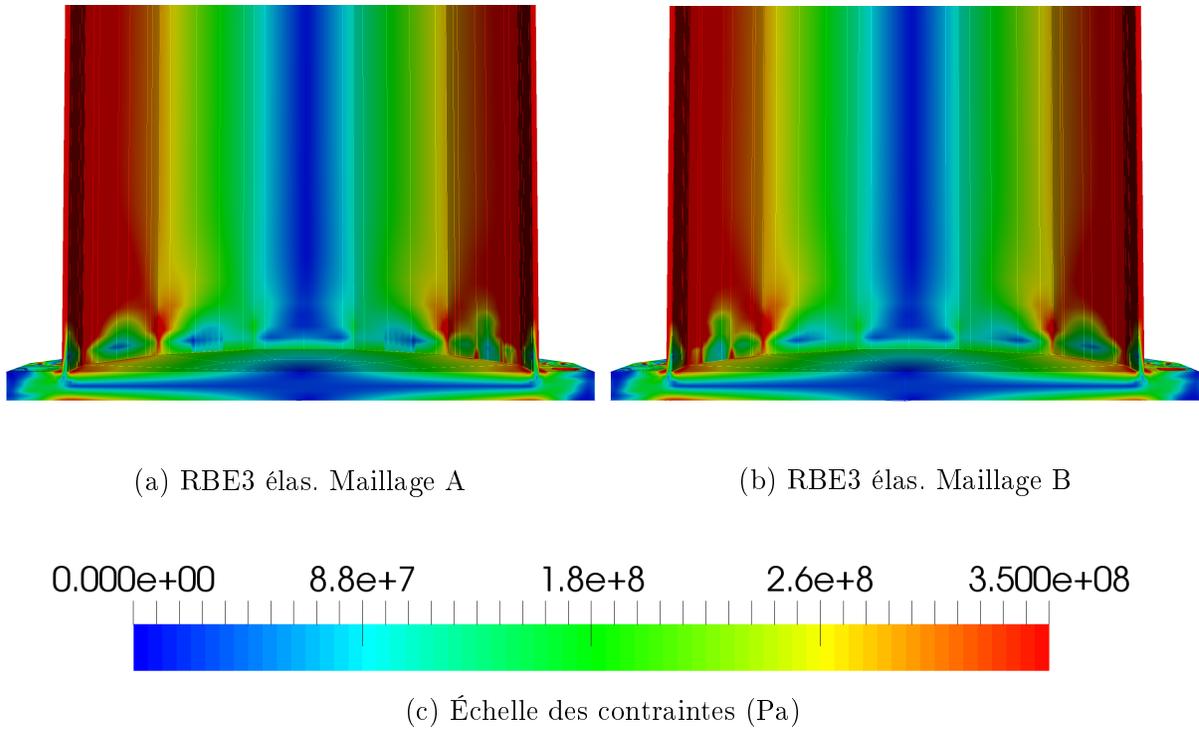


Figure 6.8 Contraintes de Von Mises (Pylône coupé dans le plan de chargement)

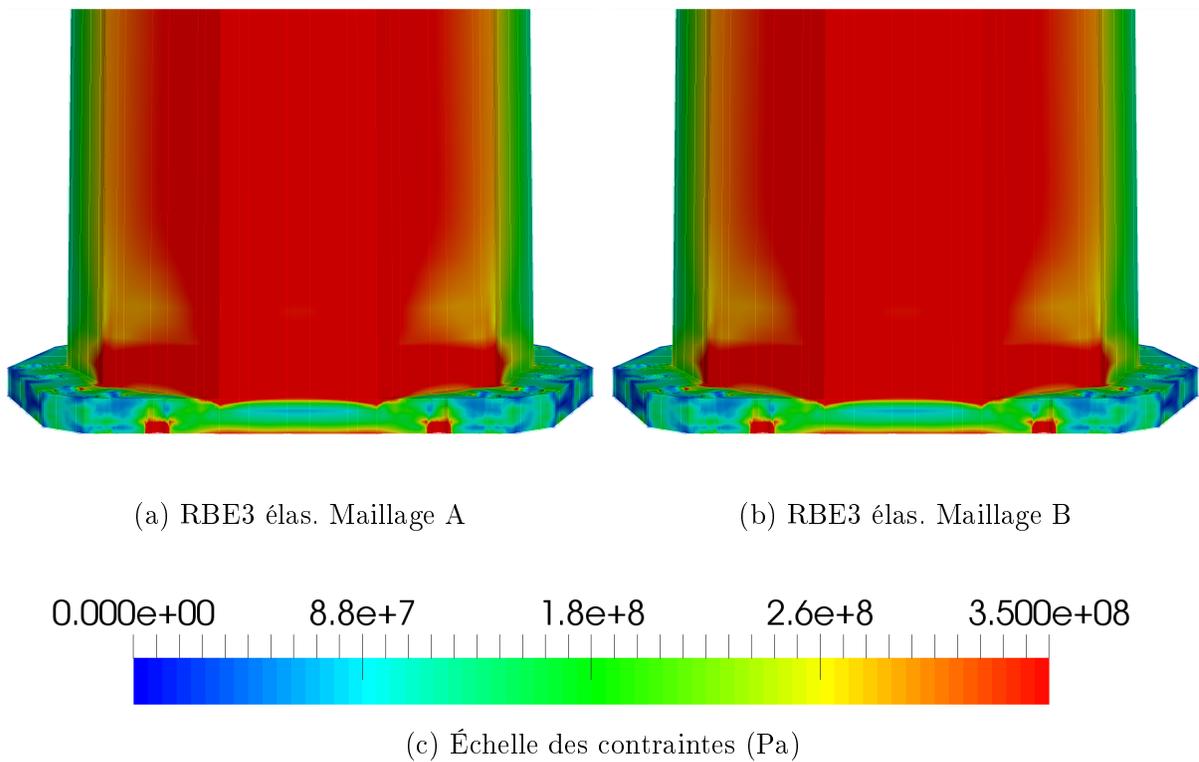


Figure 6.9 Contraintes de Von Mises (Platine coupée sur la ligne de flexion)

Discussion

Les distributions de contraintes présentées aux figures 6.7, 6.8 et 6.9 sont bornées de 0 MPa à la limite élastique de l'acier de la plaque d'appui, soit 350 MPa. Il est à noter que la limite élastique de l'acier qui compose le fût est de 400 MPa. Les champs de contraintes obtenus à l'aide des maillages A et B sont similaires. Sous le cas de chargement présenté au tableau 6.5, la contrainte maximale sur la ligne de flexion, calculées selon le critère de Von Mises, se situe près de la limite élastique de la plaque d'appui. Sur la figure 6.8, il est possible d'observer que les contraintes de Von Mises dans l'épaisseur de la platine ne dépassent la limite élastique de la platine que sous les deux faces coupées du fût. Sur la 6.9, une coupe est effectuée dans la plaque d'appui sur les lignes de flexion #1 et #2. Elle permet d'observer que la longueur réelle de cette ligne est plus proche de la ligne de flexion #2 que de la ligne de flexion #1.

6.4.3 Moments sur la ligne de flexion

Pour la ligne de flexion #1, le calcul du moment interne considère les forces portées par les nœuds colorés en rouge sur les figures 6.10 et 6.11.

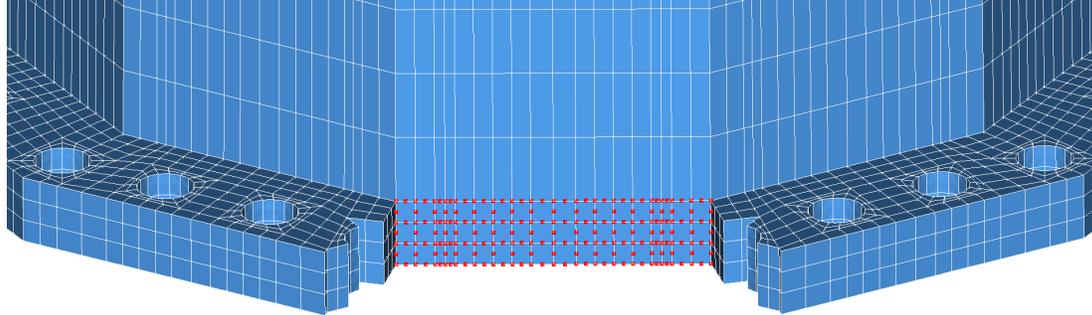


Figure 6.10 Nœuds considérés dans le calcul du moment interne sur la ligne de flexion #1 du maillage A

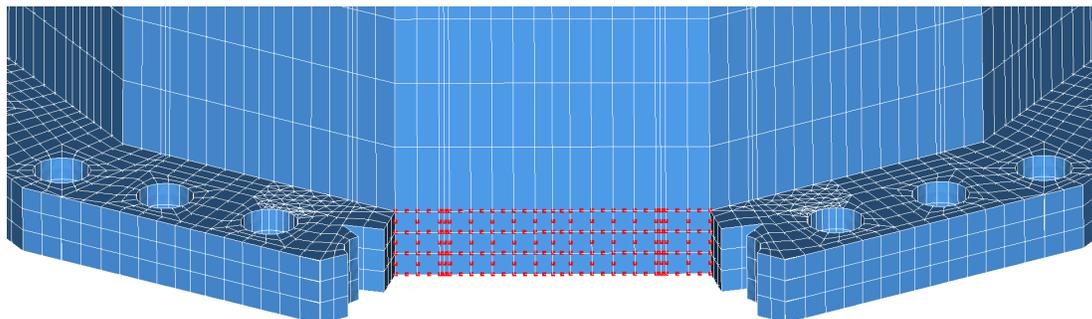


Figure 6.11 Nœuds considérés dans le calcul du moment interne sur la ligne de flexion #1 du maillage B

Dans le cas de la ligne de flexion #1, le moment calculé à partir des efforts axiaux ne considère que les charges axiales dans les ancrages # 6, # 7, # 8 et # 9 et est donné par l'équation 6.1.

$$M = \left(\frac{BL_6c_6}{2} + BL_7c_7 + BL_8c_8 + \frac{BL_9c_9}{2} \right) \quad (6.1)$$

Comme il est mentionné à la section 2.1.3, seules les moitiés des charges BL_6 et BL_9 sont considérées puisque ces ancrages sont interceptés par les vecteurs passant par le centre de gravité de la platine et les extrémités d'une face du fût. Les distances c_6 , c_7 , c_8 , et c_9 valent 101.0 mm. La figure 6.12 compare les moments fléchissants qui agissent sur la ligne de flexion #1. Sur cette figure, le modèle intitulé *ASCE* se base sur les efforts axiaux dans les ancrages calculés à l'aide de la méthode proposée dans l'annexe VI de l'ASCE/SEI 48-11. Seul le moment résultant des efforts dans les ancrages est présenté pour ce modèle, car ce modèle n'est pas basé sur les éléments finis.

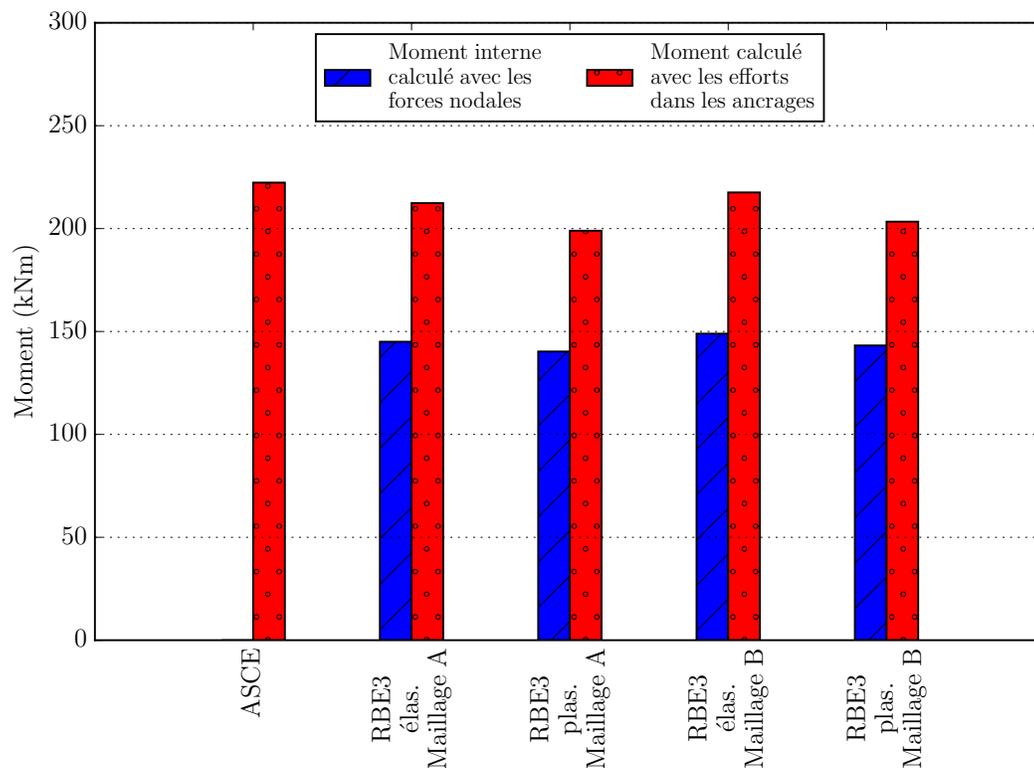


Figure 6.12 Moments sur la ligne de flexion #1 sous l'action d'un moment, d'un cisaillement et d'une charge de compression à la base valant respectivement 10 276.25 kN·m, 288.67 kN et 356.75 kN

Le tableau 6.9 présente les écarts entre les moments obtenus avec les maillages A et B pour la ligne de flexion #1. Les résultats qui proviennent du maillage A sont pris pour référence.

Tableau 6.9 Écarts entre les moments obtenus avec les maillages A et B (ligne de flexion #1)

Moment	Écart RBE3 élas. (%)	Écart RBE3 plas. (%)
Moment interne calculé avec les forces nodales	2.70	2.10
Moment calculé avec les efforts dans les ancrages	2.44	2.22

Pour la ligne de flexion #2, le calcul du moment interne considère les forces portées par les nœuds colorés en rouge sur la figure 6.10.

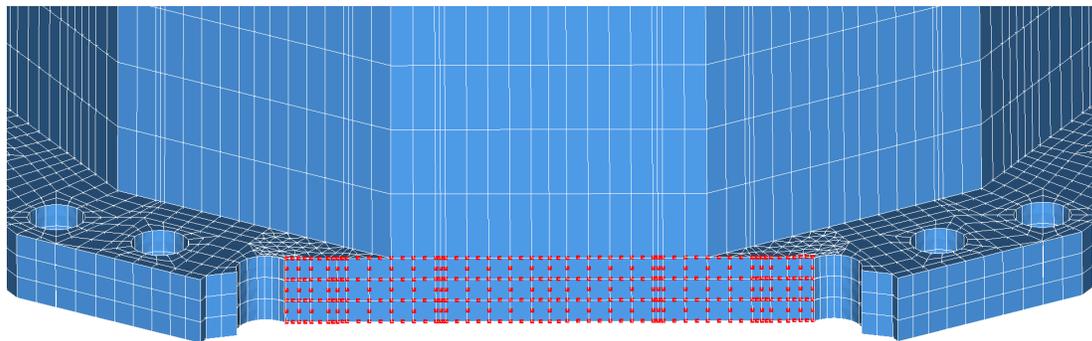


Figure 6.13 Nœuds considérés dans le calcul du moment interne sur la ligne de flexion #2 du maillage B

Dans le cas de la ligne de flexion #2, le moment calculé à partir des efforts axiaux est donné par l'équation 6.2. Il ne considère que les charges dans les ancrages # 6, # 7, # 8 et # 9.

$$M = (BL_6c_6 + BL_7c_7 + BL_8c_8 + BL_9c_9) \quad (6.2)$$

La figure 6.14 compare les moments fléchissants qui agissent sur la ligne de flexion #2.

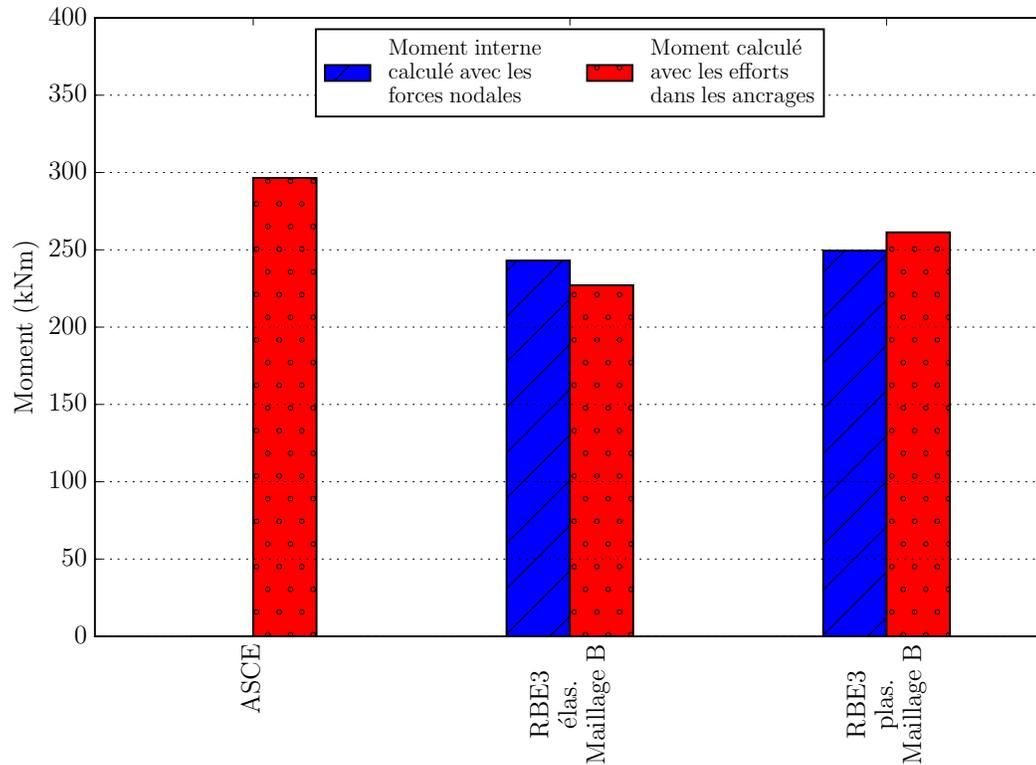


Figure 6.14 Moments sur la ligne de flexion #2 sous l'action d'un moment, d'un cisaillement et d'une charge de compression à la base valant respectivement 10 276.25 kN·m, 288.67 kN et 356.75 kN

Le tableau 6.10 présente la contrainte de flexion maximale (f_b) et l'épaisseur minimale de la platine (t_{\min}) calculées respectivement selon les équations 2.4 et 2.6. Seules les valeurs des modèles ASCE et RBE3 élas. sont présentées dans ce tableau, car ces deux équations ne sont valables que dans le domaine élastique de l'acier de la platine.

Tableau 6.10 Épaisseur minimale de la platine et contrainte de flexion maximale

Ligne de Flexion (#)	Modèle	Moment (kN·m)	f_b (MPa)	t_{\min} (mm)
1	ASCE	222.3	485.9	100
1	RBE3 élas. Maillage A	212.4	464.2	98
1	RBE3 élas. Maillage B	217.6	475.5	99
2	ASCE	296.5	384.7	89
2	RBE3 élas. Maillage B	227.1	294.7	78

Les efforts dans les ancrages calculés à la section 6.4.1 de même que les équations 6.1 et 6.2 ont été utilisés pour déterminer les moments présentés au tableau 6.10. De plus, une épaisseur de 85 mm a été prise en compte dans les calculs de f_b et une limite élastique F_y de 350 MPa a été utilisée pour calculer les valeurs de t_{\min} .

Discussion

En observant les moments qui agissent sur la ligne de flexion #1, la tendance observée est que les moments internes sont inférieurs aux moments résultants des efforts dans les ancrages. Cette tendance avait aussi été remarquée à la section 5.5. Pour le modèle RBE3 élas. basé sur le maillage A, le rapport entre le moment généré par les forces nodales et le moment engendré par les efforts dans les ancrages vaut 68.28 %. Dans le cas du maillage B, il est de 69.46 %. Pour les modèles RBE3 plas. basé sur le maillage A et sur le maillage B, ces rapports valent respectivement 70.50 % et 70.42 %. Le nombre de nœuds considérés dans le calcul du moment interne dépend de la longueur de la ligne de flexion et de l'épaisseur de la platine. Comme cette épaisseur est fixée à 85 mm, l'analyse des rapports entre les moments générés par les forces nodales et les moments engendrés par les efforts dans les ancrages permet de conclure que la longueur de la ligne de flexion #1 est sous-estimée.

Les faibles écarts présentés au tableau 6.9 démontrent la validité du maillage B. En observant les moments qui agissent sur la ligne de flexion #2, la tendance observée est que les moments internes sont quasiment identiques aux moments résultants des efforts dans les ancrages. Pour le modèle RBE3 élas., le rapport entre le moment interne et le moment engendré par les charges axiales dans les ancrages vaut 107.04 %. Ce rapport descend à 95.48 % pour le modèle RBE3 plas.

Lorsque la ligne de flexion #1 est utilisée dans la conception de la platine, la contrainte maximale (f_b) sur la ligne de flexion et l'épaisseur requise de la plaque d'appui (t_{\min}) sont surestimées. Cependant, le moment calculé en utilisant la méthode basée sur la ligne de flexion #2 se rapproche beaucoup du moment interne dans la platine. Dans le cas de l'analyse élastique, le moment interne dépasse le moment généré par les ancrages. L'inverse est observé lorsque les non-linéarités matérielles et géométriques sont prises en compte dans les analyses.

Les équations permettant de calculer l'épaisseur minimale de la platine (t_{\min}) et la contrainte (f_b) sur la ligne de flexion ne sont valides que dans le domaine élastique de l'acier de la plaque d'assise. Même si l'utilisation du modèle ASCE simplifie la distribution des efforts dans les ancrages pour une configuration irrégulière, le moment créé par ces ancrages est

supérieur à ceux provenant des modèles RBE3 élas. et RBE3 plas. Il est conservateur d'utiliser ce moment pour dimensionner la platine. Le tableau 6.10 démontre que l'utilisation de la ligne de flexion #2 permet de réduire l'épaisseur de la platine de 11 mm dans le cas du modèle ASCE et de 22 mm avec le modèle RBE3 élas. Maillage B.

Il est à noter que la contrainte maximale $f_b = 350 \text{ MPa}$ et l'épaisseur $t_{\min} = 85 \text{ mm}$ pour ce pylône ont été obtenus selon les normes en vigueur lors de sa conception en 1976. Les valeurs présentées au tableau 6.10 pour le modèle ASCE sont plus élevées, car elles ont été calculées avec les équations de la norme récente ASCE/SEI 48-11.

CHAPITRE 7

CONCLUSION

La complexité de la connexion à la base d'un pylône tubulaire rend sa conception ardue. La méthode abordée dans l'annexe VI de l'ASCE/SEI 48-1 est basée sur l'expérience des fabricants de pylônes tubulaire et permet d'effectuer la conception de la plaque d'appui à l'aide d'équations empiriques. La méthode se base sur le concept de la ligne de flexion qui délimite l'aire d'acier considérée dans le dimensionnement en flexion de la platine. La norme limite la longueur de cette ligne à la largeur d'une face du fût à sa base. Dans l'objectif de réaliser des dimensionnements économiques et fiables, une meilleure compréhension de la distribution des contraintes dans la connexion est nécessaire pour optimiser la géométrie de la platine et de façon générale, la connexion à la base des pylônes tubulaires.

Pour y parvenir, cinq modèles numériques basés sur les éléments finis ont été développés. Huit essais expérimentaux sur des sections de pylône tubulaire mises à l'échelle ont permis de valider les résultats obtenus à l'aide de ces modèles. Dans ces modélisations volumiques, le serrage des ancrages ainsi que le contact entre ces derniers et la plaque d'appui ont été évalués en plus des non-linéarités liées aux matériaux et à la géométrie. Deux des modèles ont ensuite été appliqués à la connexion à la base d'un pylône tubulaire localisé sur une ligne de transport d'énergie électrique à 315 kV. Trois conclusions principales peuvent être tirées de ce projet de recherche.

D'abord, un modèle numérique représentatif d'une connexion au pied d'un pylône tubulaire peut être réalisé en utilisant des ancrages ponctuels et un maillage formé d'éléments finis hexaédriques du second ordre. Ce modèle permet d'obtenir une distribution réaliste des contraintes mécaniques et des efforts dans chaque ancrage de la connexion.

Puis, les efforts axiaux dans les ancrages, calculés à l'aide des équations proposées dans l'annexe VI de l'ASCE/SEI 48-11, s'éloignent des résultats obtenus expérimentalement et numériquement dans le cas d'un pylône tubulaire à 12 côtés et d'une configuration irrégulière des ancrages. De ce fait, il est recommandé d'utiliser une analyse avancée lorsque ce type de configuration d'ancrages est utilisée.

Enfin, dans le cas du pylône tubulaire à 12 côtés étudié au chapitre 6, l'analyse des moments internes calculés avec les forces nodales et des moments engendrés par les efforts dans les ancrages permet de conclure que limiter la longueur de la ligne de flexion à la largeur d'une

face du fût à sa base est conservateur. Le moment qui régit le dimensionnement en flexion de la platine est alors surestimé. Les modèles numériques démontrent que l'utilisation d'une ligne de flexion calculée à l'aide de la méthode basée sur deux angles de 45° permet de réduire l'épaisseur de la plaque d'appui d'environ 20%.

Ce projet de recherche apporte une contribution scientifique originale puisque de tels modèles détaillés de la connexion à la base d'un pylône tubulaire n'ont jamais été publiés dans la littérature. Les retombées de ce projet de recherche sont principalement d'ordre technologique et économique. Les résultats de cette étude permettront aux concepteurs de mieux comprendre l'influence d'une configuration d'ancrage irrégulière sur la distribution des charges axiales dans chaque ancrage et l'effet des non-linéarités géométriques et matérielles sur chaque composante de la connexion à la base d'un pylône tubulaire.

Actuellement, la plastification de la platine n'est pas prise en compte par les équations présentées à l'annexe VI de l'ASCE/SEI 48-11. De ce fait, la réalisation d'une série d'essais expérimentaux où l'on plastifie davantage la plaque de base permettrait de caractériser les modes de rupture de cette connexion pour en tenir compte dans sa conception.

ANNEXE A

DÉMONSTRATION DE L'ÉQUATION PERMETTANT DE CALCULER LA CONTRAINTE MAXIMALE SUR LA LIGNE DE FLEXION

Selon l'annexe VI de l'ASCE/SEI 48-11, la contrainte de flexion f_b maximale sur une ligne de flexion est calculée par l'équation A.1.

$$f_b = \left(\frac{6}{b_{eff}t^2} \right) (BL_1c_1 + BL_2c_2 + \dots + BL_ic_i) \quad (A.1)$$

Pour le cas illustré à la figure 2.5, l'équation A.1 se réduit à l'équation A.2.

$$f_b = \left(\frac{6}{b_{eff}t^2} \right) \left(\frac{BL_1c_1}{2} + BL_2c_2 + \frac{BL_3c_3}{2} \right) \quad (A.2)$$

Pour démontrer l'équation A.2, il faut considérer une tranche de la platine dont la longueur et la hauteur correspondent respectivement à la longueur de la ligne de flexion (b_{eff}) et à l'épaisseur de la platine (t). Elle est colorée en orange sur la figure 4.15. Comme il est mentionné à la section 2.1.3, l'ASCE/SEI 48-11 limite la longueur de la ligne de flexion à la largeur d'une face du fût. L'inertie (I) calculée selon l'axe faible de la tranche est définie à l'équation A.3.

$$I = \frac{b_{eff}t^3}{12} \quad (A.3)$$

La contrainte (σ), engendrée par un moment de flexion (M) et calculée à une distance c du barycentre de la tranche, est définie à l'équation suivante.

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad (A.4)$$

Le moment fléchissant appliqué sur la tranche vaut :

$$M = \frac{BL_1c_1}{2} + BL_2c_2 + \frac{BL_3c_3}{2} \quad (A.5)$$

Où c_i correspond à la plus courte distance entre le centre d'un ancrage AB_i et la face du fût. Seuls les ancrages interceptés par les deux vecteurs illustrés à la figure 2.5 sont considérés. BL_i est la valeur de la charge axiale dans un ancrage AB_i . Seules les moitié

des charges BL_1 et BL_3 sont considérées dans le calcul du moment, car ces ancrages sont localisés sur les vecteurs pointillés. La contrainte (σ_{\max}) à la fibre extrême de la tranche survient lorsque la distance c vaut :

$$c = \frac{t}{2} \quad (\text{A.6})$$

Et vaut :

$$\sigma_{\max} = \frac{Mc}{I} = \frac{12 \left(\frac{t}{2}\right)}{b_{eff}t^3} \left(\frac{BL_1c_1}{2} + BL_2c_2 + \frac{BL_3c_3}{2} \right) \quad (\text{A.7})$$

La contrainte qui régit le dimensionnement de la platine vaut :

$$f_b = \sigma_{\max} = \frac{6}{b_{eff}t^2} \left(\frac{BL_1c_1}{2} + BL_2c_2 + \frac{BL_3c_3}{2} \right) \quad (\text{A.8})$$

ANNEXE B

RAPPORTS DE RIGIDITÉ ENTRE LA PLATINE ET UNE FACE DU FÛT

Deux ratios ont été développés dans l'objectif d'étudier un mode de rupture engendré par le flambement de la base du fût précipité par la flexion de la plaque d'appui. De plus, ces ratios considèrent qu'il n'y a aucun coulis sous la platine et que le fût est de forme dodécagonale.

Le premier ratio à recours à la théorie des poutres pour simplifier l'interaction entre la platine et une face du fût. Plus précisément, il utilise les coefficients d'influence de rigidité et considère deux sections de la connexion à la base d'un pylône tubulaire. La première section est de forme carrée et appartient au fût. Elle est délimitée par un rectangle rouge sur la figure B.1a et sa largeur est identique à celle d'une face du fût. Les dimensions de cette section découlent des résultats d'une analyse de flambement effectuée sur des sections de pylônes tubulaires à 12 côtés. La deuxième section considérée appartient à la platine et est délimitée par un rectangle turquoise sur la figure B.1b. Sa largeur correspond à celle d'une face du fût et sa longueur équivaut à la distance extérieure entre deux côtés parallèles du fût. Les côtés numérotés 1 et 3 sur les figures B.1a et B.1b procurent des appuis aux deux sections. Chaque appui possède trois degrés de liberté (ddl) physiques, soit un ddl en rotation et deux ddl en translation. Il est supposé que les côtés numérotés 2 et 4 ne sont pas supportés.

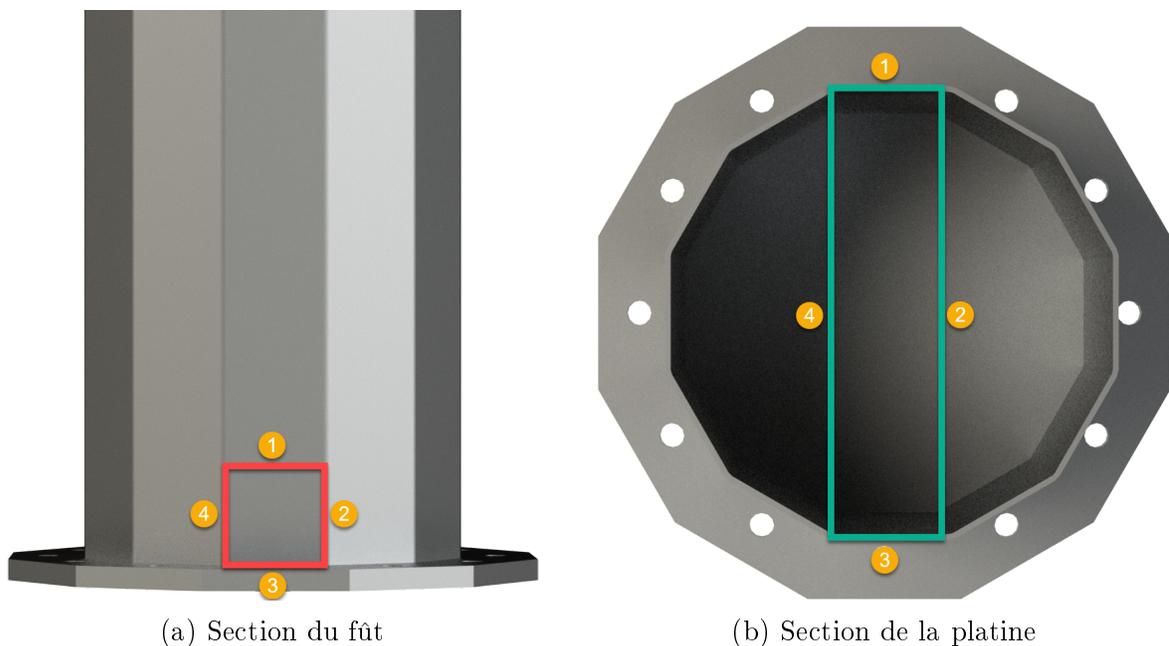


Figure B.1 Sections considérées par le premier ratio

En imposant une rotation unitaire θ appliquée à un appui de la section du fût, tout en forçant à zero les cinq autres ddl, le moment M_f engendré à l'autre appui vaut :

$$M_f = \frac{4E_f I_f \theta}{L_f} \quad (\text{B.1})$$

Dans équation B.1, E_f correspond au module d'élasticité du fût et I_f est l'inertie calculée selon l'axe faible d'une face du fût. De plus, L_f correspond à la largeur d'une face du fût. En développant l'équation de I_f , l'équation B.1 devient :

$$M_f = \frac{4E_f \theta \left(\frac{L_f t_f^3}{12} \right)}{L_f} \quad (\text{B.2})$$

Dans l'équation B.2, t_f équivaut à l'épaisseur du fût. En simplifiant et en réorganisant l'équation B.2 prend la forme de l'équation B.3.

$$M_f = \frac{E_f t_f^3 \theta}{3} \quad (\text{B.3})$$

En imposant une rotation unitaire θ appliquée à un appui la section de la platine, tout en forçant à zero les cinq autres ddl, le moment M_p engendré dans la platine à l'autre appui vaut :

$$M_p = \frac{4E_p I_p \theta}{d_p} \quad (\text{B.4})$$

Dans l'équation B.4, E_p et I_p correspondent au module d'élasticité de la platine et à l'inertie calculée selon l'axe faible de la section de la platine. De plus, d_p équivaut à la distance extérieure entre deux côtés parallèles du fût. En développant l'équation de I_p et en simplifiant, l'équation B.4 devient :

$$M_p = \frac{E_p L_f t^3 \theta}{3d_p} \quad (\text{B.5})$$

Dans l'équation B.5, t correspond à l'épaisseur de la platine. Le ratio 1 s'obtient en divisant l'équation B.5 par l'équation B.3. Il est donc le rapport entre le moment dans le fût (M_f) et celui dans la platine (M_p).

$$\text{Ratio 1} = \frac{E_p L_f t^3}{E_f t_f^3 d_p} \quad (\text{B.6})$$

Pour justifier la simplification de l'interaction entre la platine et une face du fût à l'aide de la théorie des poutres, il faut réécrire le ratio 1 comme étant :

$$Ratio\ 1 = \frac{M_p}{M_f} = \frac{\frac{4E_p I_p \theta}{d_p}}{\frac{4E_f I_f \theta}{L_f}} = \frac{c_p K_p \theta}{c_f K_f \theta} = \frac{c_p K_p}{c_f K_f} \quad (B.7)$$

Où K_p et K_f sont respectivement les rigidités en rotation de la section de la platine et la section du fût. c_p et c_f sont des coefficients qui multiplient les rigidités en rotation de la section de la platine et du fût. Ces coefficients permettent de prendre en compte le ratio géométrique de chaque section de même que leurs conditions limites. Cependant, comme les conditions limites et les ratios géométriques de chaque section sont les mêmes sur un pylône de taille réelle et un pylône à échelle réduite, il est possible d'écrire l'équation B.8.

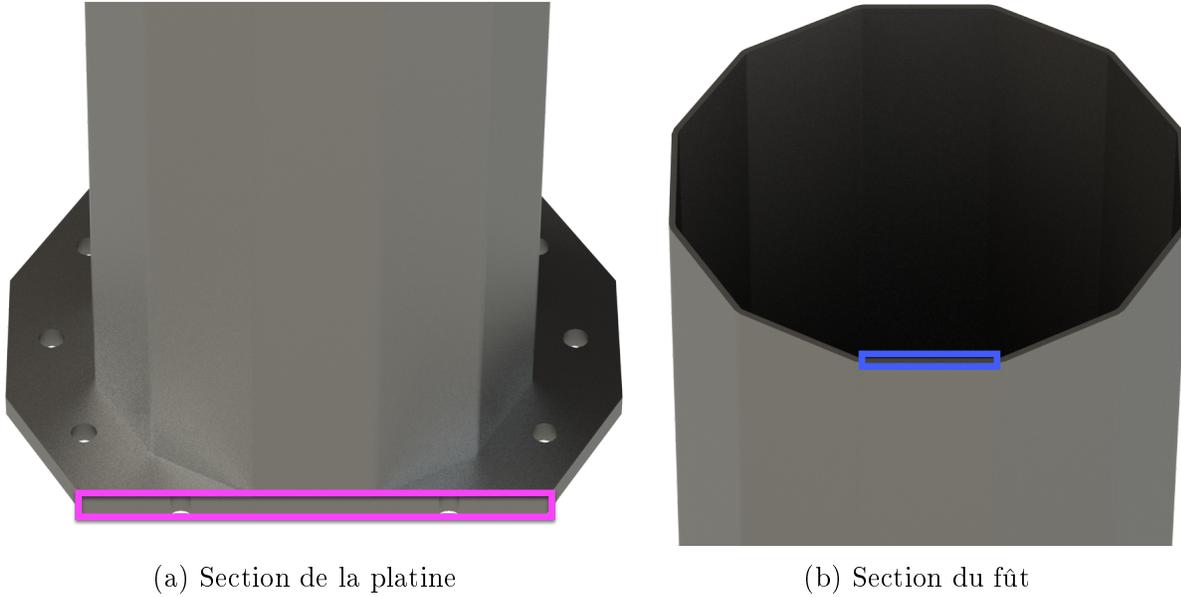
$$Ratio\ 1 \propto \frac{K_p}{K_f} \quad (B.8)$$

En remplaçant K_p et K_f par leur équivalence et en appliquant les relations de similitudes de Cauchy au terme à droite de l'équation B.8, on obtient :

$$\frac{K_p}{K_f} = \frac{\frac{E_p I_p}{d_p}}{\frac{E_f I_f}{L_f}} = \frac{1 \times \lambda^4}{\frac{\lambda}{1 \times \lambda^4}} = \frac{\lambda^3}{\lambda^3} = 1 \quad (B.9)$$

Le ratio 1 respecte donc la théorie de Cauchy et peut donc être utilisé pour comparer les rigidités des connexions à la base des pylônes tubulaires.

Le deuxième ratio compare les inerties de deux sections d'un pylône tubulaire calculées selon leur axe faible. La première section est délimitée par un rectangle rose sur la figure B.2a. Elle est formée par une ligne de flexion qui traverse toute la platine.



(a) Section de la platine (b) Section du fût
Figure B.2 Sections considérées par le deuxième ratio

La hauteur et la largeur du rectangle formé par cette section sont respectivement t et L_{AB} . La deuxième section est encadrée en bleu sur la figure B.2b. La hauteur et la largeur du rectangle formé par cette section sont respectivement t_f et L_f . Le deuxième ratio est le rapport de l'inertie de la section de la platine sur l'inertie de la section du fût. Il est défini à l'équation B.10.

$$Ratio\ 2 = \frac{L_{AB}t^3}{L_f t_f^3} \quad (B.10)$$

En appliquant les relations de similitudes de Cauchy au terme à droite de l'équation B.10, on obtient :

$$\frac{L_{AB}t^3}{L_f t_f^3} = \frac{\lambda \times \lambda^3}{\lambda \times \lambda^3} = 1 \quad (B.11)$$

Le ratio 2 respecte aussi la théorie de Cauchy et peut donc être utilisé pour comparer les rigidités des connexions à la base des pylônes tubulaires.

ANNEXE C

MODES DE RUPTURE DES SPÉCIMENS EXPÉRIMENTAUX

Le tableau C.1 énumère le mode de rupture pour chaque spécimen testé en laboratoire. De plus, il indique la distance entre la rupture et la face supérieure de la platine ainsi que le moment de flexion calculé à la base du fût au moment de la rupture.

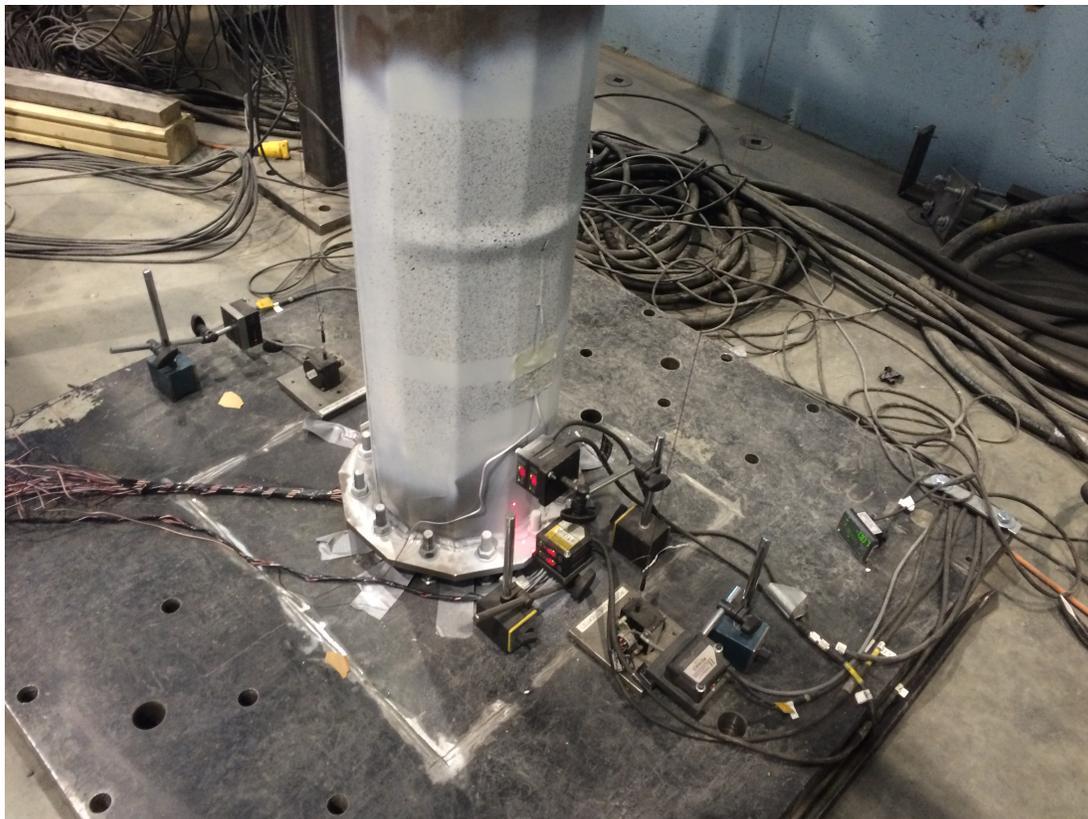
Tableau C.1 Mode de rupture de chaque spécimen testé expérimentalement

Spécimen	Mode de rupture	Hauteur de la rupture	Moment à la base du fût
Spécimen A1	Voilement local suite à la plastification totale de la section	41.2 cm	48.7 kN·m
Spécimen A2	Voilement local suite à la plastification totale de la section	47.8 cm	48.4 kN·m
Spécimen A3	Voilement local suite à la plastification totale de la section	52.3 cm	51.7 kN·m
Spécimen A4	Voilement local suite à la plastification totale de la section	48.2 cm	48.2 kN·m
Spécimen B	Voilement local suite à la plastification totale de la section	26.5 cm	48.1 kN·m
Spécimen C	Voilement local suite à la plastification totale de la section	53.6 cm	47.9 kN·m
Spécimen D	Voilement local suite à la plastification totale de la section	58.5 cm	45.9 kN·m
Spécimen E	Voilement local suite à la plastification totale de la section	39.4 cm	47.5 kN·m

Tous les spécimens ont subi le même type de rupture localisée dans la zone du fût sollicitée en compression sous l'effet d'un moment fléchissant. La rupture est illustrée à la figure C.1 qui est présentée à la page suivante.



(a) Localisation de la rupture



(b) Vue rapprochée

Figure C.1 Spécimen A4 : Voilement local suite à la plastification totale du fût

ANNEXE D

ESSAIS DE TRACTION SUR LES ACIERS

D.1 Considérations générales

Les sections D.2 à D.6 présentent les propriétés caractéristiques des lots d'acier utilisés dans la phase expérimentale du projet de recherche. Pour chaque coupon d'acier, un module élastique (E), une limite élastique (F_y) et une limite ultime (F_u) sont calculés à partir des résultats des essais de traction. Dans les sections D.3 à D.6, une pente inélastique (E_p) est présentée pour chaque coupon. Les essais sont conformes à la norme ASTM A370-12a [ASTM, 2012]. La valeur de cette pente a été calculée de sorte que l'énergie dissipée (En_{exp}) jusqu'au moment d'atteindre la limite ultime (F_u) de l'essai de traction soit équivalente à l'aire sous cette droite (En_{num}). Les quantités d'énergies sont normalisées par unité de surface. La figure D.1 présente les instruments utilisés lors des essais de traction.



Figure D.1 Essai de traction

D.2 Acier des ancrages

Le tableau D.1 présente les points caractéristiques obtenus lors de 14 essais de traction réalisés sur le lot d'acier utilisé pour les ancrages.

Tableau D.1 Caractérisation de l'acier utilisé dans les ancrages

Coupon	E (GPa)	F_y (MPa)	F_u (MPa)
C00	210.1	1054.1	1143.8
C01	213.7	1053.8	1136.0
C02	213.2	1065.0	1160.9
C03	205.7	1086.0	1174.6
C04	205.7	1054.5	1148.2
C05	210.9	1060.8	1154.5
C06	208.7	1060.2	1149.3
C07	225.8	1045.4	1140.0
C08	214.1	1036.5	1125.8
C09	213.0	1033.5	1124.6
C10	210.2	1068.4	1156.5
C11	201.3	1036.4	1125.7
C12	208.9	1039.4	1126.6
C13	210.5	1044.6	1130.7
Moyenne	210.8	1052.8	1142.7

Les figures D.2, D.3 et D.4 illustrent les courbes contraintes vs déformations pour tous les coupons réalisés.

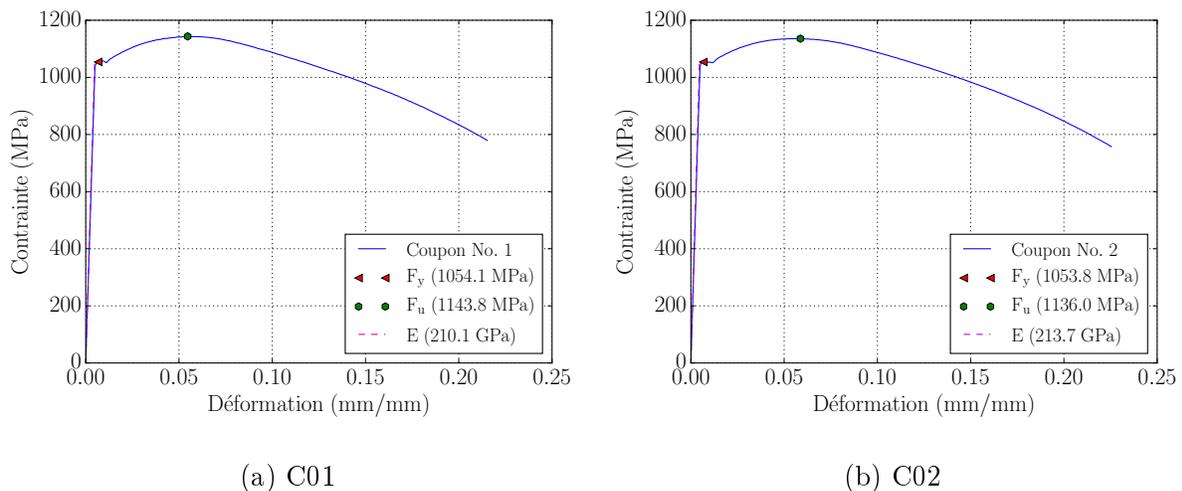
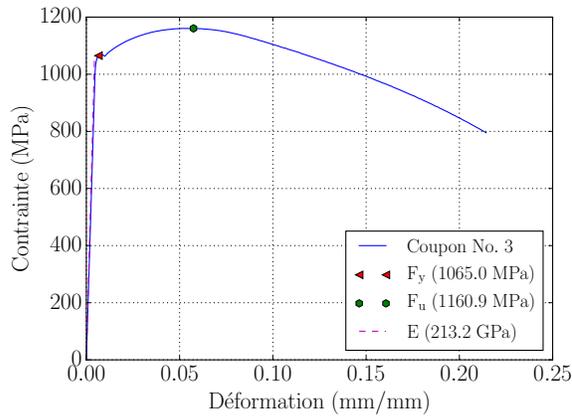
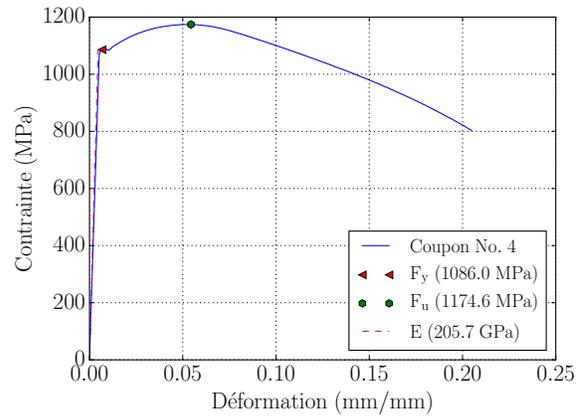


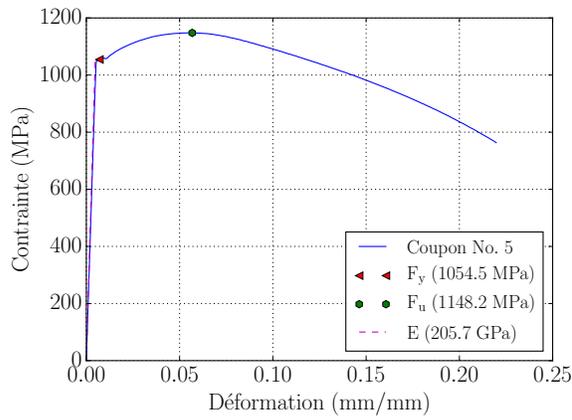
Figure D.2 Caractérisation de l'acier des ancrages (coupons 1 et 2)



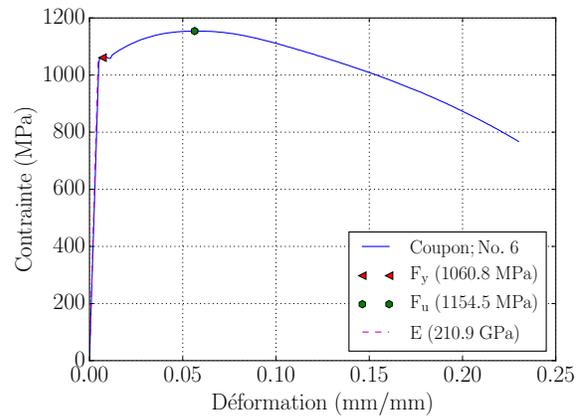
(a) CO3



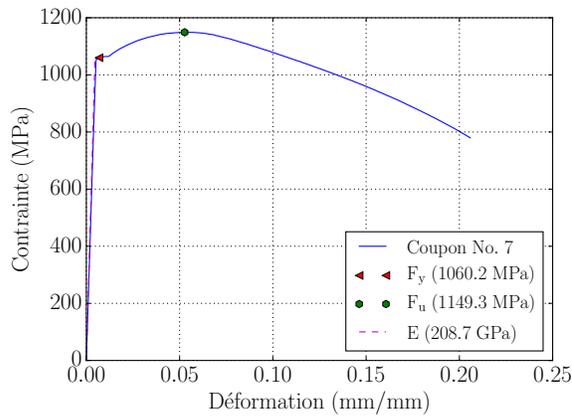
(b) C04



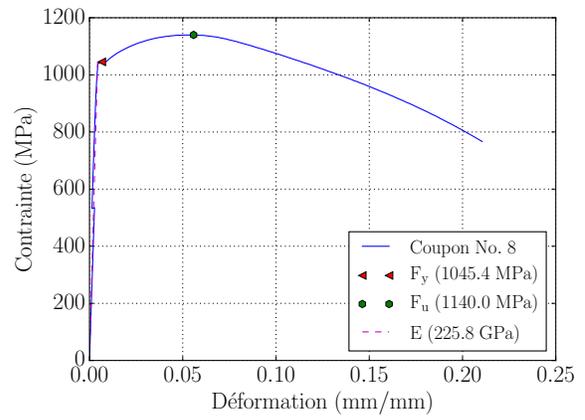
(c) C05



(d) C06

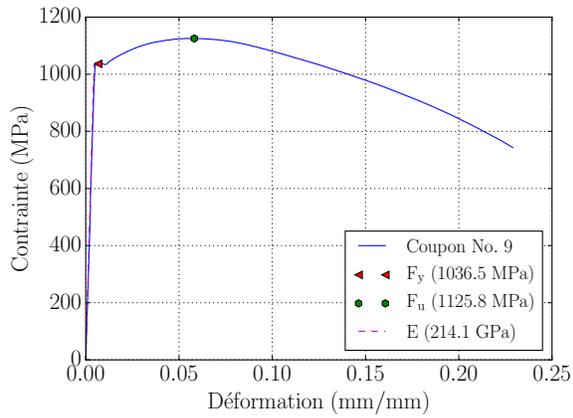


(e) C07

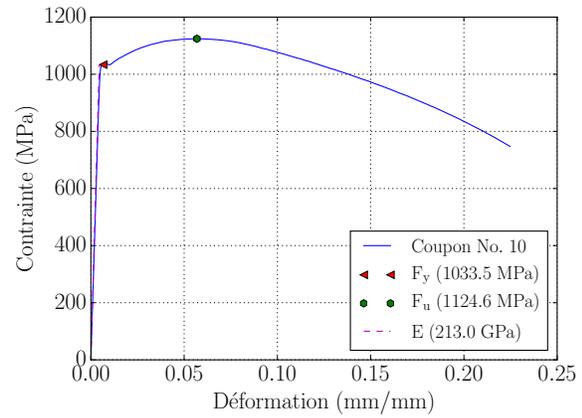


(f) C08

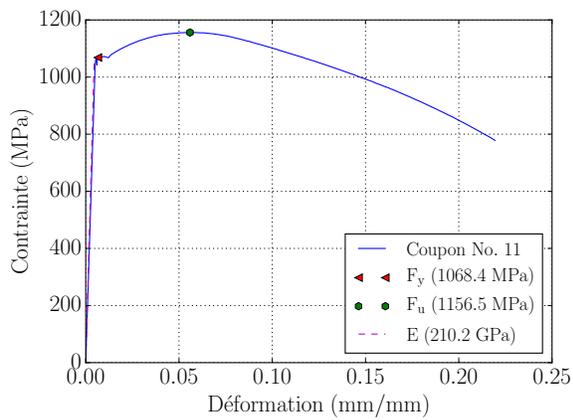
Figure D.3 Caractérisation de l'acier des ancrages (coupons 3 à 8)



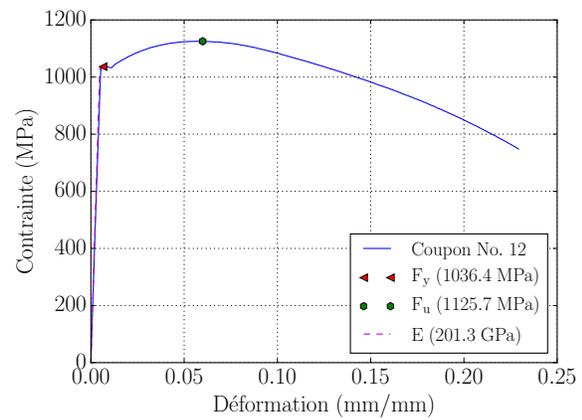
(a) C09



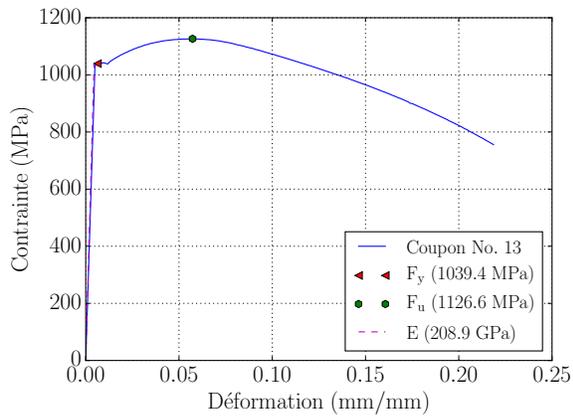
(b) C10



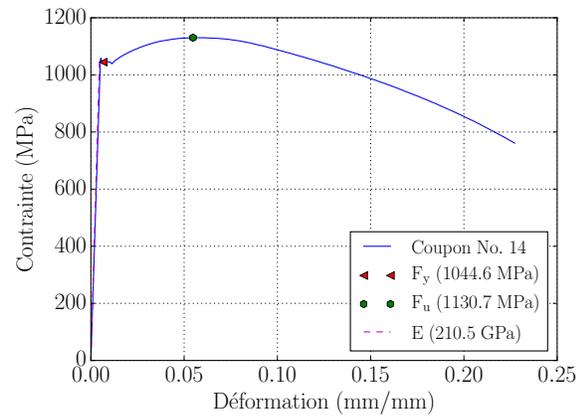
(c) C11



(d) C12



(e) C13



(f) C14

Figure D.4 Caractérisation de l'acier des ancrages (coupons 9 à 14)

D.3 Acier du fût (3.2 mm)

Le tableau D.2 présente les points caractéristiques obtenus lors de trois essais de traction réalisés sur le lot d'acier des fûts.

Tableau D.2 Caractérisation de l'acier utilisé dans le fût

Coupon	E (GPa)	F_y (MPa)	F_u (MPa)	En_{exp} (J/mm^3)	En_{num} (J/mm^3)	E_p (MPa)	E_p/E (%)
C01	202.2	277.0	377.0	79.1	79.1	687.1	0.34
C02	200.5	251.9	360.5	72.6	72.6	761.0	0.38
C03	206.5	265.8	367.9	77.1	77.1	689.0	0.33
Moyenne	203.1	264.9	368.5	76.3	76.3	712.4	0.35

La figure D.5 illustre les courbes contraintes vs déformations pour tous les coupons réalisés.

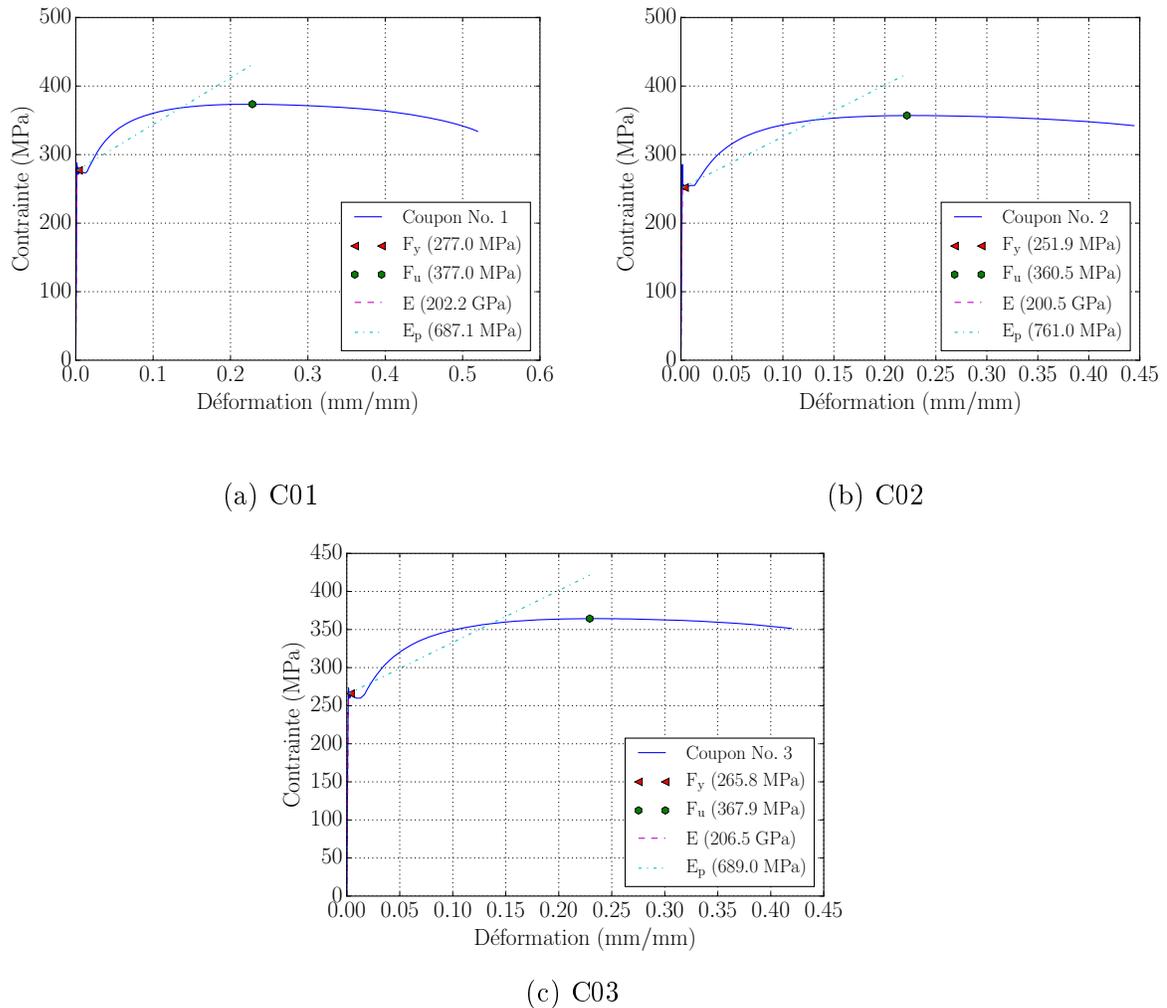


Figure D.5 Caractérisation de l'acier d'épaisseur 3.2 mm

D.4 Acier de la platine (12.7 mm)

Le tableau D.3 présente les points caractéristiques obtenus lors de trois essais de traction réalisés sur le lot de plaques d'acier de 12.7 mm d'épaisseur.

Tableau D.3 Caractérisation de l'acier utilisé dans la platine de 12.7 mm

Coupon	E (GPa)	F_y (MPa)	F_u (MPa)	En_{exp} (J/mm^3)	En_{num} (J/mm^3)	E_p (MPa)	E_p/E (%)
C01	185.9	366.2	511.9	71.9	71.9	1529.7	0.82
C02	180.7	370.2	516.5	80.5	80.5	1481.9	0.82
C03	186.3	369.2	515.2	76.0	76.0	1502.6	0.81
Moyenne	184.3	368.5	514.6	76.1	76.1	1504.7	0.82

La figure D.6 illustre les courbes contraintes vs déformations pour tous les coupons réalisés.

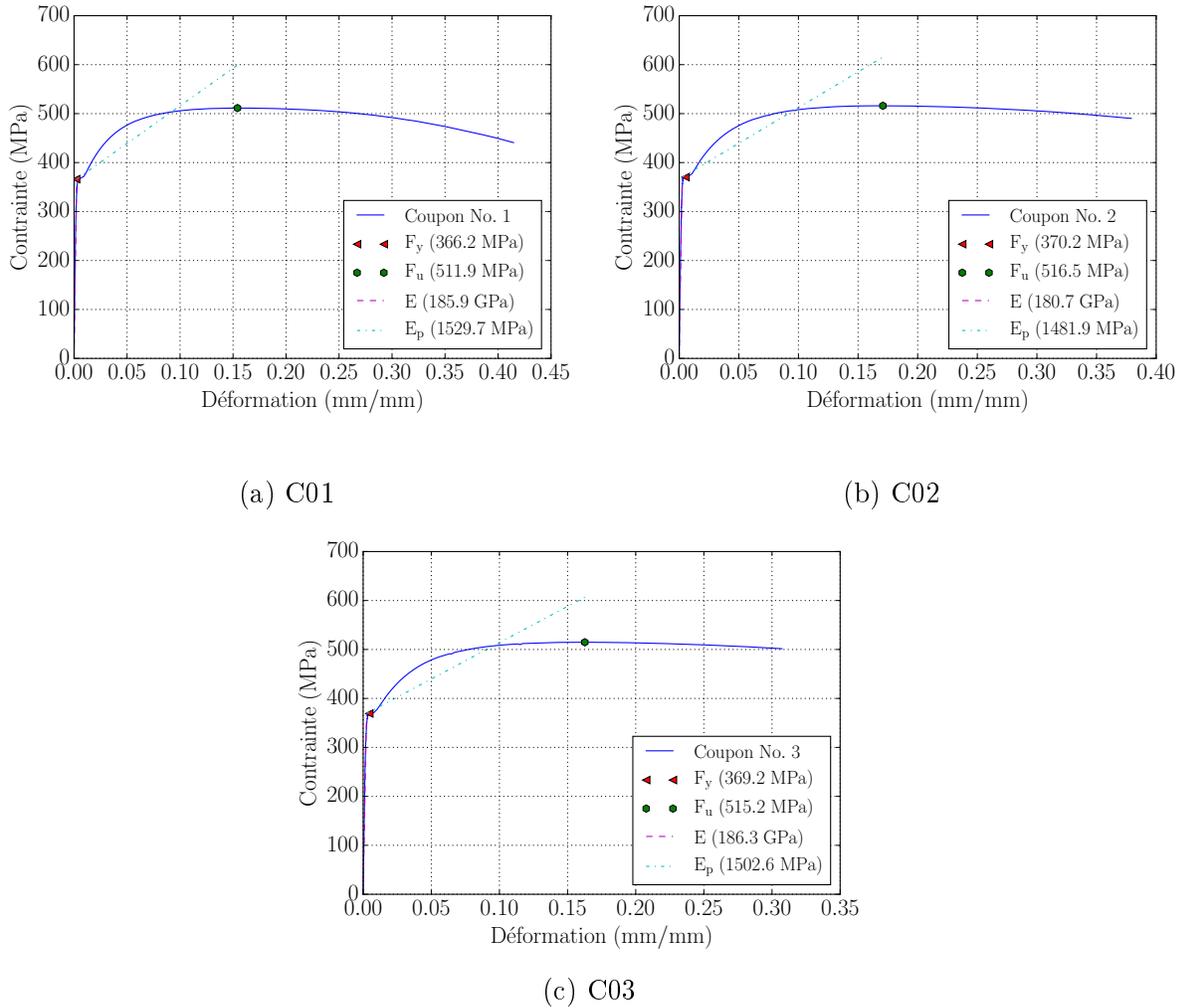


Figure D.6 Caractérisation de l'acier d'épaisseur 12.7 mm

D.5 Acier de la platine (15.9 mm)

Le tableau D.4 présente les points caractéristiques obtenus lors de trois essais de traction réalisés sur le lot de plaques d'acier de 15.9 mm d'épaisseur.

Tableau D.4 Caractérisation de l'acier utilisé dans les platines de 14.0 mm

Coupon	E (GPa)	F_y (MPa)	F_u (MPa)	En_{exp} (J/mm^3)	En_{num} (J/mm^3)	E_p (MPa)	E_p/E (%)
C01	199.7	409.8	542.7	66.2	66.2	1758.9	0.88
C02	206.1	409.3	542.8	71.1	71.1	1786.3	0.87
C03	204.3	415.2	546.7	71.3	71.3	1753.5	0.86
Moyenne	203.4	411.4	544.1	69.5	69.5	1766.2	0.87

La figure D.7 illustre les courbes contraintes vs déformations pour tous les coupons réalisés.

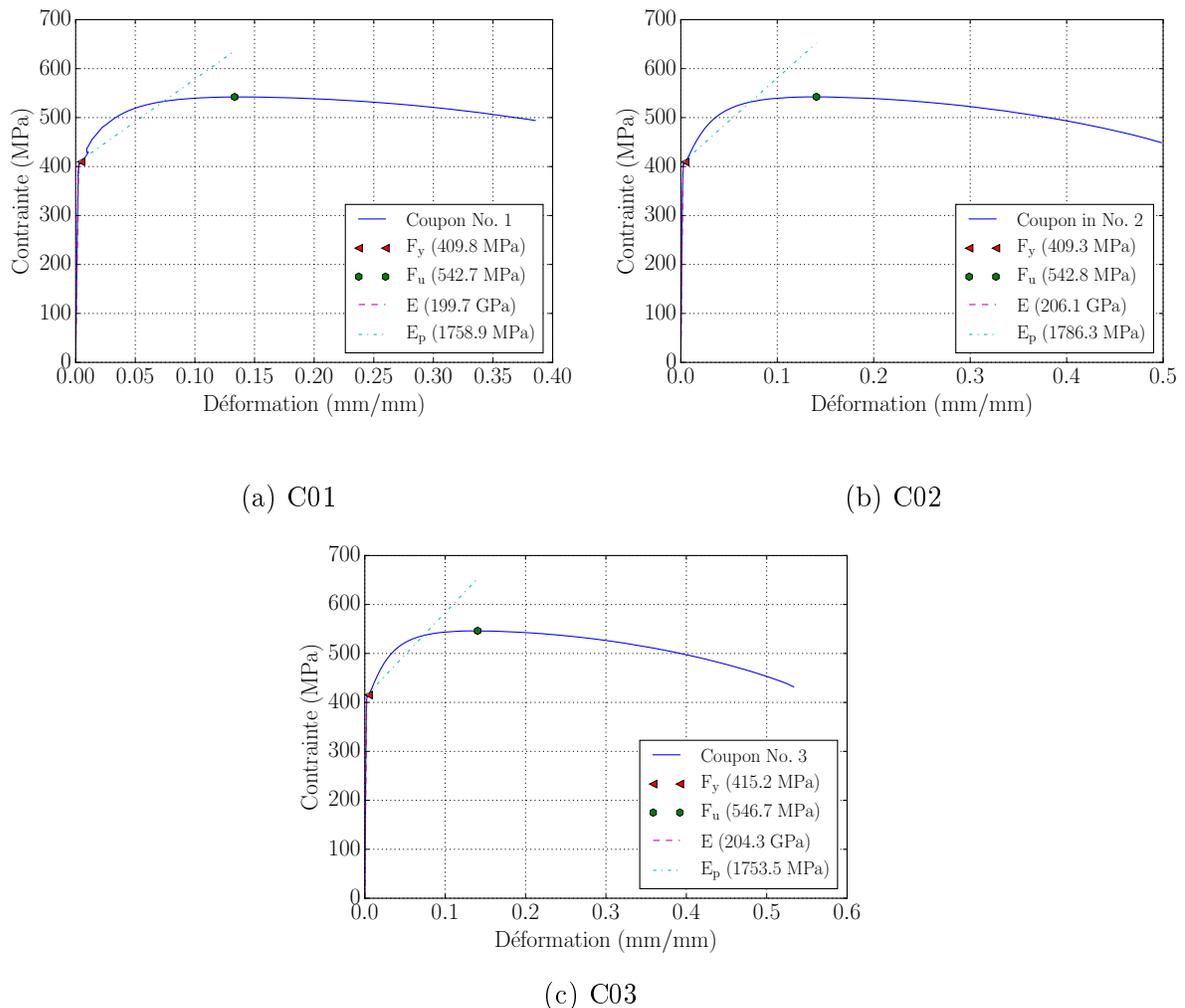


Figure D.7 Caractérisation de l'acier d'épaisseur 15.9 mm

D.6 Acier de la platine (19.1 mm)

Le tableau D.5 présente les points caractéristiques obtenus lors de trois essais de traction réalisés sur le lot de plaques d'acier de 19.1 mm d'épaisseur.

Tableau D.5 Caractérisation de l'acier utilisé dans la platine de 19.1 mm

Coupon	E (GPa)	F_y (MPa)	F_u (MPa)	En_{exp} (J/mm^3)	En_{num} (J/mm^3)	E_p (MPa)	E_p/E (%)
C01	195.0	360.6	509.7	87.5	87.5	1288.9	0.66
C02	225.6	362.6	511.9	83.1	83.1	1350.2	0.60
C03	210.6	364.1	513.6	83.7	83.7	1327.3	0.63
Moyenne	210.4	362.4	511.7	84.8	84.8	1322.1	0.63

La figure D.8 illustre les courbes contraintes vs déformations pour tous les coupons réalisés.

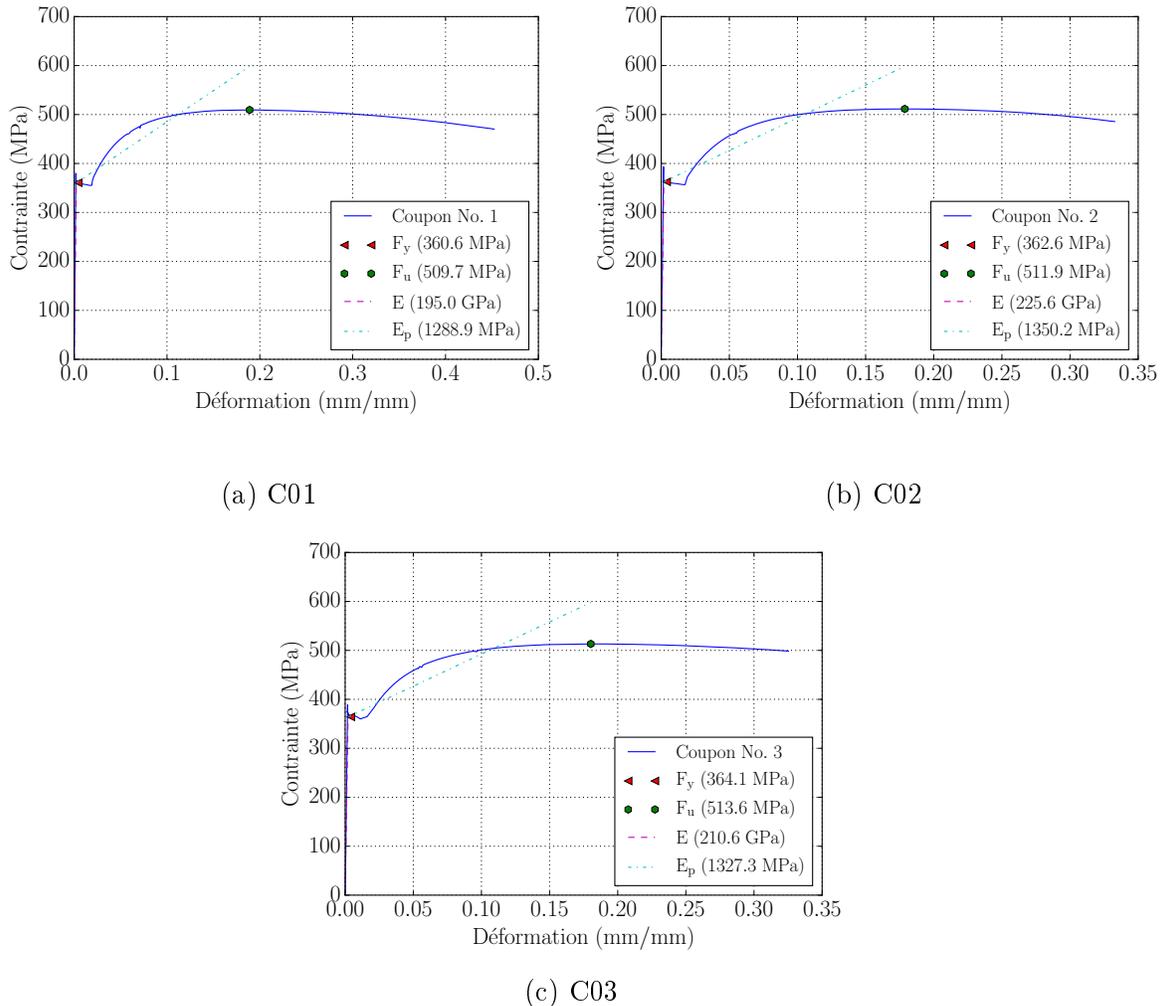


Figure D.8 Caractérisation de l'acier d'épaisseur 19.1 mm

ANNEXE E

CALIBRATION DES CAPTEURS DE DÉPLACEMENT LASER

Les propriétés des six capteurs de déplacement laser utilisés dans la phase expérimentale sont énumérées au tableau E.1. La section E.1 présente le protocole expérimental qui a été suivi lors de la calibration de chaque capteur de déplacement laser. Les sections E.2 à E.4 présentent les données ayant servies à calculer les sensibilités de chaque capteur. De plus, des figures illustrent les équations des courbes de tendance passant par les plages d'utilisation pour chaque capteur.

Tableau E.1 Caractéristiques des trois modèles de capteur utilisés pendant la phase expérimentale

Caractéristiques	10A et 10B	60A et 60B	K1 et K2
Fabricant	Panasonic	Panasonic	Keyence
Modèle	HL-G105-S-J	HL-G112-S-J	IL-300
Plage de lecture	50 ± 10 mm	120 ± 60 mm	160 @ 450 mm
Excitation	24.0 V	24.0 V	24.0 V

La figure E.1 présente le montage utilisé lors de la calibration des capteurs de déplacement laser. La précision de l'instrument mesurant le déplacement longitudinal du chariot est de ± 0.0005 mm tandis que celle du multimètre utilisé pour mesurer la différence de potentiel émise par le capteur est de ± 0.0001 V.



(a) Cible



(b) Capteur installé sur le chariot du tour

Figure E.1 Présentation du montage utilisé lors de la calibration des capteurs de déplacement laser

E.1 Protocole expérimental pour la calibration des capteurs de déplacement laser

Lors de la calibration de chaque capteur, le protocole suivant a été respecté :

1. installer le capteur sur un support magnétique ;
2. fixer le support magnétique au chariot du tour ;
3. à l'aide d'un multimètre, s'assurer que le capteur est alimenté à 24.0000 ± 0.0001 V par une source d'énergie externe ;
4. installer une cible sur le mandrin porte-pièce comme il est illustré à la figure E.1a ;
5. à l'aide d'une équerre et d'un rapporteur d'angle numérique, aligner le faisceau lumineux de manière à ce qu'il soit colinéaire avec l'axe de rotation du mandrin porte-pièce ;
6. s'assurer que le faisceau lumineux vise le centre de la cible, déplacer la cible au besoin ;
7. déplacer le chariot dans la direction longitudinale de façon à ce que la distance entre le capteur et la cible corresponde à la valeur minimale de la plage d'utilisation du capteur ;
8. effectuer un « zéro numérique » sur la position du chariot ;
9. à l'aide d'un multimètre, mesurer et noter la différence de potentiel émise par le capteur ;
10. diviser la plage d'utilisation de chaque capteur en dix points de mesure ;
11. déplacer le chariot dans la direction longitudinale, lorsque la position du chariot correspond à un point de mesure calculé à l'étape précédente, mesurer et noter la différence de potentiel émise par le capteur ;
12. répéter l'étape précédente jusqu'à ce que la distance entre le capteur et la cible corresponde à la valeur maximale de la plage d'utilisation du capteur en cours de calibration.

E.2 Capteurs Panasonic 10A et 10B

Le tableau E.2 présente les différences de potentiel (U) mesurées à l'aide d'un multimètre pour toute la plage d'utilisation des capteurs 10A et 10B. Le numéro de série du capteur 10A est AK2001 et celui du capteur 10B est AK2002.

Tableau E.2 Calibration des capteurs Panasonic 10A et 10B

Distance (mm)	U 10A (V)	U 10B (V)
40.0005	-0.0112	-0.0085
42.0000	0.9838	1.0602
44.0000	1.9865	2.0103
46.0005	2.9839	3.0096
48.0005	3.9792	4.0105
50.0000	4.9755	5.0171
52.0005	5.9750	6.0140
54.0005	6.9730	7.0200
56.0000	7.9740	8.0250
58.0000	8.9740	9.0260
60.0005	9.9690	10.0260

La figure E.2 présente les équations des courbes de tendance qui résultent de la calibration des capteurs 10A et 10B.

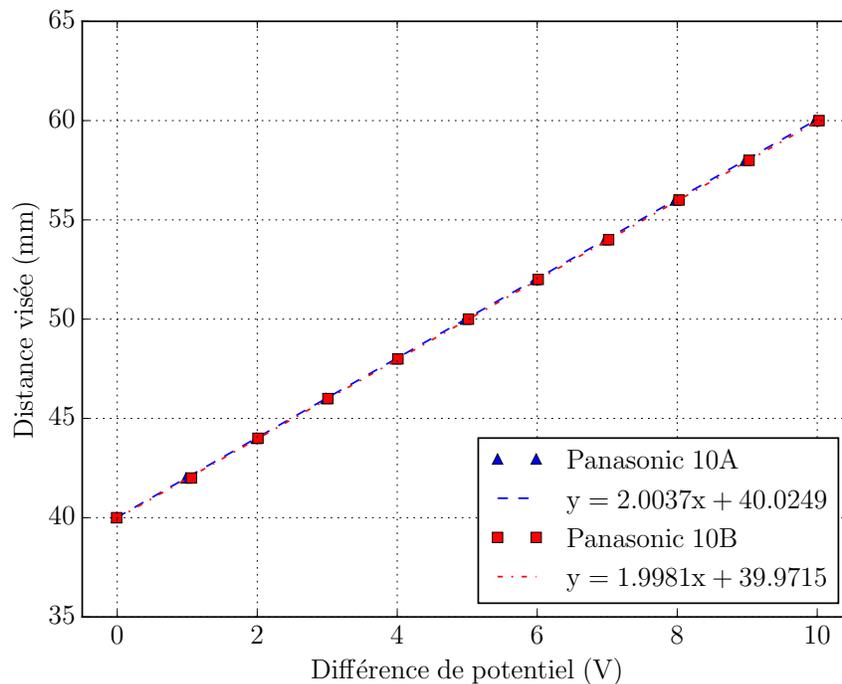


Figure E.2 Calibration des capteurs de marque Panasonic 10A et 10B

E.3 Capteurs Panasonic 60A et 60B

Le tableau E.3 présente les différences de potentiel (U) mesurées à l'aide d'un multimètre pour toute la plage d'utilisation des capteurs 60A et 60B. Le numéro de série du capteur 60A est AK4016 et celui du capteur 60B est AK4013.

Tableau E.3 Calibration des capteurs Panasonic 60A et 60B

Distance (mm)	U 60A (V)	U 60B (V)
60.0005	1.3771	0.0447
70.0000	2.1427	0.8724
80.0005	2.9105	1.6945
90.0005	3.6760	2.5261
100.0000	4.4402	3.3555
110.0000	5.2022	4.1840
120.0005	5.9670	5.0134
130.0005	6.7270	5.8410
140.0005	7.4870	6.6710
150.0000	8.2490	7.5000
160.0000	9.0100	8.3260
170.0005	9.7700	9.1470
180.0000	10.5230	9.9670

La figure E.3 présente les équations des courbes de tendance qui résultent de la calibration des capteurs 60A et 60B.

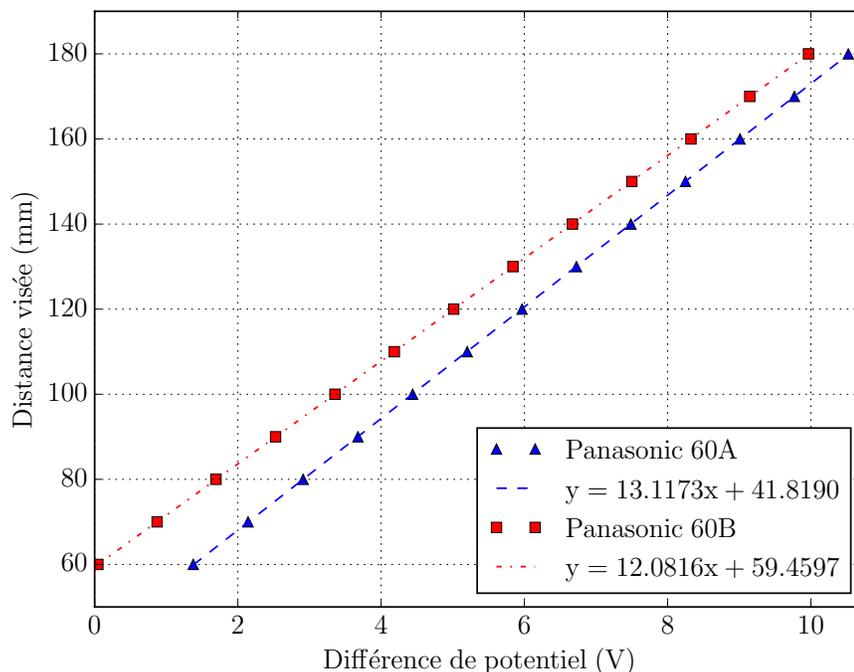


Figure E.3 Calibration des capteurs de marque Panasonic 60A et 60B

E.4 Capteurs Keyence K1 et K2

Le tableau E.4 présente les différences de potentiels (U) mesurées à l'aide d'un multimètre pour toute la plage d'utilisation des capteurs K1 et K2. Le numéro de série du capteur K1 est C3116442 et celui du capteur K2 est C3116256.

Tableau E.4 Calibration des capteurs Keyence K1 et K2

Distance (mm)	U K1 (V)	U K2 (V)
160.0005	-5.0016	-5.0016
190.0005	-3.9995	-3.9999
220.0005	-2.9324	-2.9326
250.0000	-1.8701	-1.8634
280.0000	-0.8010	-0.7954
310.0000	0.2563	0.2824
340.0005	1.3183	1.3472
370.0005	2.3721	2.4286
400.0000	3.4390	3.4887
430.0005	4.4952	4.5596
450.0000	5.1977	5.2623

La figure E.4 présente les équations des courbes de tendance qui résultent de la calibration des capteurs K1 et K2.

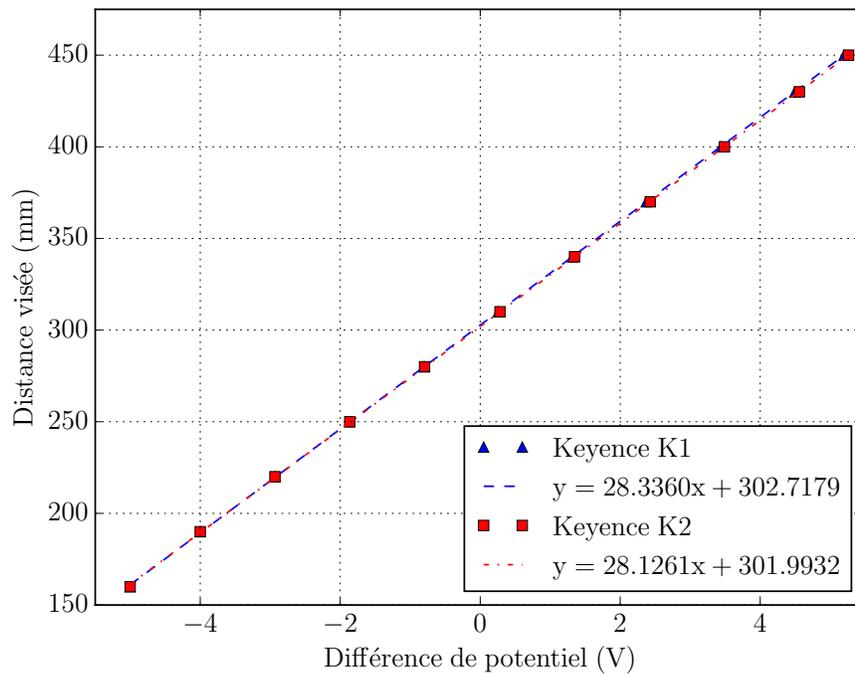


Figure E.4 Calibration des capteurs de marque Keyence K1 et K2

ANNEXE F

CALIBRATION DES POTENTIOMÈTRES

Les propriétés des trois potentiomètres utilisés dans la phase expérimentale sont énumérées au tableau F.1. La section F.1 présente le protocole expérimental qui a été suivi lors de leur calibration. Les sections F.2 à F.3 présentent les données ayant servies à calculer les sensibilités de chaque potentiomètre. De plus, des figures illustrent les équations des courbes de tendance passant par les plages d'utilisation de chaque potentiomètre.

Tableau F.1 Caractéristiques des trois potentiomètres utilisés pendant la phase expérimentale

Caractéristique	Pot. A	Pot. B	Pot. C
Fabricant	Celesco	Celesco	Celesco
Numéro de série	D1802073A	A1800470A	D1802360C
Course	50.8 mm	50.8 mm	127.0 mm
Excitation	10.0 V	10.0 V	10.0 V

La figure F.1 présente le montage utilisé lors de la calibration des potentiomètres. La précision de l'instrument mesurant le déplacement longitudinal du chariot est de ± 0.0002 mm tandis que celle du multimètre utilisé pour mesurer la différence de potentiel émise par le potentiomètre est de ± 0.0001 V.



Figure F.1 Présentation du montage utilisé lors de la calibration des potentiomètres

F.1 Protocole expérimental pour la calibration des potentiomètres

Lors de la calibration de chaque potentiomètre, le protocole suivant a été respecté :

1. installer le potentiomètre sur le chariot du tour à l'aide d'un support en acier tel qu'illustré à la figure F.1 ;
2. à l'aide d'un multimètre, s'assurer que le potentiomètre est alimenté à 10.0000 ± 0.0001 V par une source d'énergie externe ;
3. installer un dispositif d'attache dans le mandrin porte-pièce tel qu'illustré à la figure E.1a ;
4. à l'aide d'une équerre et d'un rapporteur d'angle numérique, aligner le câble du potentiomètre de manière à ce qu'il soit colinéaire avec l'axe de rotation du mandrin porte-pièce ;
5. déplacer le chariot dans la direction longitudinale de façon à ce que le câble du potentiomètre soit totalement rétracté ;
6. effectuer un « zéro numérique » sur la position du chariot ;
7. à l'aide d'un multimètre, mesurer et noter la différence de potentiel émise par le potentiomètre ;
8. diviser la course de chaque potentiomètre en dix points de mesure ;
9. déplacer le chariot dans la direction longitudinale, lorsque la position du chariot correspond à un point de mesure calculé à l'étape précédente, mesurer et noter la différence de potentiel émise par le potentiomètre ;
10. répéter l'étape précédente jusqu'à ce que la distance entre le potentiomètre et le dispositif d'attache corresponde à la valeur maximale de la course du potentiomètre en cours de calibration.

F.2 Potentiomètre de 25 mm de course

Le tableau F.2 présente les différences de potentiel (U) mesurées à l'aide d'un multimètre pour toute la plage d'utilisation des potentiomètres A et B.

Tableau F.2 Calibration des potentiomètres A et B

Distance (mm)	U Pot. A (V)	U Pot. B (V)
0.0000	0.2159	0.1186
6.3500	1.3434	1.2778
12.7000	2.5260	2.4580
19.0500	3.7181	3.6496
25.4000	4.8992	4.8378
31.7500	6.0690	6.0190
38.1000	7.2410	7.1880
44.4500	8.4100	8.3640
50.8000	9.5720	9.5300

La figure F.2 présente les équations des courbes de tendance qui résultent de la calibration des potentiomètres A et B.

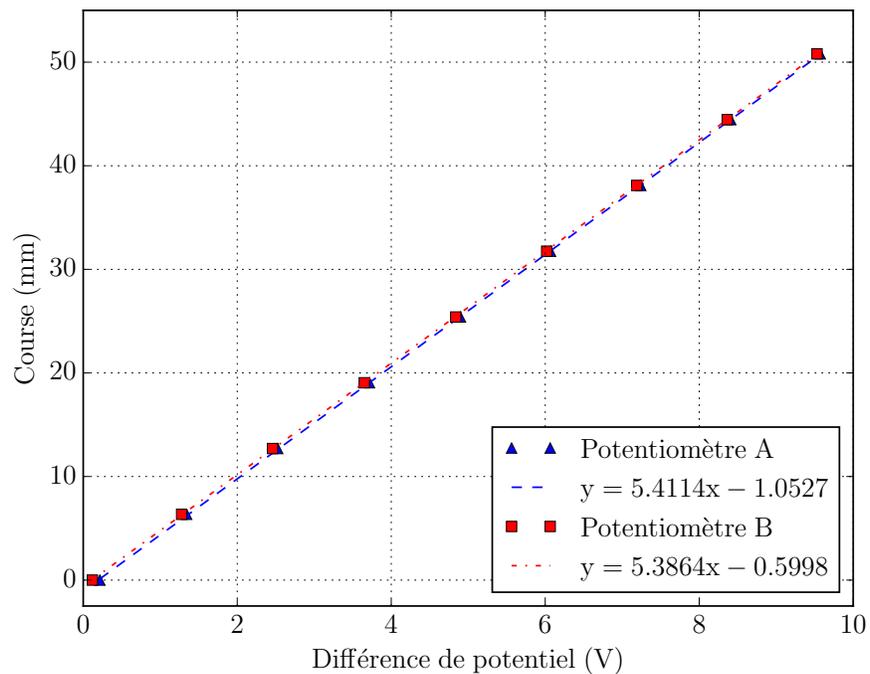


Figure F.2 Calibration des potentiomètres A et B

F.3 Potentiomètre de 125 mm de course

Le tableau F.3 présente les différences de potentiel (U) mesurées à l'aide d'un multimètre pour toute la plage d'utilisation du potentiomètre C.

Tableau F.3 Calibration du potentiomètre C

Distance (mm)	U Pot. C (V)
0.0000	0.1953
12.7000	1.1443
25.4000	2.1001
38.1000	3.0687
50.8000	4.0257
63.5000	4.9827
76.2000	5.9290
88.9000	6.8840
101.6000	7.8380
114.3000	8.7930
127.0000	9.7500

La figure F.3 présente l'équation de la courbe de tendance qui résulte de la calibration du potentiomètre C.

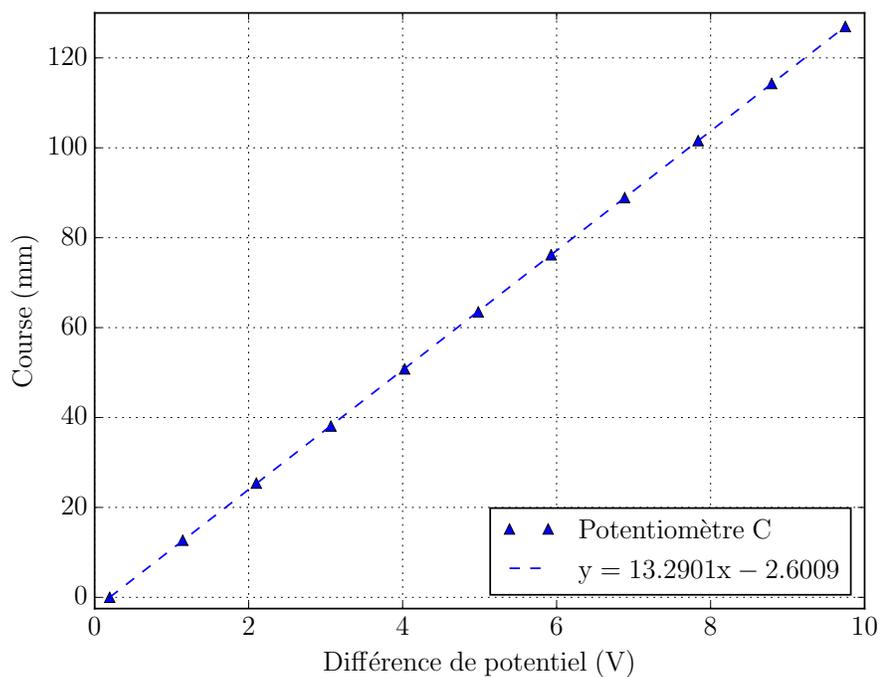


Figure F.3 Calibration du potentiomètre C

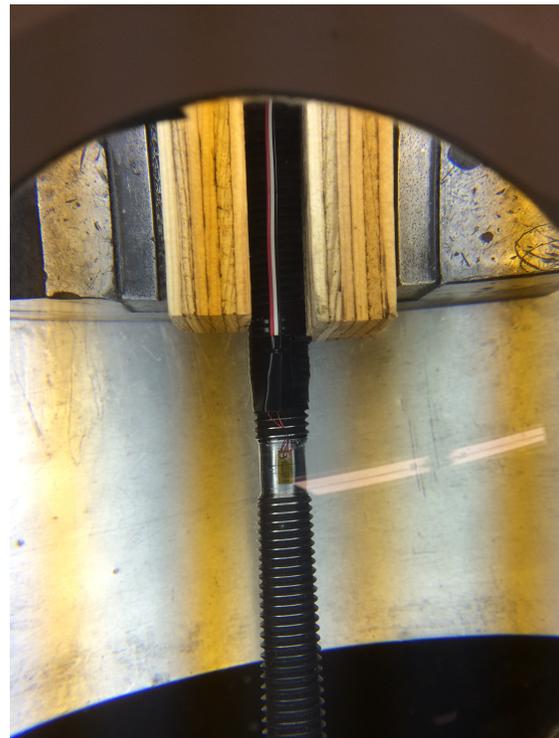
ANNEXE G

CALIBRATION DES ANCRAGES INSTRUMENTÉS

Au total, 24 ancrages ont été utilisés au cours des essais expérimentaux. Les propriétés caractéristiques de l'acier qui les composent sont présentées à la section D.2. Ils proviennent de tiges filetées dotées d'un diamètre nominal de 14.0 mm et ayant une longueur de 125 mm. Afin de connaître les efforts axiaux qui transitent dans certains ancrages au cours de la phase expérimentale, 15 ancrages ont été instrumentés à l'aide de jauges uniaxiales. Ces dernières permettent de mesurer les déformations axiales que subit un ancrage lorsqu'il est sollicité en traction ou en compression. Ces jauges sont de marque *MICRO-MEASUREMENTS* et leur numéro de modèle est C2A-06-250LW-120. La figure G.1a illustre la zone où les filets ont été enlevés pour permettre de coller les jauges. La figure G.1b montre le type de jauge utilisée. Dans l'objectif de ne pas réduire la capacité en traction des ancrages instrumentés, le diamètre de la tige dans sa zone machinée correspond au diamètre net des ancrages.



(a) Tige filetée machinée



(b) Jauge uniaxiale

Figure G.1 Ancrage instrumenté

La section G.1 décrit le montage expérimental qui a été utilisé pour la calibration des ancrages tandis que la section G.2 présente le protocole qui a été respecté au cours de

chaque calibration. Les sections G.3 et G.4 présentent les pentes moyennes utilisées au cours de la phase expérimentale du projet de recherche.

G.1 Montage expérimental

La figure G.2 montre le banc d'essai qui a servi à la calibration des ancrages. Il est composé de deux plaques d'acier de 25.4 mm d'épaisseur, de deux sections de cornières, d'un vérin hydraulique creux et d'une cellule de charge d'une capacité de 250 kN. Celle-ci est fixée à la plaque du bas. Une tige filetée ayant un diamètre nominal de 25.4 mm permet de transférer l'effort du vérin à l'ancrage à calibrer. De plus, un trou localisé au centre de la plaque supérieure permet de connecter cette tige à l'ancrage à calibrer qui est installé en série avec la cellule. Pour les ancrages 1 à 13, un système d'acquisition permet d'enregistrer la moyenne des différences de potentiel provenant des jauges en fonction de l'effort axial mesuré par la cellule de force. Pour les ancrages 14 et 15, le système permet d'enregistrer les déformations axiales mesurées par les jauges en fonction de la charge axiale dans la cellule de force.



Figure G.2 Banc d'essai utilisé lors de la calibration des ancrages

G.2 Protocole expérimental pour la calibration de chaque ancrage instrumenté

Lors de la calibration de chaque ancrage instrumenté, le protocole suivant a été respecté :

1. à l'aide d'un multimètre, vérifier les résistances de chaque jauge ;
2. brancher les jauges et la cellule de charge au système d'acquisition ;
3. connecter l'ancrage à calibrer à la cellule de charge ;
4. déposer la plaque supérieure sur les deux cornières comme il est illustré à la figure G.2 ;
5. s'assurer que le trou au centre de la plaque supérieure n'entre pas en contact avec les filets de l'ancrage à calibrer ;
6. vérifier que les fils des jauges collées sur l'ancrage ne sont pas coincés entre la plaque et les cornières ;
7. connecter la tige filetée dotée d'un diamètre nominal de 25.4 mm à l'ancrage ;
8. déposer le vérin sur la plaque supérieure de manière à ce que la tige passe à l'intérieur de ce dernier et installer l'écrou permettant de transférer l'effort produit par le vérin à la tige ;
9. connecter le tuyau hydraulique au vérin et à la pompe manuelle ;
10. s'assurer que le système d'acquisition enregistre les signaux provenant de la cellule de charge et des jauges ;
11. augmenter la pression hydraulique jusqu'à atteindre une charge lue par la cellule de 45.0 kN ;
12. décharger doucement le système hydraulique ;
13. répéter les étapes 10 à 12 trois fois pour les ancrages 1 à 13 et deux fois pour les ancrages 14 et 15.

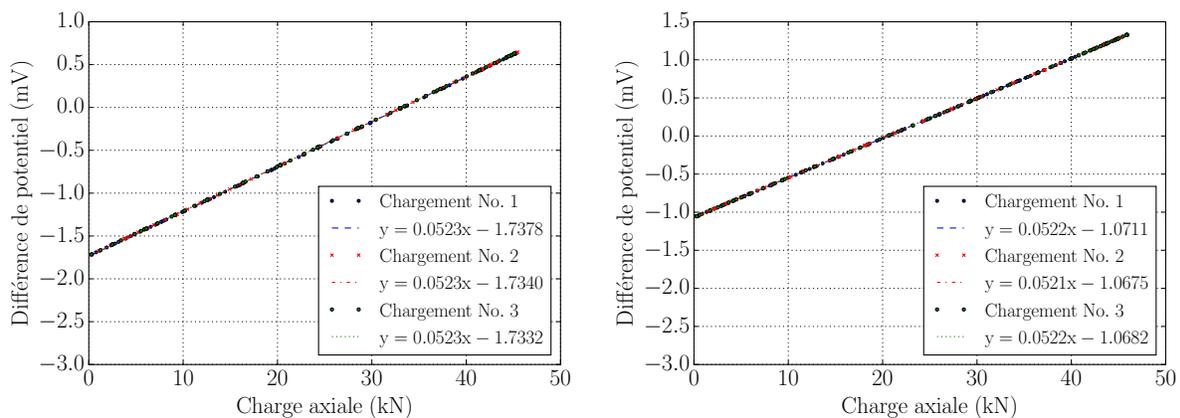
G.3 Ancrages 1 à 13

Le tableau G.1 présente les pentes des courbes de tendance ($S_{\text{Chargement No. 1}}$, $S_{\text{Chargement No. 2}}$ et $S_{\text{Chargement No. 3}}$) pour chaque cycle de chargement effectué lors de la calibration des ancrages 1 à 13. Une pente moyenne (S_{moyenne}) est calculée pour chaque ancrage à partir de celles-ci.

Tableau G.1 Calibration des ancrages 1 à 13

Ancrage	$S_{\text{Chargement No. 1}}$ (mV/kN)	$S_{\text{Chargement No. 2}}$ (mV/kN)	$S_{\text{Chargement No. 3}}$ (mV/kN)	S_{moyenne} (mV/kN)
#01	0.0523	0.0523	0.0523	0.0523
#02	0.0522	0.0521	0.0522	0.0522
#03	0.0525	0.0525	0.0524	0.0525
#04	0.0520	0.0519	0.0519	0.0519
#05	0.0526	0.0526	0.0526	0.0526
#06	0.0519	0.0518	0.0518	0.0518
#07	0.0519	0.0518	0.0519	0.0519
#08	0.0521	0.0521	0.0521	0.0521
#09	0.0510	0.0510	0.0510	0.0510
#10	0.0524	0.0523	0.0523	0.0524
#11	0.0520	0.0519	0.0519	0.0520
#12	0.0520	0.0519	0.0519	0.0519
#13	0.0523	0.0522	0.0523	0.0523

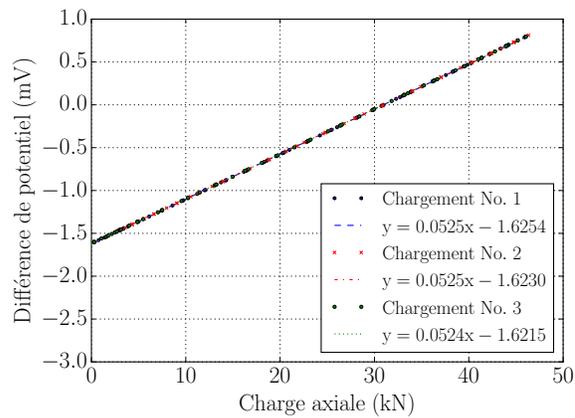
Les figures G.3, G.4 et G.5 présentent les équations des courbes de tendance de chaque cycle de chargement effectué sur les ancrages 1 à 13.



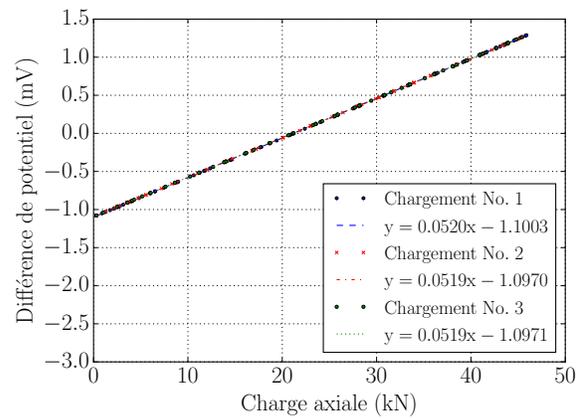
(a) Ancre #1

(b) Ancre #2

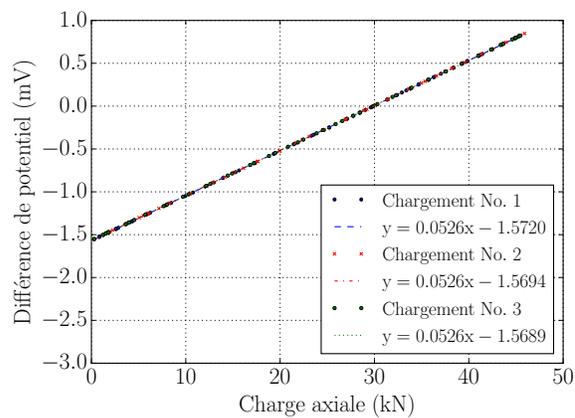
Figure G.3 Calibration des ancrages #1 et #2



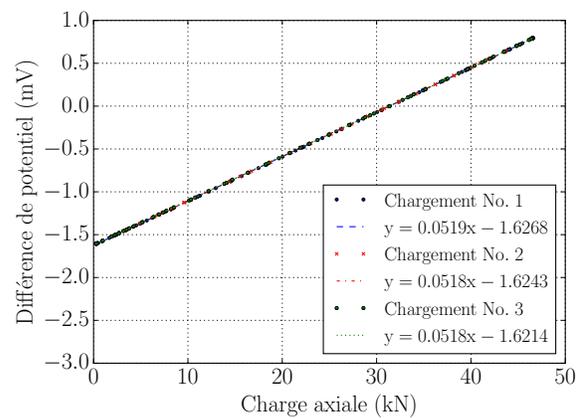
(a) Ancrage #3



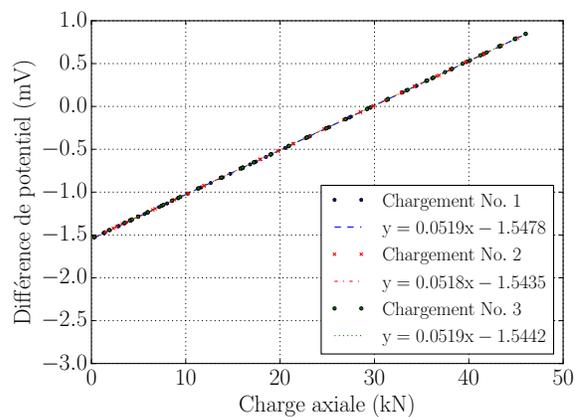
(b) Ancrage #4



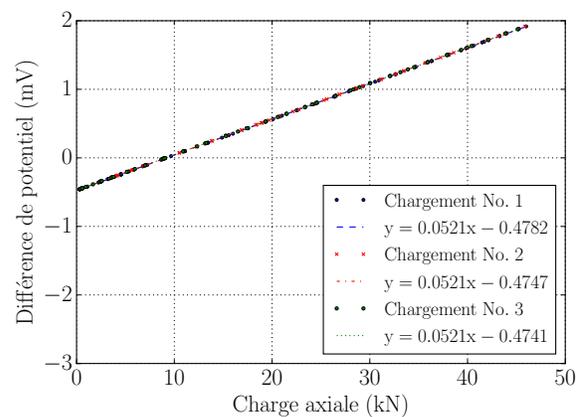
(c) Ancrage #5



(d) Ancrage #6

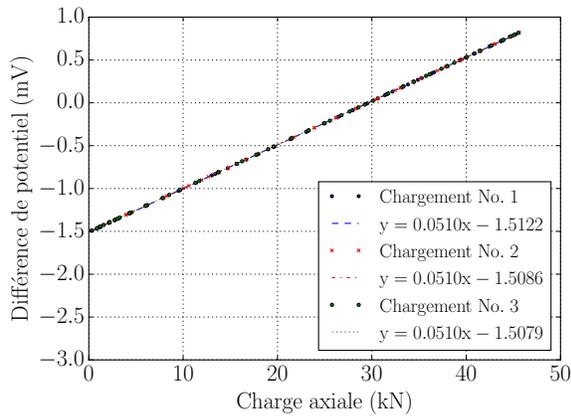


(e) Ancrage #7

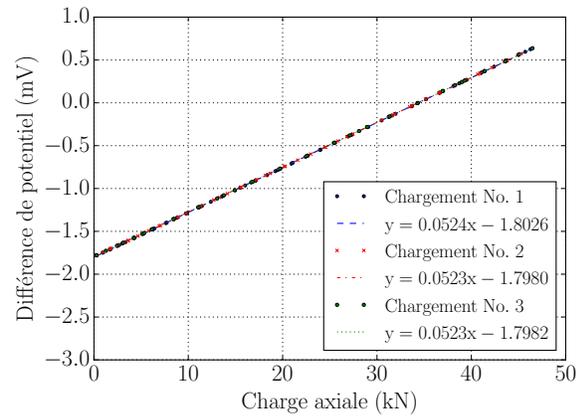


(f) Ancrage #8

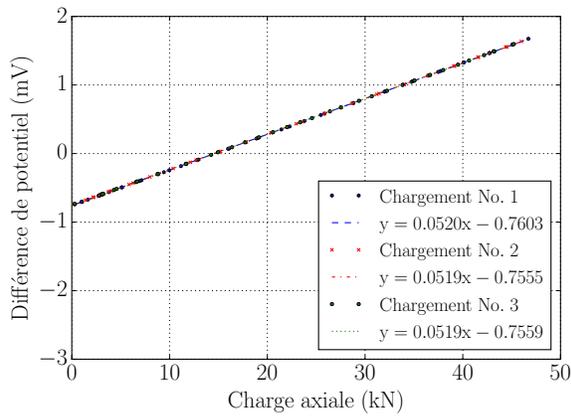
Figure G.4 Calibration des ancrages #3 à #8



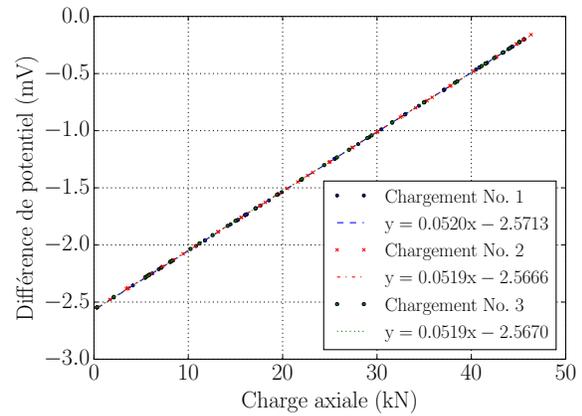
(a) Ancrage #9



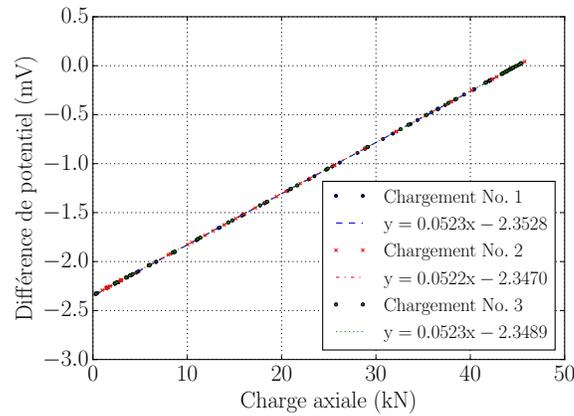
(b) Ancrage #10



(c) Ancrage #11



(d) Ancrage #12



(e) Ancrage #13

Figure G.5 Calibration des ancrages #9 à #13

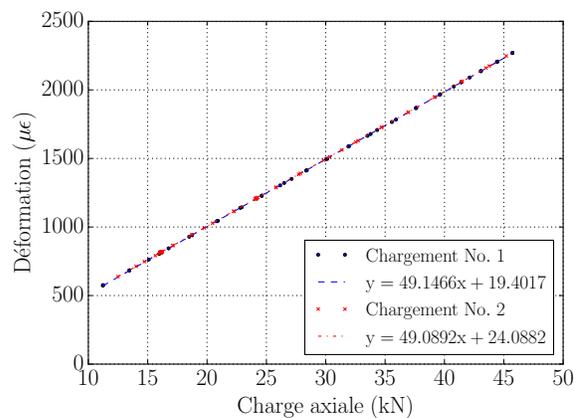
G.4 Ancrages 14 et 15

Le tableau G.2 présente les pentes des courbes de tendance ($S_{\text{Chargement No. 1}}$ et $S_{\text{Chargement No. 2}}$) pour chaque cycle de chargement effectué lors de la calibration des ancrages 14 et 15. Une pente moyenne (S_{moyenne}) est calculée pour chaque ancrage à partir de celles-ci.

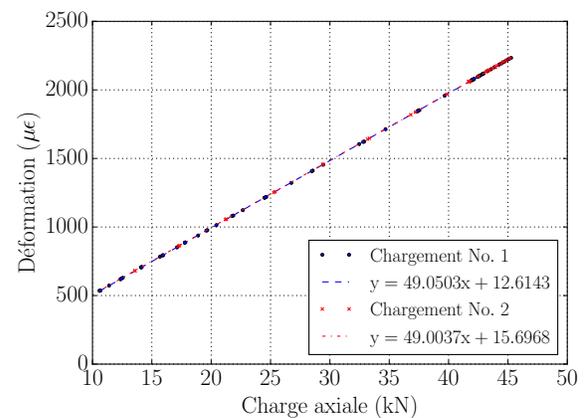
Tableau G.2 Calibration des ancrages 14 et 15

Ancrage	$S_{\text{Chargement No. 1}}$ ($\mu\epsilon/\text{kN}$)	$S_{\text{Chargement No. 2}}$ ($\mu\epsilon/\text{kN}$)	S_{moyenne} ($\mu\epsilon/\text{kN}$)
#14	49.1466	49.0892	49.1179
#15	49.0503	49.0037	49.0270

La figure G.6 présente les équations des courbes de tendance de chaque cycle de chargement effectué sur les ancrages 14 et 15.



(a) Ancrage #14



(b) Ancrage #15

Figure G.6 Calibration des ancrages #14 et #15

LISTE DES RÉFÉRENCES

- Abbas, M. (2016). *Opérateurs AFFE_CHAR_MECA, AFFE_CHAR_MECA_C et AFFE_CHAR_MECA_F*. http://www.code-aster.org/doc/v12/fr/man_u/u4/u4.44.01.pdf (page consultée le 24 décembre 2016).
- ACI (2014). *ACI 318-14 - Specification for Structural Steel Buildings*. American Concrete Institute, 520 p.
- ANSI (2010). *ANSI-AISC 360-10 - Specification for Structural Steel Buildings*. American National Standards Institute, 612 p.
- ASCE (2012). *ASCE/SEI 48-11 - Design of Steel Transmission Pole Structures*. American Society of Civil Engineers, 103 p.
- Asgari, M., Ghaznavi, A. et Lari, H. (2012). Finite element based fatigue analysis of bolted joints in multi-megawatt wind turbines main frame. Dans *3rd International Conference on Fluid Mechanics and Heat and Mass Transfer (FLUIDS-HEAT 2012). Recent Researches in Applied Mechanics, 7-9 March 2012*. WSEAS Press, p. 84–7.
- ASTM (2012). *ASTM A370-12a - Standard Test Methods and Definitions for Mechanical Testing of Steel Products*. American Society for Testing and Materials, 48 p.
- Banville, D. (2010). *Critères de conception des pylônes tubulaires*. Hydro-Québec Équipement, 97 p.
- Bisch, P., Labbe, P. et Pecker, A. (1999). *Earthquake Engineering - Invited Papers : Proceedings of the eleventh European conference, Paris, France, 6-11 September 1998*. CRC Press, 376 p.
- CEN (2005). *EN 1993-1-8 - Eurocode 3 - Calcul des structures en acier - Partie 1-8 : Calcul des assemblages*. Comité Européen de Normalisation, 130 p.
- CSA (2014). *S16-14 - Design of steel structures*. Canadian Standards Association, 217 p.
- Dai, K., Gong, C. et Smith, B. (2013). Bolted connection modeling and validation through laser-aided testing. Dans *Nondestructive Characterization for Composite Materials, Aerospace Engineering, Civil Infrastructure, and Homeland Security 2013, March 11, 2013 - March 14, 2013*. volume 8694. SPIE, p. The Society of Photo–Optical Instrumentation Engineers (SPIE); American Society of Mechanical Engineers.
- De Soza, T. (2015). *Notice d'utilisation du contact dans Code_Aster*. http://www.code-aster.org/doc/v12/fr/man_u/u2/u2.04.04.pdf (page consultée le 24 novembre 2016).
- DeWolf, J. T. et Ricker, D. T. (2003). *Column base plates*. American Institute of Steel Construction, 60 p.
- EDF (2016). *Code_Aster*. <http://www.code-aster.org/> (page consultée le 15 décembre 2016).

- Fisher, J. M. et Kloiber, L. A. (2006). *Steel Design Guide 1 - Base Plate and Anchor Rod Design*, 2^e édition. American Institute of Steel Construction Inc., Chicago, IL., 69 p.
- Fisher, J. W., Miki, C., Slutter, R. G., Mertz, D. R. et Frank, W. (1983). Fatigue Strength of Steel Pipe-Base Plate Connections. *Engineering Structures*, volume 5, numéro 2, p. 90–96.
- Fu, G. et Boulos, S. (1996). Finite element analyses of irregular thick plates for signal pole design. *Computers and Structures*, volume 58, numéro 1, p. 221–232.
- Gendre, L. (2013). *Quelques types d'éléments finis*. http://eduscol.education.fr/sti/sites/eduscol.education.fr/sti/files/ressources/pedagogiques/8128/8128-quelques-types-delements-fnis-ensps_0.pdf (page consultée le 30 avril 2016).
- Gendre, L. et Louf, F. (2013). *Le modèle en éléments finis du produit dans son environnement ou maillage : 2. Choix des éléments*. http://eduscol.education.fr/sti/sites/eduscol.education.fr/sti/files/ressources/pedagogiques/8057/8057-le-modele-en-elements-finis-du-produit-dans-son-environnement-choix-des-elements-ensps_0.pdf (page consultée le 29 avril 2015).
- Godat, A., Legeron, F. et Bazonga, D. (2012). Stability investigation of local buckling behavior of tubular polygon columns under concentric compression. *Thin-Walled Structures*, volume 53, p. 131–40.
- Haboussa, D. (2016). *Comportements non linéaires*. http://www.code-aster.org/doc/v12/fr/man_u/u4/u4.51.11.pdf (page consultée le 26 décembre 2016).
- Hanson, J. (2000). Direct embedment of open-ended steel caissons for steel pole transmission line structures. Dans *Proceedings of ESMO 2000. The Power is in Your Hands, 8-12 Oct. 2000*. IEEE, p. 310.
- Kulak, G. L. et Birkemoe, P. C. (1993). Field studies of bolt pretension. *Journal of Constructional Steel Research*, volume 25, numéro 1-2, p. 95–106.
- Lavassas, I., Nikolaidis, G., Zervas, P., Efthimiou, E., Doudoumis, I. N. et Baniotopoulos, C. C. (2003). Analysis and design of the prototype of a steel 1-MW wind turbine tower. *Engineering Structures*, volume 25, numéro 8, p. 1097–1106.
- Le, T., Abolmaali, A., Motahari, S. A., Yeih, W. et Fernandez, R. (2008). Finite element-based analyses of natural frequencies of long tapered hollow steel poles. *Journal of Constructional Steel Research*, volume 64, numéro 3, p. 275–284.
- Lepi, S. M. (1998). *Practical Guide to Finite Elements - A Solid Mechanics Approach*. Marcel Dekker, Inc., 543 p.
- Loignon, A., Légeron, F., Lamarche, C. P. et Langlois, S. (2016). *Développement d'un protocole d'essai hybride par sous-structuration pour les pylônes à treillis* (Rapport technique). Université de Sherbrooke, 132 p.

- Madugula, M. K. et Davalath, G. S. (1986). Stiffened Base Plates for Steel Transmission Pole Structures. *Civil engineering for practicing and design engineers*, volume 5, numéro 1, p. 35–41.
- McCarthy, M. A., McCarthy, C., Lawlor, V. et Stanley, W. (2005). Three-dimensional finite element analysis of single-bolt, single-lap composite bolted joints : Part I - Model development and validation. *Composite Structures*, volume 71, numéro 2, p. 140–158.
- Michel-Ponnelle, S. (2014). *Notice d'utilisation sur le choix des éléments finis*. http://www.code-aster.org/doc/v12/fr/man_u/u2/u2.01.10.pdf (page consultée le 20 décembre 2016).
- Mohan, S., Rao, N. P., Rokade, R. et Balagopal, R. (2008). Local failures of steel monopole transmission line towers. Dans *11th East Asia-Pacific Conference on Structural Engineering and Construction, EASEC-11, November 19, 2008 - November 21, 2008*. National Taiwan University, p. 11.
- Oberg, E., McCauley, C. J., Jones, F. D., Horton, H. L. et Ryffel, H. H. (2012). *Machinery's Handbook : A Reference Book for the Mechanical Engineer, Designer, Manufacturing Engineer, Draftsman, Toolmaker, and Machinist*. Industrial Press, 2788 p.
- OPEN CASCADE (2016). *Site officiel du logiciel Salome*. <http://www.salome-platform.org/> (page consultée le 12 décembre 2016).
- Prasad Rao, N., Bala Gopal, R., Rokade, R. et Mohan, S. (2011). Analytical and experimental studies on 400 and 132kv steel transmission poles. *Engineering Failure Analysis*, volume 18, numéro 3, p. 1018–1029.
- Roy, S., Park, Y., Sause, R. et Fisher, J. (2010). Fatigue resistance of pole-to-base plate connections in high level lighting structures. Dans *Structures Congress 2010, May 12, 2010 - May 15, 2010*. Structures Congress 2010. American Society of Civil Engineers (ASCE), p. 170–181.
- Roy, S., Park, Y. C., Sause, R. et Fisher, J. (2012). Fatigue Performance of Stiffened Pole-to-Base Plate Socket Connections in High-Mast Structures. *Journal of Structural Engineering*, volume 138, numéro 10, p. 1203–13.
- Stallings, J. et Hwang, D. (1992). Modeling pretensions in bolted connections. *Computers and Structures*, volume 45, numéro 4, p. 801–803.
- Van Duijvendijk, M., Kalverboer, A. et De Gruiter, T. (2006). Benchmark of bolted bearing connection models in wind turbines. Dans *European Wind Energy Conference and Exhibition 2006, EWEC 2006, February 27, 2006 - March 2, 2006*. volume 2. European Wind Energy Association, p. 1515–1521.
- Wallace, I. et Ellison, H. (1973). Selection of Steels for Transmission Poles. *Can Electr Assoc, Eng and Oper Div, Trans, Part 5*, p. 14.
- Wang, Y., Jiang, W. et Wang, H. (2012). Finite Element Analysis on the Steel Transmission Pole. *Advanced Materials Research*, volume 594-597, p. 808–11.

Zheng, X. et Xia, W. (2009). Numerical simulation of blind hole bolt connection with 3-D finite element approach. Dans *The Second International Conference on Information and Computing Science, ICIC 2009, 21-22 May 2009*. volume vol.4. IEEE, p. 164–9.

