

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي و البحث العلمي
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

Université Mohamed Khider – Biskra
Faculté des Sciences et de la technologie
Département : Génie mécanique
Ref :



جامعة محمد خيضر بسكرة
كلية العلوم و التكنولوجيا
قسم: الهندسة الميكانيكية
المرجع:

Mémoire présenté en vue de l'obtention
Du diplôme de

Magister en : Génie mécanique

Option : Construction mécanique

**Contribution à l'adaptation et au Perfectionnement
par optimisation géométrique d'un système de pivot
d'irrigation**

Présenté par :

Guerrah Ayoub

Soutenu publiquement le : 30 Avril 2012

Devant le jury composé de :

Pr. HECINI Mabrouk	Professeur	Président	Université de Biskra
Dr. HADID Mohamed	Maitre de Conférences 'A'	Rapporteur	Université de Biskra
Pr. Bensaada Saïd	Professeur	Examineur	Université de Biskra
Dr. TATI Abdelouahab	Maitre de Conférences 'A'	Examineur	Université de Biskra

A ma mère

REMERCIEMENTS

Je remercie ALLAH tout puissant qui m'a donné le courage, la force et la volonté pour réaliser ce modeste travail.

Mes sincères remerciements à mon promoteur Dr. HADID Mohamed, pour m'avoir conseillé, dirigé pendant la réalisation de ce travail.

Je voudrais également remercier le Professeur HECINI Mabrouk pour m'avoir fait l'honneur de présider le jury de mon mémoire.

J'ai le grand honneur que Pr. BENZAADA Saïd et Dr. TATI Abdelouahab ont fait la lecture de mon partie et font partie du jury en qualité d'examineurs.

Finalement, je remercie tous ceux qui ont participé à la réalisation de ce mémoire.

Tableau des matières

Index des figures.....	i
Index des tableaux.....	iii
Nomenclature.....	iv
Introduction générale.....	01
CHAPITRE I : Présentation des rampes pivotantes	
I.1. Introduction.....	03
I.2. Divers éléments matériels constituant une rampe pivotante.....	05
I.2.1. Unité centrale.....	05
I.2.2. Travées.....	06
I.2.3. Tours.....	07
I.2.4. Porte-à-faux.....	08
I.2.5. Articulation des canalisations entre les travées.....	08
I.3. Caractéristiques mécaniques.....	09
I.3.1. Matériau.....	09
I.3.2. Sections.....	09
I.4. Fonctionnement.....	10
I.4.1. Arrosage.....	10
I.4.2. Avancement des rampes pivotantes.....	11
CHAPITRE II : Modélisation de la structure et des chargements	
II.1. Introduction.....	13
II.2. Modélisation géométrique de la structure.....	13
II.2.1. Hypothèses.....	14
II.2.2. Numérotation des nœuds.....	15
II.2.3. Modèle géométrique des points situés sur le tube.....	16
II.2.4. Modèle géométrique des points de jonction des cornières et des tirants.....	19
II.2.5. Modèle géométrique de la tour mobil.....	21
II.2.6. Modèle géométrique final de la structure.....	22
II.3. Modélisation numérique de la structure.....	24
II.3.1. Choix des éléments.....	24
II.3.2. Conditions d'appui et de liaison.....	24
II.3.3. Maillage.....	26
II.4. Modélisation des charges.....	27

II.4.1.	Actions mécaniques de base.....	27
II.4.2.	Cas de charges.....	30
CHAPITRE III : Influence de variation de la géométrie d'une travée sur son comportement mécanique		
III.1.	Introduction.....	31
III.2.	Analyse du comportement mécanique d'une travée.....	32
III.2.1.	Choix des procédures d'analyse.....	32
III.2.2.	Critères de vérification.....	33
III.2.3.	Présentation des résultats.....	34
III.3.	Formalisation du problème.....	37
III.3.1.	Facteurs caractérisant la géométrie des travées.....	37
III.3.2.	Modélisation des réponses mécaniques.....	38
III.4.	Résultats des simulations.....	39
III.4.1.	Influence des facteurs libres sur les différentes réponses d'une travée.....	40
III.4.2.	Modèles polynomiaux des réponses mécaniques.....	41
CHAPITRE IV : Optimisation de la géométrie d'une travée		
IV.1.	Introduction.....	45
IV.2.	La démarche d'une étude d'optimisation mono-objective.....	46
IV.2.1.	Optimisation des systèmes linéaires sans contrainte.....	47
IV.2.2.	Optimisation des systèmes linéaires avec contraintes.....	47
IV.2.3.	Optimisation des systèmes non linéaires.....	47
IV.3.	Formalisation du problème d'optimisation.....	47
IV.3.1.	Fonction objectif.....	47
IV.3.2.	Variables d'optimisation.....	47
IV.3.3.	Contraintes d'optimisation.....	49
IV.3.4.	Expressions des problèmes d'optimisation.....	50
IV.4.	Méthode de résolution.....	50
IV.5.	Présentation des résultats.....	51
IV.5.1.	Optimum et comparaison avec la travée actuelle.....	51
IV.5.2.	Validation.....	52
IV.5.3.	Conclusion.....	53
Conclusion générale.....		54
Références.....		56

Index des figures

Figure I.1	Rampe pivotante.	03
Figure I.2	Schématisation d'une rampe pivotante.....	05
Figure I.3	Unité centrale. , Photo IRRAGRIS.	05
Figure I.4	Travée de rampes d'arrosage.....	06
Figure I.5	Tour de travée.....	07
Figure I.6	Porte- à -faux de rampe d'irrigation.	08
Figure I.7	Elément de liaison entre travée, Photo IRRAGRIS.	08
Figure I.8	Cannes de descente.	10
Figure I.9	Schéma du déplacement d'une rampe pivotante	11
Figure II.1	Schématisation de l'écartement longitudinal des cornières obliques.....	14
Figure II.2	Schématisation de l'écartement transversal de chaque jeu de cornières.	14
Figure II.3	Numérotation des nœuds et la position des points de rattachement des cornières et des tirants.....	15
Figure II.4	Numérotation des nœuds de la tour mobil et des tirants.	16
Figure II.5	Paramètres de l'arc de cercle du tube.	17
Figure II.6	Coordonnées des points situés sur le tube.	17
Figure II.7	Paramètres de l'arc de projection des lignes des tirants sur le plan P.	19
Figure II.8	Projection de la tour mobile sur le plan P.	21
Figure II.9	Visualisations de face, de dessus, en coupe et en perspective du modèle géométrique de la structure.	23
Figure II.10	Position des points d'appui et de liaison. Repère global associé à la structure.....	24
Figure II.11	Degrés de liberté associés à chaque nœud.....	25
Figure II.12	Détermination du maillage final de la structure.....	26
Figure II.13	Représentation schématique de la modélisation de l'action du vent.	28
Figure II.14	Modélisation des efforts latéraux.....	30
Figure II.15	Organigramme récapitulatif des différents de cas de chargements à considérer.....	30
Figure III.1	Organigramme récapitulatif des différentes étapes du processus d'analyse du comportement mécanique de l'ensemble travée-tour.....	31
Figure III.2	Courbes force-déplacement vertical pour le point A.....	32
Figure III.3	Représentation schématique de la hauteur libre sous travée (Haut).....	33
Figure III.4	Représentation schématique de la réaction du sol sur la roue au vent.....	34
Figure III.5	Recherche du cas de charge le plus défavorable pour la structure du point de vue de la hauteur libre sous travée.....	35

Figure III.6	le déplacement vertical pour le point A dans les sept cas de charges.....	35
Figure III.7	Recherche du cas de charge le plus défavorable pour la structure du point de vue de la résistance des sections des tubes.....	36
Figure III.8	Recherche du cas de charge le plus défavorable pour la structure du point de vue de renversement de la structure.	36
Figure III.9	Influence des facteurs géométriques L et dc sur la réaction R.....	40
Figure III.10	Influence des facteurs géométriques L et dc sur la hauteur libre sous travée.....	40
Figure III.11	Influence des facteurs libres sur la contrainte de Von Mises maximale dans les tubes.	41
Figure III.12	Approximation polynomiale des résultats des simulations pour la réaction R.....	42
Figure III.13	Approximation polynomiale des résultats des simulations pour la hauteur libre sous travée.....	43
Figure III.14	Approximation polynomiale des résultats des simulations pour la contrainte de Von Mises maximale dans les tubes.....	44
Figure IV.1	les trois types d'optimisation structurale.....	45
Figure IV.2	Approximation polynomiale du poids propre de la structure.....	48

Index des tableaux

Tableau I.1	Caractéristiques des sections des éléments de la travée et de la tour.....	09
Tableau II.1	Formules des coordonnées des points situés sur le tube.	18
Tableau II.2	Degrés de liberté des nœuds A_1 et A_2	25
Tableau II.3	Degrés de liberté des nœuds L_1 et L_2	26
Tableau II.3	Poids propre des différents éléments de la structure.....	27
Tableau III.1	Modalités des différents facteurs libres.....	37
Tableau IV.1	Comparaison des valeurs initiales et optimisées de la fonction objectif du poids propre et les paramètres géométriques.....	51
Tableau IV.2	Comparaison des valeurs initiales et optimisées de la fonction objectif des contraintes de Von Mises maximale et les paramètres géométriques.....	52
Tableau IV.3	Comparaison des valeurs obtenues par les expressions approchées du MATLAB et des valeurs obtenues par le code de calcul ANSYS.....	52

Nomenclature

r_1	Rayon du cercle passant par le tube	m
dc	Ouverture des cornières obliques	m
Haut	Hauteur libre sous travée	m
H_{\min}	Hauteur minimum sous travée	m
L	Longueur de travée au sol	m
p	Charge des poids propres des éléments de la structure.	N/m^2
q	Charge de l'eau qui circule dans le tube	N/m^2
pp	Poids propre de la structure	kg
R	Réaction du sol sur la roue au vent.	N
U	Charge du vent	N/m^2
σ_e	Contrainte admissible du matériau	N/m^2
σ_{VM}	Contrainte de Von Mises	N/m^2

INTRODUCTION GENERALE

Introduction générale

Les rampes pivotantes sont des structures métalliques de grandes dimensions, employées pour l'irrigation de cultures. Elles réalisent ceci de manière automatique, en se déplaçant de façon circulaire autour d'un point fixe. Leur élément principal est la canalisation dans laquelle circule l'eau d'irrigation. Rigidifiée par un treillis tridimensionnel, cette dernière est découpée en une succession de travées par des tours d'environ 3 mètres de hauteur.

Depuis leur apparition au début des années soixante, les géométries des rampes pivotante sont constamment évoluées. Au niveau des travées, on développe des modèles de longueurs plus importantes. Dans la plupart des cas, ceci est effectué, pour des raisons économiques évidentes, de manière empirique en utilisant des éléments présents dans les structures déjà existantes.

Pour cette raison, on propose une démarche pour résoudre un problème d'optimisation géométrique afin d'améliorer le système de pivot d'irrigation produit actuellement par l'entreprise nationale IRRAGRIS. La démarche est basée sur l'utilisation de la méthode des plans d'expériences. Cette dernière, a pour objectif la définition du nombre et de la nature des simulations à réaliser pour pouvoir établir des expressions approchées statistiquement satisfaisantes des relations explicites existant entre réponses et facteurs explicatifs.

Nous venons de décrire le cadre de notre travail, ses objectifs, et la démarche générale qui sera suivie pour les atteindre. Nous allons maintenant présenter chacune des étapes de notre étude.

Le premier chapitre a pour objectif de synthétiser les différentes informations qui permettront de réaliser les modélisations numériques de la travée retenue pour l'étude de ses chargements. Une description générale des rampes d'irrigation est tout d'abord effectuée. La géométrie du modèle de rampe pivotante concerné est alors présentée. On examine plus particulièrement les éléments étudiés dans la suite: travée, tour et élément de liaison entre travées.

Dans le deuxième chapitre, nous définissons les différentes entrées du code de calcul par Eléments Finis ANSYS. Les étapes de la modélisation de la structure et des charges de système sont présentées :

- Modélisation géométrique du système ;
- Choix des éléments finis ;
- Définition des conditions d'appui et de liaison ;
- Détermination du maillage ;
- Définition des charges.

Le troisième chapitre a pour but l'étude de l'influence de la forme d'une travée sur son comportement mécanique. L'objectif est donc ici de déterminer des expressions approchées des relations explicites existant entre ces réponses mécaniques et les variables géométriques choisies de la travée dans les cas les plus défavorables de chargements.

Le quatrième chapitre est consacré à la détermination de la configuration géométrique optimale de la travée étudiée. Grace aux résultats du chapitre précédent, ce problème se ramène à un problème de programmation mathématique. La première étape consiste à le formaliser, c'est à dire définir successivement la fonction objective, les variables d'optimisation et les contraintes à respecter. On décrit ensuite la méthode de résolution. Les résultats obtenus sont finalement présentés et commentés.

CHAPITRE I :

Présentation des rampes pivotantes

I.1. Introduction

Les rampes d'arrosage sont des appareils métalliques mobiles de grandes dimensions (leur longueur peut dépasser le kilomètre), principalement destinées à l'irrigation automatique des cultures. Il existe désormais trois grandes catégories de rampes d'irrigation, les rampes pivotantes, les rampes frontales et les speedy-moves, pour lesquelles le mode de déplacement est respectivement circulaire, rectiligne et combinaison des deux. Au niveau de la géométrie, les appareils se distinguent principalement par la forme générale des travées, la longueur de ces dernières et le diamètre de leur canalisation. On a vu qu'il existe différentes sortes de rampes d'arrosage. Nous limitons par la suite notre étude aux rampes pivotantes.

La rampe pivotante (figure I.1) est la solution la plus moderne dans le cadre d'une installation d'irrigation. C'est le système que l'on doit examiner en priorité lors d'un projet d'irrigation pour des raisons économiques et de simplicité technique.

Ces appareils dont l'invention revient aux États-Unis où ils sont appelés « center pivot » ou « pivot system », ont été conçus dans le Nebraska en 1949. À l'origine, ils étaient à propulsion hydraulique [1].

Depuis cette période, les rampes pivotantes ont fait l'objet d'améliorations constantes. L'une des plus importantes est l'utilisation de la force électrique pour leur fonctionnement.



Figure I.1 : Rampe pivotante [2].

Ce matériel couvre à l'heure actuelle plusieurs millions d'hectares dans le monde. La progression de l'irrigation mécanisée dans le monde se fera principalement avec ce type de matériel en raison de son adaptation à l'irrigation des grandes surfaces, de son faible coût et du très bas niveau de main-d'œuvre nécessaire à son fonctionnement[1]. Ce type de matériel présente pour l'agriculteur avec la simplicité d'emploi, une bonne homogénéité d'arrosage et l'intérêt d'un fonctionnement complètement automatique ne requérant qu'un contrôle léger.

Grace à plusieurs atouts, ces appareils se sont depuis imposés comme une bonne alternative à d'autres techniques d'irrigation telles que les asperseurs. Parmi leurs avantages, on peut citer :

- Le système d'irrigation est totalement automatique lorsqu'il est fixe et semi-automatique s'il est déplaçable ;
- sa rotation rapide permet une fréquence d'arrosage élevée ce qui le rend particulièrement intéressant pour les sols peu épais à faible réserve en eau ;
- la répartition de l'arrosage est très bonne ;
- Efficacité d'application élevée de 75–85 pour cent permettant des économies d'eau, avec contrôle absolu de l'eau d'irrigation depuis la source jusqu'à la plante[3] ;
- les rampes pivotantes électriques peuvent fonctionner dans toutes sortes de situation en arrosant, sans arroser, en avant, en arrière, à des vitesses qui peuvent être facilement réglées pour un apport de doses précises d'irrigation.

En revanche, le principal inconvénient est le fait d'irriguer en cercle, sachant que dans les pays où le parcellaire est ancien, la forme des parcelles est rectangulaire et de taille plutôt faible. Cet inconvénient est en train de s'estomper progressivement, car la taille des parcelles augmente avec les remembrements ainsi qu'avec la diminution du nombre d'agriculteurs.

Nous allons maintenant essayer de synthétiser les différentes informations nécessaires pour l'étude du comportement mécanique de ces appareils. Dans un premier temps, nous détaillons les divers éléments matériels constituant la rampe pivotante étudiée, les différentes caractéristiques mécaniques de l'appareil sont alors données et les deux grandes composantes du fonctionnement : arrosage et déplacement, sont finalement présentées.

I.2. Divers éléments matériels constituant une rampe pivotante

Il existe différents modèles de rampes pivotantes. On distingue dans chacun d'eux (Fig. I.2):

- l'unité centrale, qui sert de point fixe et autour de laquelle tourne le reste du pivot,
- les travées, constituées de la canalisation dans laquelle circule l'eau d'arrosage et d'un treillis tridimensionnel destiné à rigidifier l'ensemble;
- les tours, qui supportent les travées;
- le porte-à-faux, équipé d'un canon à eau, qui prolonge la dernière travée.

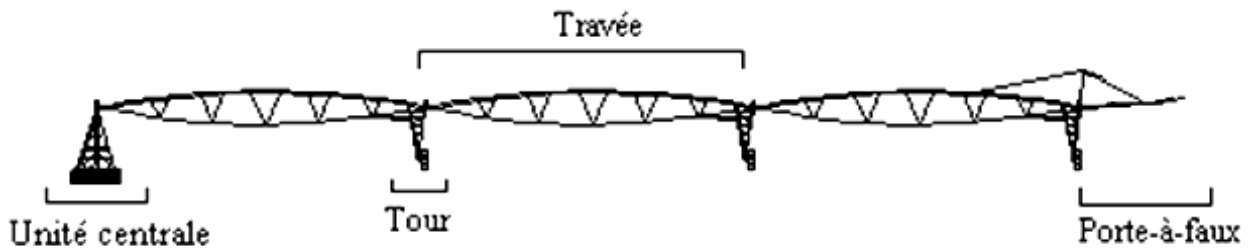


Figure I.2 : Schématisation d'une rampe pivotante.

Dans la suite, nous présentons successivement les différentes composantes du modèle de rampe retenu pour l'étude. Les parties de la structure dont le comportement mécanique est étudié plus loin (travée et tour) sont plus particulièrement détaillées.

I.2.1. Unité centrale

C'est le centre de l'appareil, point de la rotation de l'ensemble. Sa charpente est constituée d'un assemblage boulonné de cornières à section en L, qui forme une pyramide à base carrée d'environ 3 mètres de hauteur et 3 mètres de côté, scellé au sol sur un massif de béton de 9 m³ minimum pour la rampe en arc[1], car tous les efforts, durant le fonctionnement sont concentrés sur l'unité centrale.

L'axe de l'unité centrale est la colonne montante qui alimente en eau l'appareil. Cette canalisation, venant du système de pompage, arrive par le sol, et passe au centre de la pyramide.



Figure I.3: Unité centrale. , Photo IRRAGRIS.

I.2.2. Travées

La rampe pivotante est composée d'une succession de poutres articulées appelées travées équipées de roues mues par des moteurs électriques. On trouve différents modèles de travées. Leur élément principal est dans tous les cas la canalisation dans laquelle circule l'eau, qui est constituée de tubes de différentes longueurs. Toujours de façon générale, cette canalisation est sous-tendue par deux lignes de tirants auxquels elle est reliée par un treillis destiné à rigidifier l'ensemble. L'assemblage de ces différents éléments est réalisé par boulonnage.

Les différents modèles de travées se distinguent entre eux : par la forme de leur tube, qui peut être rectiligne ou en arc; par la nature des éléments qui constituent le treillis (éléments à section tubulaires ou cornières). Dans la suite de l'étude, nous considérons un modèle à tube en arc et à treillis de cornières (Fig. I.4).

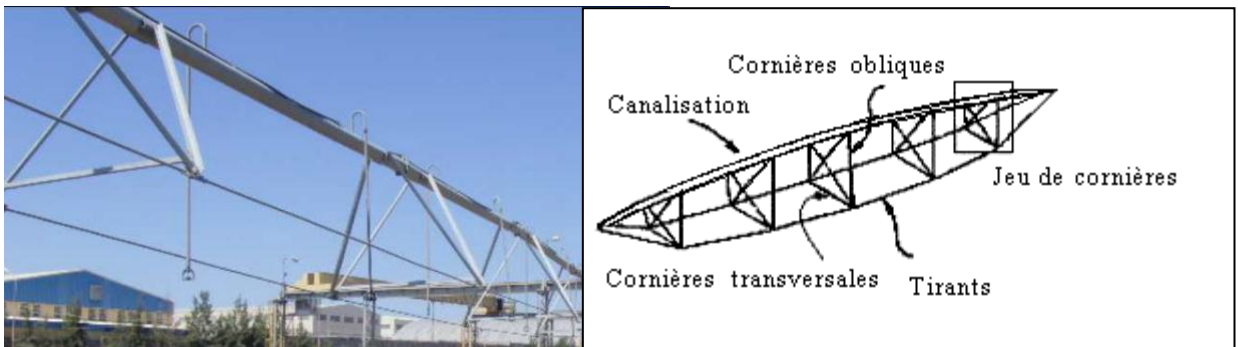


Figure I.4 : Travée de rampes d'arrosage. Photo IRRAGRIS (gauche)
Schématisation des différents éléments d'une travée (droite).

Pour ce même modèle, il existe différentes travées, caractérisées par leurs longueurs (de 35 à 62 m), et le diamètre extérieur de leur canalisation (de 127 à 250 mm). Nous étudions dans la suite une travée de longueur au sol 51 m et de diamètre extérieur de leur canalisation 159mm.

Nous allons maintenant présenter le vocabulaire associé aux différents éléments de ces appareils (Fig. I.4). Nous avons déjà décrits plus haut la canalisation et les tirants. On désigne sous le nom de cornières obliques toutes les cornières qui assurent le lien entre une des deux lignes de tirants et la canalisation. Les cornières reliant les deux lignes de tirants sont appelées cornières transversales. Le terme de jeu de cornières est associé à l'ensemble des quatre cornières obliques et de la cornière transversale qui assure la liaison entre deux tirants sur une même ligne. La travée de 51 m en comporte neuf.

I.2.3. Tours

Chaque tour (Fig. I.5) possède deux fonctions. La première est de supporter la travée associée à une hauteur au-dessus du sol qui correspond à la taille maximale des cultures (en général 4 mètres). La deuxième consiste à assurer la mobilité de la rampe grâce à deux roues commandées par un moteur électrique (le déplacement des rampes est décrit plus en détail par la suite).

De façon générale, ces structures sont constituées de deux montants reliés entre eux par un essieu long d'environ quatre mètres où sont fixes le moteur et les deux roues. On associe par la suite à chaque tour deux tubes dits de compression, qui servent de lien entre la tour proprement dite et le tube principal.

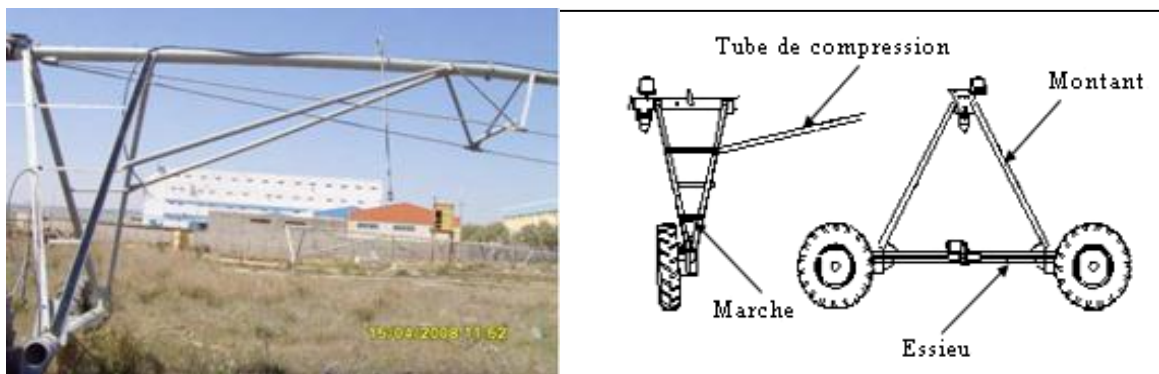


Figure I.5 : Tour de travée. Photo IRRAGRIS (gauche);
Schématisation des différents éléments d'une tour (droite).

Dans la suite de l'étude, on considère une tour dite bipoutre, pour laquelle chaque extrémité de l'essieu est reliée au tube par deux montants. Ces montants sont eux-mêmes reliés entre eux par des marches parallèles. L'ensemble des montants et des marches est constitué de cornières. L'essieu et les tubes de compression sont des éléments à section tubulaire. L'assemblage des différents éléments de la tour se fait par boulonnage.

L'une des actions les plus importantes s'exerçant sur les travées est celle qu'exerce le sol sur les roues, engendrée par le déplacement de la rampe. Afin de la minimiser, chaque roue est inclinée, à la fois par rapport à un plan vertical orthogonal à l'axe du tube et par rapport à l'essieu, d'un angle semblable égal à 5 degrés[4].

I.2.4. Porte-à-faux

À l'extrémité de la rampe, il est parfois utile pour allonger celle-ci de quelques dizaines de mètres, d'installer un porte à faux. La canalisation est alors soutenue par des haubans. L'extrémité peut être équipée d'un canon d'extrémité qui augmentera encore la portée de la rampe.



Figure I.6 : Porte-à-faux de rampe d'irrigation [5].

Les portes à faux sont standardisées en rapport avec les longueurs de canalisation. On trouve des longueurs qui sont des multiples de 6 m et ce, jusqu'à 24 m[1]. Il existe des portes à faux escamotables qui peuvent se plier et se déplier de façon totalement automatique.

I.2.5. Articulation des canalisations entre les travées

La liaison mécanique entre les différentes travées peut être assurée de différentes façons. Nous considérons dans la suite une liaison de type cardan (Fig. I.7), où seule la rotation autour de l'axe du tube de la travée est empêchée, le système de cardan limite le débattement à 15° ou 20°[1]. Le comportement mécanique de cet élément, qui fait actuellement l'objet d'une étude par Eléments Finis, n'est pas développé dans la suite de ce travail.



Figure I.7: Élément de liaison entre travée, Photo IRRAGRIS.

I.3. Caractéristiques mécaniques

I.3.1. Matériau

Tous les éléments de la travée et de la tour étudiés sont en acier galvanisé à chaud. Celui-ci est pour la plupart des éléments un acier courant de la contrainte admissible 20 daN/mm^2 . Seuls les tirants sont constitués d'un acier à plus haute résistance, de la contrainte admissible 30 daN/mm .

I.3.2. Sections

À titre indicatif, nous avons rassemblé dans le tableau ci-dessous les informations concernant les sections des différents éléments de la travée étudiée[6].



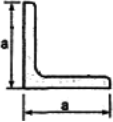

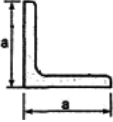
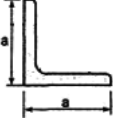

Eléments	Section	Epaisseur (mm)	Dimensions	Longueur
Tube		2.5	D = 159	5850 5845
Tirants		-	D= 20	5825 5540
Cornières obliques et transversales		5	a = 45	1115 1530 1805 1945
Tubes de compression		5	D = 62.5	4325
Montants		8	a = 80	3275
Marches		4	a = 40	480 805 1500
Essieu		8	D = 162	4200

Tableau I.1 : Caractéristiques des sections des éléments de la travée et de la tour

Le principal facteur de vieillissement des rampes pivotantes est la corrosion qui affecte le tube ou circule l'eau d'arrosage. Celle-ci entraîne une diminution de l'épaisseur du tube qui conduit à plus ou moins long terme à la ruine de la structure par rupture du tube.

Dans le reste de l'étude, ce facteur temps n'est pas pris en compte et on considère toujours la travée (et donc les sections) à son état initial.

I.4. Fonctionnement

I.4.1. Arrosage

Les débits d'eau utilisés par les rampes pivotantes sont liés à leurs dimensions et donc très variables, de 30 à 50m³/h pour les petites rampes (2 à 3 travées), les rampes plus importantes allant de 100 à 900 m³/h et quelquefois plus [1].les forages utilisés, n'ont, dans la plupart des cas, pas la capacité d'assurer seuls l'alimentation en eau d'une rampe. Le principe adopté est alors de multiplier les forages et les pompes, disposés sur le terrain à des distances suffisantes pour que les cônes de rabattement de la nappe n'interfèrent pas. Ces pompes refoulent l'eau vers la rampe en gavage.

L'arrosage se fait alors au moyen d'asperseurs à basses et moyennes pressions (sprinklers, buses ...etc.) fixés sur des piquages, eux-mêmes disposés à intervalles réguliers (de 1 à 3 mètres) sur la canalisation[4]. Cette position rend l'irrigation très sensible au vent, c'est pourquoi dans les zones où le vent est quasi permanent, les buses sont installées sur des cannes de descente (Fig. I.8) qui les placent beaucoup plus près du sol et donc dans un environnement moins sensible au vent.



Figure I.8: Cannes de descente [7].

Les cannes peuvent être munies de tubes coulissants qui permettent de suivre la croissance de la végétation tout-en restant au-dessus d'elle. Les buses qui équipent ces rampes sont en général des buses rotatives basses pression. Il faut bien signaler que la répartition pluviométrique sera certainement moins bonne à faible hauteur au-dessus du sol.

L'installation est souvent complétée par un canon dit "d'extrémité", d'une quarantaine de mètres de portée, nécessitant une pression de 2 bars à l'extrémité du pivot.

I.4.2. Avancement des rampes pivotantes

Chacune des tours est équipée de deux roues entraînées par un moteur électrique fixé au milieu de l'essieu. Exception faite de la travée la plus éloignée de l'unité centrale, toutes les tours disposent également d'un boîtier renfermant un dispositif mécanique de contrôle angulaire vis-à-vis de la travée voisine. L'ensemble de la rampe avance de manière automatique, sous le commandement de la travée la plus éloignée de l'unité centrale, suivant un mouvement basé sur des corrections angulaires successives dont nous allons maintenant détailler le principe.

Pour simplifier, prenons l'exemple d'une rampe de trois tours. La tour d'extrémité étant la tour 3 et la suivante tour 2 puis tour 1, et enfin le pivot (Fig. I.9).

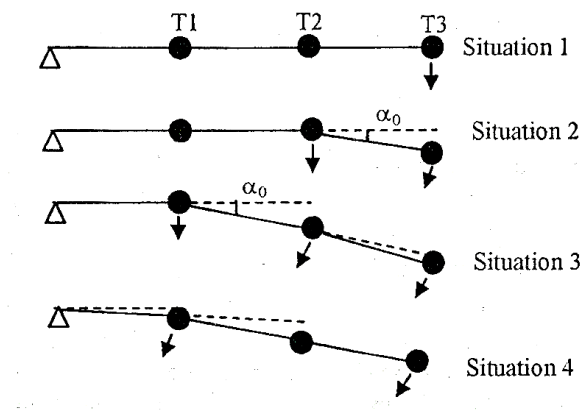


Figure I.9: Schéma du déplacement d'une rampe pivotante

Le moteur de la tour 1 est commandé depuis l'armoire électrique. Supposons pour simplifier, encore, que le doseur cyclique soit placé sur 100% (c'est-à-dire que la tour d'extrémité fonctionnera en continu). Après enclenchement de l'interrupteur, la tour 3 démarre (situation 1) provoquant un désalignement avec les autres tours dont le moteur est arrêté. Quand l'angle de déclenchement du contacteur est atteint, appelons-le α_0 , le moteur de la tour 2 démarre (situation 2). À partir de cet instant, d'une part, un angle se crée entre la tour 2 et la tour 1 et d'autre part l'angle entre les tours 2 et 3 diminue. Ce dernier phénomène est dû au fait que les roues tournent toujours à la même vitesse linéaire telle que $v = r \omega$, où ω représente la vitesse angulaire. Or lorsque les deux dernières roues tournent, le mouvement du dernier est la somme d'une rotation autour de l'avant dernière et d'une rotation autour de l'antépénultième et par conséquent le rayon de rotation équivalent de la tour 3 est supérieure à celui de la tour 2. Puisque $\omega = v/r$, on en déduit que r augmentant, ω diminue, ce qui impose que la tour 3 tourne moins vite que la tour 2. La situation 3 montre l'instant où le moteur de la tour 1 démarre, l'angle α_0 atteint, et la situation 4 l'instant où les tours 3 et 2 étant réalignées le moteur de la tour 2 s'arrête, etc.

En fait la dernière tour ne fonctionne pas en permanence. Ses arrêts programmés par le doseur cyclique créent seulement des décalages dans le fonctionnement ainsi décrit sans en modifier le principe. Nous avons évoqué seulement l'angle α_0 de déclenchement bien qu'il existe également un angle, encore plus petit que le précédent, à partir duquel la tour qui le caractérise s'arrête, mais ce paramètre ne change pas, non plus, le principe décrit.

CHAPITRE II:

Modélisation de la structure et des chargements

II.1. Introduction

Comme on l'a vu lors de l'introduction générale, le premier objectif de notre travail consiste à l'étude de l'influence de la forme d'une travée sur son comportement mécanique.

Pour réaliser ceci, nous utilisons le code de calcul ANSYS[8]. Spécialisé dans le calcul non-linéaire, ce code est basé sur la méthode des Eléments Finis, désormais couramment employée pour l'analyse des structures à géométries, lois de comportement ou chargements complexes[9].

Le chapitre présent a pour but de définir les différentes entrées, concernant la structure et les chargements, qui seront utilisées par ce code de calcul. Les procédures d'analyse et les résultats obtenus seront présentés au chapitre suivant.

Dans la suite, les deux premiers paragraphes sont consacrés à la présentation du modèle géométrique et numérique de la travée et de la tour. Il comporte quatre étapes principales :

- modélisation géométrique de la travée et de la tour mobile,
- choix des éléments,
- définition des conditions d'appuis et de liaison,
- détermination du maillage.

Dans le paragraphe suivant, nous présentons les trois étapes utilisées pour établir les modèles numériques des différents chargements auxquels la structure peut être soumise :

- définition des principales actions mécaniques qui s'exercent sur la structure,
- détermination des chargements par combinaison des différentes actions pondérées.

II.2. Modélisation géométrique de la structure

Ce paragraphe est consacré à la construction du modèle géométrique de la structure. Celle-ci est séparée en trois étapes distinctes où l'on détermine successivement les points de rattachement situés sur le tube et ceux situés à la jonction des cornières obliques et des tirants, et enfin, le modèle géométrique de tour mobile.

II.2.1. Hypothèses

- **Hypothèse 1 :**

La forme du tube est celle d'un arc de cercle. L'arc de cercle est la forme du tube de la travée actuelle. Considérant la similarité de parabole et arc de cercle pour les arcs surbaissés qui nous concernent et connaissant les propriétés de résistance de cette dernière vis-à-vis de charges uniformément réparties telles que le sont celles du poids propre et de l'eau, nous conservons cette forme initiale.

- **Hypothèse 2 :**

Les quatre cornières obliques qui constituent chaque jeu de cornières sont de même longueur. Cette condition est purement économique. Du point de vue des coûts de fabrication, de stockage et de montage, il est en effet essentiel que le maximum d'éléments soit similaire.

- **Hypothèse 3 :**

La longueur développée séparant les deux points de rattachement d'un même jeu de cornières sur le tube est constante pour tous les jeux de cornières. On la note $2dc$ (Figure II.1). Cette hypothèse obéit à la même motivation économique que l'hypothèse précédente.

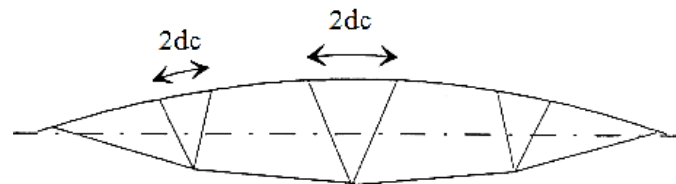


Figure II.1 : Schématisation de l'écartement longitudinal des cornières obliques.

- **Hypothèse 4 :**

L'angle défini par la projection dans un plan vertical d'une cornière oblique et la verticale est constant pour tous les jeux de cornières. On le note μ (Figure II.2).

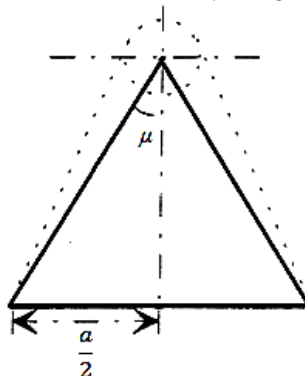


Figure II.2 : Schématisation de l'écartement transversal de chaque jeu de cornières.

II.2.2. Numérotation des nœuds

La première étape de la modélisation géométrique est la schématisation de système qui montre l'ensemble des éléments de la structure et des liaisons entre eux. Pour la présentation du système dans l'ANSYS, il faut définir toutes les coordonnées des nœuds entre les éléments de structure (figure II.3). La numérotation des nœuds est organisée selon des formules géométriques similaires.

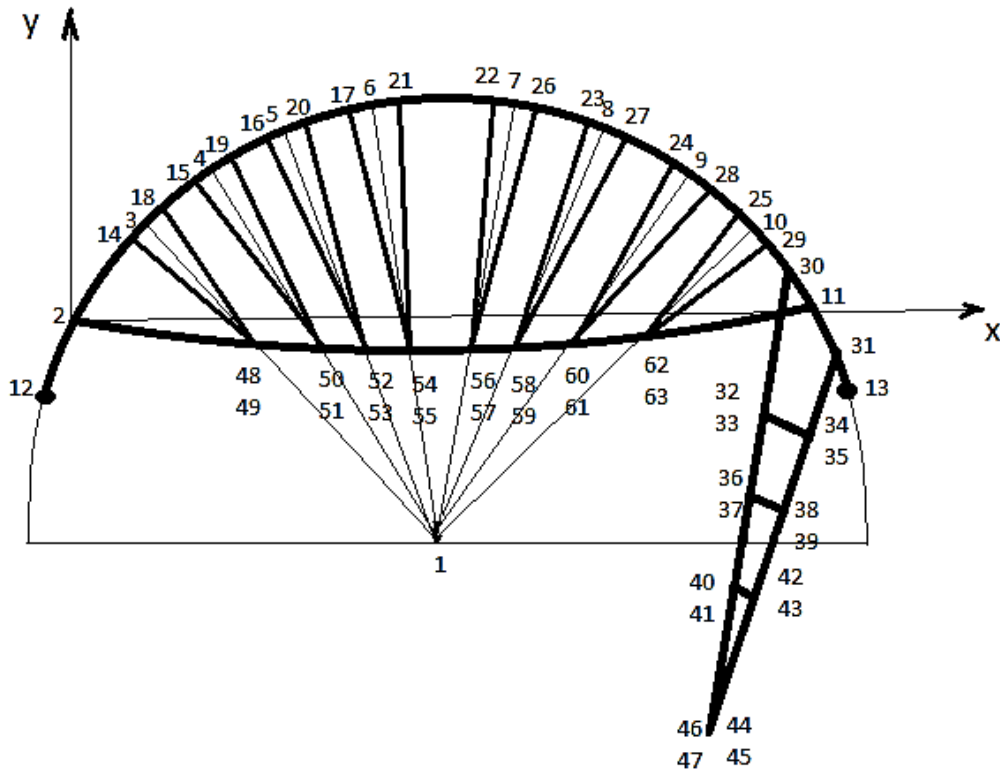


Figure II.3 : Numérotation des nœuds et la position des points de rattachement des cornières avec les tirants.

Notons P et C respectivement le plan vertical passant par l'axe du tube et le cercle défini par le tube. Projétons maintenant les points de jonction des cornières obliques dans le plan P. On constate que chacun des points projetés se situe sur l'un des rayons du cercle C_1 .

Par la suite, nous utilisons ce résultat en remplaçant les jeux de cornières réels à quatre cornières obliques par des jeux de cornières fictifs ne comportant que deux cornières obliques. Chacune de ces cornières fictives est définie par la position sur l'un des rayons du cercle C_1 de sa projection dans le plan P.

La figure II.4 montre la numérotation des nœuds des tirants et de la tour mobile. Pour les tirants, nous projetons la travée sur le plan horizontal.

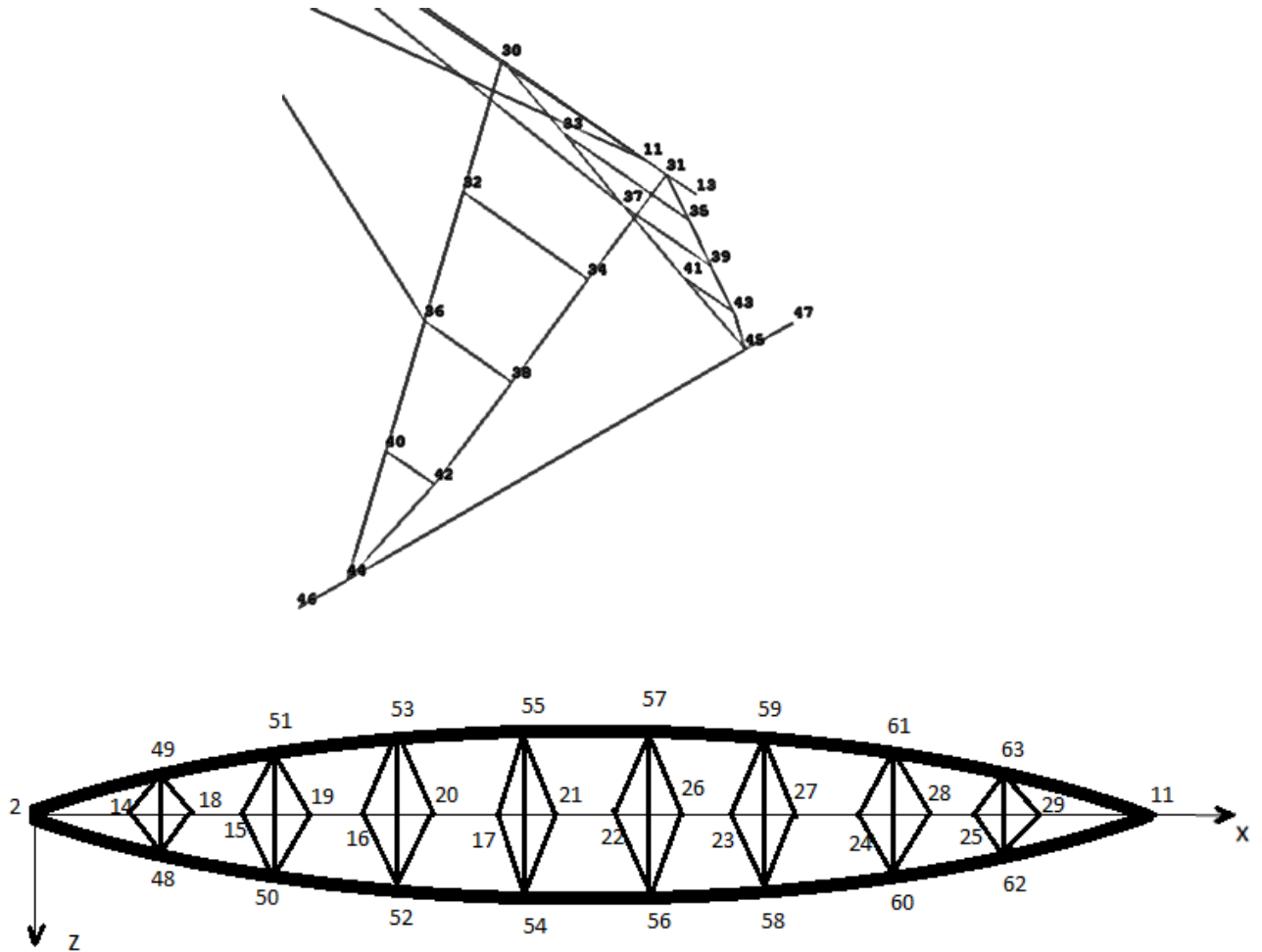


Figure II.4 : Numérotation des nœuds de la tour mobil et des tirants.

II.2.3. Modèle géométrique des points situés sur le tube

L'objectif de ce paragraphe est de déterminer les coordonnées x_i et y_i des extrémités des neuf tubes et des deux points de rattachement de chacun des jeux de cornières avec le tube.

Supposons connue, à travers la forme générale du tube. Donnons-nous également L la longueur de travée au sol (figure II.5). En commençant par déterminer le rayon r_1 du cercle passant par le tube, nous avons :

$$\left. \begin{aligned} c &= 2 \alpha r_1 \\ \sin \alpha &= \frac{L}{2r_1} \end{aligned} \right\} \Rightarrow r_1 = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{c^2 L^2}{c^2 - L^2}} \quad (\text{II.1})$$

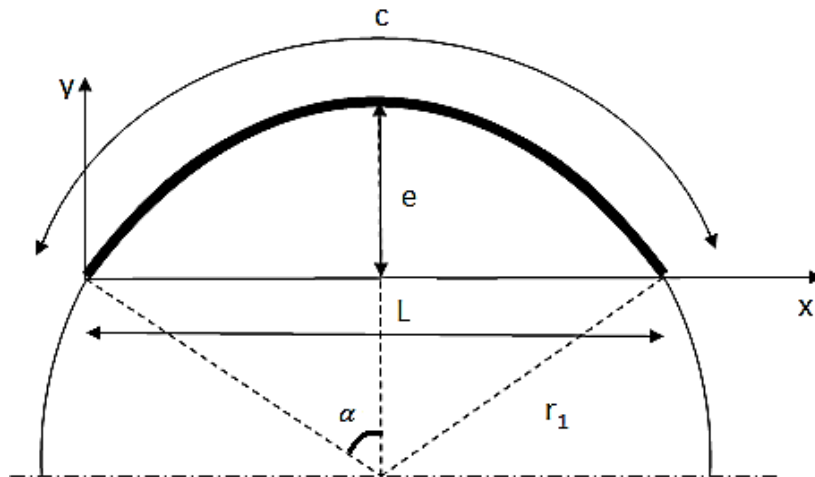


Figure II.5 : Paramètres de l'arc de cercle du tube.

On suppose i les numéros des nœuds sachant que ($i=1, \dots, 63$), et pour obtenir les coordonnées x_i et y_i des points situés sur le tube ($i=1, \dots, 31$), il faut déterminer les paramètres e et α par les équations suivantes :

$$e = r_1 - \frac{1}{2}\sqrt{4r_1^2 - L^2} \quad (\text{II.2})$$

$$\alpha = \sin^{-1}\left(\frac{L}{2r_1}\right) \quad (\text{II.3})$$

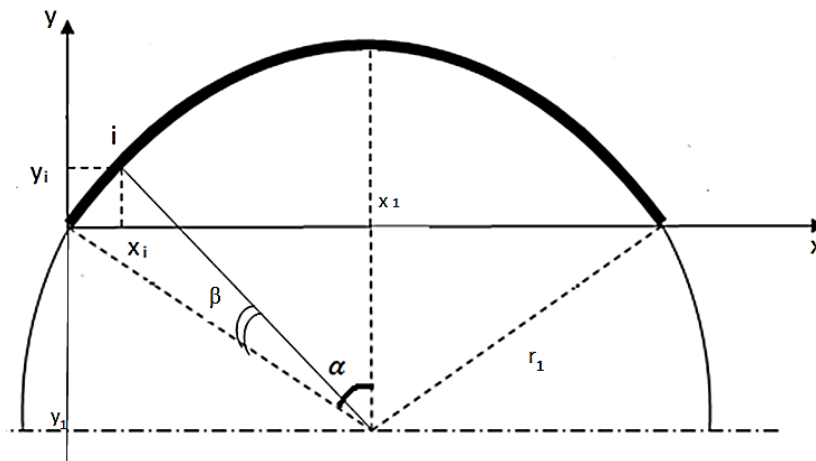


Figure II.6 : Coordonnées des points situés sur le tube.

Maintenant, on peut déterminer l'abscisse x_i et l'ordonnée y_i (figure II.6) de chaque point situé sur le tube par les relations présentées dans le tableau suivant :

N° du nœud	Les coordonnées	β_i	N° de relation
i=3,..., 6	$x_i = x_1 - r_1 \sin(\alpha - \beta_i)$	$\beta_i = \frac{5400 + 5850 * (i - 3)}{r_1}$	(II.4)
	$y_i = y_1 + r_1 \cos(\alpha - \beta_i)$		(II.5)
i=12	$x_i = x_1 - r_1 \sin(\alpha + \beta_i)$	$\beta_i = \frac{450}{r_1}$	(II.6)
	$y_i = y_1 + r_1 \cos(\alpha + \beta_i)$		(II.7)
i=14,..., 17	$x_i = x_1 - r_1 \sin(\alpha - \beta_i)$	$\beta_i = \beta_{i-11} - \frac{dc}{r_1}$	(II.8)
	$y_i = y_1 + r_1 \cos(\alpha - \beta_i)$		(II.9)
i=18,..., 21	$x_i = x_1 - r_1 \sin(\alpha - \beta_i)$	$\beta_i = \beta_{i-15} + \frac{dc}{r_1}$	(II.10)
	$y_i = y_1 + r_1 \cos(\alpha - \beta_i)$		(II.11)

Tableau II.1 : Formules des coordonnées des points situés sur le tube.

Sachant que :

β_i : L'angle entre le centre de repère (O, x, y) (nœud 2) et le nœud i ;

x_1 : L'abscisse du centre du cercle passant par le tube ;

y_1 : L'ordonnée du centre du cercle passant par le tube ;

dc : l'écartement longitudinal de chacun des jeux de cornières.

On peut remarquer qu'une hypothèse supplémentaire a été introduite lors des calculs, portant sur la symétrie de la travée par rapport à un plan orthogonal à l'axe du tube. Donc, on peut aisément déterminer les coordonnées des points situés sur la deuxième partie du tube qui reste.

II.2.4. Modèle géométrique des points de jonction des cornières et des tirants

Avant de passer à la détermination des points de rattachement des cornières et des tirants pour plusieurs jeux de cornières, on ajoute comme une hypothèse l'approximation de la forme de la projection des lignes des tirants sur le plan P comme un arc de cercle.

Le problème posé ici est de déterminer les paramètres de cet arc (figure II.7). On suppose connue, en plus de c , L et e , la hauteur H_a (éq.II.12) c'est-à-dire le paramètre h est tacitement connu :

$$H_a = h + e \Rightarrow h = H_a - e \quad (\text{II.12})$$

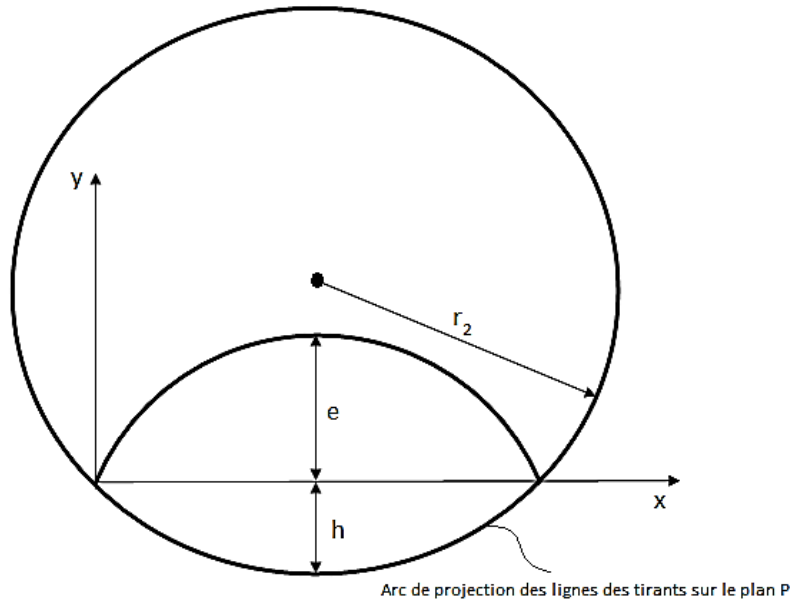


Figure II.7 : Paramètres de l'arc de projection des lignes des tirants sur le plan P.

Pour déterminer les coordonnées des points de rattachement des cornières et des tirants, il faut premièrement définir l'équation du cercle C_2 (éq.II.13) qui passe de l'arc de projection des lignes des tirants sur le plan P.

$$(x - x_2)^2 + (y - y_2)^2 = r_2^2 \quad (\text{II.13})$$

x_2 : L'abscisse de centre du cercle C_2 défini par : $x_2 = L/2$

y_2 : L'ordonnée de centre du cercle C_2 défini par : $y_2 = r_2 - h$

r_2 : Rayon du cercle C_2 défini par l'équation suivante : $r_2 = \frac{4h^2 + L^2}{8h}$

D'autre part, on peut facilement définir les équations des lignes droites qui passent par le centre du cercle de l'arc du tube et les points des extrémités des tubes (figure II.3) (les axes de symétrie

de la projection des jeux des cornières sur le plan P), Les équations de lignes en fonction de coordonnées des points qui vont à travers elles se présentent:

$$x = \frac{x_{\frac{1}{2}i-21} - x_1}{y_{\frac{1}{2}i-21} - y_1} y - \frac{y_1 y_{\frac{1}{2}i-21} - x_{\frac{1}{2}i-21} x_1}{x_{\frac{1}{2}i-21} - x_1} \quad (i=48, 50, 52 \text{ et } 54) \quad (\text{II.14.a})$$

D'après les équations précédentes, nous pouvons maintenant déterminer les coordonnées des points de rattachement des cornières et des tirants qui représentent des points d'intersection des lignes mentionnées précédemment avec l'arc de cercle C_2 . Nous avons pour une ligne droite passant par le nœud i ($i= 48, 50, 52$ et 54):

$$x_i = \frac{x_{\frac{1}{2}i-21} - x_1}{y_{\frac{1}{2}i-21} - y_1} y_i - \frac{y_1 y_{\frac{1}{2}i-21} - x_{\frac{1}{2}i-21} x_1}{x_{\frac{1}{2}i-21} - x_1} = Ay_i + B \quad (\text{II.14.b})$$

D'autre part, nous avons d'après l'équation (II.13):

$$x_i^2 - 2x_i x_2 + x_2^2 + y_i^2 - 2y_i y_2 + y_2^2 - r_2^2 = 0$$

$$\Rightarrow (A^2 + 1)y_i^2 - (2AB + 2Ax_2 + 2y_2)y_i + (B^2 + 2Bx_2) = 0$$

$$\Rightarrow \begin{cases} y_i = \frac{(2AB + 2Ax_2 + 2y_2) - \sqrt{\Delta}}{2(A^2 + 1)} \\ \text{ou} \\ y_i = \frac{(2AB + 2Ax_2 + 2y_2) + \sqrt{\Delta}}{2(A^2 + 1)} \end{cases} \quad (\text{II.15})$$

$$\text{Où } \Delta = (2AB + 2Ax_2 + 2y_2)^2 - 4(A^2 + 1)(B^2 + 2Bx_2)$$

A partir de la figure II.3 et l'équation (II.15) il y a deux points d'intersection entre les lignes droites et le cercle C_2 , on trouve la solution y_i négatif qui représente l'ordonnée des points de rattachement des cornières et des tirants pour ($i=48, 50, 52$ et 54), et pour l'abscisse x_i on utilise l'équation (II.14.b).

De la même façon que la modélisation de l'arc de la canalisation, on utilise la symétrie pour obtenir les coordonnées des nœuds 56, 58, 60 et 62. En revanche, la symétrie de la travée pour le plan P permet facilement d'obtenir les coordonnées des nœuds ($i=49, 51, 53, 55, 57, 59, 61$ et 63).

Pour les coordonnées z_i des points de rattachement des cornières et des tirants, nous prenons de la demi-longueur des cornières transversales (figure II.4) à partir des plans fournis par le producteur [6].

II.2.5. Modèle géométrique de la tour mobil

Pour la modélisation géométrique de la tour mobile on utilise la symétrie du système pour le plan P, la projection sur ce plan nous permet de trouver les coordonnées des points facilement (figure II.8).

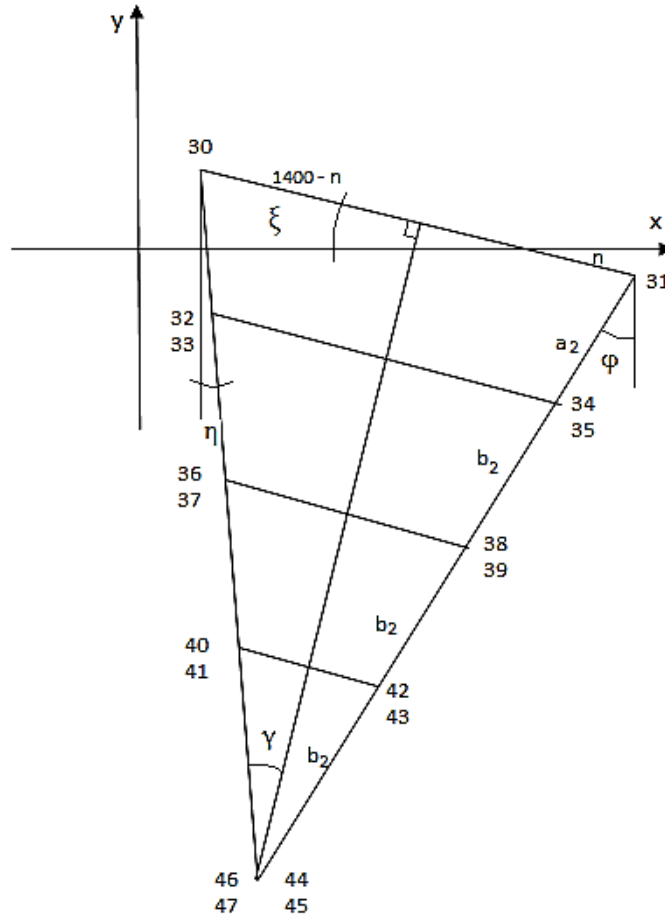


Figure II.8 : Projection de la tour mobile sur le plan P.

On commence par déterminer les relations des angles ξ , φ et η en fonction des paramètres connus (les coordonnées des nœuds 30, 31), on a :

$$\sin \xi = \frac{y_{30}}{1400 - n} = \frac{-y_{31}}{n} \Rightarrow \begin{cases} n = \frac{1400y_{31}}{y_{31} - y_{30}} \\ \xi = \sin^{-1}(-y_{31}/n) \end{cases} \quad (\text{II.16})$$

$$\eta = \gamma - \xi \quad (\text{II.17})$$

$$\varphi = 2\gamma - \eta \quad (\text{II.18})$$

Connaissant ξ , φ et η , on peut alors déterminer les coordonnées des nœuds ($i=32,\dots,47$) d'après les équations suivantes :

$$\sin \eta = \frac{x_{32} - x_{30}}{a_2} = \frac{x_{36} - x_{30}}{a_2 + b_2} = \frac{x_{40} - x_{30}}{a_2 + 2b_2} = \frac{x_{46} - x_{30}}{a_2 + 3b_2} \quad (\text{II.19})$$

$$\cos \eta = \frac{y_{30} - y_{32}}{a_2} = \frac{y_{30} - y_{36}}{a_2 + b_2} = \frac{y_{30} - y_{40}}{a_2 + 2b_2} = \frac{y_{30} - y_{46}}{a_2 + 3b_2} \quad (\text{II.20})$$

$$\sin \varphi = \frac{x_{31} - x_{34}}{a_2} = \frac{x_{31} - x_{38}}{a_2 + b_2} = \frac{x_{31} - x_{42}}{a_2 + 2b_2} \quad (\text{II.21})$$

$$\cos \varphi = \frac{y_{31} - y_{34}}{a_2} = \frac{y_{31} - y_{38}}{a_2 + b_2} = \frac{y_{31} - y_{42}}{a_2 + 2b_2} \quad (\text{II.22})$$

Maintenant tout ce qui reste à faire est de définir les paramètres γ , a_2 et b_2 à partir des plans fournis par le producteur [6], ainsi que les coordonnées z_i ($i=32,\dots,47$).

II.2.6. Modèle géométrique final de la structure

Nous venons d'élaborer un modèle géométrique permettant la définition de la totalité des nœuds d'une travée et d'une tour mobile nécessaires à l'écriture du fichier d'entrées du code de calcul par Eléments Finis. L'intérêt de ce modèle est dans la simplicité des relations qu'il fait intervenir et de sa structure itérative. Cette dernière a permis une automatisation de l'ensemble de la procédure de calcul de tous les nœuds, effectuée à l'aide du logiciel MATLAB.

Après le calcul et la comparaison entre le système réel et le système modélisé, nous notons qu'il y a quelques différences entre les dimensions du système réel et celui qui est modélisé. Il est trouvé que l'erreur relative maximale pour les dimensions des tubes est de 0.12%, et la moyenne des erreurs relatives pour les dimensions des tirants est de 1.2%. D'autre part, la moyenne des erreurs relatives des dimensions des cornières obliques est de 3.65%. Nous pouvons dire que les causes de ces erreurs sont trois facteurs :

- En raison de la négligence des dimensions de la section lors de la modélisation ;
- Les dimensions négligées des éléments de la liaison entre les pièces, en particulier dans les points de rattachement des cornières et des tirants ;
- L'approximation de la forme de la projection des lignes des tirants sur le plan P comme un arc de cercle.

La figure II.9 montre l'illustration des faces, de dessus, en coupe et en perspective du modèle géométrique de la structure.

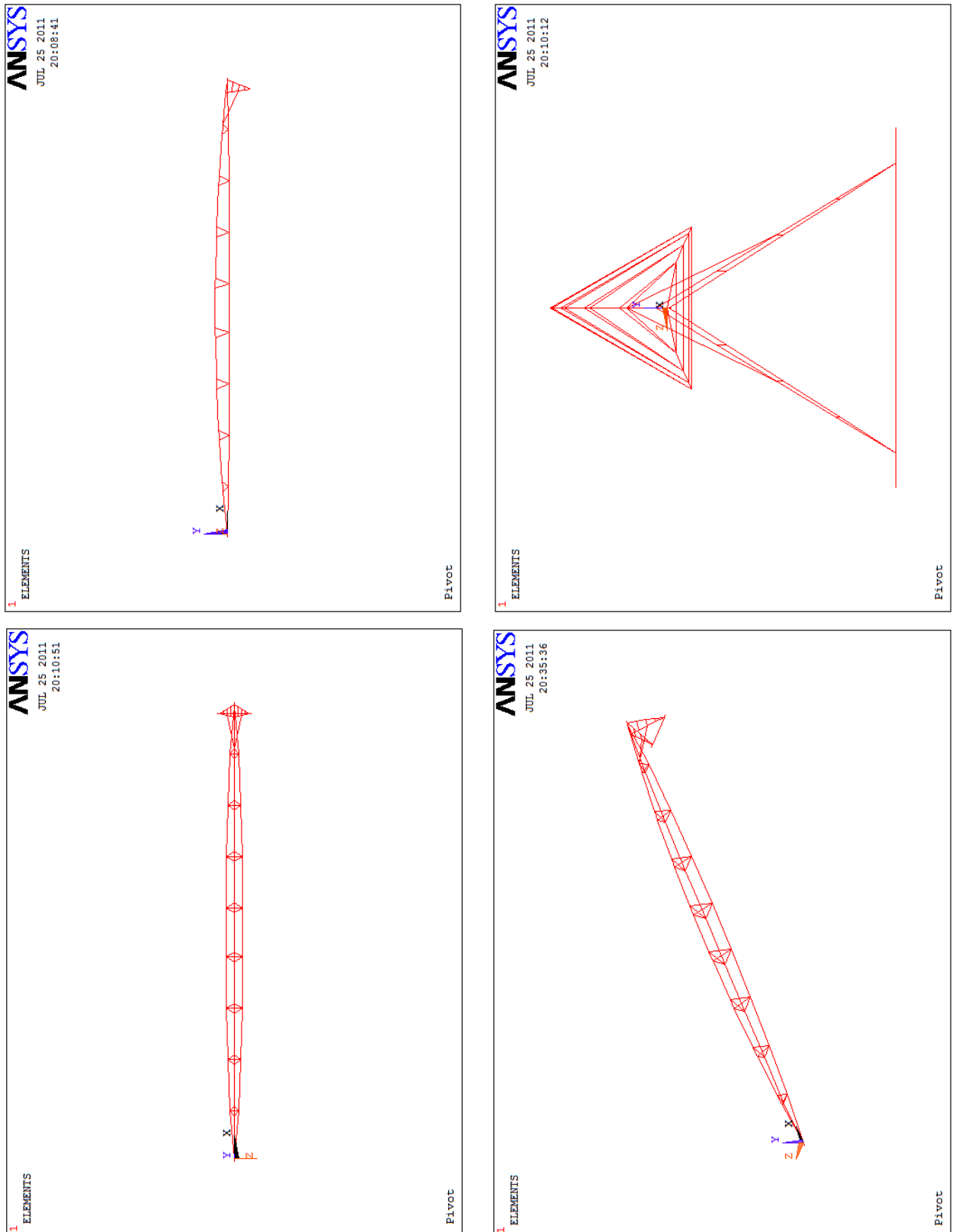


Figure II.9 : Visualisations des faces, de dessus, en coupe et en perspective du modèle géométrique de la structure.

II.3. Modélisation numérique de la structure

II.3.1. Choix des éléments

On peut dire que la travée comporte essentiellement la canalisation principale, des cornières et les tirants. Avant de passer au calcul nous devons choisir un modèle pour la structure qui traduit fidèlement la forme et la fonction de chaque constituant. De plus il faut choisir aussi pour chaque constituant l'élément adéquat pour le calcul en éléments finis.

Pour modéliser la canalisation, la bibliothèque d'éléments d'ANSYS propose deux sortes d'éléments de tube: des éléments de type PIPE, dont la section reste toujours circulaire; et des éléments de type ELBOW, dont la section peut s'ovaliser. La classification des sections proposée par l'Eurocode3 [10], nous a permis de constater que le rapport diamètre extérieur/épaisseur de la canalisation étudiée fait appartenir cette dernière aux sections de classe 2. Le phénomène de voilement local n'étant pas à prendre en compte pour cette classe de sections [11], nous adoptons finalement des éléments de type PIPE tridimensionnels à interpolation linéaire (PIPE16)[8].

Les autres éléments de la structure sont modélisés par des éléments de poutres tridimensionnels à interpolation linéaire (Beam4) [8] utilisé pour les grandes déformations [12], définies par deux nœuds et basés sur le modèle de Timoshenko [12] qui prend en compte les déformations dues aux cisaillements transversaux [4]. Chaque nœud de l'élément possédant six degrés de liberté : trois translations et trois rotations dans l'espace [8].

II.3.2. Conditions d'appui et de liaison

II.3.2.1. Notations

La structure repose sur le sol par l'intermédiaire des deux roues de la tour. Ces dernières n'étant pas prises en compte dans notre modèle, les deux points d'appui correspondent donc aux deux pieds de la tour. Ces deux points sont dans la suite notés A_1 et A_2 (figure II.10).

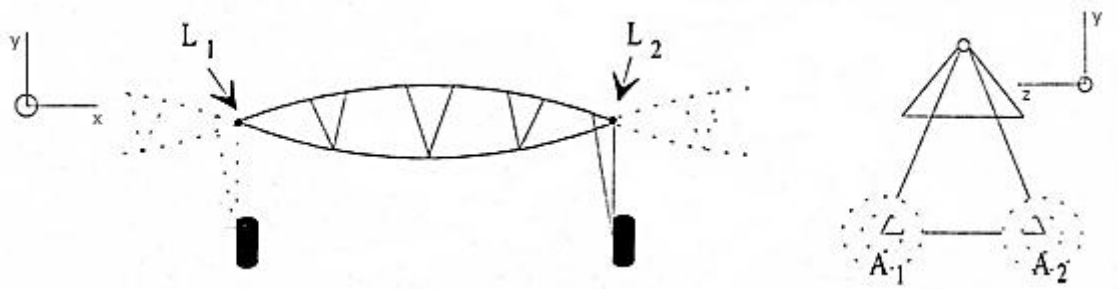


Figure II.10 : Positions des points d'appui et de liaison. Repère global associé à la structure.

La travée comporte également, à chacune des extrémités de sa canalisation, deux points de liaison avec les structures adjacentes. Ils sont notés par la suite L_1 et L_2 suivant qu'ils se situent respectivement du côté de l'unité centrale ou bien du côté de la tour (figure II.10).

Chaque nœud de la structure possède six degrés de liberté : trois translations et trois rotations. Soit R le repère global (défini par les axes x , y et z) dans lequel est considérée la structure (figure II.10). Pour un nœud i , on note alors (figure II.11):

- T_x , T_y et T_z les trois degrés de liberté de translation suivant respectivement les axes x , y et z du repère global R ;
- R_x , R_y et R_z les trois degrés de liberté de rotation autour respectivement des axes x , y et z du repère global R .

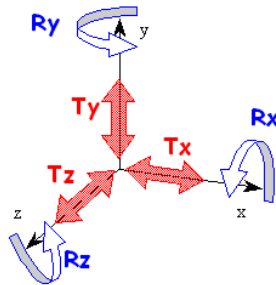


Figure II.11 : Degrés de liberté associés à chaque nœud.

II.3.2.2. Conditions d'appuis

Au point A_1 , le déplacement suivant l'axe y est bloqué par le sol. Les déplacements suivant les axes x et z sont laissés libres pour tenir compte de la présence de la roue. Les rotations sont toutes laissées libres, soit en raison de la nature propre des roues, soit pour tenir compte de la souplesse des pneus. En résumé :

point	degrés de liberté de translation			degrés de liberté de rotation		
	T_x	T_y	T_z	R_x	R_y	R_z
A_1	libre	0	libre	libre	libre	libre
A_2	libre	0	0	libre	libre	Libre

Tableau II.2 : Degrés de liberté des nœuds A_1 et A_2 .

Au point A_2 , on impose les mêmes conditions que pour le premier point d'appui, exception faite du déplacement suivant l'axe de z qui est bloqué pour éviter la rotation d'ensemble du modèle (tableau II.2).

II.3.2.3. Conditions de liaison

Nous adoptons les conditions de liaison de la travée extérieure d'une rampe pivotante (celle qui initie le déplacement). Rappelons que les travées sont reliées entre elles par un accouplement de type cardan (chapitre I) qui autorise les rotations autour des axes y et z et interdit la rotation autour de l'axe de x. On résume dans le tableau suivant :

point	degrés de liberté de translation			degrés de liberté de rotation		
	T _x	T _y	T _z	R _x	R _y	R _z
L ₁	0	0	0	0	libre	libre
L ₂	libre	libre	libre	libre	libre	libre

Tableau II.3 : Degrés de liberté des nœuds L₁ et L₂.

II.3.3. Maillage

Nous effectuons dans un premier temps un maillage "intuitif" de la structure. Celui-ci comporte tous les points nécessaires à la définition de la géométrie (points de raccordement de deux ou plusieurs éléments, points d'appui et de liaison).

Le maillage final de la structure est obtenu suivant une procédure classique de raffinement du maillage initial : pour chaque ensemble d'éléments, le maillage est augmenté de façon régulière jusqu'à la convergence de la contrainte de Von Mises maximale, la structure étant chargée de façon représentative.

Pour la canalisation par exemple, on constate ainsi que la contrainte de Von Mises maximale, qui diminue fortement jusqu'à 1000 éléments, ne varie plus significativement au-delà de 2000 éléments (figure II.12). Le maillage correspondant est donc retenu comme maillage final de la structure. Finalement, le maillage de la structure comporte 2280 éléments.

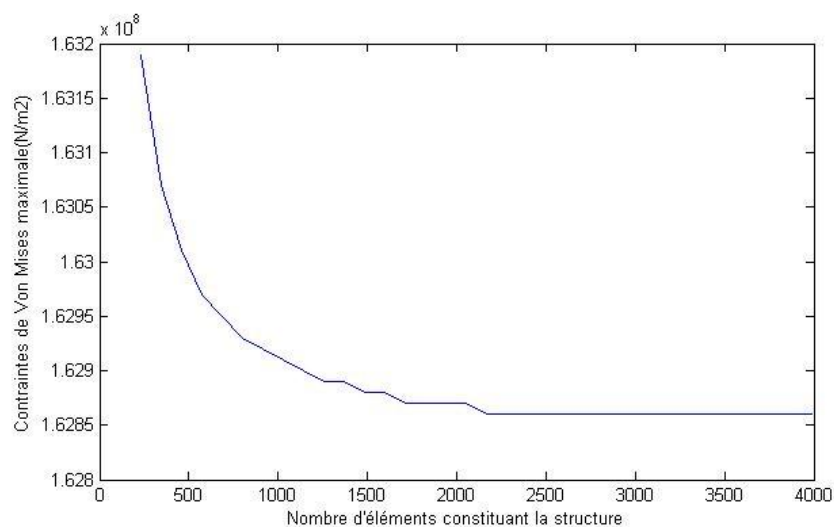


Figure II.12 : Détermination du maillage final de la structure.

II.4. Modélisation des charges

II.4.1. Actions mécaniques de base

- **Poids propre de la structure**

Le code de calcul ANSYS ne prend pas automatiquement en compte le poids propre de la structure. C'est donc la première sollicitation que nous avons à définir.

On modélise le poids mort par une charge linéairement répartie sur toute la structure, dirigée verticalement et orientée vers le sol. L'intensité p de cette charge est calculée pour chaque élément grâce à la formule suivante :

$$p = \rho g S \quad (\text{II.23})$$

Où : ρ est la masse volumique du matériau (kg. m^{-3}),

g est la constante de gravité (m.s^{-2}),

S est la section de l'élément (m^2).

Le tableau ci-dessous donne le poids propre des différents éléments de la travée. La constante de gravitation et la masse volumique de l'acier sont respectivement prises égales à 9.8 m.s^{-2} et 7850 kg. m^{-3} .

	Tube	Cornières	Tirants	Tube de compression	Marches	Montants	essieu
Poids propre (N/m)	94.56	32.69	24.17	69.48	23.39	93.55	297.75

Tableau II.3 : Poids propre des différents éléments de la structure.

Comme remarque, les roues n'étant pas modélisées autant que tel, leurs poids sont pris en compte sous forme de deux actions concentrées, appliquées aux pieds de la tour, dirigées verticalement vers le sol, et dont les intensités sont égales à 830 N.

- **Poids de l'eau contenue dans la canalisation**

En service, l'eau servant à l'irrigation circule dans le tube. La longueur de ce dernier (51 mètres), par rapport aux autres dimensions de la travée (environ 4 mètres de hauteur et 2 mètres de largeur), fait du poids de l'eau l'une des actions principales s'exerçant sur la structure.

Nous modélisons le poids de l'eau par une charge linéairement répartie sur le tube, dirigée verticalement, orientée vers le sol. L'intensité q de cette charge est calculée grâce à la densité de l'eau ρ_e , la constante de gravitation g et le diamètre intérieur D_i du tube :

$$q = \rho_e g \frac{\pi D_i^2}{4} \tag{II.24}$$

Le poids de l'eau (185.54 N/m) s'avère quasiment deux fois supérieur au poids propre du tube.

- **Action du vent**

La troisième action pouvant s'exercer sur les pivots est celle du vent. Pour déterminer ses différentes caractéristiques, nous appliquons le règlement Algérien RNV 99[13], qui définit les effets du vent sur les constructions.

La structure étant spatiale, la direction du vent doit être définie dans deux plans différents. Pour aller dans le sens de la sécurité, le règlement impose de toujours choisir la direction la plus défavorable. Comme le représente la figure qui suit, les règles définissent ainsi le vent comme toujours dirigé horizontalement.

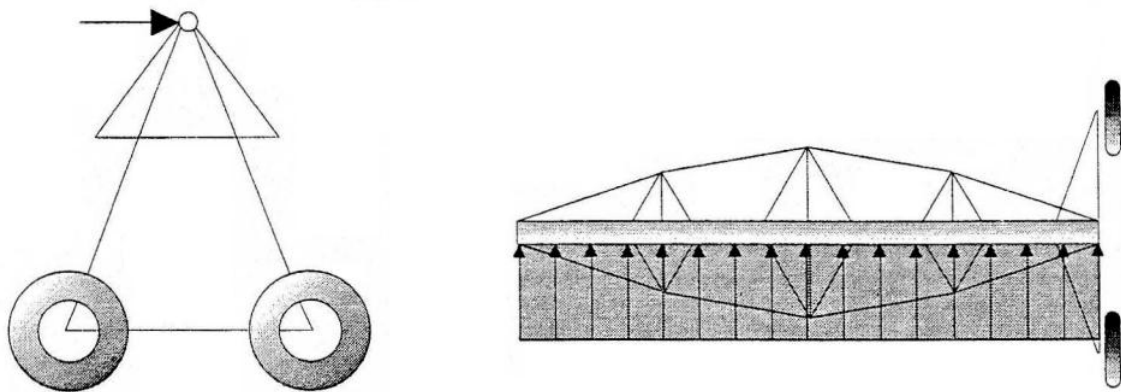


Figure II.13 : Représentation schématique de la modélisation de l'action du vent.

Vue en coupe (gauche) et vue de dessus (droite).

Nous référant à une étude antérieure réalisée pour la société Otech par le CETE sur des appareils similaires[4], nous considérons que le vent est une charge uniformément répartie s'exerçant principalement sur le tube (figure II.13). Le treillis est pris en compte par la multiplication de l'intensité statique par un coefficient de majoration de 10 pour cent.

Le calcul de la charge du vent sur le tube fait intervenir le diamètre extérieur du tube D , la pression dynamique P_d et le coefficient de traînée C_d [14]:

$$U = C_d P_d D \quad (\text{II.25})$$

Pour aller dans le sens de la sécurité, nous retenons les pressions dynamiques correspondant à la région la plus défavorable de l'Algérie (zone III)[13], est calculée par la formule de Bernoulli suivante :

$$P_d = 0.5 \rho V^2 \quad (\text{II.26})$$

Où :

ρ (en kg/m^3) est la masse volumique de l'air ($\rho = 1,20 \text{ kg/m}^3$) ;

V : la vitesse moyenne du vent ($V = C_t C_r V_{\text{réf}}$) ;

C_r est le coefficient de rugosité (RNV 99 chapitre 2, § 4.2) ;

C_t est le coefficient de topographie (RNV 99 chapitre 2, § 4.3) ;

$V_{\text{réf}}$ (en m/s) est la vitesse de référence (RNV 99 annexe 1).

Pour le site plan, les régions de culture avec haies et avec quelques petites fermes et la zone III, on obtient les paramètres C_r , C_t et $V_{\text{réf}}$ respectivement : 1.138, 1 et 31m/s.

Le calcul du coefficient de traînée C_d se fait également à l'aide des abaques [14]. Ces abaques correspondent à des canalisations. Le coefficient C_d est donné par les graphes en fonction du nombre de Reynolds R_e :

$$R_e = \frac{D V}{\vartheta} \quad (\text{II.26})$$

ϑ (en m^2/s) est la viscosité cinématique de l'air ; dans le cadre de ce DTR (le document technique réglementaire) [13], on prendra $\vartheta = 15 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$.

$$R_e = 3.74 \times 10^5 \Rightarrow C_d = 1$$

Après le calcul des paramètres précédents, on obtient aisément la valeur de charge du vent, qui est : 118N/m.

- **Efforts de ripage**

Le déplacement des travées engendre au niveau du point de contact entre les roues et le sol l'apparition de réactions du sol que l'on désigne sous le nom d'efforts de ripage ou encore d'efforts de sillon. Spécifiques aux rampes pivotantes, les différentes caractéristiques de ces actions sont actuellement définies par la prénorme européenne réglementant entre autres le calcul des pivots[4].

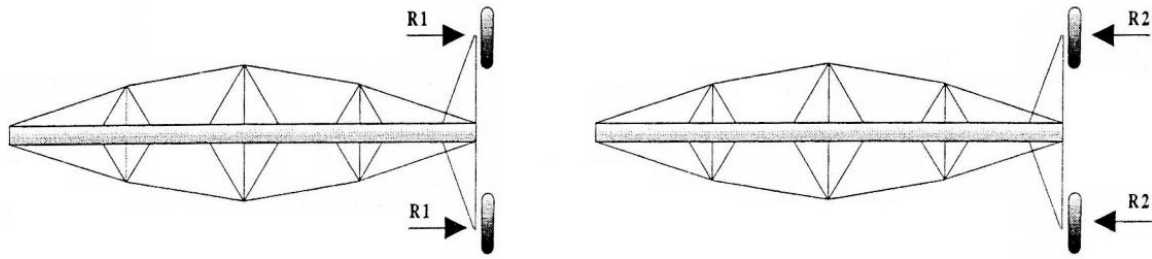


Figure II.14: Modélisation des efforts latéraux:
(à gauche) ripage de type 1 (R1), (à droite) ripage de type2 (R2).

Considérés comme deux actions semblables, s'exerçant de façon ponctuelle sur les roues, dirigés parallèlement au tube et horizontalement par rapport au sol, ces efforts sont en situation normale dirigés vers l'extérieur de la travée (ripage de type 1), mais peuvent accidentellement (sillon, talus) s'orienter vers l'intérieur (ripage de type 2). Selon les résultats obtenus par E. Peyvieux [4], on prend le cas le plus défavorable (ripage de type 1) et leur intensité est de 2500 N.

II.4.2. Cas de charges

Les cas de charge pouvant s'exercer sur la structure sont obtenus par combinaison des différentes actions de base (cf. 4.1) pondérées.

On distingue deux sortes de cas de charges, suivant que la travée est en service (c'est à dire se déplace ou arrose), ou bien hors service. Pour une travée hors service (cas 1 et 2), deux actions interviennent: le poids propre de la structure et le vent. Après la mise en service (cas 3, 4, 5, 6 et 7), deux autres actions viennent s'y ajouter : le poids de l'eau et le ripage.

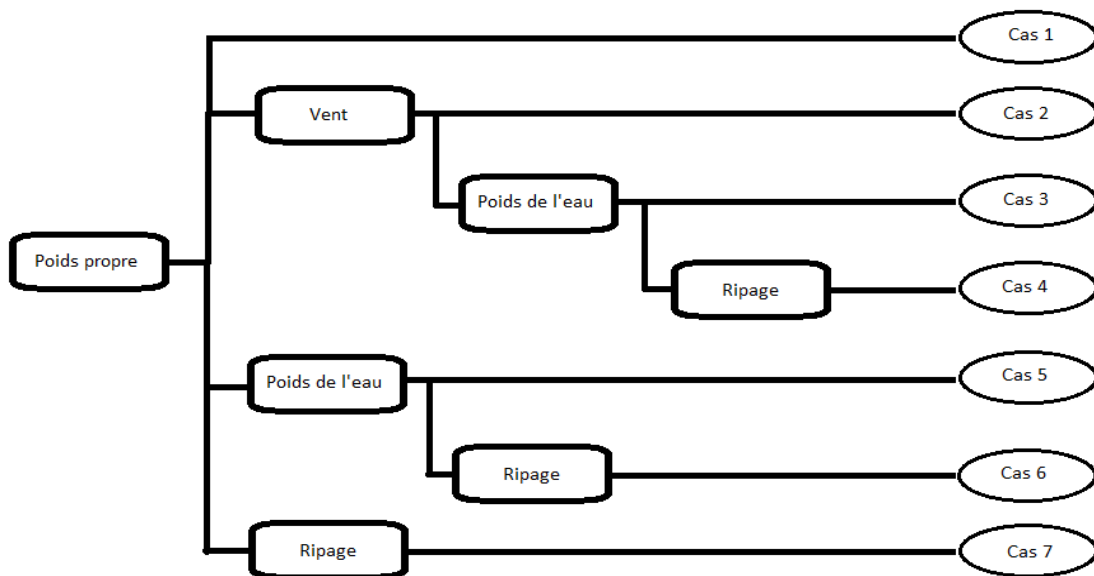


Figure II.15 : Organigramme récapitulatif des différents de cas de chargements à considérer.

CHAPITRE III:

**Influence de la variation de la
géométrie d'une travée sur son
comportement mécanique**

III.1. Introduction

Le but final du mémoire est la détermination de la configuration géométrique d'une travée qui réponde le mieux à un objectif sous des contraintes (mécaniques et économiques) fixées. Afin de pouvoir résoudre ce problème d'optimisation, mais également dans un but plus immédiat de prédiction, nous nous intéressons dans ce chapitre à l'influence de certains paramètres de la géométrie d'une travée sur son comportement mécanique.

L'objectif de ce chapitre est donc d'explicitier ces réponses en fonction de certains paramètres géométriques choisis. Les autres variables explicatives de ces réponses (géométriques mais également définissant le terrain et le chargement) sont fixées. Pour obtenir cet objectif, il faut premièrement définir les cas des chargements le plus défavorables.

Dans la suite de ce chapitre, le premier paragraphe est consacré à l'analyse du comportement mécanique de structure actuelle dans divers cas de chargements pour connaître les cas des chargements (cf. Chapitre II) les plus défavorables. Enfin, on peut dire que le chapitre précédent définit l'ensemble des entrées au code de calcul ANSYS, tandis que dans le présent chapitre, nous rassemblons toutes les sorties qui en découlent (figure III.1).

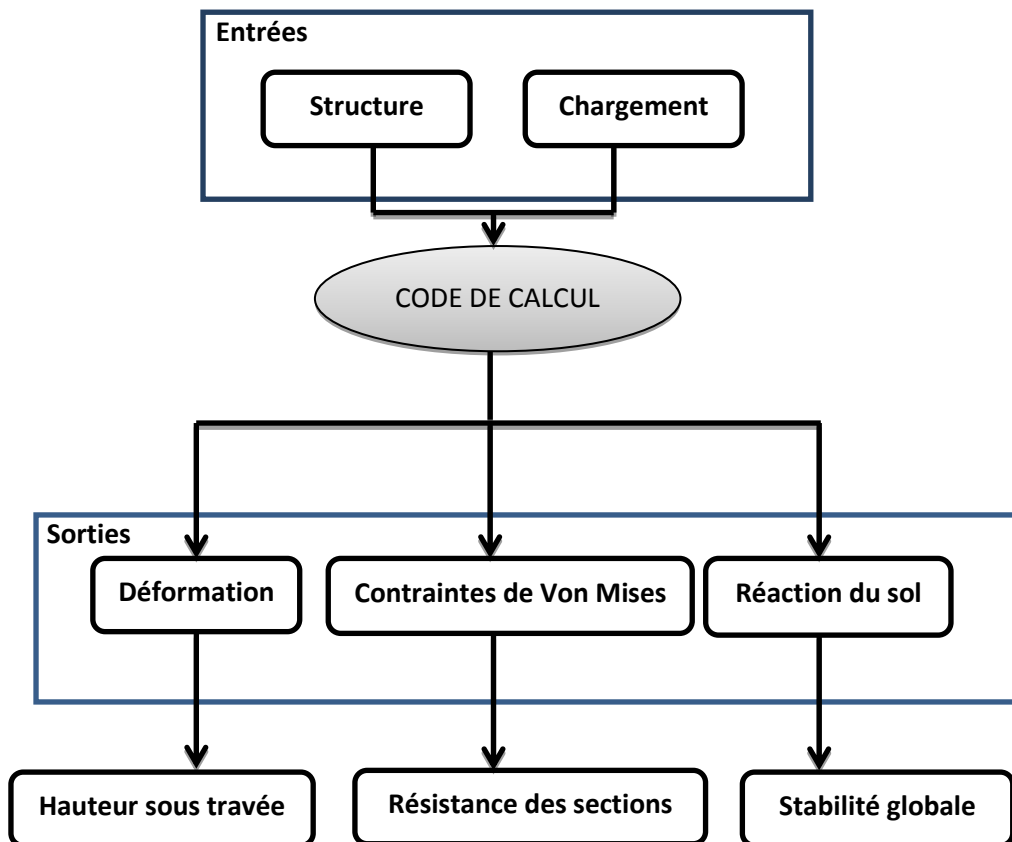


Figure III.1 : Organigramme récapitulatif des différentes étapes du processus d'analyse du comportement mécanique de l'ensemble travée-tour.

III.2. Analyse du comportement mécanique d'une travée

III.2.1. Choix des procédures d'analyse

Les problèmes d'analyse des structures se classent en quatre catégories suivant qu'ils sont statiques ou dynamiques, linéaires ou non-linéaires. Afin de pouvoir choisir les procédures de calcul à employer pour effectuer les simulations, commençons par déterminer dans laquelle de ces quatre catégories se range le problème qui nous occupe.

- **Analyse statique ou dynamique ?**

La vitesse relativement lente d'avancement des pivots (cf.Chapitre I) nous conduit à considérer que les phénomènes dynamiques dus au déplacement de ces appareils sont négligeables et à retenir une analyse statique.

- **Analyse linéaire ou non-linéaire ?**

La non-linéarité d'un problème peut provenir de trois choses : la loi de comportement d'un des matériaux (non-linéarité comportementale), la présence de grands déplacements sous un des chargements retenus (non-linéarité géométrique) et enfin la prise en compte de contact [15].

Dans notre cas, seul est à envisager la présence de grands déplacements sous l'un des chargements retenus pour l'étude. Cette hypothèse est de fait fortement justifiée par l'importance de l'une des dimensions de la structure (sa longueur d'environ 51 mètres) devant les deux autres (hauteur et largeur d'environ 3 mètres).

Afin d'infirmer ou de confirmer l'hypothèse de grands déplacements, nous avons déterminé, pour le cas de plus grande déformation (poids propre+ poids de l'eau), l'allure de la courbe force-déplacement du point de la structure ayant a priori les plus grands déplacements. Ce point, nommé A dans la suite, est le plus bas de la ligne de tirants située au vent.

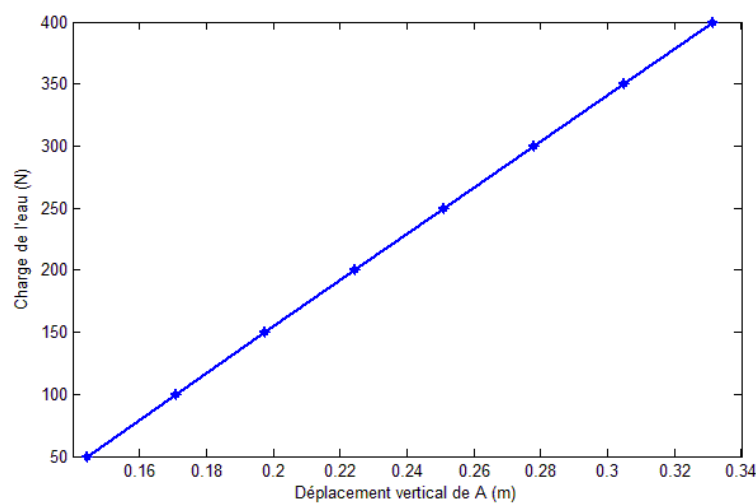


Figure III.2 : Courbes force-déplacement vertical pour le point A.

Les résultats obtenus montrent que le comportement de la structure (figure III.2) est un comportement linéaire dans le domaine de chargement considéré.

III.2.2. Critères de vérification

Le règlement de construction métallique en vigueur prescrit de s'assurer qu'aucun chargement n'empêche l'utilisation normale de la structure étudiée, mais n'impose pas de critère de vérification. Il est donc nécessaire de commencer par se donner un critère spécifique à la structure qui nous concerne.

- **Hauteur libre sous travée**

Les travées ne peuvent être utilisées si la taille des cultures à irriguer est supérieure à la hauteur libre sous travée (*Haut*) (figure III.3). On en déduit un critère de vérification très simple, qui consiste à s'assurer que (*Haut*) reste toujours supérieur à une hauteur minimum H_{min} :

$$Haut \geq H_{min} \quad (III.1)$$

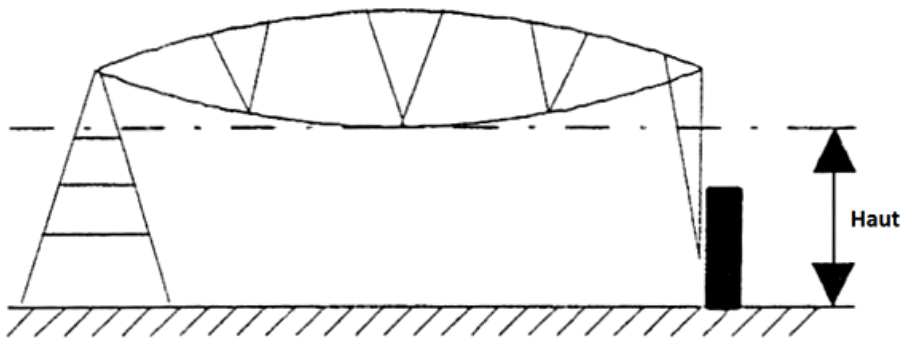


Figure III.3 : Représentation schématique de la hauteur libre sous travée (*Haut*).

Sauf cas exceptionnel (arbres fruitiers), H_{min} est prise égale à 2.2 mètres, ce qui correspond à la culture la plus commune pour les rampes pivotantes (le blé et la pomme de terre). C'est cette valeur que nous adoptons pour la suite.

- **Résistance des sections**

Pour vérifier la résistance des sections, le règlement de construction métallique [16, 17] prescrit de s'assurer, pour chaque chargement, qu'en tout point de la structure la contrainte de Von Mises est inférieure à la contrainte admissible du matériau concerné. Considérons un point quelconque de la structure. En notant σ_{VM} et σ_e ($\sigma_e = 20 \text{ daN/mm}^2$) respectivement la contrainte admissible du matériau concerné et la contrainte de Von Mises en ce point, ce critère s'écrit :

$$\sigma_{VM} \leq \sigma_e \quad (III.2)$$

- **Critère de renversement**

Les règlements n'imposant pas de méthode de vérification de la perte d'équilibre d'une structure, nous avons adopté un critère très simple, basé sur l'observation du phénomène [4].

Pour un terrain plat, cas de figure auquel nous nous limitons dans cette étude, la seule action pouvant entraîner le renversement de l'ensemble travée-tour est celle du vent. Physiquement, le contact de la structure avec le sol se traduit par l'existence d'une réaction du sol sur la roue située au vent. Numériquement, cette réaction existe toujours, les déplacements étant bloqués (cf. Modélisation des appuis, chapitre II). Le décollage de la roue du sol se traduit alors par un changement de signe de la réaction.

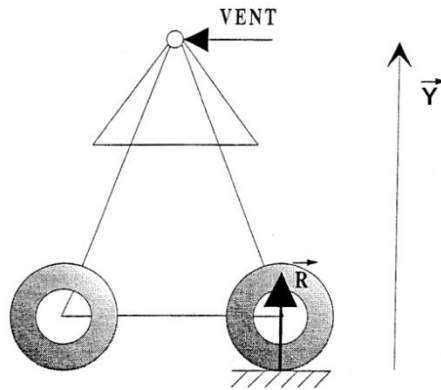


Figure III.4 : Représentation schématique de la réaction du sol sur la roue au vent.

Désignons par \vec{R} la réaction du sol sur la roue au vent. Si l'on adopte un vecteur directeur vertical orienté vers le haut, celle-ci peut s'écrire :

$$\vec{R} = R \cdot \vec{Y} \quad (\text{III.3})$$

En se fixant R initial positif, le critère de non-renversement prend la forme :

$$R \geq 0 \quad (\text{III.4})$$

III.2.3. Présentation des résultats

Ce paragraphe est consacré à représenter la variation des critères ci-dessus dans les différents cas de chargements, les résultats obtenus sont ensuite commentés.

- **Hauteur libre sous travée**

Avant de s'assurer que le critère (éq.III.1) est vérifié, commençons par déterminer le cas de charge le plus défavorable du point de vue de la hauteur libre sous travée, c'est à dire celui pour lequel (Haut) est minimale. On a vu au chapitre précédent que sept chargements (cf. Cas de charges, chapitre II) peuvent s'appliquer sur la structure.

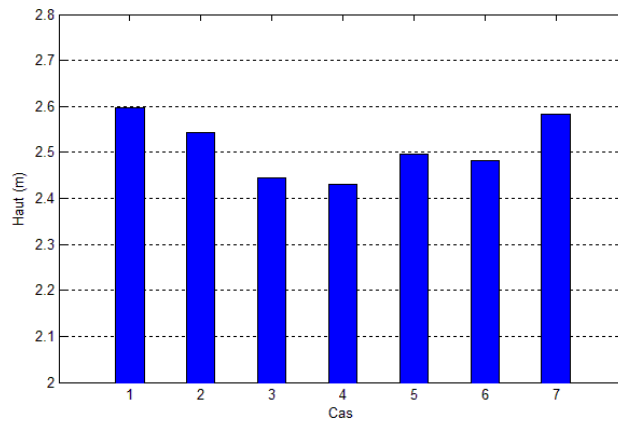


Figure III.5 : La recherche du cas de charge le plus défavorable pour la structure du point de vue de la hauteur libre sous travée.

Les résultats obtenus pour les deux cas de charge retenus permettent de constater que le cas de charge pour lequel la hauteur (Haut) finale est la plus faible est le cas 4 (figure III.5). C'est donc le cas le plus défavorable du point de vue de la hauteur libre sous travée. Pour ce cas de charge, la hauteur libre sous travée finale (2.43m) est supérieure à 2.2 m. Le critère (éq.III.1) est donc respecté.

D'autre part. Nous savons que la hauteur a une relation directe avec le déplacement vertical du point le plus bas de la ligne de tirants située au vent (figure III.6).

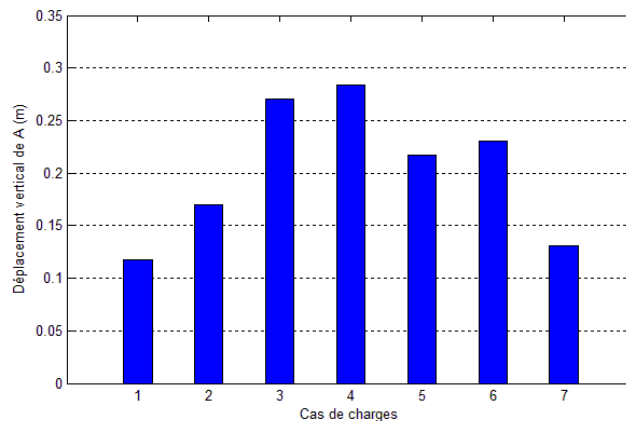


Figure III.6 : Le déplacement vertical pour le point A pour les sept cas de charges.

- **Résistance des sections**

Dans notre analyse, nous allons considérer seulement les contraintes dans les canalisations, pour éviter le changement de la géométrie des tubes, d'une part, et d'autre part pour réduire le temps de calcul. En même temps, nous pouvons rétablir les dimensions d'autres éléments.

Afin de vérifier le critère (éq.III.2), on recherche le cas de charge le plus défavorable pour la structure du point de vue de la résistance des sections des tubes.

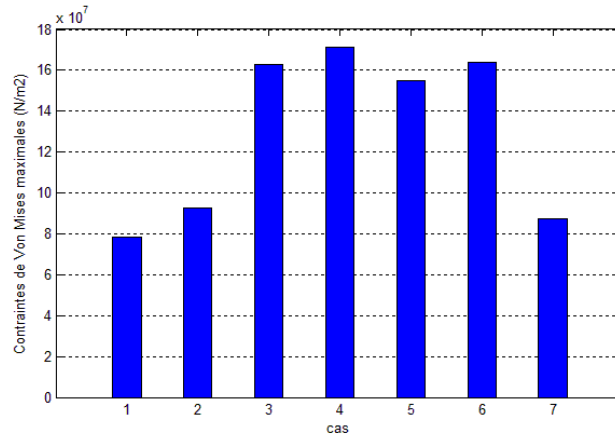


Figure III.7 : Recherche du cas de charge le plus défavorable pour la structure du point de vue de la résistance des sections des tubes.

Le rapport maximal existant dans les tubes entre contrainte de Von Mises et contrainte admissible du matériau (0.856) est obtenu pour le chargement 4 qui constitue donc le cas de charge le plus défavorable pour la structure (du point de vue de la résistance des sections).

- **Critère de renversement**

Dans le cas présent, il est possible de connaître par simple raisonnement l'influence de chacune des actions de base sur la stabilité globale de la structure et d'en déduire le chargement le plus défavorable. L'action qui tend le plus à déstabiliser la structure est celle du vent.

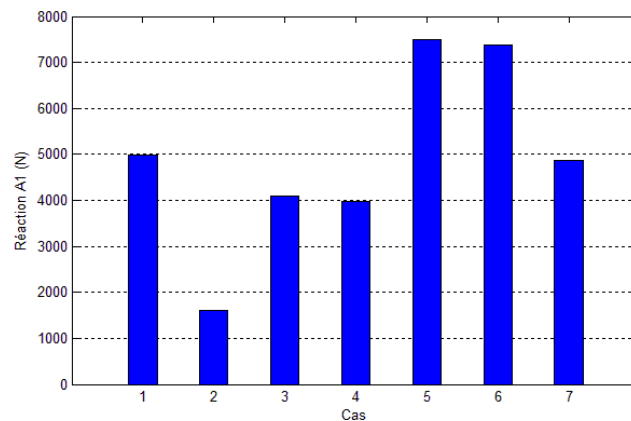


Figure III.8 : Recherche du cas de charge le plus défavorable pour la structure du point de vue de renversement de la structure.

Les résultats obtenus montrent une forte diminution de la stabilité de la structure pour le chargement 2 qui constitue donc le cas de charge le plus défavorable pour la structure (du point de vue de renversement de la structure). La réaction finale (1598.5 N) reste cependant positive, ce qui assure le non-renversement de l'ensemble travée-tour.

III.3. Formalisation du problème

Ce travail porte sur l'application de la Méthode des Plans d'Expériences (MPE) à l'étude et à l'optimisation géométrique de la structure métallique. La modélisation éléments finis est l'outil d'analyse privilégié, fournissant les prototypes virtuels des dispositifs étudiés.

La MPE est un ensemble d'outils et de méthodes algèbro-statistiques visant à établir et analyser les relations existant entre les grandeurs étudiées (réponses) et leurs sources de variations supposées (facteurs)[18].

Cette analyse peut être qualitative : étude de screening (détermination des facteurs influents) ou quantitative: méthodologie des surfaces de réponses (variation des réponses en fonction des facteurs influents). Dans tous les cas, elle a pour but la détermination de modèles mathématiques approchés des réponses exprimées en fonction des facteurs [18, 19]. Ces modélisations sont déduites des valeurs obtenues à l'issue de séries de simulations : les plans d'expériences.

Dans la suite, nous définissons les différentes réponses mécaniques des travées que nous désirons étudier et les facteurs qui influent sur ses réponses.

III.3.1. Facteurs caractérisant la géométrie des travées

On a vu au chapitre précédent que la géométrie des travées étudiées peut être décrite par un certain nombre de variables principales. Nous ne laissons libres dans la suite que les facteurs géométriques susceptibles d'être modifiés lors de l'optimisation de la géométrie.

Ces facteurs (la longueur de travée L et dc) sont au nombre de deux et définissent l'enveloppe géométrique d'une travée de longueur de canalisation fixée. Les autres facteurs géométriques principaux sont fixés aux valeurs de la travée de 51.82 mètres actuelle.

Pour chacun des deux facteurs libres L et dc, on choisit cinq niveaux équidistants afin de pouvoir obtenir une expression analytique approchée suffisamment précise de chaque réponse mécanique étudiée. Le tableau ci-dessous (tableau III.1) rassemble, pour chaque facteur libre: les valeurs extrêmes des modalités, le pas définissant l'incrément entre chaque niveau et la valeur correspondant à la longueur de canalisation de 51.82 mètres actuellement en service.

	Valeur actuelle	Niveaux		
		Valeur extrêmes		Incrément
L (m)	51.50	51.35	51.79	0.11
dc (m)	0.543	0.243	0.843	0.15

Tableau III.1:Modalités des différents facteurs libres.

Les plans d'expériences comportent toutes les combinaisons possibles existant entre les 5 niveaux des deux facteurs libres. Le nombre des simulations à réaliser pour chacune des réponses est donc de 5^2 , soit 25 simulations dans chacun des deux cas de charges les plus défavorable.

III.3.2. Modélisation des réponses mécaniques

On conserve pour cette étude les différentes réponses mécaniques utilisées précédemment comme des critères de vérification pour analyser le comportement de la travée actuelle, soit:

- la hauteur libre sous travée;
- la contrainte de Von Mises maximale pour la canalisation;
- la réaction du sol sur la roue au vent.

Entre chacune des réponses mécaniques étudiées et les facteurs géométriques explicatifs L et dc, il existe une relation usuellement appelée modèle physique. L'idée de base de la régression linéaire de notre modélisation est que l'on peut approcher ce modèle physique par une relation linéaire (vis à vis des coefficients recherchés) désignée sous le nom de modèle polynomial. Cette hypothèse se justifie doublement: d'une part, par les faibles domaines de variation des variables explicatives; et d'autre part, parce que toute relation peut être approchée par un polynôme de degré suffisamment élevé (développement de Taylor)[4, 20].

Notons y une réponse quelconque et v_j les différentes variables explicatives (facteurs, interactions ou encore puissances de facteurs) formées à l'aide des facteurs L et dc. Le modèle polynomial \hat{y} associé à y s'écrit sous la forme :

$$\hat{y} = \sum_j \hat{\alpha}_j v_j \quad (\text{III.5})$$

Notre objectif est donc de déterminer les coefficients $\hat{\alpha}_j$. Pour ceci, nous utilisons l'outil numérique (surface fitting tool) du langage MATLAB [21], et pour monter les surfaces, on sélectionne les vecteurs des valeurs des facteurs géométriques (input) et le vecteur des valeurs de réponse mécanique (output), On adopte, quelle que soit la réponse mécanique considérée, un modèle polynomial. Le degré initial de ce polynôme est donné par l'observation du graphe des effets des facteurs concerné.

- **Détermination des coefficients du modèle polynomial**

Connaissant le degré du modèle polynomial, et donc le nombre et la nature des actions associées, nous pouvons dans un deuxième temps utiliser les résultats des simulations pour déterminer les coefficients associés à ces différentes actions.

Pour une réponse y donnée, notons y_i, \hat{y}_i et v_{ij} respectivement le résultat de simulation, la valeur correspondante que donne le modèle approché et les valeurs prises par les actions lors de simulation i. L'erreur de modélisation ε_i ; associée à la simulation s'écrit :

$$\varepsilon_i = y_i - \hat{y}_i \text{ avec } \hat{y}_i = \sum_{ij} \hat{\alpha}_j v_{ij} \quad (\text{III.6})$$

Les coefficients du modèle polynomial sont déterminés pour minimiser cet écart par l'intermédiaire d'une régression linéaire utilisant le critère d'ajustement des moindres carrés. Ce qui s'écrit finalement pour les 25 simulations sous la forme suivante :

$$\text{Minimiser } \sum_{i=1}^{25} \varepsilon_i^2 \quad (\text{III.7})$$

- **Validation du modèle polynomial**

Cette statistique mesure la réussite de l'ajustement et explique la variation des données. Autrement dit, le R-square est le carré de la corrélation entre les valeurs de réponse et les valeurs de réponse prévue. Il est aussi appelé le carré du coefficient de corrélation multiple et le coefficient de multiple détermination.

R- square est défini comme le ratio de la somme des carrés de la régression (SSR) et la somme totale des carrés (SST)[21]. SSR est défini comme :

$$SSR = \sum_{i=1}^{25} (\hat{y}_i - \bar{y})^2 \quad (\text{III.8})$$

SST est aussi appelée la somme des carrés autour de la moyenne, et est défini comme :

$$SST = \sum_{i=1}^{25} (y_i - \bar{y})^2 \quad (\text{III.9})$$

Compte tenu de ces définitions, le R- square est exprimée en :

$$R\text{-square} = \frac{SSR}{SST} \quad (\text{III.10})$$

R- square peut prendre n'importe quelle valeur entre 0 et 1, avec une valeur proche de 1 indiquant qu'une plus grande proportion de la variance est expliquée par le modèle.

Cette validation est indiquée facilement par l'utilisation de (surface fitting tool)[21], dans la suite, nous présentons les modèles polynomiaux des différentes réponses mécaniques étudiées et la valeur de R- square pour chaque modèle.

III.4. Résultats des simulations

Pour chaque réponse mécanique retenue lors de la formalisation du problème (cf.III.3), 25 simulations définies par le plan d'expériences choisi au paragraphe précédent sont effectuées.

Dans ce paragraphe, on présente d'abord les effets des facteurs géométriques individuellement sur les réponses mécaniques, puis suivie par l'effet combiné des facteurs sur ces derniers, ici, on détermine les modèles polynomiaux des réponses mécaniques étudiées.

III.4.1. Influence des facteurs libres sur les différentes réponses d'une travée

Les résultats obtenus peuvent se représenter sous forme de courbes en deux dimensions où l'un des deux paramètres géométriques est fixé à une de ses cinq modalités.

Pour estimer la signification des variations des réponses mécaniques, nous utilisons un coefficient traduisant la variation maximale de la réponse moyenne. Ce coefficient est calculé en formant le quotient de la différence entre les réponses maximale et minimale sur la réponse maximale. Suivant que la variation maximale se situe en dessous de 10 pour cent ou en dessous de 100 pour cent, l'influence du facteur est jugée respectivement peu significative ou significative.

a. Réaction R du sol sur la roue au vent

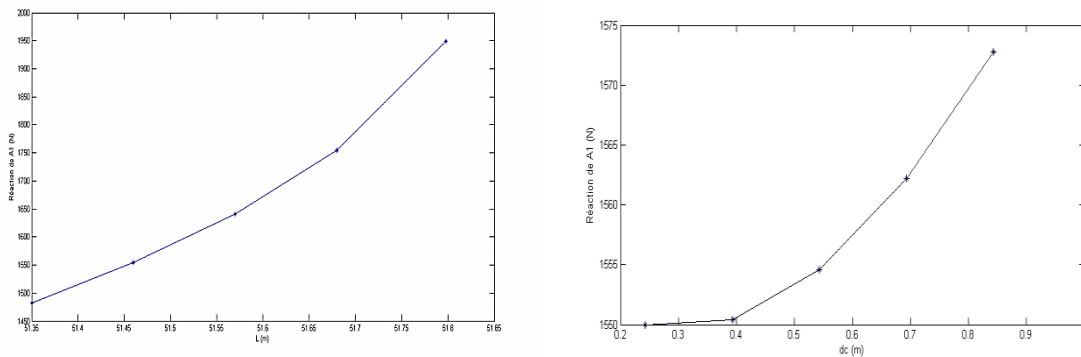


Figure III.9 : Influence des facteurs géométriques L et dc sur la réaction R.

Influence de L : on constate que l'augmentation de L entraîne une augmentation de la réaction R du sol, et donc une augmentation de la stabilité globale de la travée. La variation maximale de la réaction pour L est de (24 %), et donc importante et significative.

Influence de dc : l'augmentation de dc entraîne une augmentation de la stabilité globale de la structure. Cette augmentation est peu significative (1.45%).

b. Hauteur libre sous travée

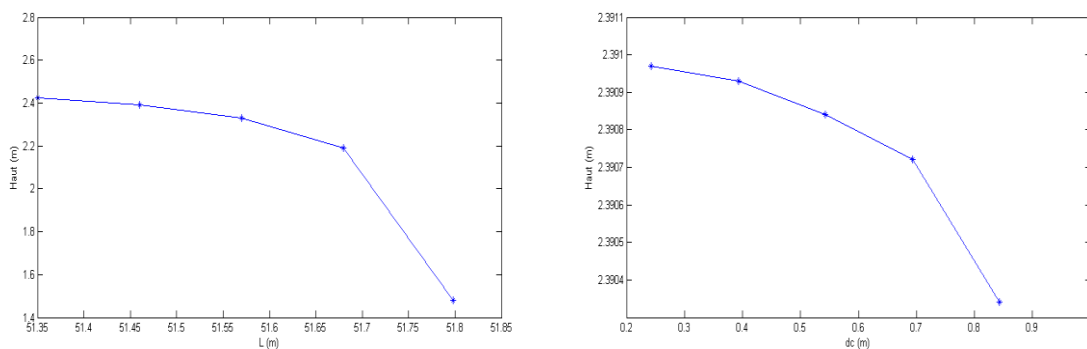


Figure III.10 : Influence des facteurs géométriques L et dc sur la hauteur libre sous travée.

Influence de L : L'augmentation de L entraîne une diminution importante et significative (39%) de la hauteur libre sous travée. La variation n'est pas importante jusqu'à L=51.68m, puis soudainement chute fortement.

Influence de dc : on observe que la variation de la hauteur libre sous travée pour dc est négligeable.

c. Contrainte de Von Mises maximale

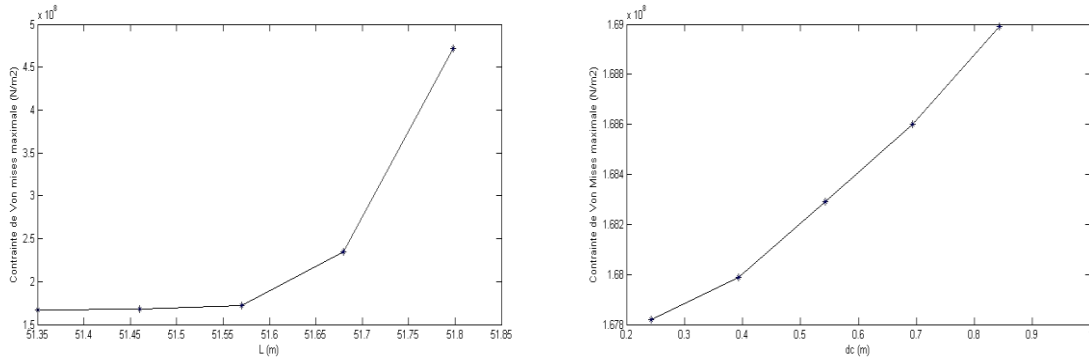


Figure III.11 : Influence des facteurs libres sur la contrainte de Von Mises maximale dans les tubes.

Influence de L : on constate que l'augmentation de L entraîne une augmentation de la contrainte de Von Mises maximale dans le tube, la variation maximale pour L est de (64.55%), et donc importante et significative.

Influence de dc : l'augmentation de dc entraîne une augmentation de la contrainte de Von Mises maximale. Cette augmentation est négligeable.

III.4.2. Modèles polynomiaux des réponses mécaniques

Pour déterminer les polynômes des réponses mécaniques, on utilise l'outil (surface fitting tool) de Matlab, où les coefficients des polynômes correspondent à des facteurs codés. Nous reprenons la démarche de la modélisation après avoir effectué un codage des facteurs ayant pour but de les rendre adimensionnels. Posons a un facteur ayant a_{max} et a_{min} pour modalités extrêmes. Le facteur codé correspondant a_c est donné par la relation suivante :

$$a_c = \frac{2a - (a_{max} + a_{min})}{a_{max} - a_{min}} \tag{III.11}$$

Dans la suite, les facteurs (L et dc) des polynômes des réponses mécaniques sont codés dans l'intervalle [-1,1] par la formule (ég.III.11).

a. Réaction R du sol sur la roue au vent

En s'appuyant sur l'observation des graphes des effets (figure III.12), on approche la réaction du sol R par un polynôme quadratique avec interactions entre les facteurs. Le modèle polynomial de R s'écrit :

$$\begin{aligned}
 R(L, dc) &= (1643) + (140.5)L + (9.96)dc && \text{]} \text{ ordre 1} \\
 &+ (26.65)L^2 + (2.85)L dc + (3.765)dc^2 && \text{]} \text{ ordre 2} \\
 &+ (13.59)L^3 + (0.9005)L^2 dc + (0.3306)L dc^2 && \text{]} \text{ ordre 3} \\
 &+ (4.856)L^4 + (0.3161)L^3 dc + (0.01275)L^2 dc^2 && \text{]} \text{ ordre 4}
 \end{aligned}
 \tag{III.12}$$

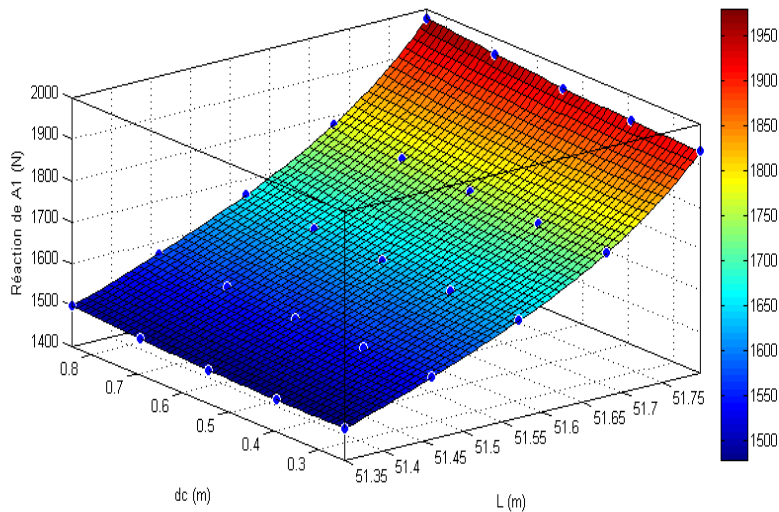


Figure III.12 : Approximation polynomiale des résultats des simulations pour la réaction R.

Le coefficient R-square de ce modèle est de 1. On peut donc le considérer comme une approximation très satisfaisante du modèle physique de R.

D'autre part, les coefficients du polynôme montrent les effets des facteurs libres et des interactions entre eux. Par exemple, le coefficient de facteur L est plus grand à comparer par le coefficient de dc ou l'interaction entre les deux facteurs, ce qui justifie l'influence de L sur la réaction R dans le paragraphe précédent.

b. Hauteur libre sous travée

Pour initialiser le processus de détermination du modèle polynomial associé à la hauteur libre sous travée Haut, on adopte, toujours au vu des graphes des effets présentés au paragraphe précédent, un modèle polynomial quadratique. Celui-ci ne s'avère pas satisfaisant, et un modèle quatrième degré (avec Haut exprimé en m) est finalement retenu :

$$\begin{aligned}
 \text{Haut}(L, dc) = & (2.329) + (-0.09395)L + (-0.0003162)dc \\
 & + (-0.05873)L^2 + (-9.278 \times 10^{-5})L dc \\
 & + (-0.1224)L^3 + (-0.000133)L^2 dc \\
 & + (-0.06746)L^4 + (-0.0001403)L^3 dc
 \end{aligned}
 \tag{III.13}$$

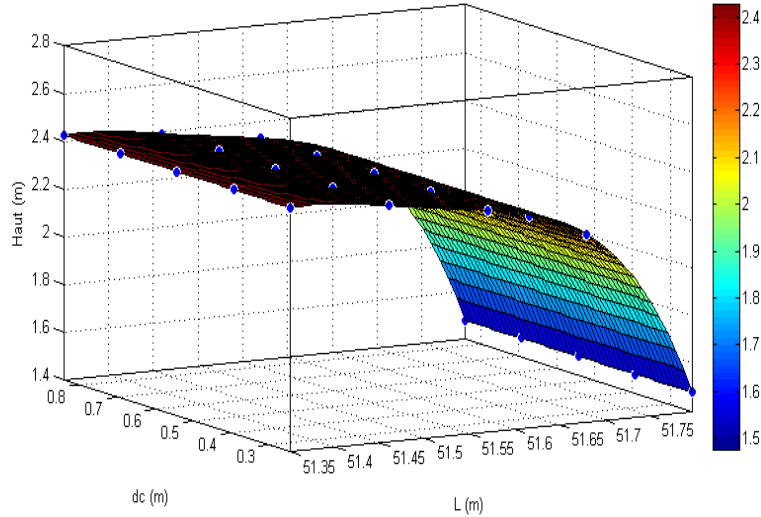


Figure III.13 : Approximation polynomiale des résultats des simulations pour la hauteur libre sous travée.

Le coefficient R-square de ce modèle est de 1. On peut donc le considérer comme une approximation satisfaisante du modèle physique de Haut.

Les signes des coefficients du modèle permettent de retrouver les conclusions de l'analyse du graphe des effets des facteurs, à savoir que l'augmentation de L entraîne une diminution de la hauteur libre sous travée.

c. Contrainte de Von Mises maximale

Pour initialiser le processus de détermination du modèle polynomial associé à la contrainte de Von Mises maximale dans les tubes σ_{VM} , on adopte, toujours au vu des graphes des effets présentés au paragraphe précédent, et on trouve finalement un polynôme de quatrième degré. Le coefficient R-square de ce modèle est de 1. On peut donc le considérer comme une approximation très satisfaisante du modèle physique de la contrainte de Von Mises maximale dans les tubes. Le modèle polynomial de σ_{VM} s'écrit :

$$\begin{aligned}
 \sigma_{VM}(L, dc) = & (1.718 \times 10^8) + (3.271 \times 10^7)L + (-2.449 \times 10^5)dc \\
 & + (6.31 \times 10^7)L^2 + (-2.901 \times 10^6)L dc + (2.551 \times 10^5)dc^2 \\
 & + (3.835 \times 10^7)L^3 + (-1.924 \times 10^6)L^2 dc + (-1.924 \times 10^6)L dc^2 \\
 & + (5.811 \times 10^6)L^4 + (-7.299 \times 10^4)L^3 dc + (-4.195 \times 10^5)L^2 dc^2
 \end{aligned}
 \tag{III.14}$$

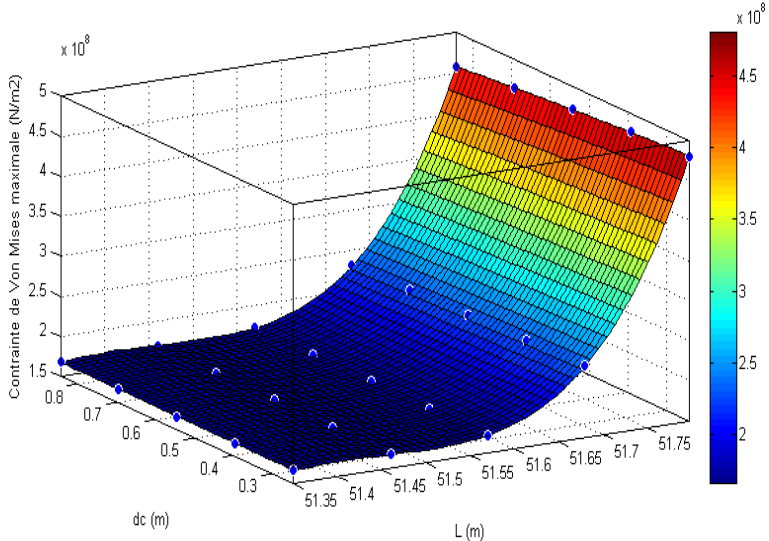


Figure III.14 : Approximation polynomiale des résultats des simulations pour la contrainte de Von Mises maximale dans les tubes.

CHAPITRE IV :

Optimisation de la géométrie d'une travée

IV.1. Introduction

On a vu lors de la présentation des rampes d'irrigation (cf. chapitre I) que la géométrie des travées a considérablement évolué avec le temps. Le développement de ces structures "dérivées" s'est opéré de manière empirique, sans recours à une conception optimisée. Ceci a motivé l'idée d'une optimisation géométrique de la travée actuelle la plus longue, vis-à-vis d'objectifs mécaniques ou économiques.

L'optimisation de structures est habituellement divisée en trois catégories, par ordre croissant de difficulté et de généralité (figure IV.1)[17, 22] :

- L'optimisation dimensionnelle qui consiste à ne retenir, comme variables de conception, que les dimensions transversales des composants structuraux telles que les sections de barres d'un treillis, les épaisseurs de membranes ou de plaques,... etc.
- L'optimisation de forme qui permet de contrôler la géométrie de la structure à topologie fixe. Les variables de conception sont des paramètres décrivant les frontières du domaine.
- L'optimisation topologique, appelée aussi optimisation de forme généralisée, permet de contrôler non seulement la géométrie, mais aussi la topologie de la structure. Elle consiste à déterminer la nature et la connectivité des éléments constitutifs d'une structure pour laquelle les conditions aux limites et le domaine spatial dans lequel elle se situe sont spécifiés.

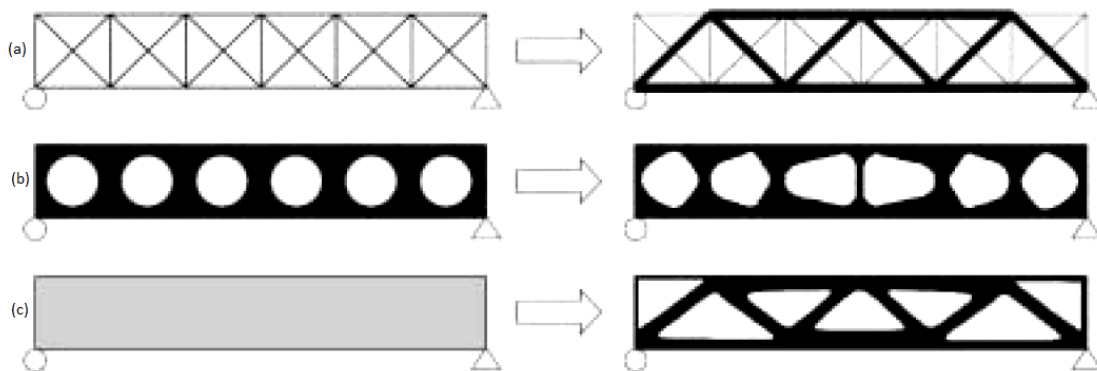


Figure IV.1 : les trois types d'optimisation structurale : (a) dimensionnelle (b) de forme (c) topologique.

L'objectif de ce chapitre est donc de déterminer la configuration géométrique optimale de la travée qui minimise une fonction objective donnée en respectant les contraintes (économiques, mécaniques) imposées par les règlements ou le cahier des charges.

Nous avons développé au chapitre précédent une phase de prédiction où ont été établis des modèles polynomiaux des différentes grandeurs nécessaires à la formalisation du problème d'optimisation. Celui-ci peut donc être ramené dans le présent chapitre à un simple problème de programmation mathématique.

IV.2. La démarche d'une étude d'optimisation mono-objective

Un problème d'optimisation est exprimé comme une fonction-objectif à une ou plusieurs variables, pour être maximisée ou minimisée sous un certain nombre de contraintes indiquées. Les fonctions de contraintes définissent le domaine acceptable des variables pour le processus d'optimisation. De telles contraintes, pouvant être de types égalité ou inégalité, permettent la limitation des domaines sur les variables, dans la recherche de la (ou les) solution(s) optimale(s). Dans les procédures numériques de la résolution des problèmes d'optimisation à plusieurs variables et à plusieurs contraintes, la plupart des algorithmes débutent le procédé de calcul à partir d'un point de départ faisable. En parallèle, un choix d'une direction favorable du chemin de parcourt vers les solutions acceptables doit être déclaré pour améliorer et aider la résolution à s'orienter vers des solutions optimales et acceptables dans les domaines et les limites définies. Ce procédé est répété séquentiellement jusqu'à ce que des points optimums trouvés arrivent, soit au point optimum, soit à son voisinage étroit qui est signalé par l'incapacité de l'algorithme à trouver de meilleurs points de conception en dessous de la tolérance admise.

L'équation suivante exprime la forme mathématique générale d'un problème d'optimisation[23]. Dans cette équation $f(x)$ est l'expression mathématique de la fonction objectif (ou critère d'optimisation ou fonction économique) avec le vecteur $x \in \mathbb{R}^n$ a pour composantes (x_1, x_2, \dots, x_n) qui sont les variables (ou inconnues) du problème.

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Minimiser } f(x) \text{ tel que : } x \in S \subset \mathbb{R}^n \\ \text{Sous les fonctions contraintes:} \\ \qquad g_j(x) \leq 0 \text{ pour } : j = 1, \dots, m. \\ \qquad h_i(x) = 0 \text{ pour } : i = 1, \dots, l. \\ \qquad x_p \min \leq x_p \leq x_p \max \quad \text{pour } : p = 1, \dots, n. \end{array} \right.$$

Nous supposons ici que l'ensemble des contraintes $g_j(x)$ sont de type inégalités et l'ensemble des contraintes $h_i(x)$ sont de type égalité, puisqu'une contrainte égalité est équivalente à deux contraintes inégalités, à savoir $h_i(x) \leq 0$ et $-h_i(x) \leq 0$.

Dans les études d'optimisation, deux catégories de problèmes existent: linéaires ou non linéaires. Dans chacune de ces deux catégories, les variables peuvent être continues, mixtes, entières ou discrète. Uniquement pour les cas non linéaires, la formulation du problème peut être sans ou avec contrainte. La résolution d'un problème linéaire est simple, elle peut être réalisée en utilisant des méthodes non différentielles: méthode de simplexe, méthode du point intérieure, méthode de pénalité ou de multiplicateur et méthode duale.

IV.2.1. Optimisation des systèmes linéaires sans contrainte

Il est fréquent que l'on puisse parfois proposer un modèle mathématique exacte d'un phénomène physique et que les données expérimentales se révèlent insuffisantes rendant la détermination des variables impossible par les méthodes classiques. De ce fait nous avons souvent recours à des méthodes d'approximation de données numériques par des fonctions analytiques dans le cas de systèmes linéaires.

Nous recherchons la résolution du système pour la détermination de la matrice A d'un système du type : $A \cdot X = B$. Nous rechercherons des solutions approchées pour des systèmes impossibles en résolvant un problème d'approximation des moindres carrés.

IV.2.2. Optimisation des systèmes linéaires avec contraintes

Lorsque nous avons un système linéaire avec contraintes à optimiser bien souvent, et de manière quasi immédiate, nous recourons à la méthode du simplexe. Cette méthode a vu le jour durant la seconde guerre mondiale par Georges Dantzig au sein de l'U.S. Air Force, mais pour des raisons évidentes, il ne publia ses travaux qu'en 1947[23]. Le point d'origine du simplexe est la méthode de Gauss, où Dantzig y applique une stratégie de pivot assez particulière.

IV.2.3. Optimisation des systèmes non linéaires

La grande difficulté d'un problème de conception provient du fait qu'il s'agit d'un problème d'optimisation non linéaire et implicite dans les variables de conception. Les méthodes d'approximation les plus populaires pour résoudre les problèmes non linéaires étant la méthode de gradient, méthode de pénalité intérieure et méthode de Newton-Raphson...etc.

IV.3. Formalisation du problème d'optimisation

IV.3.1. Fonction objectif

Au début de cette étude, deux fonctions objectives avaient été envisagées: la contrainte maximale de Von Mises dans le tube, et le poids propre de la travée.

On a vu (cf. chapitre I) que le facteur principal de vieillissement des travées est la corrosion qui affecte le tube où circule l'eau destinée à l'irrigation. La conséquence directe de cette corrosion est une diminution de l'épaisseur du tube qui conduit à plus ou moins long terme à la ruine de la structure. La minimisation de la contrainte de Von Mises maximale dans le tube est donc a priori particulièrement intéressante puisqu'elle permettrait une augmentation de la durée de vie de l'appareil concerné. L'analyse des résultats donnés par les simulations effectuées au chapitre précédent et concernant cette réponse montre cependant que cette fonction est en fait peu pertinente. Dans le domaine de variation des paramètres géométriques retenus, on constate en

effet que le minimum de la contrainte maximale est très peu différent de la valeur associée à la travée actuelle.

La deuxième fonction objectif envisagée, le poids propre de la travée (pp), il est classique en optimisation et vise à diminuer le coût de la travée en minimisant la quantité de matière qui la constitue, ici, il y a beaucoup des travaux qui prennent la minimisation du poids propre de la structure comme une fonction objectif [22, 24, 25] . Pour obtenir une expression explicite de cette réponse en fonction des paramètres définissant l'enveloppe géométrique de la travée, on a repris la démarche suivie au chapitre précédent. Le modèle polynomial de (pp) s'écrit :

$$\begin{aligned}
 pp(L, dc) = & (1491) + (-22.93)L + (5.962)dc \\
 & + (-2.509)L^2 + (1.354)L dc + (1.426)dc^2 \\
 & + (-0.8799)L^3 + (0.4633)L^2 dc + (0.1493)L dc^2 \\
 & + (-0.3281)L^4 + (0.07016)L^3 dc + (0.06443)L^2 dc^2
 \end{aligned}
 \tag{IV.1}$$

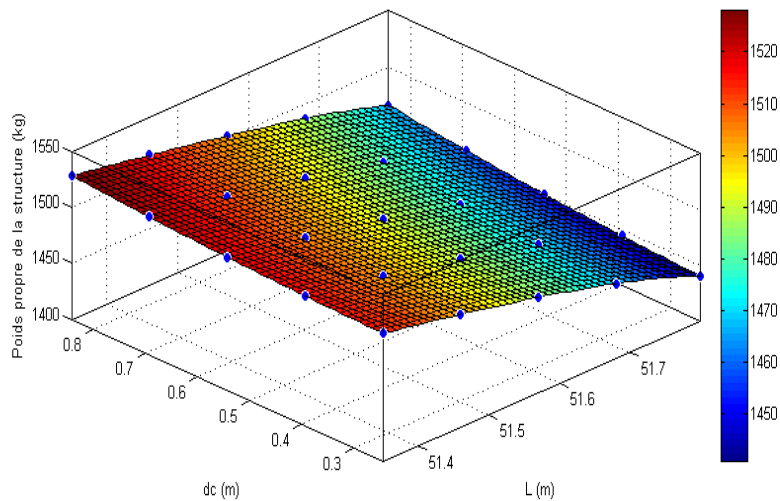


Figure IV.2 : Approximation polynomiale du poids propre de la structure.

Le coefficient R-square de ce modèle est de 1. On peut le considérer comme une approximation très satisfaisante du modèle physique de (pp).

IV.3.2. Variables d'optimisation

Pour minimiser le poids propre de la travée, nous jouerons sur sa géométrie et plus particulièrement sur les deux paramètres géométriques L et dc qui définissent son enveloppe et en fonction des quels nous connaissons les expressions analytiques de toutes les réponses mécaniques de la travée.

IV.3.3. Contraintes d'optimisation

a. Contraintes économiques

On considère que les contraintes économiques du point de vue de l'entreprise de production, est de ne pas modifier les dimensions des tubes d'une part, et de garder le même nombre d'éléments similaires, afin de réduire la durée de fabrication, d'autre part.

b. Contraintes mécaniques

On a vu (cf. chapitre III) que pour être satisfaisante mécaniquement, une travée doit respecter un certain nombre de critères. On en déduit aisément les différentes contraintes mécaniques du problème d'optimisation.

Pour satisfaire l'état Limite de Service, la hauteur libre sous travée Haut doit rester supérieure à la taille maximale des cultures concernées, soit H_{\min} . Ce critère nous permet d'écrire la première contrainte du problème d'optimisation :

$$g_1(x) = Haut - H_{\min} \quad (IV.2)$$

Aussi, pour les canalisations, la contrainte de Von Mises maximale (déterminée au chapitre précédent) doit être inférieure à la contrainte admissible du matériau concerné. Les contraintes d'optimisation associées à la résistance des sections peuvent s'écrire :

$$g_2(x) = \sigma_e - \sigma_{VM} \quad (IV.3)$$

Pour que la travée reste stable, la réaction du sol sur la roue au vent (R) doit rester positive. Les résultats des simulations (cf. Chapitre III) montrent que la réaction est positive dans tous les modèles considérés, donc, nous ne pouvons pas la considérer comme une contrainte du problème d'optimisation.

c. Contraintes sur les variables d'optimisation

Les relations explicites des différentes réponses mécaniques d'une travée, modélisées au chapitre précédent ne sont utilisables que pour des variables géométriques comprises entre deux valeurs extrêmes indiqué dans le tableau (III.1). Les contraintes du problème d'optimisation portant sur ses variables propres s'écrivent:

$$51.35 \leq L \leq 51.79 \quad (IV.4)$$

$$0.243 \leq dc \leq 0.843 \quad (IV.5)$$

IV.3.4. Expressions des problèmes d'optimisation

La formalisation du problème d'optimisation montre que la fonction objectif est non linéaire; et les contraintes mécanique également non-linéaires. Nous avons maintenant formulé deux problèmes d'optimisation non-linéaires mono-objective pour la contribution à l'adaptation et au perfectionnement d'un système de pivot d'irrigation.

En utilisant les relations précédentes, le problème d'optimisation avec contraintes non linéaires visant un poids de la matière minimale peut être formulé comme suit :

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Minimiser } pp = pp(L, dc) \\ \text{Avec les contraintes : } H_{min} - Haut(L, dc) \leq 0 \\ \sigma_{VM}(L, dc) - \sigma_e \leq 0 \\ 51.35 \leq L \leq 51.79 \\ 0.243 \leq dc \leq 0.843 \end{array} \right. \quad (IV.6)$$

Aussi, Le problème d'optimisation qui recherche une contrainte de Von mises minimal peut être écrit comme suit :

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Minimiser } \sigma_{VM} = \sigma_{VM}(L, dc) \\ \text{Avec les contraintes : } H_{min} - Haut(L, dc) \leq 0 \\ 51.35 \leq L \leq 51.79 \\ 0.243 \leq dc \leq 0.843 \end{array} \right. \quad (IV.7)$$

IV.4. Méthode de résolution

Il existe différentes façons de résoudre un problème d'optimisation avec contraintes. Pour résoudre les deux problèmes précédents, on utilise la fonction « *fmincon* » de MATLAB [26] qui permet la résolution des problèmes d'optimisation non linéaires avec contraintes en utilisant la méthode des gradients. Cette fonction utilise la méthode de programmation quadratique séquentielle (SQP) pour objectif d'optimisation. La programmation quadratique séquentielle (SQP) représente les méthodes de l'état de l'art de la programmation non linéaire. Comme son nom l'indique, les méthodes séquentielles de programmation quadratique sont des méthodes itératives qui résolvent à chaque itération un problème de programmation quadratique. La formulation des méthodes séquentielles de programmation quadratique est basée sur la méthode

de Newton et les équations de Karush-Kuhn-Tucker (KKT). Les équations KKT sont des algorithmes qui servent à calculer les multiplicateurs de Lagrange directement. La méthode de quasi-Newton sous contraintes garantit la convergence super-linéaire par l'accumulation des informations du second ordre concernant les équations KKT utilisant une procédure d'actualisation quasi-Newtonienne.

D'autre part, cette fonction donne après l'exécution des valeurs optimales des variables, la valeur de la fonction-objectif et le nombre des itérations calculées. L'utilisation de la fonction «*fmincon*» exige la déclaration de la fonction-objectif et les contraintes représentant le problème. Ainsi, il faut déclarer l'expression des gradients pour chaque fonction que ce soit fonction-objectif ou contraintes.

IV.5. Présentation des résultats

La mise en œuvre, à travers un programme en Matlab, des algorithmes présentés au paragraphe précédent permet de déterminer un vecteur de la solution des deux problèmes d'optimisation. On choisit comme vecteur d'initialisation un vecteur dont les composantes sont très proches de celles de la travée actuellement existante et donc située à l'intérieur du domaine admissible.

IV.5.1. Optimum et comparaison avec la travée actuelle

Les paramètres géométriques L et dc donnant la configuration géométrique optimale de minimisation du poids propre de la structure sont présentés dans le tableau suivant :

	Fonction objectif pp(kg)	Paramètres géométriques	
		L (m)	dc (m)
Actuel	1501	51.50	0.543
Optimum	1476	51.63	0.243

Tableau IV.1: Valeurs initiales et optimisées de la fonction objectif du poids propre et des paramètres géométriques.

Les résultats obtenus montrent que l'optimisation a réduit le poids du système par 25 kg, qui se traduit par une diminution de la longueur des cornières obliques et des tubes de compressions.

Pour illustrer l'intérêt de ces résultats, nous supposons comme exemple un système de pivot d'irrigation composé de dix travées, donc on obtient :

Le poids propres total du système actuel – le poids propres total du système optimal = 250kg.

La longueur du système actuel - la longueur du système optimal = -1.3m.

La surface irriguée du système optimal - la surface irriguée du système actuel = 4210m².

D'autre part, la configuration géométrique optimale pour le deuxième problème (minimisation des contraintes de Von mises maximale) est :

	Fonction objectif σ_{VM} (N/m ²)	Paramètres géométriques	
		L (m)	dc (m)
Actuel	1.6897×10^8	51.50	0.543
Optimum	1.6668×10^8	51.35	0.243

Tableau IV.2: Valeurs initiales et optimisées de la fonction objectif des contraintes de Von Mises maximale et des paramètres géométriques.

On constate en effet que le minimum de la contrainte de Von Mises maximale est très peu différent de la valeur associée à la travée actuelle.

IV.5.2. Validation

Nous avons déterminé la configuration optimum de l'enveloppe géométrique de la travée étudiée grâce à des expressions analytiques approchées du poids propre de la structure et de ses différentes réponses mécaniques. Pour valider ce résultat, nous avons donc "construit" la structure correspondante. Une analyse de son comportement mécanique effectuée grâce au code de calcul a permis de vérifier que cette travée optimum appartient bien au domaine des solutions admissibles (c'est à dire respecte toutes les contraintes mécaniques imposées).

Pour la validation des résultats du problème de minimisation du poids propre de la structure, on rassemble dans le tableau IV.3 une comparaison entre les valeurs des contraintes d'optimisations obtenues par les expressions approchées du MATLAB, et les valeurs obtenues par le code de calcul ANSYS.

	Variables d'optimisation		Fonction obj	Contraintes d'optimisation	
	L (m)	dc (m)	pp (kg)	Haut (m)	σ_{VM} (N/m ²)
MATLAB	51.63	0.243	1476	2.28	1.96×10^8
ANSYS	51.63	0.243	1476.2	2.2704	2.0085×10^8

Tableau IV.3: Valeurs obtenues par les expressions approchées du MATLAB et des valeurs obtenues par le code de calcul ANSYS.

On observe que les résultats de MATLAB et d'ANSYS sont très proches. Pour les contraintes d'optimisation, la hauteur libre sous travée est supérieure à 2.2 m, la contrainte de Von Mises maximale est égale à ($2.0085 \times 10^8 \sim 2 \times 10^8$), donc égale à la contrainte admissible. Enfin, on peut dire que les contraintes du problème d'optimisation sont vérifiées, et les valeurs optimales sont validées.

Aussi, on peut éviter l'égalité de la contrainte de Von Mises maximale avec la contrainte admissible en prenant ($L = 51.62$ m), où le poids propre de la structure est égal à 1477.8 kg, la hauteur libre sous travée vaut 2.2825 m et la contrainte de Von Mises maximale dans le tube est égale à 1.95×10^8 N/m².

IV.5.3. Conclusion

Les résultats obtenus montrent la possibilité de la modification de la configuration géométrique d'une part, et d'autre part l'intérêt du choix des variables géométriques du problème d'optimisation.

Pour le premier problème d'optimisation, les résultats de minimisation du poids propre de la structure sont très importants en termes économiques (réduire le coût de la production).

Pour le deuxième problème, les résultats de minimisation de la contrainte de Von Mises maximale montrent que la qualité de la structure actuelle est optimale pour les variables géométriques considérées.

CONCLUSION GENERALE

Conclusion générale

Le présent travail traite le problème d'optimisation géométrique du système d'irrigation par pivot. Ces systèmes sont actuellement produits par une entreprise nationale. Ces systèmes sont des outils très performants dans l'irrigation de vastes surfaces cultivées et offrent une automatisation de l'opération et de grandes économies dans les ressources hydriques.

Essentiellement le travail accompli peut être énuméré par les points suivants :

1/ l'établissement d'un modèle géométrique de la travée par le choix de variables géométrique définissant le système. Le modèle ou la fonction trouvée permet en effet de générer tous les points nodaux du pivot dans un format pouvant être exploité par la suite par d'autres codes de calcul. Son champ d'application ne se limite pas à la travée étudiée, mais concerne toutes les travées respectant les conditions d'établissement du modèle.

2/ l'utilisation de la méthode des plans d'expériences comme outil et méthode algèbro-statistique visant à établir et analyser les relations existant entre les grandeurs étudiées (ou les réponses du système) et leurs sources de variations supposées (ou les variables du système). Cette démarche a permis la détermination de modèles mathématiques approchés des réponses exprimées en fonction des facteurs ou des variables. Ces modélisations sont déduites des valeurs obtenues à l'issue de séries de simulations sur le système étudié. Ainsi il est établi des relations approchées très précises permettant une bonne prédiction des différentes réponses mécaniques dans le domaine de validité de ces relations. Par la même occasion ceci permet de juger, avant la phase d'optimisation, de la pertinence de fonctions objectives choisies a priori.

3/ la formulation du problème d'optimisation, par l'établissement d'une fonction objectif et le choix de contraintes à imposées. Viens ensuite la résolution du problème et la présentation des résultats de l'optimisation. Les deux étapes précédentes (la modélisation géométrique du système et la méthode des plans d'expérience) présentent les piliers décisif et indispensable dans cette démarche.

En termes de résultats obtenues on peut dire :

L'étude effectuée a permis d'obtenir plusieurs informations sur le comportement du système en faisant varier plusieurs facteurs, mais aussi elle a permis l'utilisation de plusieurs outils de calcul et de résolutions pouvant être appliqués pour des études futures.

L'analyse du comportement mécanique de la travée actuelle a permis de vérifier que celle-ci respecte le degré de sécurité imposé par le règlement de construction métallique.

Les résultats obtenus montrent la possibilité de la modification de la configuration géométrique, et l'importance d'un choix judicieux des variables géométriques considérés pour le problème de minimisation du poids propre de la structure.

Pour la contrainte de Von Mises maximale, il est vérifié que la qualité de la structure actuelle est optimale pour les variables géométriques considérées.

Enfin, on a déterminé la configuration optimale, vis-à-vis du poids propre de la structure et donc du coût lié à la quantité de matière pouvant être réduite.

Références

- [1] C. Mathieu, P. Audoye, and J.-C. Chossat, *Bases techniques de l'irrigation par aspersion*, Lavoisier ed., 2007.
- [2] <http://www.southern-colorado-guide.com>.
- [3] A. Phocaidès, *Manuel Des Techniques D'irrigation Sous Pression*, FAO ed., 2008.
- [4] E. Peyvieux, "Analyse du comportement mécanique & optimisation de forme d'une travée de pivot d'irrigation," thèse de doctorat, Université Bordeaux I, 1997.
- [5] www.alibaba.com.
- [6] ANABIB, "Plans de production," ANABIB Entreprise nationale de tubes et transformation de produits plats, 1987.
- [7] <http://www.centerpivot.org>.
- [8] S. Moaveni, *Finite element analysis : theory and application with ANSYS*. Upper Saddle River, N.J.: Prentice Hall, 1999.
- [9] T. A. Stolarski, Y. Nakasone, and S. Yochimoto, *Engineering Analysis with ANSYS Software*, Elsevier Butterworth-Heinemann ed., 2006.
- [10] Eurocode3, "Calcul des structures en acier et document d'application nationale Partie 1-4 : Règles générales — Règles supplémentaires pour les aciers inoxydables," ed: AFNOR, 2000.
- [11] J. MOREL, *Calcul des structures métallique selon l'EUROCODE 3*, EYROLLES ed., 2005.
- [12] S. Ahmad, B. M. Irons, and O. C. Zienkiewicz, *Theory Reference for the Mechanical APDL and Mechanical Applications*, SAS IP ed., 2009.
- [13] CNERIB, "Règlement Neige et Vent 1999," ed: Le Centre National d'Etudes et de Recherches Intégrées du Bâtiment, 2000.
- [14] P. R. Smith and T. J. Van Laan, *Piping and pipe support systems : design and engineering*. New York: McGraw-Hill, 1987.
- [15] F. ROBERT, "Contribution à l'analyse non linéaire géométrique et matérielle des ossatures spatiales en génie civil," thèse de doctorat, l'institut national des sciences appliquées de LYON, 1999.
- [16] Eurocode3, "Calcul des structures en acier Partie 4-3 : Silos, réservoirs et canalisations — Canalisations," ed: AFNOR, 2002.
- [17] G. Allaire, *Conception optimale de structures*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg ed., 2007.

- [18] V. Stéphane, "Stratégies d'optimisation par la technique des plans d'expériences et application aux dispositifs électrotechniques modélisés par éléments finis," thèse de doctorat, Université des sciences et technologies de Lille, 2002.
- [19] M. Pillet, "Construire facilement des plans de résolution IV à partir des tables de Taguchi," *Revue de statistique appliquée*, vol. 46, pp. 85-100, 1998.
- [20] E. H. Smith and all, *Mechanical Engineer's Reference Book*, 2000.
- [21] MathWorks, *Curve Fitting Toolbox User's Guide*, The MathWorks ed., 2011.
- [22] B. SID, "Optimisation topologique de structures par algorithmes génétiques," thèse de doctorat, Université de Technologie de Belfort-Montbéliard, 2006.
- [23] S. S. Rao, *Engineering Optimization: Theory and Practice*, John Wiley & Sons ed., 2009.
- [24] M. SAGA and all, "Mass minimizing of the shell structures using discrete optimizing algorithm," *Mechanical Engineering*, vol. 8, pp. 93-102, 2006.
- [25] D. Sesok and R. Belevicius, "Global optimization of trusses with a modified genetic algorithm," *Journal of civil engineering and management*, vol. 14(3), pp. 147–154, 2008.
- [26] Mathworks, *Optimization Toolbox User's Guide*, The Mathwors ed., 2000.

Résumé

Dans ce travail, nous proposons une démarche originale d'optimisation géométrique basée sur l'utilisation de la méthode des plans d'expériences. Elle est appliquée à une structure métallique utilisée dans le domaine de l'irrigation automatique : une travée de rampe pivotante.

Une analyse préliminaire à l'optimisation est consacrée à la modélisation géométrique d'une travée existante. Par l'intermédiaire d'un code de calcul par Eléments Finis, on s'intéresse successivement aux déformations, à la résistance des sections, à la stabilité globale de la structure. Dans la seconde partie, la paramétrisation de la géométrie de la structure et le choix d'un plan d'expériences permettent de définir un certain nombre de travées de géométries différentes. Les résultats des simulations de comportement sont utilisés pour déterminer des modèles explicites de la fonction objective et des différentes restrictions mécaniques du problème d'optimisation géométrique, en fonction de certains de ses paramètres géométriques. On dispose donc finalement d'un problème explicite approché non linéaire du problème d'optimisation de forme. Celui-ci on utilise la fonction « *fmincon* » de MATLAB qui est basé à résoudre des problèmes sur la méthode de programmation quadratique séquentielle (SQP).

Mots clefs : pivot d'irrigation, Eléments finis, plan d'expériences, optimisation géométrique.

Abstract

In this study, we propose an original approach of geometric optimization using the method of design of experiments. It is applied to a metal structure used in the field of automatic irrigation: a pivoting ramp span.

First the geometric optimization is performed; a pivot study is devoted to the design of an initial span with a fixed shape. Deflections, stresses and global stability are analyzed with a Finite-element code. The parameterization of structure geometry and the choice of an experimental design allow spans of various geometries to be defined. Results of behavior simulations are used to calculate coefficients of explicit models of the objective function and the mechanical constraints of the shape optimization problem, as functions of geometry variables. An explicit non-linear approximated problem of the shape optimization problem then results. It uses the function "*fmincon*" of MATLAB, which is based problem solving on the method of sequential quadratic programming (SQP).

Keywords: pivot irrigation, finite elements, design of experiments, geometric optimization.

ملخص

في هذا البحث، نقترح منهجاً من أجل المثالية الهندسية يعتمد على أسلوب التصميم التجريبي من أجل إعادة تأهيل و تحسين مرشحات السقي المحوري المستعملة في مجال السقي الآلي للمساحات الزراعية الكبيرة.

التحليل الأولي في المثالية الهندسية مكرس في هندسة الجهاز الحالي، من خلال استعمال العناصر المنتهية الذي يفيدنا بقيم التشوهات و مقاومة المقاطع والاستقرار العام للنظام. في الجزء الثاني، نختار متغيرات هندسية للتصاميم التجريبية، وتستخدم نتائج محاكاة سلوكهم لتحديد نماذج واضحة لدالة الهدف والإجبارات الميكانيكية المفروضة لمشكلة المثالية الهندسية بدلالة المتغيرات الهندسية، في نهاية المطاف تكون لدينا مسألة واضحة غير خطية لمشكلة المثالية الهندسية، هنا نستعمل الوظيفة « *fmincon* » لبرنامج ماتلاب التي تعتمد في حلها لمسائل المثالية على طريقة البرمجة التريبيعية المتسلسل (SQP).

كلمات مفتاحية: مرشحات السقي المحوري، العناصر المنتهية، التصميم التجريبي، المثالية الهندسية.