

M0028/96A

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur

et de la Recherche Scientifique

المركز الوطني للمكتبة
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département de Génie-Mécanique

THESE DE MAGISTER

U I N I V E R S I T E

OPTIMISATION ET CONCEPTION ASSISTEE
DU MECANISME UTILISE DANS LES SUPPORTS
DE TOIT DES MINES

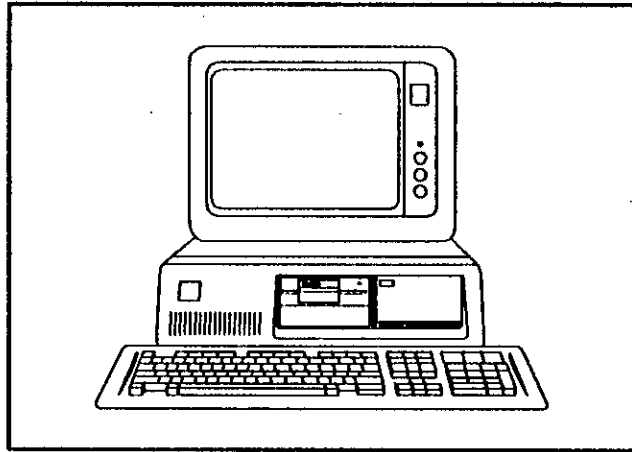
Présentée par : A.NECHE

Devant le jury :

Mr Z.HADDAD	maitre de conférence, ENP	President
Mr S.RECHAK	Professeur, ENP	Rapporteur
Mr N.LOUAM	maitre de conférence, ENP	Examineur
Mr M.BOUAZIZ	docteur d'état, ENP	Examineur

Juillet 1996

المفسسة الوطنية المتعمدة التقنيان
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique



نتناول في هذا البحث موضوع التصميم عن طريق الاعلام الآلي و الحلول المثلى لآلية روافع سقف المناجم .

في إطار التوصل الى حل هذه المسألة اللاخطية مع المعوقات ، لقد استعملت طريقة البحث المباشر لياول مع استخدام الدالة المعاقبة لشوت.

ان هذه الطريقة الجديدة في التصميم قد اثبتت نجاعتها في التوصل الى حلول مثلى

لهذه الآلية .

Résumé

On examine dans ce travail la conception assistée par ordinateur et l'optimisation de la conception du mécanisme utilisé dans les supports de toit des mines.

Le problème formulé lors de cette étude est un problème d'optimisation non linéaire avec contraintes . Pour sa résolution, nous avons utilisé la méthode de recherche directe de POWELL en introduisant le concept de fonction pénalisante de SCHUDT.

L'utilisation de cette nouvelle technologie de conception a effectivement permis d'aboutir à de meilleures conceptions du mécanisme.

Abstract

We will examine in this study the New Technology of Computer-aided design and optimisation of designing the mechanism used in powered mining roof supports.

We used Powell's search method with Schudt's penalty function to solve this non linear constrained problem of optimisation .

This new Technology of design has involved best solutions and it has improved the design of the mechanism.



DEDICACES

Je dédie ce modeste travail à :

- mes parents*
- mes chers frères et soeurs*
- ceux que j'aime*

Remerciements



Je tiens à exprimer ma gratitude et mes vifs remerciements envers mon promoteur prof. S.RECHAK pour son aide à l'élaboration de ce travail.

Je tiens à remercier mes deux co-promoteurs : Dr G.T. ROONEY et Dr S.DOUGLAS pour leurs précieux conseils.

Je tiens aussi à remercier tous les membres du jury d'avoir accepter d'examiner ce travail .

Enfin, j'exprime mes remerciements envers tous ceux qui ont collaboré de près ou de loin à ce projet.

A.NECHE

TABLE DES MATIERES

Chapitre 1	: INTRODUCTION ET RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE	1
Chapitre 2	: PRESENTATION DES SUPPORTS DE TOIT DES MINES	7
	2.1 Introduction	8
	2.2 Description des supports	8
	2.3 Opération d'étayage	14
Chapitre 3	: METHODE DE CONCEPTION DU MECANISME ET OPTIMISATION	17
	3.1 Introduction	18
	3.2 Processus de conception	19
	3.3 Méthode de conception du mécanisme utilisé dans les supports de toit des mines	20
	3.4 Conception assistée et optimisation	29
Chapitre 4	: ANALYSE DES POSITIONS ET DES FORCES DANS LE MECANISME DES SUPPORTS DE TOIT DES MINES	30
	4.1 Introduction	31
	4.2 Analyse des positions	34
	4.3 Analyse des forces	39
Chapitre 5	: OPTIMISATION DE LA CONCEPTION DU MECANISME DES SUPPORTS DE TOIT DES MINES	52
	5.1 Introduction	53
	5.2 Vues d'ensemble	53
	5.3 Définition du vecteur variables de décision	55
	5.4 Définition de la fonction objective	56
	5.5 Définition des contraintes d'inégalité	59
	5.6 Définition des contraintes d'égalité	62

Chapitre 6 : TECHNIQUE D'OPTIMISATION	63
6.1 Introduction	64
6.2 Méthode de POWELL	65
6.3 Concept de fonctions pénalisantes	81
Chapitre 7 : UTILISATION DU PROGRAMME	89
7.1 Introduction	90
7.2 Exemples d'uitlisation	95
7.3 Interprétation des résultats et commentaires	145
Chapitre 8 : CONCLUSION	148
BIBLIOGRAPHIE	151

CHAPITRE 1

INTRODUCTION ET RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE

Durant les années 1960, les industries d'automobiles et aérospatiales ont introduit les ordinateurs dans la phase de conception . Ainsi, le premier système " SKETCHPAD SYSTEM " [1] développé par " IVAN SUTHERLAND " avait produit un changement radical dans le processus de conception.

En 1970, " APPLICON CORPORATION " [2] a mis en disponibilité le premier système de conception assistée par ordinateur (C.A.O); ensuite d'autres compagnies comme " COMPUTER VISION " [3] et " CALMA " [4] l'ont suivi. Toutefois, le prix exorbitant de ces systèmes a limité leurs utilisations dans la plupart des compagnies industrielles.

Recemment, avec le developpement rapide de la technologie des microprocesseurs et des mini-ordinateurs, le prix de ces outils a donc été réduit ce qui a rendu la présence des ordinateurs dans les milieux industriels une indispensabilité dans le quotidien de l'ingénieur. Dans le futur proche, on s'attend à ce que le contrôle assisté par ordinateur de l'environnement industriel devienne une réalité.

Actuellement, l'un des plus grands défis dans le domaine d'application des ordinateurs en engineering est le développement de méthodologies et d'approches systématiques pratiques dans la phase de conception afin de stimuler la génération de nouvelles conceptions ou bien de conceptions radicalement différentes des conceptions existantes [5],[6],[7],[8].

Le progrès était lent dans le développement de l'engineering assistée par ordinateur jusqu'à 1980 où la qualité des outils a

été révolutionnée [5].

Selon une étude par " BRITISH AEROSPACE CORP " [9] en 1981, la phase de conception est responsable sur 85% du prix du produit. Cette phase contrôle le développement du système en entier et tout effort pour assurer le meilleur concept est sélectionné comme étant la réduction du prix du produit en satisfaisant la nécessité.

Le processus de conception est initié comme un résultat de l'identification d'une nécessité. La conception est naturellement itérative utilisant l'analyse, la synthèse et l'évaluation . L'analyse de la nécessité ,les exigences de la conception et les contraintes imposées comme pratiquées dans le passé sont en général subjectives et dépendent considérablement de l'expérience professionnelle du concepteur [9].

Le développement d'un logiciel pour générer une conception doit incorporer une stratégie adéquate afin de poursuivre les objectifs de la conception . Cela signifie : permettre au concepteur de faire entrer ses préférences et lui rapporter les importantes informations développées par le programme . Ce programme doit aussi permettre la réutilisation des anciennes conceptions [8],[10],[11],[12] .

Développer un tel programme exige de nouvelles techniques qui peuvent effectivement manipuler un éventail de combinaisons de contraintes qui se présentent dans la synthèse des systèmes en

engineering et qui intègrent en même temps les meilleures capacités des concepteurs.

La figure ci-dessous montre les quatres étapes de la conception assistée en engineering :[9]



- La Conceptualisation: Dans cette étape, le concepteur conçoit des solutions qui peuvent remplir une nécessité spécifiée.

- L'évaluation: Les solutions possibles seront estimées et des analyses sont performées pour sélectionner l'une d'entre elles qui va être finalement exécutée.

- L'optimisation : Les paramètres de décision de la conception sont ajustés pour aboutir à la solution optimale.

- La communication : La solution obtenue sera documentée et donnée aux concepteurs et aux dessinateurs afin de détailler la conception . En outre, d'autres formes de communication sont utilisées pour propager la conception aux autres parties de l'organisation comme le marketing, le management et la manufacture.

Le but de ce travail de recherche concerne l'étude et l'application des techniques d'optimisation non linéaire avec contraintes dans la conception du mécanisme à quatre barres dans les supports de toit de mines.

L'objectif de cette dissertation est donc d'examiner les méthodes courantes dans la conception des mécanismes en introduisant les nouvelles procédures de conception assistée par ordinateur.

Ainsi, il a été élaboré un programme Fortran capable de supporter la praticabilité de cette étude.

La méthodologie de cette étude englobe les points suivants :

1. Générer les équations synthétisant la géométrie et la distribution des forces qui se présentent dans le mécanisme.
2. Identifier les fonctions importantes du mécanisme .
3. Elaborer des fonctions mathématiques pour simuler les fonctions physiques du mécanisme et de les exprimer en termes de paramètres qui seront ajustés afin d'améliorer les performances du mécanisme.
4. Déterminer les paramètres du mécanisme minimisant la fonction objective élaborée sans pour autant violer aucune restriction physique imposée dans la conception .

Cette thèse comporte les chapitres suivants:

Chapitre 2: Dans ce chapitre sont décrites les fonctions primaires des supports ainsi que leurs composantes principales.

Chapitre 3 : Dans ce chapitre, on décrit la méthode de conception courante adoptée. Elle est extraite à la base d'interviews des concepteurs de la "Guillick Dobson Ltd" [13].

Chapitre 4 : Dans ce chapitre, sont présentés les algorithmes permettant la synthèse de la géométrie et la détermination des forces qui se présentent dans le mécanisme du support.

Chapitre 5 : Dans ce chapitre, on présente la stratégie adoptée dans la poursuite de l'objectif pour aboutir à une conception automatique du mécanisme.

Chapitre 6 : Dans ce chapitre, est décrite la méthode de recherche de l'optimum. Il est présenté la méthode de recherche directe de Powell ainsi que le modèle de fonction pénalisante de Schudt.

Chapitre 7 : Dans ce chapitre, on présente l'organigramme du programme. Trois exemples sont cités correspondants aux trois configurations de supports.

Chapitre 8 : Dans ce dernier chapitre, est présentée une conclusion générale afin d'évaluer les objectifs visés à travers cette étude.

CHAPITRE 2

PRESENTATION DES SUPPORTS DE TOIT DES MINES

2.1 INTRODUCTION

Dans ce chapitre sont décrites les fonctions primaires des supports de toit de mines actionnés mécaniquement; ainsi que l'importance dans leur conception du mécanisme à quatre barres.

2.2 DESCRIPTION DES SUPPORTS

Les supports de toit de mines actionnés mécaniquement sont le produit principal conçu par la "Gullick Dobson Ltd" [13],[14]. Les figures (2.2.1),(2.2.2) et (2.2.3) sont des schémas de supports modèles.

La figure (2.2.1) montre la conception d'un bouclier protecteur (Chock Shield) à quatre pieds droits. Le support est pourvu d'un aileron (Face Sprag).

La figure (2.2.2) montre un support de protection à deux pieds muni d'une barre annexée de type conventionnel.

La figure (2.2.3) montre un pied évasé du support, la calotte est pourvue d'une barre d'extension.

Ces supports sont utilisés pour l'extraction du minerai par la technique dite de type "longitudinale". Cette technique suppose que pour l'extraction, l'on procède par des coupures du mur du gisement par des haveurs actionnés par pression hydraulique; Ceux-ci étant montés sur un convoyeur qui avance après chaque passage du haveur.

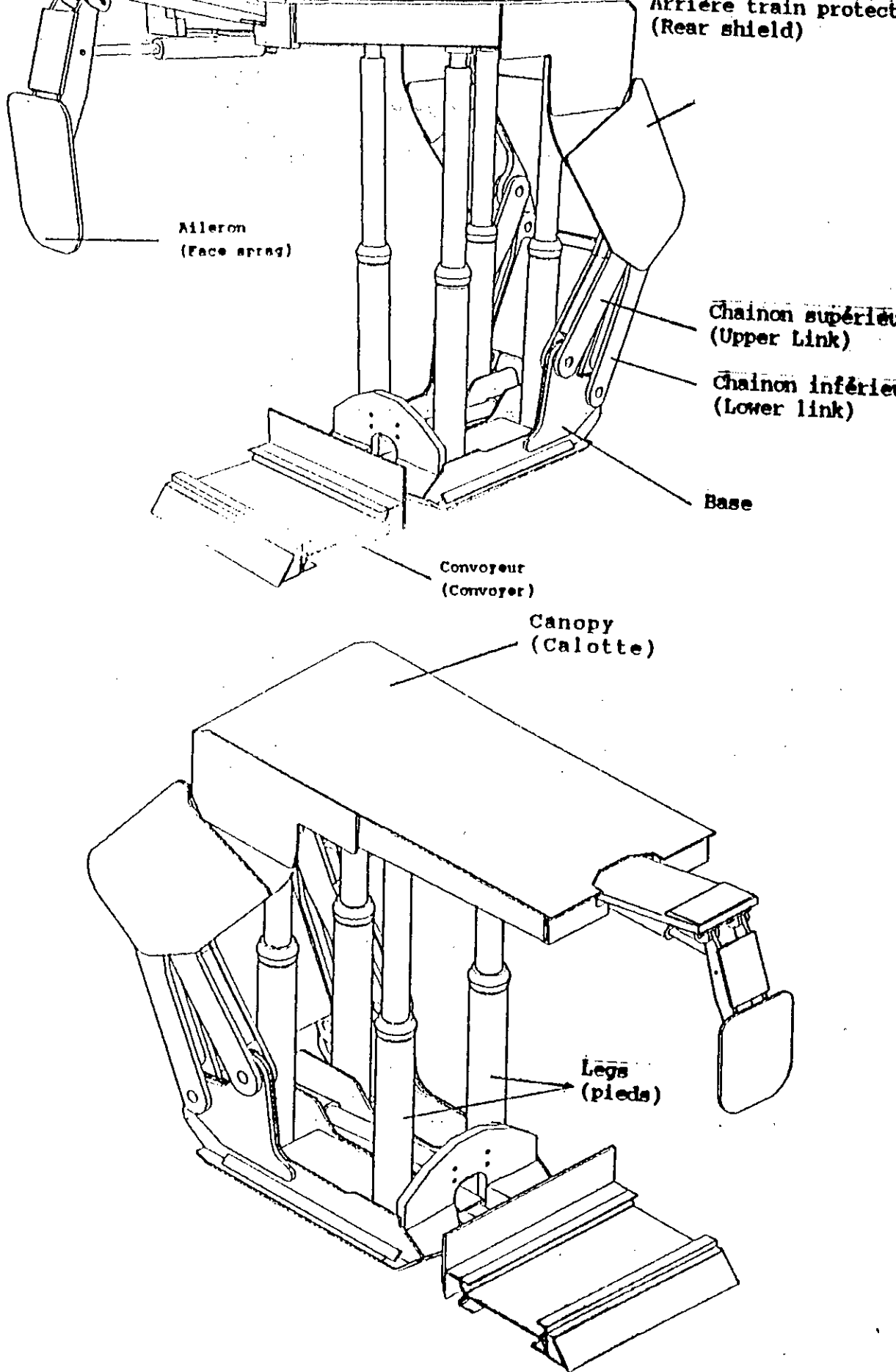
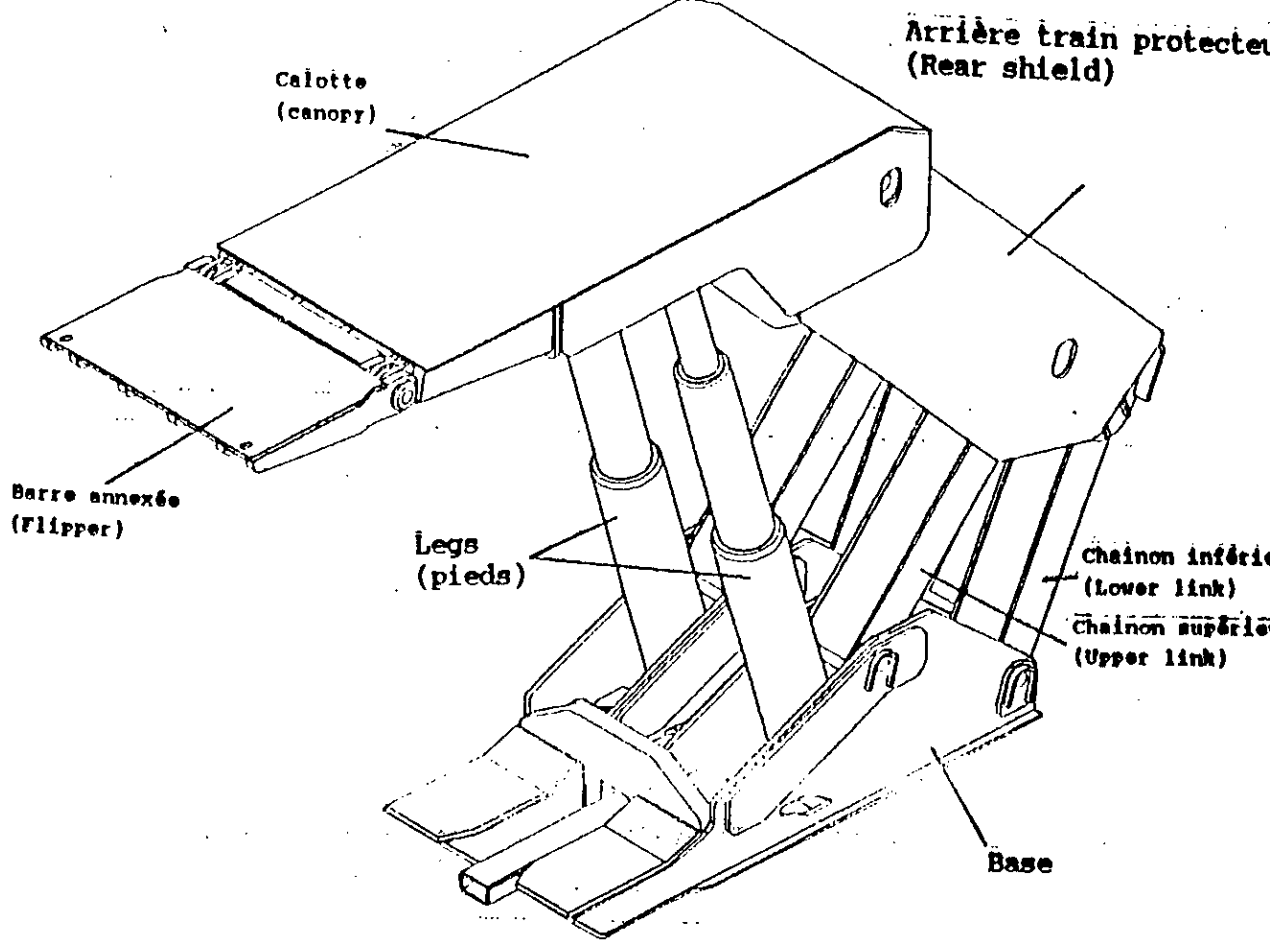
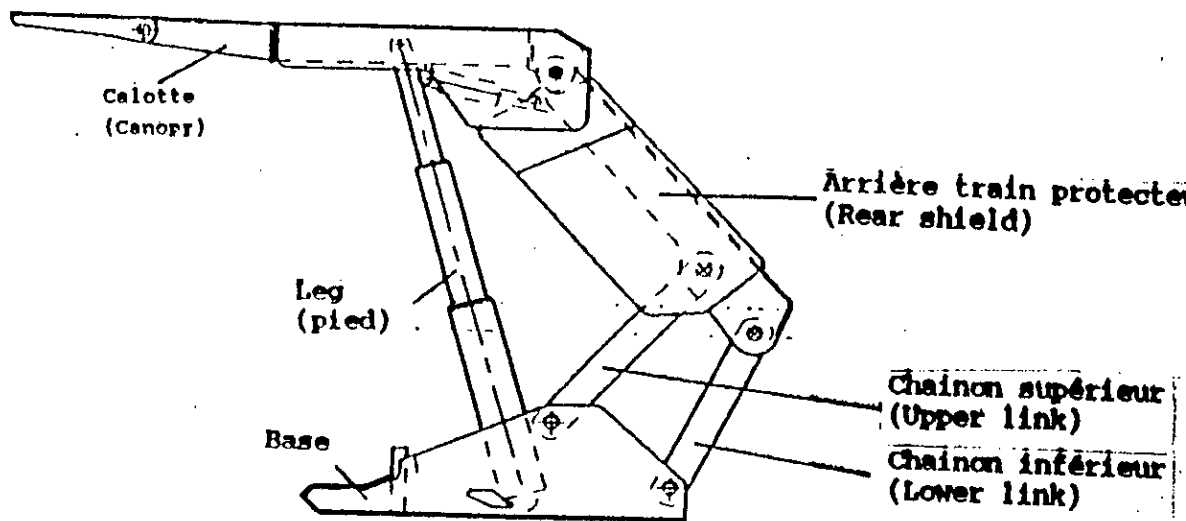


Figure 2.2.1 Support à bouclier protecteur [29]

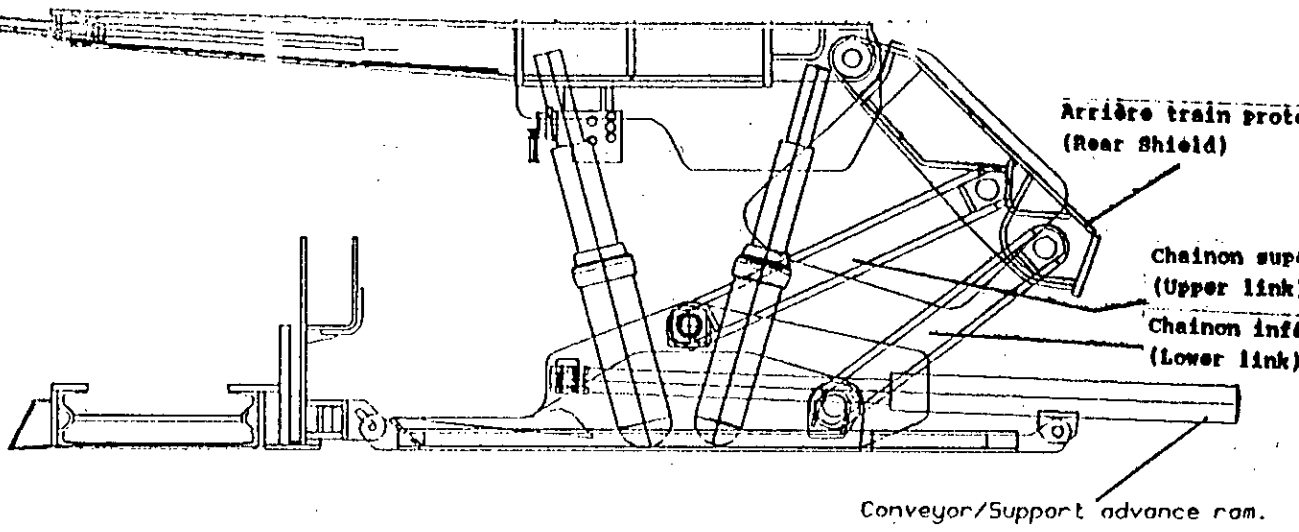


(a) Vue d'ensemble

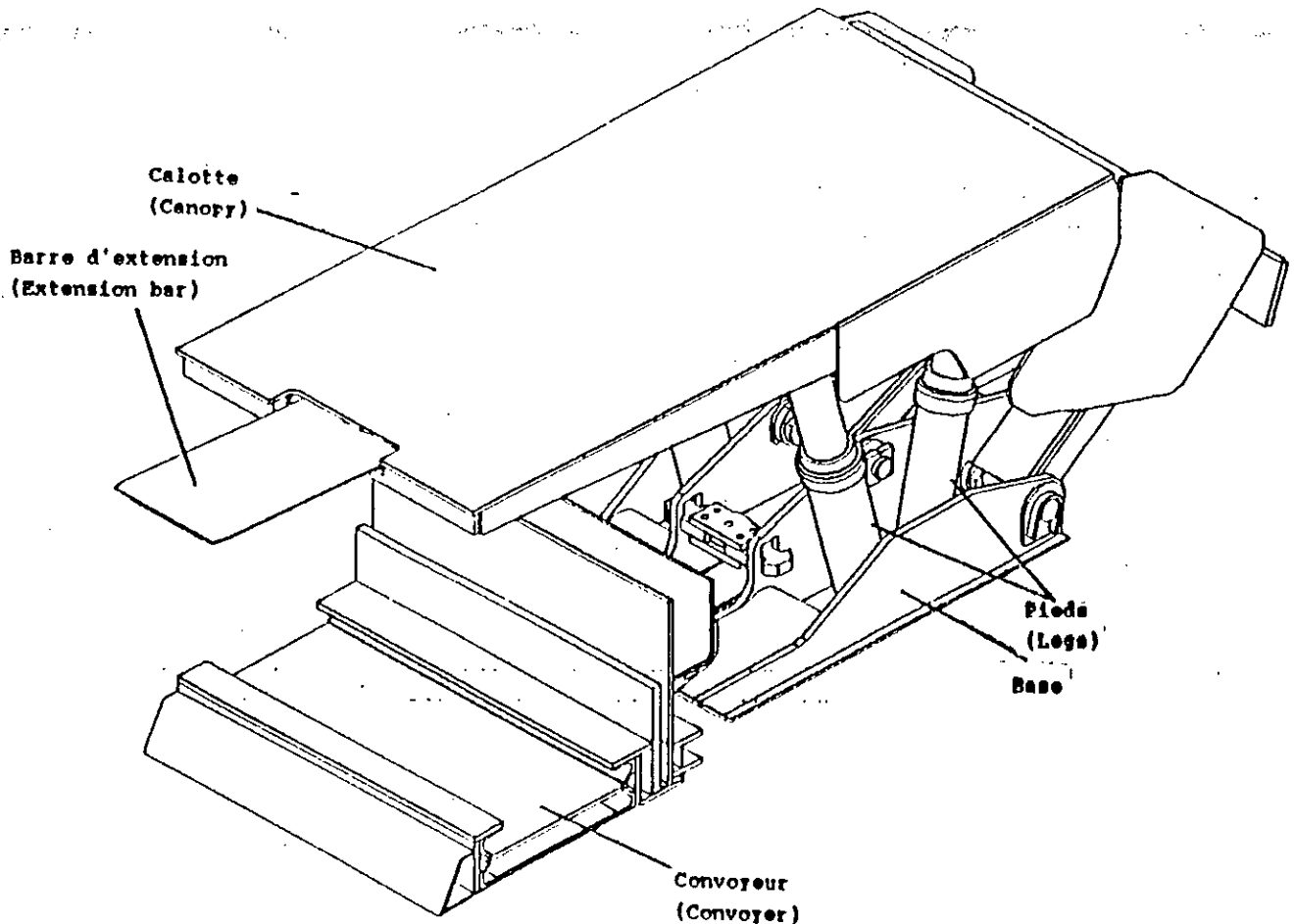


(b) Vue de profil

Figure 2.2.2 Support à deux pieds [29]



(a) Vue de profil



(b) Vue d'ensemble

Figure 2.2.3 Support à pied évasé [29]

Si l'on considère les fonctions suivantes, ces supports demeurent des machines complexes. Elles doivent fournir des fonctions de contrôle des strates, permettant ainsi au toit, au sol et à la face d'être aménagés et travaillés d'une manière économique. Elles doivent fournir aux opérateurs un espace sans risque et fournir en dernier lieu des systèmes pour le convoyeur, le haleur et l'avance du support.

Outre ces caractéristiques et pour pouvoir accomplir le but final du processus qui est celui de l'enlèvement du minerai, le support doit être capable de supporter la pression des strates. Il doit permettre également un travail sur une rangée définie de veines dont la hauteur varie, alors que ses effets sur le toit et le sol de la mine doivent être contrôlés pour prévenir un éventuel dommage que pourrait occasionner ce support même.

Pour remplir ces conditions, le support a quatre composants principaux pour soutenir d'éventuelles charges:

- . La calotte (The Canopy)
- . La base (The Base)
- . L'arrière train protecteur (Rear Shield)
- . Les Chainons de la base (The Links)

En outre, le nombre, la disposition, la dimension et la position des pieds fournissant la force verticale au support peuvent varier. Le type et la configuration des pieds (Legs) employés donnent au support son type de classification. Les trois types les plus communs sont le support à bouclier protecteur (Chock Shield Support), le support à deux pieds (Two Leg support) et le support à pied évasé (Splay Leg support).

2.2.1 La Calotte (Fig 2.2.1)

Elle est fabriquée à partir d'acier fondu et abrite d'habitude un ou plusieurs mécanismes de contrôle des strates. Ceux-ci peuvent avoir la forme de systèmes d'étayage de la face du gisement nouvellement exposée. Ils peuvent être également des barres d'extension pour protéger et soutenir la partie du toit nouvellement exposée avant de faire avancer ces supports, ou alors un nombre de systèmes qui seraient nécessaires dans un environnement particulier.

2.2.2 Les Pieds (Fig 2.2.1)

Quand le support entre en action, la calotte est poussée jusqu'au toit par le biais de verins hydrauliques. La pression nécessaire est produite par un générateur et elle dépend des facteurs tels que le type d'installation et les conditions existantes.

2.2.3 La Base (Fig 2.2.1)

Elle est également fabriquée à partir d'acier fondu. Sa fonction demeure complémentaire à celle de la calotte. Elle doit être soigneusement conçue de façon à contrôler les effets qu'elle aurait sur le sol.

2.2.4 Le mécanisme

L'arrière train protecteur forme avec les chainons arrières un mécanisme plan à quatre barres. La base qui porte les pivots fixes forme la quatrième barre.

La fonction principale de ce mécanisme est de fournir au support une stabilité sur le plan latéral.

2.3 Opération d'Etayage

L'extraction dite de type longitudinale est une opération complexe. Le principe en question , peut être simplifié comme suit :

Considérons le début du cycle, dans ce cas, le convoyeur sur lequel le haveur est monté est adjacent à la face du mur du gisement. Il est maintenu en place par des barres de relai qui sont montées sur le support.

Le cycle commence par la mise en marche du haveur. Au fur et à mesure qu'il se déplace, le minerai extrait tombe au dessus du convoyeur et il est transporté sur une plate forme mobile à la surface.

Au fur et à mesure que le haveur continue d'avancer, la face exposée ainsi que le toit sont protégés en abaissant le support loin du toit en le poussant en avant vers le convoyeur et le réajustant alors contre le toit.

Au fur et à mesure que le haveur avance, le vide augmente, le support adjacent est alors avancé. Lorsque un nombre suffisant de supports est avancé, le convoyeur est alors poussé à travers eux vers la face du mur. Lorsque le haveur atteint le bout de la face, la face entière aura été avancée, et le cycle peut recommencer une fois encore, le haveur traversant la face dans le sens inverse.

Outre le haveur, le convoyeur et le mouvement du support, il existe également un facteur additionnel qui affecte la performance et la conception du support. Ce facteur est le mouvement du toit. Celui-ci dépend des conditions géologiques spécifiques à chaque installation.

Cependant, un scénario typique du mouvement du toit se présente sous la forme suivante :

Après chaque passage du haveur, le support doit être avancé; pour ce, la calotte est abaissée et ensuite réajustée contre le toit.

Après cela, les valves fermées, les strates au dessus et derrière le support commenceront à bouger. Les forces existantes des strates au dessus et au devant de la face du gisement poussent le matériau qui se situe directement sur le support lui permettent ainsi de bouger vers le bas et vers l'arrière. Outre la force verticale, une force latérale est également produite qui est générée par la friction de la calotte contre le toit.

Le mécanisme qui consiste en un arrière train protecteur et en chainons de la base doit supporter les forces considérables générées par le toit. Il doit être également capable de retenir la calotte afin de pouvoir avancer de façon raisonnable en ligne droite. Ainsi, le support étant ouvert à partir de la hauteur fermée à travers sa rangée opérationnelle jusqu'à la hauteur complètement ouverte, le bout de la calotte en relation avec la face du gisement doit demeurer constant.

CHAPITRE 3

METHODE DE CONCEPTION DU MECANISME ET OPTIMISATION

3.1 INTRODUCTION

La synthèse d'un mécanisme consiste à en déterminer certains paramètres de celui-ci de façon à satisfaire des conditions cinématiques et dynamiques imposées. Un certain nombre de paramètres est donné tandis que d'autres sont à déterminer. Les problèmes de synthèse des mécanismes sont multiparamétriques parce que le nombre de paramètres n'est jamais défini de façon unique; de même les conditions auxquelles doit satisfaire le mécanisme sont parfois contradictoires alors, lors de l'établissement d'un projet de mécanismes, on est amené à trouver une solution optimale au problème.

Actuellement, il existe plusieurs méthodes mathématiques de résolution des problèmes de ce genre appelées méthodes d'optimisation des fonctions à plusieurs variables.

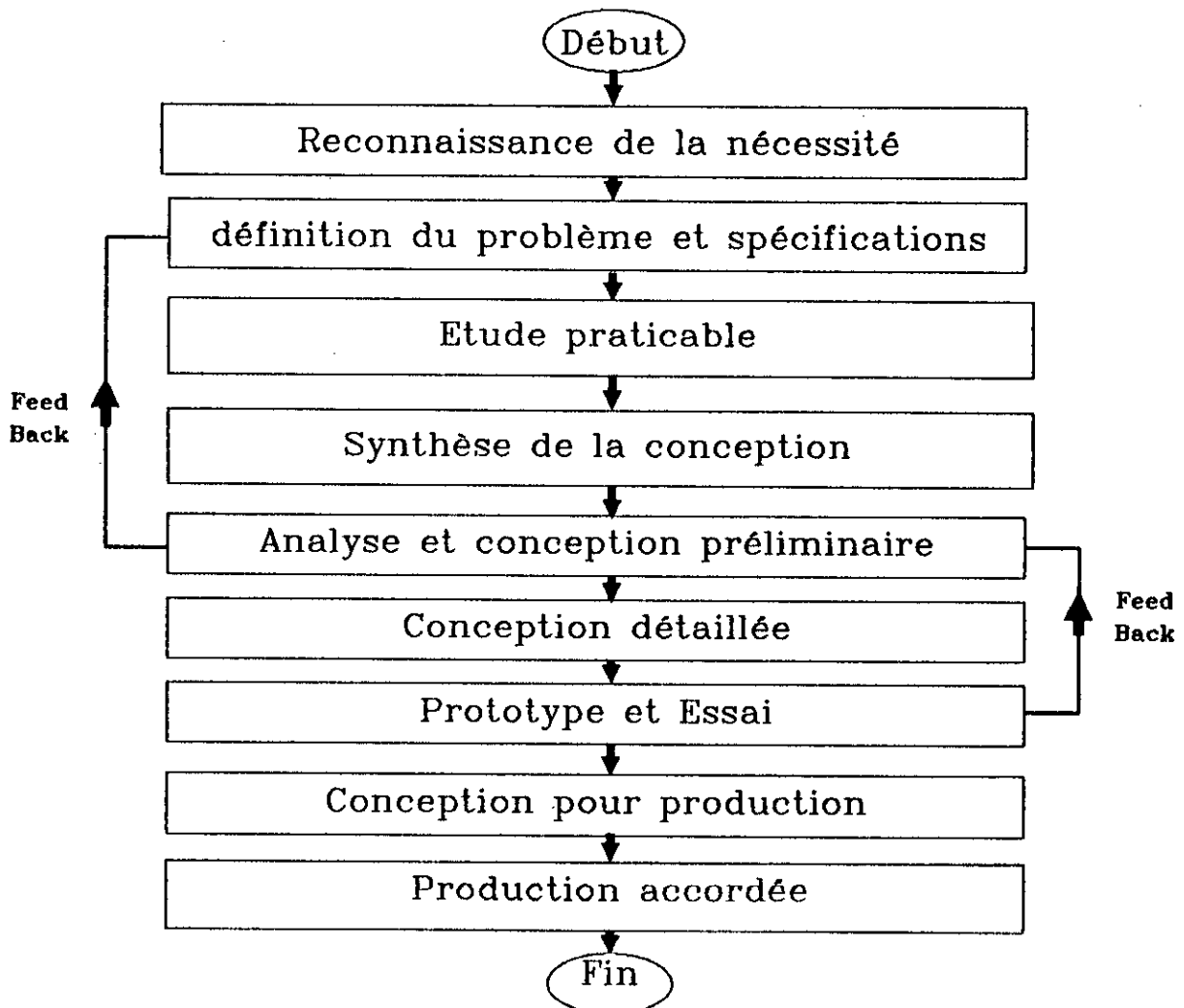
Pour aborder un problème d'optimisation, on considère une condition essentielle ce qu'on appelle fonction objective et d'autres conditions auxiliaires appelées contraintes. Dans le cas général, la fonction objective est conçue de façon à ce que son extrémum coïncide avec les valeurs désirées des paramètres du mécanisme.

3.2 PROCESSUS DE CONCEPTION

Pour aborder proprement la conception assistée, on doit comprendre le processus de conception lui-même. Celui-ci est une séquence de dilemmes rangés qu'il faut résoudre. Ainsi, c'est une procédure itérative et ennuyeuse.

Il existe des méthodes variées de procédures de conception. Les méthodes les plus courantes sont celle de DEUTSHMAN [13] et celle de SHIGLEY [14].

On présentera celle de SHIGLEY :



3.3 METHODE DE CONCEPTION DU MECANISME UTILISE DANS LES SUPPORTS DE TOIT DES MINES

Durant la recherche bibliographique, il s'est avéré difficile de trouver un document spécifique qui puisse couvrir la conception du mécanisme du support de toit de mine.

Dans ce paragraphe, on présentera une méthode courante propre à toute conception. Cette méthode a été mise au point à partir des interviews de plusieurs concepteurs en essayant de concrétiser leurs méthodes essentiellement intuitives.

Dans la mesure du possible, les descriptions suivantes tentent de véhiculer les étapes ainsi que les estimations faites lorsqu'un nouveau mécanisme est conçu pour utilisation sur un support [15].

La figure (3.3.1) montre un schéma de support qui est pris comme une référence d'identification des positions clefs utilisées lors de la conception.

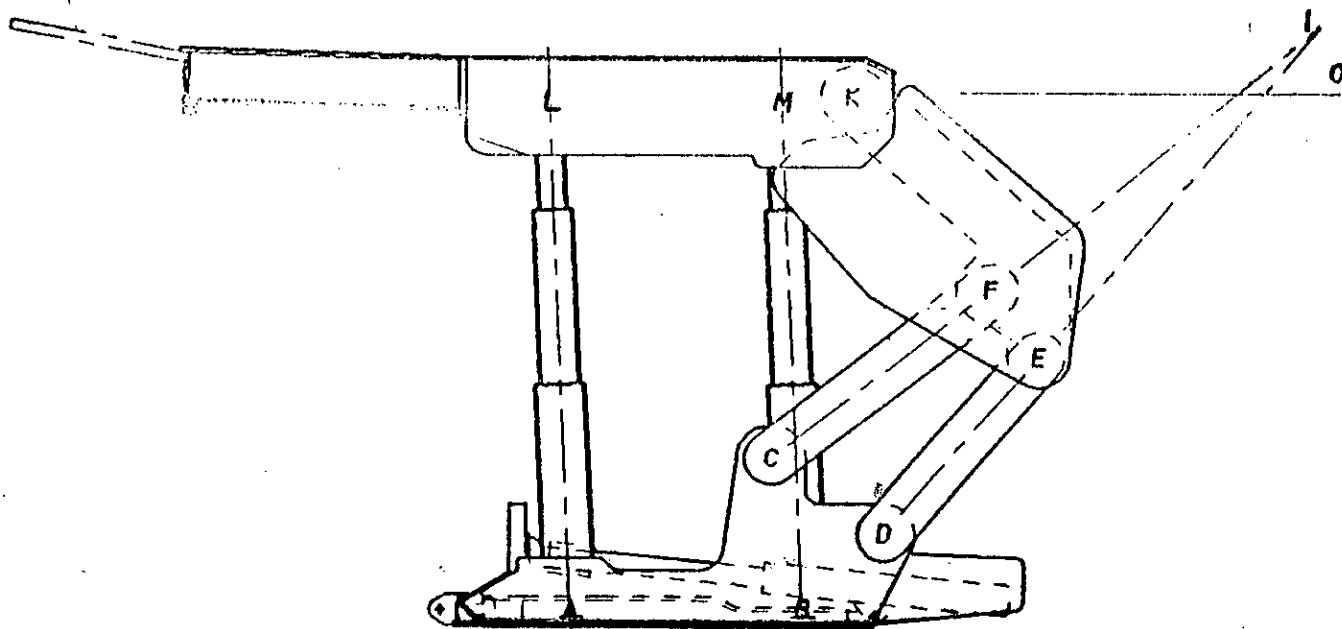


Figure 3.3.1 Schéma de référence des positions
clefs du support

- A : Point pivot du pied de devant sur la base
- B : Point pivot du pied arrière sur la base
- C : Point pivot du chaînon supérieur sur la base
- D : Point pivot du chaînon inférieur sur la base
- E : Point pivot du chaînon inférieur sur l'arrière train
- F : Point pivot du chaînon supérieur sur l'arrière train
- I : Centre instantané de rotation du mécanisme
- K : Point pivot de l'arrière train sur la calotte
- O : Horizontale à travers le point K

Lors de la conception d'un nouveau support, le point de départ est le point " C " (position du point pivot du chaînon supérieur sur la base); après on cherche à déterminer la position de la calotte.

Ceci est établi en considérant la longueur maximale permmissible entre l'extrémité de la calotte (point "K") et la face du mur du gisement. (Voir figure 3.3.2)[29]

+ K

K'

+ C

Figure 3.3.2 Détermination de la position de la calotte par rapport au point C

Ayant fait l'estimation de la position de la calotte, la position de l'arrière train doit être déterminée.

La position et l'angle d'inclinaison de l'arrière train affecteront les longueurs de tous les autres éléments du mécanisme.

Un angle de 70° est courant à la hauteur ouverte et au moins un angle de 30° à la hauteur fermée. (Voir figure 3.3.3)[29]

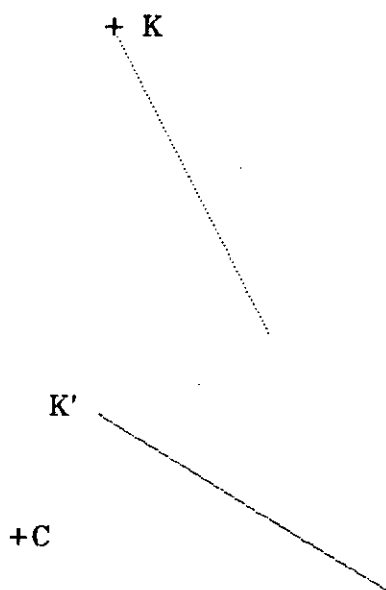


Figure 3.3.3 Détermination de la position et de l'angle d'inclinaison de l'arrière train protecteur

Après avoir estimé la position de l'arrière train, la position des points pivots sur celui-ci doit être établie. L'expérience a montré que si l'angle " KFC " devient excessivement grand (supérieur à 135°), les efforts dans les chainons inférieurs sont importants. Cependant, la diminution de l'angle " KFC " entraîne une augmentation des longueurs des chainons ce qui se répercute sur le prix du revient du support. [29]

Désormais, cet angle doit être considérablement contrôlé, ce qui va dicter la position du point " F " sur l'arrière train protecteur.

La position du point " F " agréée, la longueur du chaînon supérieur " CF " serait ainsi fixée. (Voir figure 3.3.4)[29]

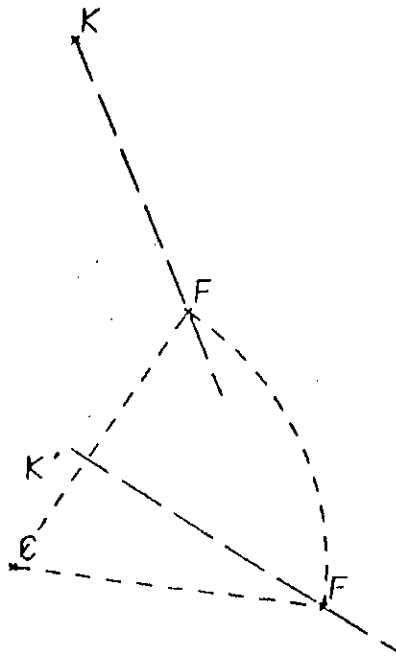


Figure 3.3.4 Détermination de la position du point "F" et de la longueur du chaînon supérieur "CF"

En étudiant le diagramme des forces, il était vu que la position du point d'intersection " I " des lignes moyennes des chaînons " CF " et " DE " est un important paramètre.

Ce point est le centre instantané de rotation du mécanisme. Sa position par rapport au point " K " affecte considérablement la charge que peut supporter le support et les efforts dans les chaînons "CF" et "DE" .

L'expérience a montré que l'angle entre l'horizontale et la droite (KI) doit être maintenu entre 9.5° et 11.5° .

(Voir figure 3.3.5)[29] .

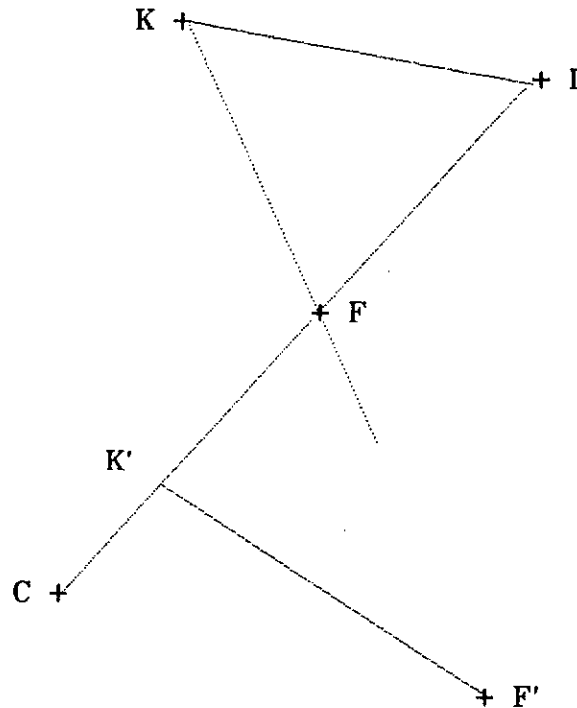


Figure 3.3.5 Détermination de la position du centre instantané de rotation "I" du mécanisme

Arrivé à ce stade, la position du point "E" sur l'arrière train et la longueur du chaînon inférieur "DE" vont être déterminées pour établir un mécanisme plan à quatre barres qui va être analysé pour déterminer sa commodité d'utilisation.

La position du point "E" est déterminée en fixant l'angle "EIF". Si celui-ci est très petit, les efforts dans les chainons CF et DE sont importants; Un angle large conduit à une augmentation des longueurs des chainons et par conséquent un coût onéreux du support. (Voir figure 3.3.6)[29]

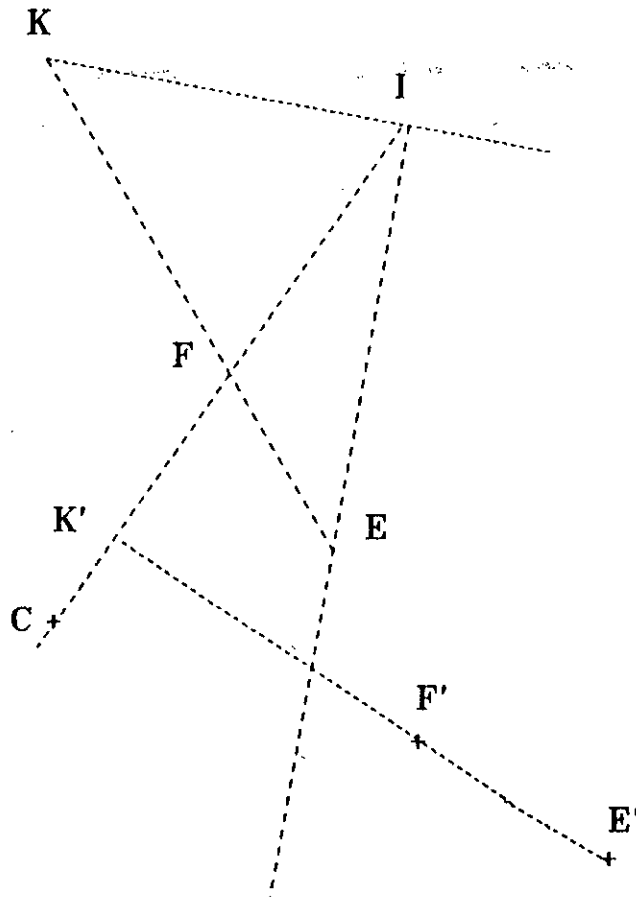


Figure 3.3.6 Détermination de la position du point E

Connaissant la position du point "F" et l'angle "EIF", la position du point "D" sera sur la médiatrice du segment EE'. Ainsi, la longueur du chaînon "DE" serait déterminée. (Voir figure 3.3.7)[29]

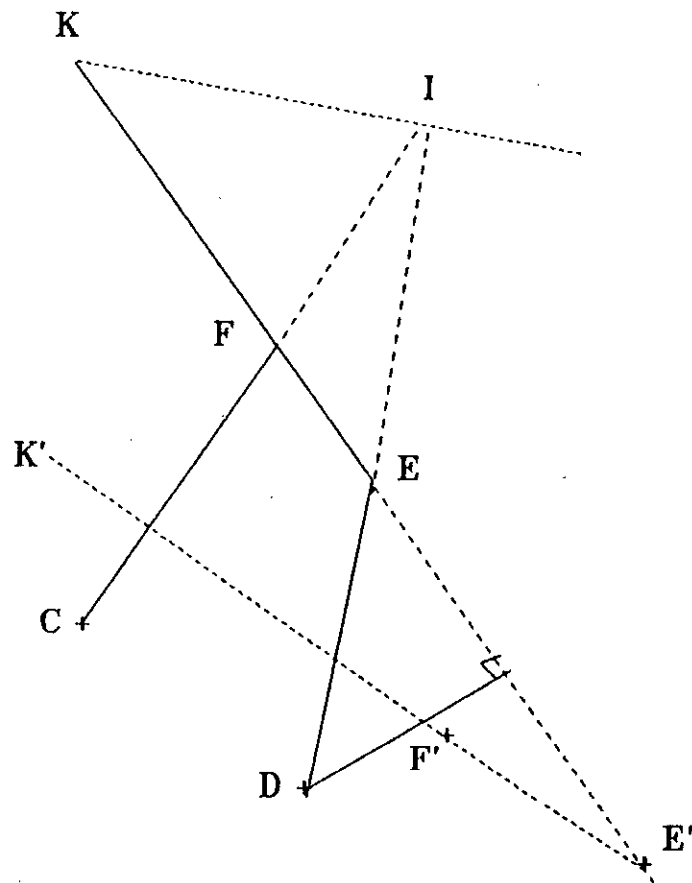


Figure 3.3.7 Détermination du point "D" et la longueur du chaînon "DE"

Le schéma cinématique préliminaire est maintenant complet et il est similaire à celui de la figure (3.3.8)[29]

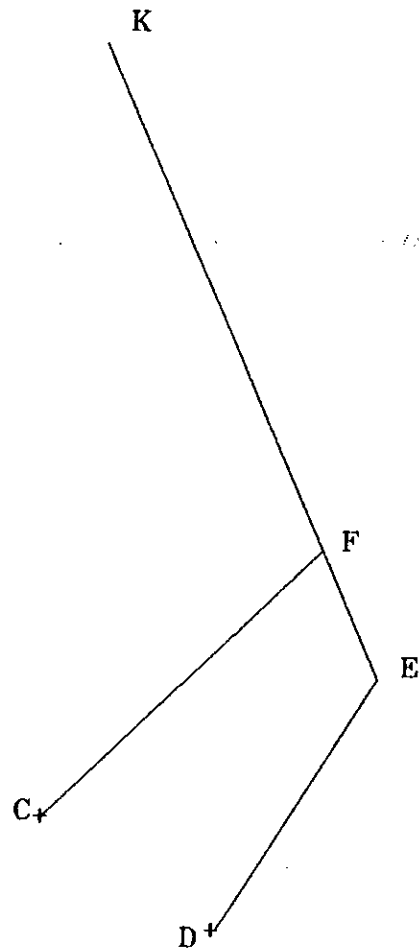
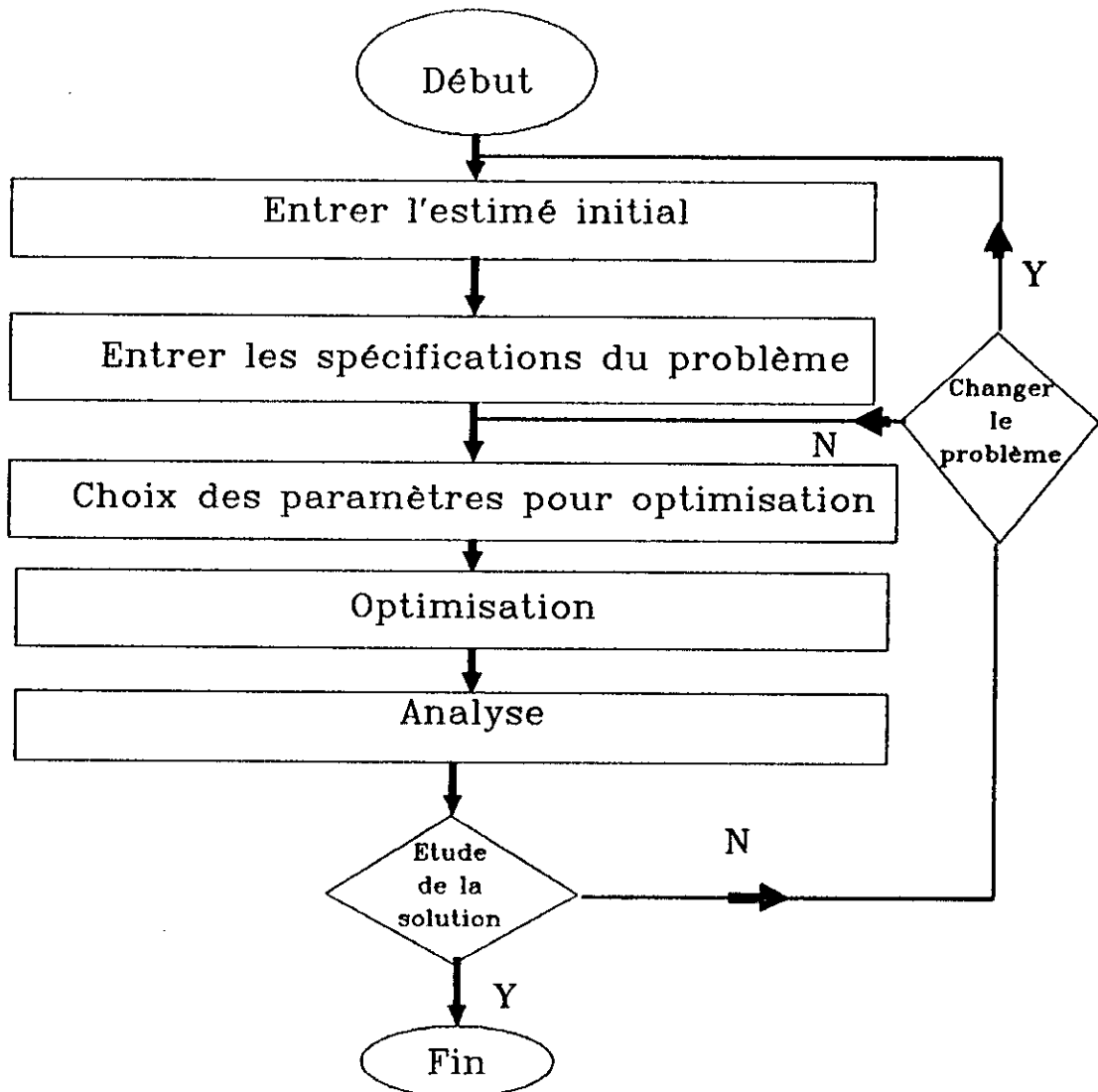


Figure 3.3.8 Schéma cinématique préliminaire du mécanisme utilisé dans le support de toit des mines

3.4 CONCEPTION ASSISTEE ET OPTIMISATION

La conception assistée par ordinateur (C.A.O) est une procédure automatique dans laquelle l'ordinateur est appelé à aider dans la conception et la synthèse à travers une analyse et une optimisation pour la construction et l'essai des prototypes.

L'organigramme ci-dessous présente la conception des systèmes mécaniques dans l'environnement C.A.O [16].



CHAPITRE 4

ANALYSE DES POSITIONS ET DES FORCES DANS LE MECANISME DES SUPPORTS DE TOIT DES MINES

4.1 INTRODUCTION

Dans ce chapitre, on va présenter les algorithmes permettant la détermination des positions des points clefs du mécanisme utilisé dans les supports de toit de mines ainsi que la détermination de la charge de base que peut supporter le support et les efforts dans les chainons du mécanisme.

Dans ces algorithmes, sont conservées les notations adoptées par les concepteurs de la " Gullick Dobson Ltd " . Pour les positions, on se réfère aux figures (3.3.1) et (4.4.1); concernant les dimensions , on se réfère à la figure (4.1.2).

Le tableau (4.1.1) présente toutes les notations utilisées dans ce chapitre et qui sont aussi utilisées dans le code de calcul.

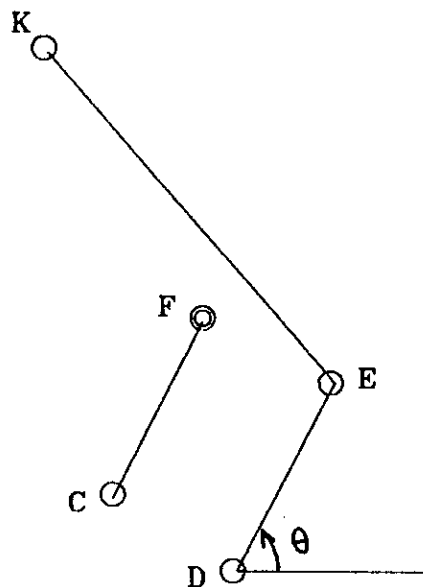
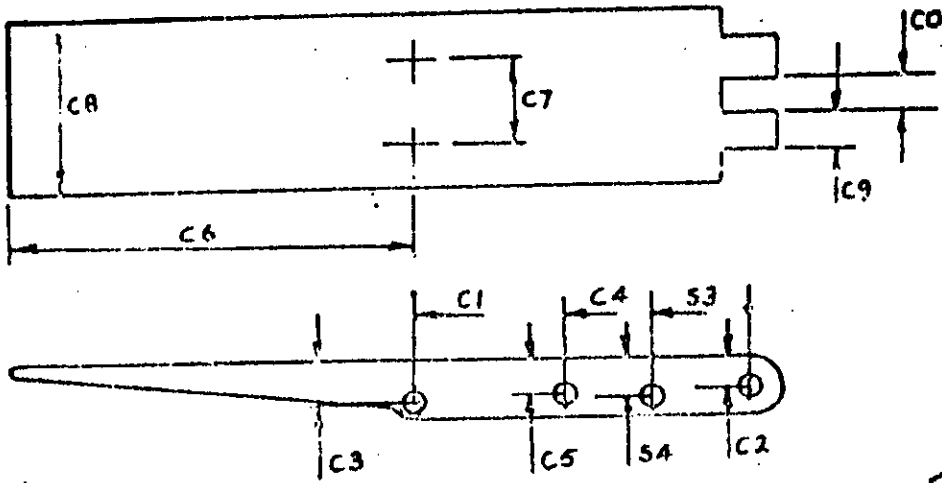


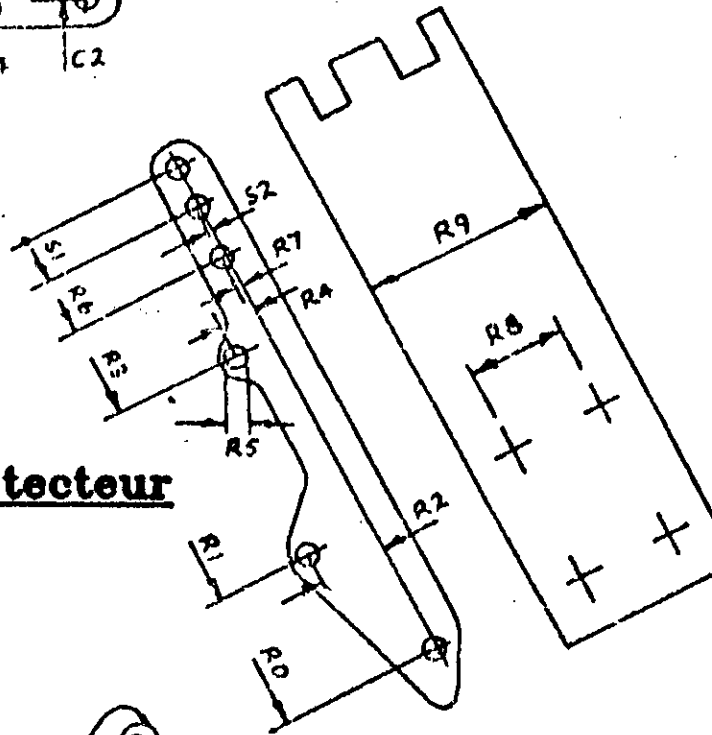
Figure 4.1.1 Positions des points clefs du mécanisme

Figure 4.1.2 DIMENSIONS

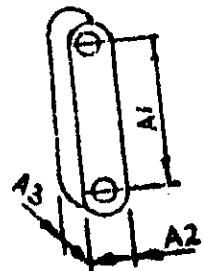
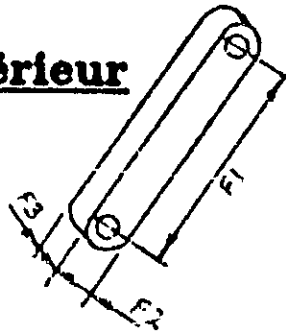


Calotte

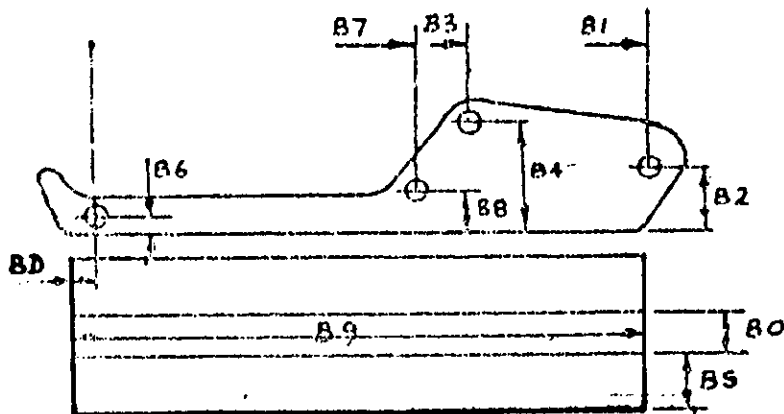
Arrière train protecteur



Chaînon supérieur



Chaînon inférieur



Base

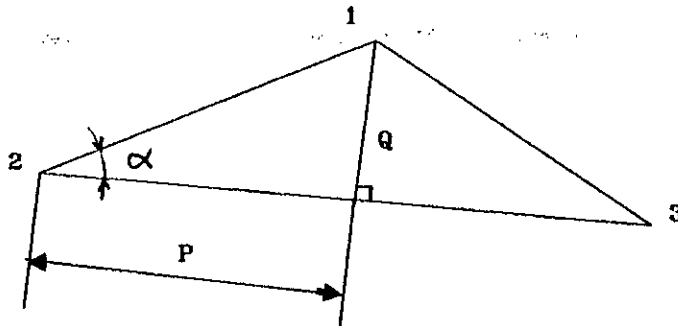
Tableau 4.1.1 Notations utilisées

Symbole	Désignation	Unité
FL	Charge supportée par le pied du devant	KN
RL	Charge supportée par le pied arrière	KN
RV	Charge verticale du toit	KN
RH	Charge horizontale du toit	KN
μ	Coefficient de friction	--
ULL	Effort dans le chaînon supérieur CF	KN
LLL	Effort dans le chaînon inférieur DE	KN
CX	Distance horizontale du point K au point d'application de la charge verticale RV	mm
C2	Distance verticale du toit au point K	mm
ovbmu	Coefficient de friction pour le non basculement du support	--
Z1	Distance perpendiculaire du point I au pied du devant	mm
Z2	Distance perpendiculaire du point I au pied arrière	mm
Z3	Distance perpendiculaire du point I au pied évasé (support à pied évasé)	mm
Z5	Distance perpendiculaire du point K au pied du devant	mm
Z6	Distance perpendiculaire du point K au pied arrière	mm
Z10	Distance perpendiculaire du point K au pied évasé (pour le support à pied évasé)	mm
Z11	Distance perpendiculaire du point K au chaînon (CF)	mm
Z12	Distance perpendiculaire du point K au chaînon (DE)	mm
FLA	Angle que fait le pied du devant avec l'horizontale	rd
RLA	Angle que fait le pied arrière avec l'horizontale	rd
ULA	Angle que fait le chaînon supérieur (CF) avec l'horizontale	rd
LLA	Angle que fait le chaînon inférieur (DE) avec l'horizontale	rd
X	$X=(XI-XK)$:Distance horizontale du point I au point K	mm
Y	$Y=(YK-YI)$:Distance verticale du point I au point K	mm

4.2 ANALYSE DES POSITIONS

4.2.1 Détermination des coordonnées d'un point (1)

Connaissant les coordonnées de deux autres points (2) et (3) situés dans le même plan :



- Calculons le produit scalaire des vecteurs r_{23} et r_{21} :

$$\vec{r}_{23} \cdot \vec{r}_{21} = (x_3 - x_2)(x_1 - x_2) + (y_3 - y_2)(y_1 - y_2) = |\vec{r}_{23}| \cdot |\vec{r}_{21}| \cdot \cos \alpha$$

d'où :

$$(x_1 - x_2)(x_3 - x_2) + (y_1 - y_2)(y_3 - y_2) = P \cdot |\vec{r}_{23}| \quad \dots (4.2.1)$$

- Calculons le module du vecteur produit vectoriel des vecteurs r_{23} et r_{21} :

$$\|\vec{r}_{23} \wedge \vec{r}_{21}\| = (x_3 - x_2)(y_1 - y_2) - (y_3 - y_2)(x_1 - x_2) = \|\vec{r}_{23}\| \cdot \|\vec{r}_{21}\| \cdot \sin \alpha$$

d'où :

$$-(x_1 - x_2)(y_3 - y_2) + (x_3 - x_2)(y_1 - y_2) = Q \cdot \|\vec{r}_{23}\| \quad \dots (4.2.2)$$

- En résolvant le système d'équations (4.2.1) et (4.2.2),
on aura :

$$x_1 = x_2 + p(x_3 - x_2) - q(y_3 - y_2) \quad \dots (4.2.3)$$

$$y_1 = y_2 + p(y_3 - y_2) + q(x_3 - x_2) \quad \dots (4.2.4)$$

avec :

$$p = \frac{P}{\|\vec{r}_{23}\|} \quad \text{et} \quad q = \frac{Q}{\|\vec{r}_{23}\|}$$

- Calcul de P et Q

D'après le théorème de PYTHAGORE :

$$P^2 + Q^2 = \|\vec{r}_{12}\|^2 \quad \dots (4.2.5)$$

$$\|\vec{r}_{23}\|^2 - P^2 + Q^2 = r_{13}^2 \quad \dots (4.2.6)$$

Après résolution du système (4.2.5) et (4.2.6) et remplaçant
P par $p \cdot \|\vec{r}_{23}\|$ et Q par $q \cdot \|\vec{r}_{23}\|$, on trouve :

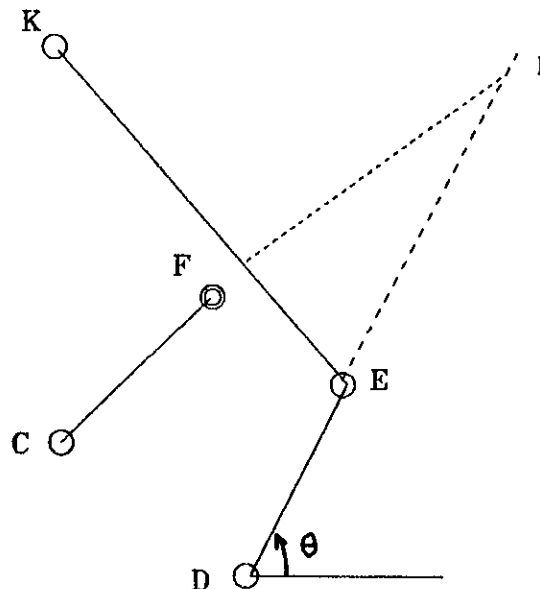
$$p = \frac{\|\vec{r}_{23}\|^2 + \|\vec{r}_{12}\|^2 - \|\vec{r}_{13}\|^2}{2 \cdot \|\vec{r}_{23}\|^2} \quad \dots (4.2.7)$$

et

$$q = \sqrt{\frac{\|\vec{r}_{12}\|^2}{\|\vec{r}_{23}\|^2} - p^2} \quad \dots (4.2.8)$$

4.2.2 Détermination des positions des points clefs du mécanisme

Soit θ l'angle que fait le chaînon DE avec l'horizontale:



* Détermination des coordonnées du point E

$$\begin{cases} XE = XD + DE \cos \theta & \dots (4.2.9) \\ YE = YD + DE \sin \theta & \dots (4.2.10) \end{cases}$$

* Détermination des coordonnées du point F

Soit:

$$\begin{aligned} A1 &= xE - xC \\ A2 &= yE - yC \\ A3 &= A1^2 + A2^2 \end{aligned}$$

En appliquant les mêmes relations (4.2.3), (4.2.4), (4.2.7) et (4.2.8), on aura :

$$\begin{cases} x_F = x_C + p.A1 - q.A2 & \dots (4.2.11) \\ y_F = y_C + p.A2 + q.A1 & \dots (4.2.12) \end{cases}$$

avec:

$$p = \frac{(A3 + CF^2 - EF^2)}{2.A3}$$

$$q = \sqrt{\left(\frac{CF^2}{A3}\right) - p^2}$$

$$EF = \sqrt{(R0 - R1)^2 + R2^2}$$

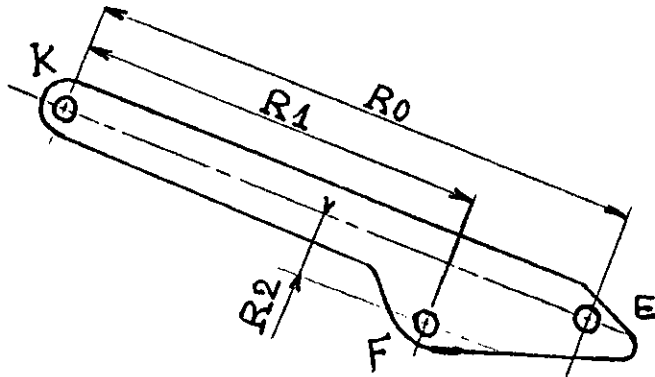
* Détermination des coordonnées du point K

En appliquant les mêmes relations que précédemment, on aura

$$\begin{cases} x_K = x_E + p_K(x_F - x_E) - q_K(y_F - y_E) & \dots (4.2.13) \\ y_K = y_E + p_K(y_F - y_E) + q_K(x_F - x_E) & \dots (4.2.14) \end{cases}$$

avec

$$\begin{cases} p_K = R0(R0 - R1) / EF^2 \\ q_K = (R0.R2) / EF^2 \end{cases}$$



* Détermination des coordonnées du point I

Le point I est le point d'intersection des droites (DE) et (CF). En résolvant le système d'équations donné par les équations des droites (DE) et (CF), on aura :

$$\begin{cases} XI = (c.e - f.b) / g & \dots (4.2.15) \\ YI = (a.f - d.c) / g & \dots (4.2.16) \end{cases}$$

avec:

$$\begin{aligned} a &= YF - YC \\ b &= -(XF - XC) \\ c &= a.XC + b.YC \\ d &= YE - YD \\ e &= -(XC - XD) \\ f &= d.XD + e.YD \\ g &= a.e - d.b \end{aligned}$$

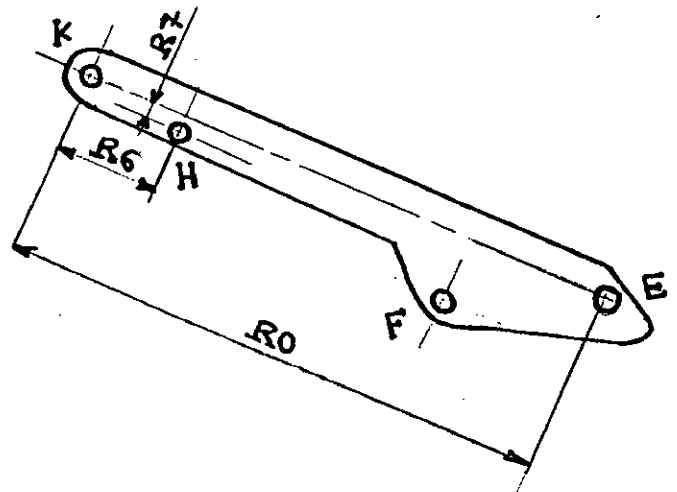
- Détermination des coordonnées du point H pour le support à pied évasé

$$xH = xK + pH(xE - xK) - qH(yE - yK) \quad \dots (4.2.17)$$

$$yH = yK + pH(yE - yK) + qH(xE - xK) \quad \dots (4.2.18)$$

avec :

$$\begin{aligned} pH &= \frac{R6}{R0} \\ qH &= \frac{R7}{R0} \end{aligned}$$

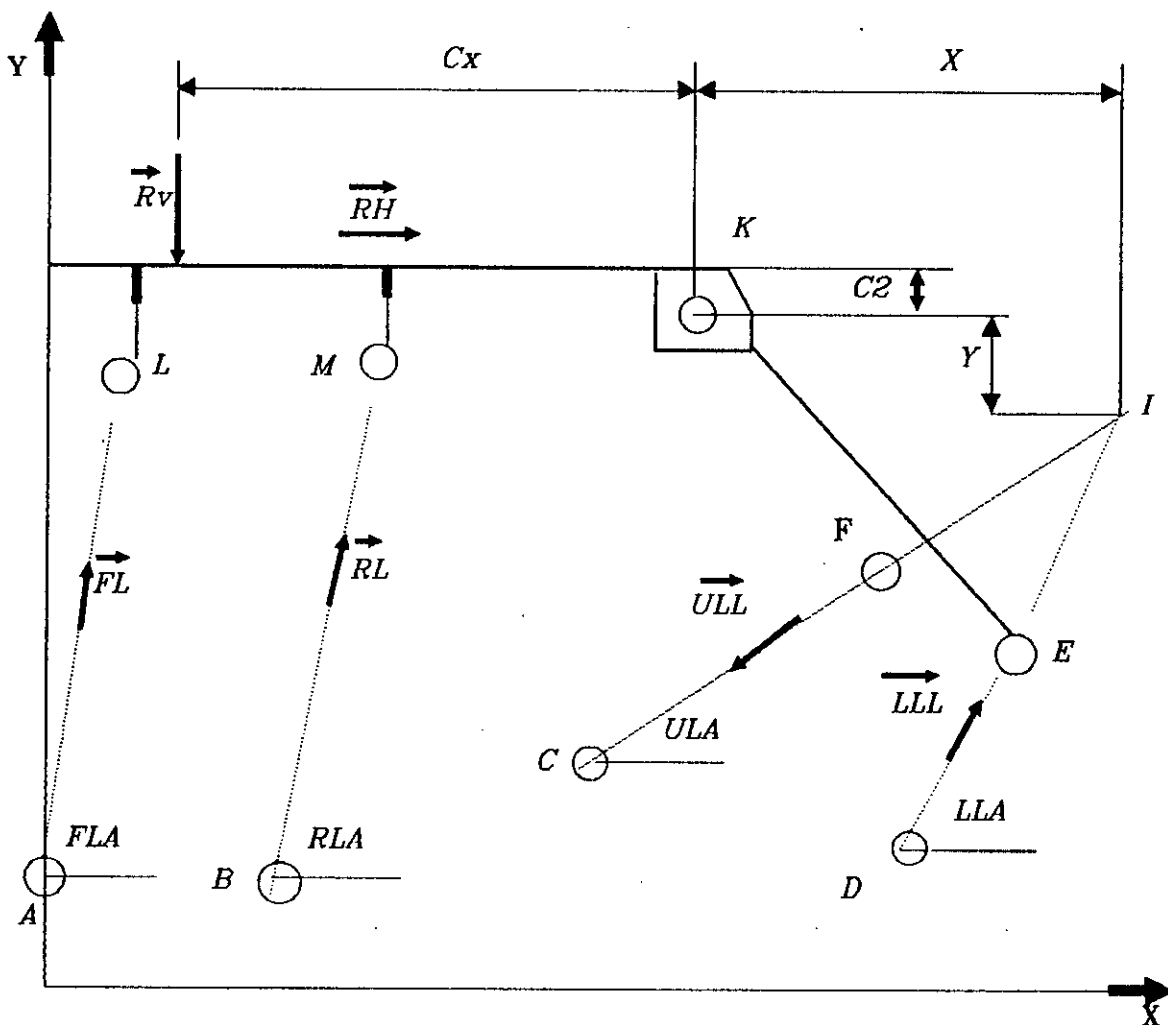


4.3 ANALYSE DES FORCES

4.3.1 Détermination de la Charge RV et de son point d'application

Considérons l'équilibre de la calotte avec l'arrière train et écrivons l'équation des moments par rapport au point I :

a/ Support à bouclier protecteur

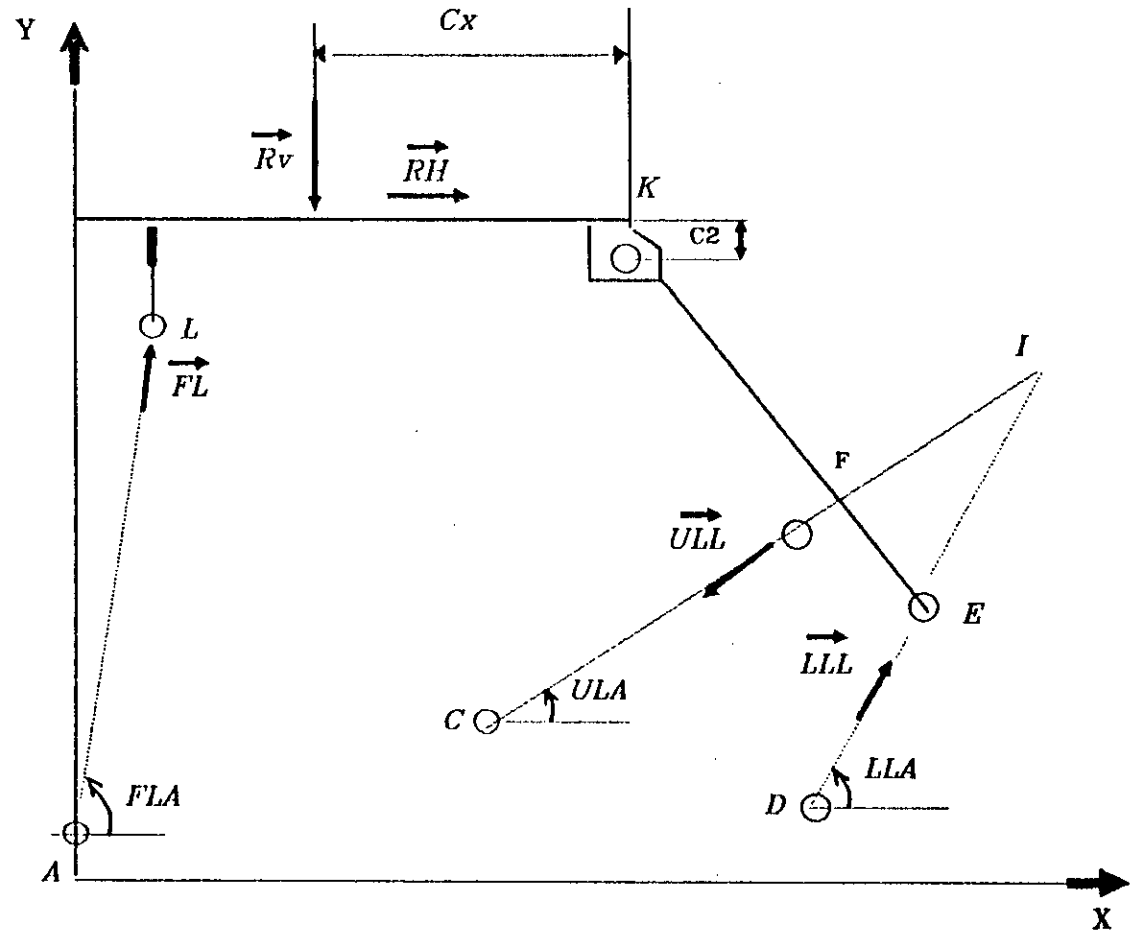


Si on pose : $X = XI - XK$ et $Y = YK - YI$;

cette équation s'écrit :

$$|\vec{R}\vec{V}|(X+Cx) - \mu |\vec{R}\vec{V}|(Y+C2) - |\vec{F}\vec{L}| \cdot Z1 - |\vec{R}\vec{L}| \cdot Z2 = 0 \quad \dots (4.3.1)$$

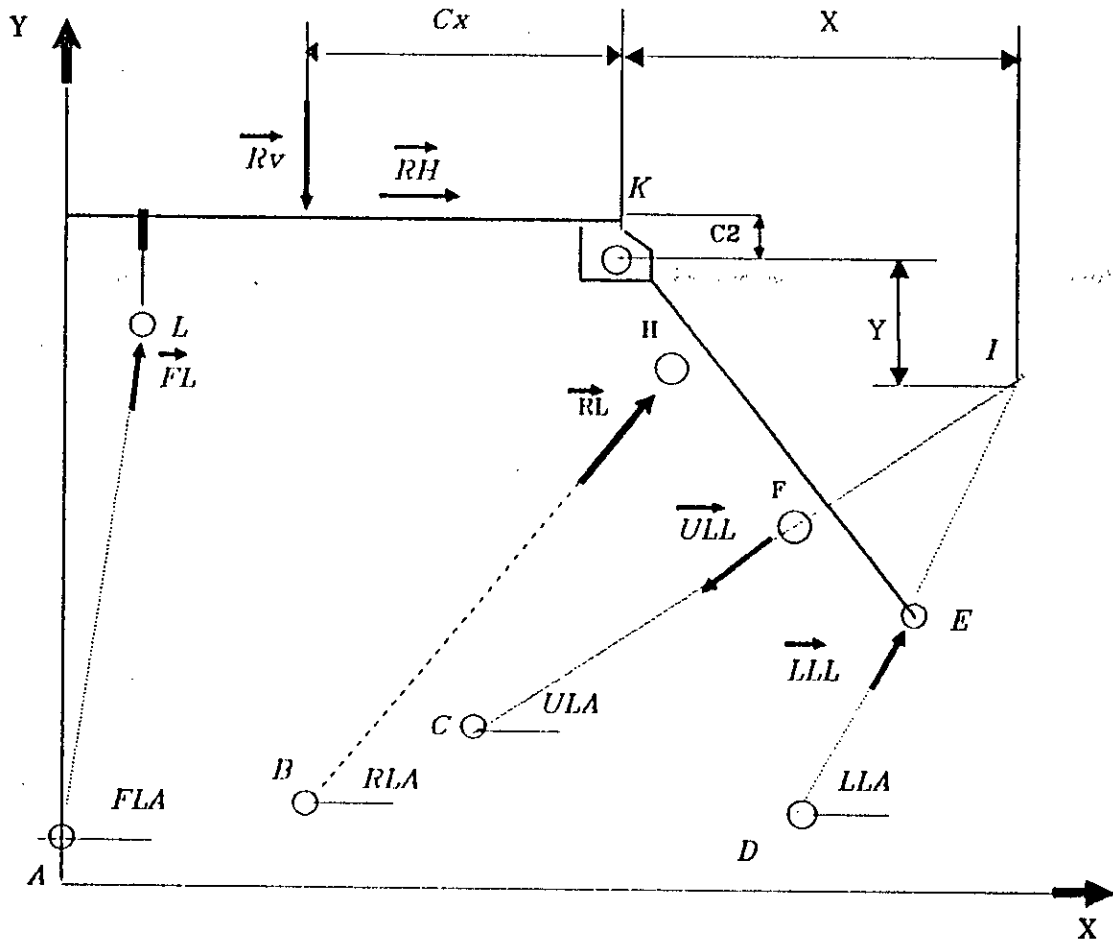
b/ Support à deux pieds



L'équation (4.3.1) s'écrit :

$$|\vec{R}\vec{V}|(X+Cx) - \mu |\vec{R}\vec{V}|(Y+C2) - |\vec{F}\vec{L}| \cdot Z1 = 0 \quad \dots (4.3.2)$$

c/ Support à pied évasé

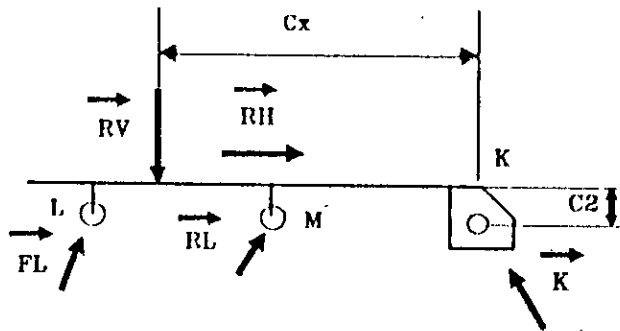


L'équation (4.3.1) s'écrit:

$$|\vec{R}\vec{V}| \cdot (X+Cx) - \mu |\vec{R}\vec{V}| \cdot (Y+C2) - |\vec{F}\vec{L}| \cdot Z1 - |\vec{R}\vec{L}| \cdot Z3 = 0 \quad \dots (4.3.3)$$

- Considérons l'équilibre de la calotte et écrivons l'équation des moments par rapport au point K :

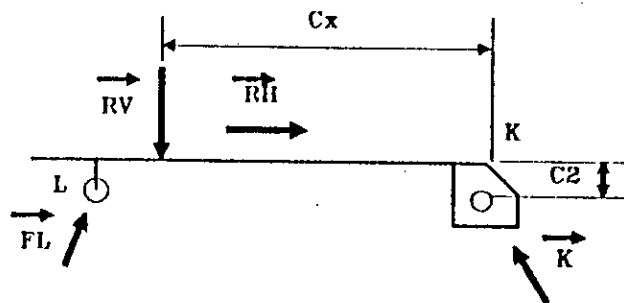
a/ Support à bouclier protecteur



Cette équation s'écrit :

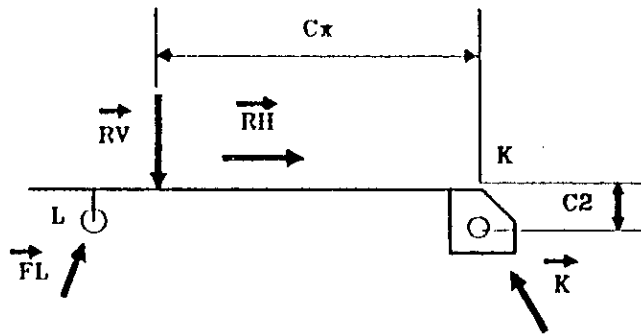
$$|\vec{RV}|Cx - \mu|\vec{RV}|C2 - |\vec{FL}|.Z5 - |\vec{RL}|.Z6=0 \quad \dots (4.3.4)$$

b/ Support à deux pieds



L'équation (4.3.4) s'écrit:

$$|\vec{RV}|Cx - \mu|\vec{RV}|C2 - |\vec{FL}|.Z5=0 \quad \dots (4.3.5)$$



L'équation (4.3.4) s'écrit:

$$|\vec{R}\vec{V}|C_x - \mu|\vec{R}\vec{V}|C_2 - |\vec{F}\vec{L}|.Z_5 = 0 \quad \dots (4.3.6)$$

Pour les 3 configurations de supports, les équations (4.3.1), (4.3.2), (4.3.3), (4.3.4), (4.3.5) et (4.3.6) s'écrivent comme suit :

$$|\vec{R}\vec{V}|.(X+C_x) - \mu.|\vec{R}\vec{V}|.(Y+C_2) - |\vec{F}\vec{L}|.Z_1 - |\vec{R}\vec{L}|.(Z_2+Z_3) = 0 \quad \dots (4.3.7)$$

$$|\vec{R}\vec{V}|.C_x - \mu|\vec{R}\vec{V}|.C_2 - |\vec{F}\vec{L}|.Z_5 - |\vec{R}\vec{L}|.Z_6 = 0 \quad \dots (4.3.8)$$

avec :

$Z_3 = 0$ pour le support à bouclier protecteur
 $Z_2 = Z_3 = Z_6 = 0$ pour le support à deux pieds
 $Z_2 = Z_6 = 0$ pour le support à pied évasé

On retranche l'équation (4.3.8) de l'équation (4.3.7) en posant :

$$\begin{aligned} Z4 &= Z1 - Z5 \\ Z8 &= Z2 + Z3 - Z6 \end{aligned}$$

(4.3.7) - (4.3.8) :

$$|\vec{RV}|X - \mu|\vec{RV}|Y - |\vec{FL}|Z4 - |\vec{RL}|Z8 = 0 \quad \dots (4.3.9)$$

d'où:

$$|\vec{RV}| = \frac{|\vec{FL}| \cdot Z4 + |\vec{RL}| \cdot Z8}{X - \mu Y} \quad \dots (4.3.10)$$

(4.3.8) donne :

$$Cx = \mu \cdot C2 + \frac{|\vec{FL}| \cdot Z5 + |\vec{RL}| \cdot Z6}{|\vec{RV}|} \quad \dots (4.3.11)$$

On pose :

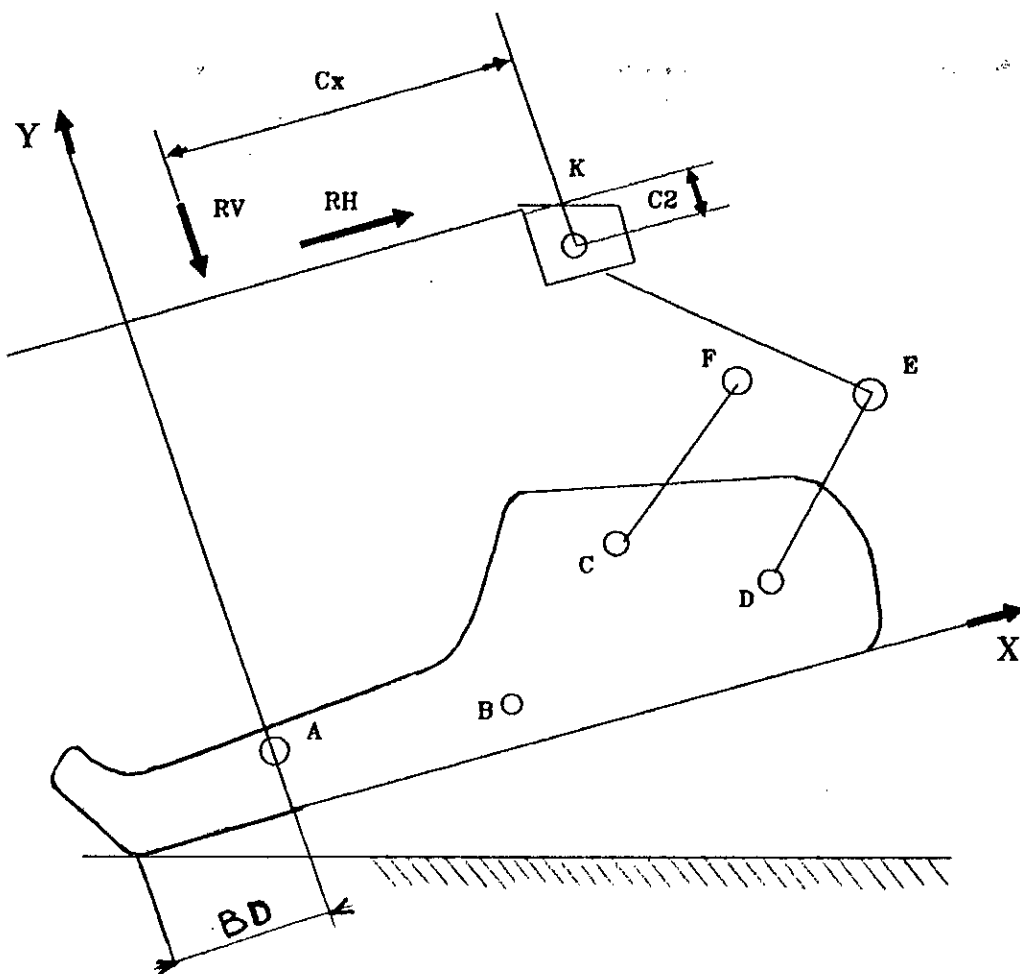
$$\begin{aligned} LZ1 &= |\vec{FL}| \cdot Z4 + |\vec{RL}| \cdot Z8 \\ LZ2 &= |\vec{FL}| \cdot Z5 + |\vec{RL}| \cdot Z6 \end{aligned}$$

On injecte l'expression de RV :

$$Cx = \mu \cdot C2 + \frac{LZ2(X - \mu Y)}{LZ1} \quad \dots (4.3.12)$$

4.3.2 Condition de non basculement

Il s'agit à déterminer la charge latérale maximale qui est due à la friction du toit sans qu'il y est basculement du support vers l'avant. Pour ceci, considérons l'équilibre du support en entier, la condition de non basculement s'écrit:



$$|\vec{R}_V|(XK - BD - Cx) + \mu |\vec{R}_V|(YK + C2) = 0 \quad \dots (4.3.13)$$

On injecte l'expression de Cx dans cette équation et on note μ comme étant $ovbmu$:

$$(XK-BD) - \frac{LZ2}{LZ1} (X-ovbmu.Y) + ovbmu.YK=0$$

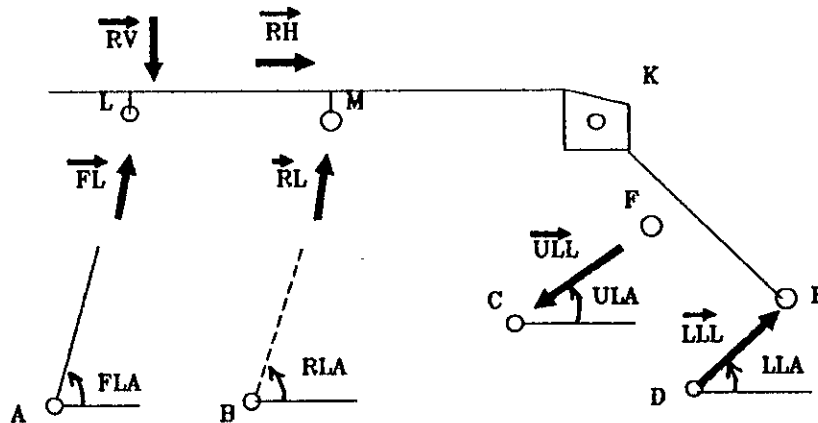
d'où

$$ovbmu = \frac{LZ2.X - (XK-BD).LZ1}{LZ2.Y + LZ1.YK} \dots (4.3.14)$$

4.3.3 Détermination des efforts dans les chainons DE et CF

- Considérons l'équilibre de la calotte avec l'arrière train protecteur et écrivons l'équation d'équilibre par rapport à l'axe (oy):

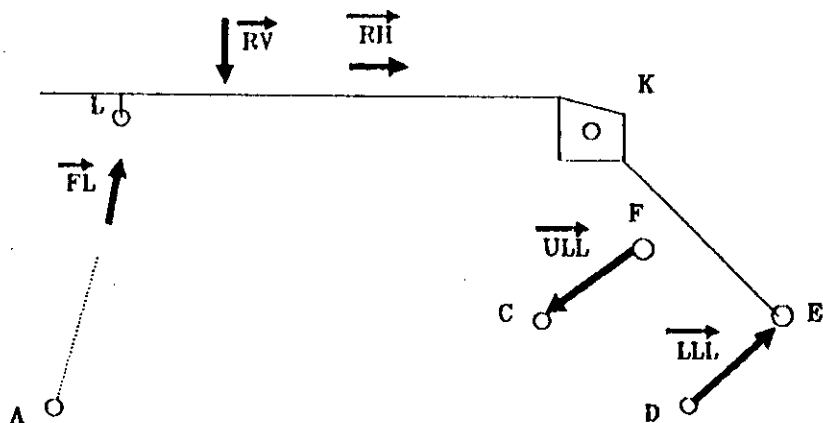
a/ Support à bouclier protecteur



Cette équation s'écrit:

$$-|\vec{RV}| + |\vec{FL}| \cdot \sin(FLA) + |\vec{RL}| \cdot \sin(RLA) - |\vec{ULL}| \cdot \sin(ULA) + |\vec{LLL}| \cdot \sin(LLA) = 0 (4.3.15)$$

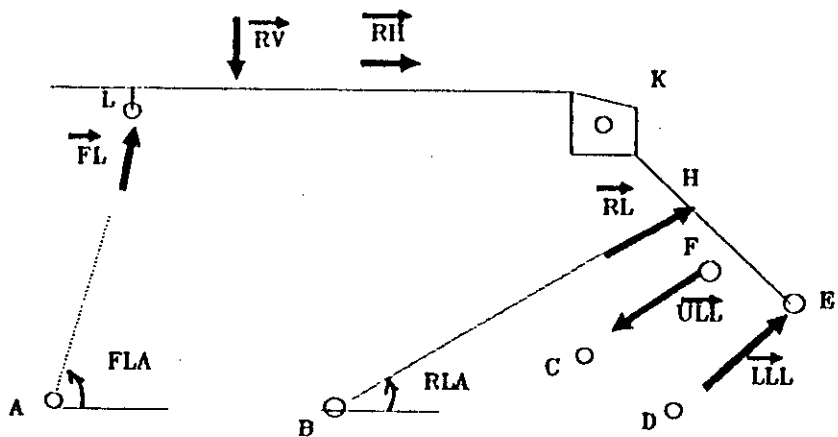
b/ Support à deux pieds



L'équation (4.3.15) s'écrit:

$$-|\vec{RV}| + |\vec{FL}| \cdot \sin(FLA) - |\vec{ULL}| \cdot \sin(ULA) + |\vec{LLL}| \cdot \sin(LLA) = 0 \quad \dots (4.3.16)$$

c/ Support à pied évasé



L'équation (4.3.15) s'écrit:

$$-|\vec{RV}| + |\vec{FL}| \cdot \sin(FLA) + |\vec{RL}| \cdot \sin(RLA) - |\vec{ULL}| \cdot \sin(ULA) + |\vec{LLL}| \cdot \sin(LLA) = 0 \quad (4.3.17)$$

Les équations (4.3.15), (4.3.16) et (4.3.17) peuvent s'écrire

$$|\vec{U}\vec{L}\vec{L}| \cdot \sin(ULA) - |\vec{L}\vec{L}\vec{L}| \cdot \sin(LLA) = |\vec{R}\vec{V}| - |\vec{F}\vec{L}| \cdot \sin(FLA) - |\vec{R}\vec{L}| \cdot \sin(RLA) \quad (4.3.18)$$

avec:

$$|\vec{R}\vec{L}| = 0 \quad \text{pour le support à deux pieds}$$

$$FLA = \text{Arctg} (YL-YA)/XL \quad \text{pour tous les types de supports}$$

$$RLA = \text{Arctg} (YM-YB)/(XM-XB) \quad \text{pour le support à bouclier protecteur}$$

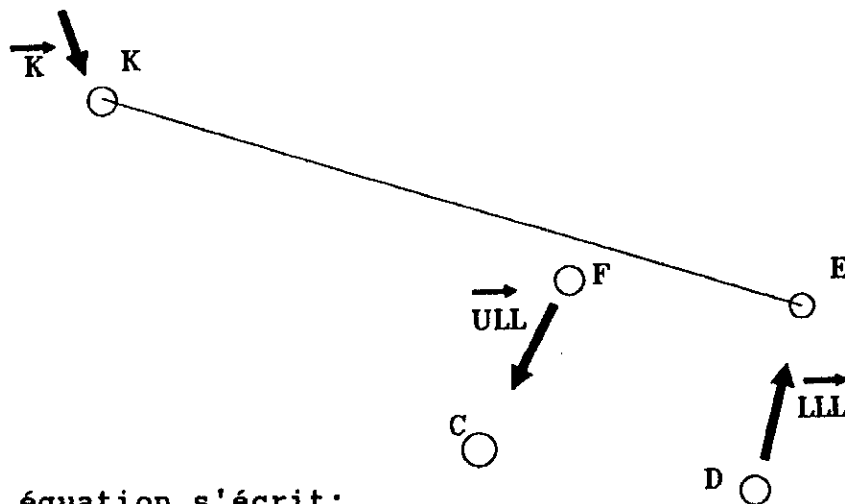
$$RLA = \text{Arctg} (YH-YB)/(XH-XB) \quad \text{pour le support à pied évasé}$$

$$ULA = \text{Arctg} (YF-YC)/(XF-XC)$$

$$LLA = \text{Arctg} (YE-YD)/(XE-XD)$$

- Considérons l'équilibre de l'arrière train protecteur et écrivons l'équation des moments par rapport au point K :

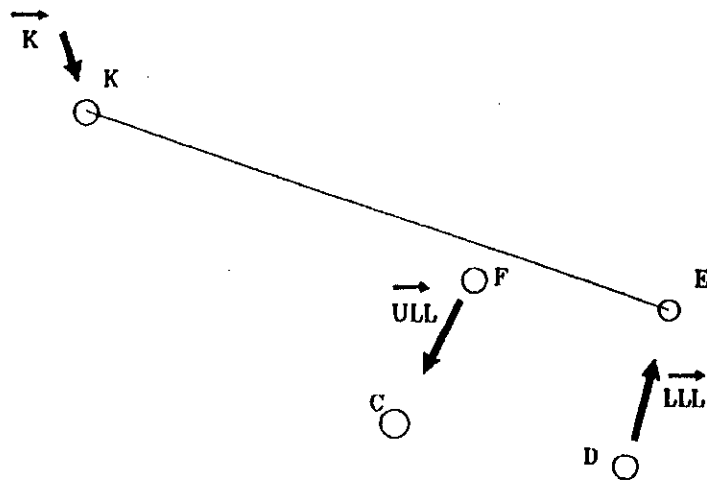
a/ Support à bouclier protecteur



Cette équation s'écrit:

$$-|\vec{U}\vec{L}\vec{L}| \cdot Z11 + |\vec{L}\vec{L}\vec{L}| \cdot Z12 = 0 \quad \dots \quad (4.3.19)$$

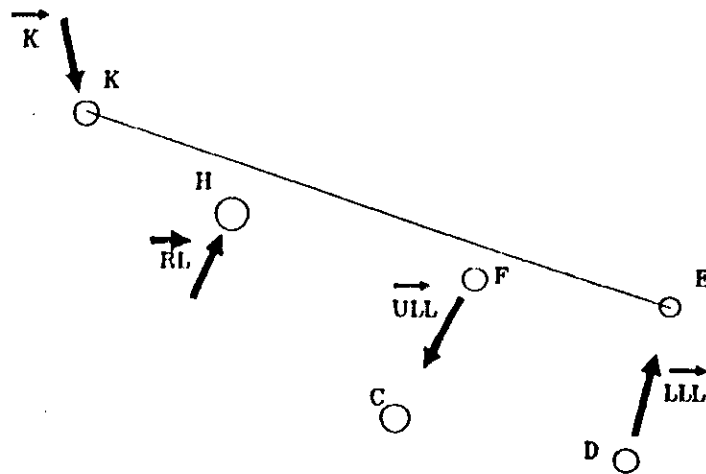
b/ Support à deux pieds



L'équation (4.3.19) s'écrit:

$$-|\vec{U}\vec{L}\vec{L}| \cdot Z_{11} + |\vec{L}\vec{L}\vec{L}| \cdot Z_{12} = 0 \quad \dots (4.3.20)$$

c/ Support à pied évasé



L'équation (4.3.19) s'écrit:

$$-|\vec{U}\vec{L}\vec{L}| \cdot Z_{11} + |\vec{L}\vec{L}\vec{L}| \cdot Z_{12} + |\vec{R}\vec{L}| \cdot Z_{10} = 0 \quad \dots (4.3.21)$$

Les équations (4.3.19), (4.3.20) et (4.3.21) peuvent s'écrire:

$$\|\vec{U}_{LL}\|.Z11 - \|\vec{L}_{LL}\|.Z12 = \|\vec{R}_{L}\|.Z10 \quad \dots (4.3.22)$$

avec : $Z10=0$ pour le support à bouclier protecteur

$\|\vec{R}_{L}\|=0$ pour le support à deux pieds

En résolvant le système d'équations (4.3.18) et (4.3.22), on aura:

$$\|\vec{U}_{LL}\| = \frac{(\|\vec{R}_{V}\| - V1).Z12 - V2.Sin(LLA)}{Z12.Sin(ULA) - Z11.Sin(LLA)} \quad \dots (4.3.23)$$

$$\|\vec{L}_{LL}\| = \frac{(\|\vec{R}_{V}\| - V1).Z11 - V2.Sin(ULA)}{Z12.Sin(ULA) - Z11.Sin(LLA)} \quad \dots (4.3.24)$$

avec:

$$V1 = \|\vec{F}_{L}\|.Sin(FLA) + \|\vec{R}_{L}\|.Sin(RLA)$$

$$V2 = \|\vec{R}_{L}\|.Z10$$

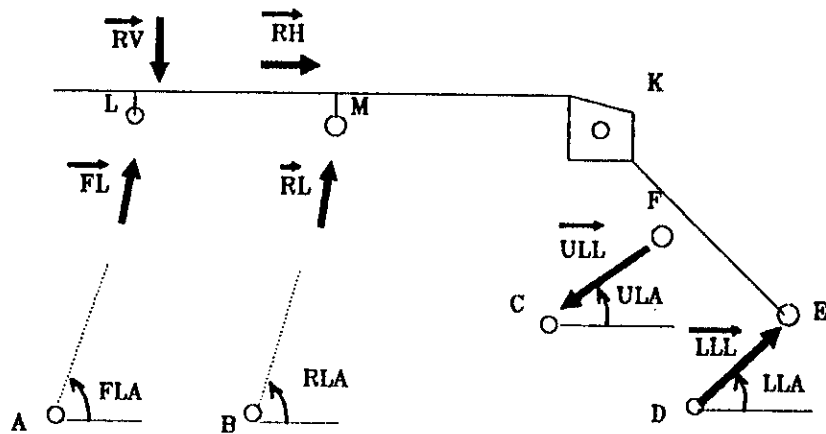
$\|\vec{R}_{L}\|=0$ pour le support à deux pieds

$Z10=0$ pour le support à bouclier protecteur

4.3.4 Cas particulier

Dans le cas où les chainons (CF) et (DE) sont parallèles, le point I est à l'infini et l'équation (4.3.10) du calcul de la charge RV n'est plus applicable. Alors, considérons l'équilibre de la calotte avec l'arrière train protecteur et écrivons les

équations d'équilibre des forces par rapport aux axes (ox) et (oy). (Les angles ULA et LLA sont égaux).



$$\sum \vec{F}/ox = 0:$$

$$|\vec{F}\vec{L}| \cdot \cos(FLA) + |\vec{R}\vec{L}| \cdot \cos(RLA) + \mu |\vec{R}\vec{V}| + (|\vec{L}\vec{L}\vec{L}| - |\vec{U}\vec{L}\vec{L}|) \cdot \cos(ULA) = 0 \quad (4.3.25)$$

$$\sum \vec{F}/oy = 0$$

$$|\vec{F}\vec{L}| \cdot \sin(FLA) + |\vec{R}\vec{L}| \cdot \sin(RLA) - |\vec{R}\vec{V}| + (|\vec{L}\vec{L}\vec{L}| - |\vec{U}\vec{L}\vec{L}|) \cdot \sin(ULA) = 0 \quad (4.3.26)$$

On écrit le système sous la forme suivante:

$$\begin{cases} -\mu |\vec{R}\vec{V}| - (|\vec{L}\vec{L}\vec{L}| - |\vec{U}\vec{L}\vec{L}|) \cdot \cos(ULA) = |\vec{F}\vec{L}| \cdot \cos(FLA) + |\vec{R}\vec{L}| \cdot \cos(RLA) \\ |\vec{R}\vec{V}| - (|\vec{L}\vec{L}\vec{L}| - |\vec{U}\vec{L}\vec{L}|) \cdot \sin(ULA) = (|\vec{F}\vec{L}| \cdot \sin(FLA) + |\vec{R}\vec{L}| \cdot \sin(RLA)) \end{cases}$$

En résolvant ce système, on aura:

$$|\vec{R}\vec{V}| = \frac{|\vec{F}\vec{L}| \cdot \sin(FLA - ULA) + |\vec{R}\vec{L}| \cdot \sin(RLA - ULA)}{\cos(ULA) + \mu \cdot \sin(ULA)} \quad \dots \quad (4.3.27)$$

CHAPITRE 5

OPTIMISATION DE LA CONCEPTION DU MECANISME DES SUPPORTS DE TOIT DES MINES

5.1 INTRODUCTION

Ce chapitre tente de véhiculer la stratégie adoptée dans la poursuite de l'objectif qui consiste en une conception automatique du mécanisme des supports de toit des mines.

5.2 Vues d'ensemble

Pour mettre au point le processus de conception assistée, il était nécessaire d'interviewer plusieurs membres du personnel de la " GULLICK DOBSON Ltd " afin de recueillir leurs méthodes de conception. Cette opération a effectivement abouti à un tableau d'instructions relatif à la conception du mécanisme.

Les méthodes de conception extraites de cette opération ont eu pour but d'identifier les importantes caractéristiques existantes et les incorporer dans le logiciel de conception. Cette liste de règles contient des types d'instructions à caractère objectif et directeur.

Les techniques d'optimisation exigent des équations rigoureuses et objectives. Cependant, la terminologie n'est pas la même dans le milieu des concepteurs et celui des mathématiciens.

Tandis que le concepteur est impliqué dans les problèmes physiques, une optimisation numérique doit améliorer la performance des systèmes modelés mathématiquement. Par conséquent, toutes les techniques intuitives doivent être représentées mathématiquement.

La modélisation mathématique du problème physique est une tâche importante sur laquelle repose le succès ou l'échec du projet.

Il existe deux étapes distinctes à entreprendre :

1- La synthèse du mécanisme

2- La modélisation des fonctions

La synthèse du mécanisme introduit le problème de production d'équations en mesure de prévoir la performance du mécanisme en question.

Le modelage des fonctions a pour but de traduire le phénomène physique existant en fonctions mesures du phénomène.

On procède à un modelage objectif mathématique en combinant les fonctions individuelles en une fonction (en général une fonction de coût) pour le système entier, et en appliquant des contraintes rigoureuses convenables au système, l'on pourra alors aboutir à une conception optimale.

On aboutit à un modelage mathématique du mécanisme à partir des valeurs des paramètres qui sont constants lors du mouvement du mécanisme. Ces paramètres sont exprimés mathématiquement en terme de vecteur de variables de décision X .

La valeur de X varie selon la fonction objective $U(X)$ du système . Celle-ci doit être établie de façon à ce que la qualité du problème physique s'améliore dans la mesure où elle est minimisée.

Ainsi, en minimisant la fonction objective selon la description, l'on pourra aboutir à une conception optimale. Si la solution du problème mathématique ne subissait aucune contrainte, le vecteur variables de décision X pourrait avoir une valeur quelconque. Cependant, certaines contraintes doivent être incorporées de façon à ce que les résultats aient une signification physique.

Relativement à un problème d'optimisation, il existe deux types de contraintes : les contraintes d'inégalité et les contraintes d'égalité.

Les contraintes d'inégalité sont exprimées ainsi :

$$G_j(X) \geq 0 \quad j=1,2,\dots,n$$

Les contraintes d'égalité sont exprimés comme suit :

$$H_i(X) = 0 \quad i=1,2,\dots,n$$

5.3 DEFINITION DU VECTEUR VARIABLES DE DECISION X

Les paramètres qui déterminent la performance du mécanisme à quatre barres utilisé dans les supports de toit des mines sont :

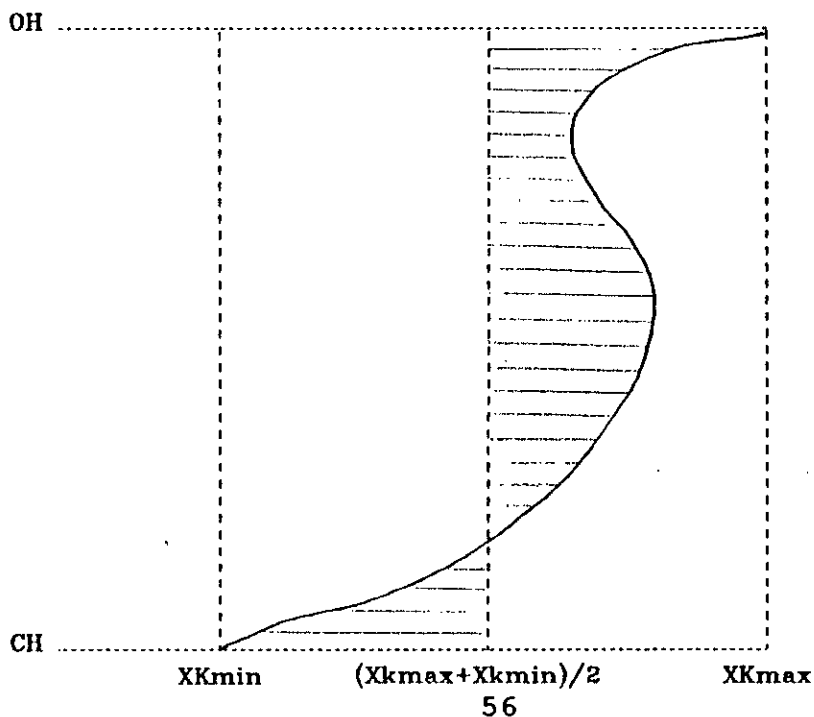
- Les coordonnées des points pivots fixes de la base : (XC, YC, XD, YD)
- Les longueurs des chainons et de l'arrière train protecteur : (CF, DE, R0, R1 et R2)

Ainsi, le vecteur variables de décision X sera défini comme suit :

$$X = (x_C, y_C, x_D, y_D, CF, R_0, R_1, R_2)$$

5.4 DEFINITION DE LA FONCTION OBJECTIVE

Du point de vue cinématique, les concepteurs s'intéressent au déplacement du point "K" lors du mouvement du mécanisme. Un chemin idéal qui est une ligne droite verticale est toujours espérée; autrement dit, ils cherchent à minimiser la déviation du point "K" (déviation = $x_{Kmax} - x_{Kmin}$). Cette déviation affecte considérablement la performance du support.



OH: Hauteur du support à la position complètement ouverte.

CH: Hauteur du support à la position complètement fermée.

Pour ce fait, la fonction objective $obj1(X)$ qu'on suggère est de minimiser le carré de l'aire comprise entre la courbe trajectoire du point K et la droite verticale d'équation $X=(X_{kmax} + X_{kmin})/2$.

En second lieu, et pour des raisons économiques, on cherche à minimiser le coût du mécanisme; ce qui revient pour nous à minimiser les longueurs des chainons tout en maximisant la charge RV que peut supporter le support. Pour ce fait, la fonction objective $obj2(X)$ qu'on propose est de la forme:

$$Obj2(X) = \frac{1}{\frac{RV_{min}}{(CF+DE+RO+R1)}}$$

La fonction objective globale $Obj(X)$ sera la somme des deux fonctions objectives élémentaires $Obj1(X)$ et $Obj2(X)$.

En outre, on a introduit deux coefficients poids $w1$ et $w2$ qui permettent au concepteur de donner des coefficients de priorité pour chaque fonction objective élémentaire :

$$obj(X) = w1.obj1(X) + w2.obj2(X)$$

Du point de vue analyse dimensionnelle, les grandeurs $obj1(X)$ et $obj2(X)$ n'ont pas la même dimension.

On a rendu la fonction $obj(X)$ adimensionnelle en comparant chaque fonction objective élémentaire à un résultat de même dimension .

Donc, la fonction objective globale $obj(X)$ s'écrira :

$$Obj(X) = w1 \cdot \frac{Obj1(X)}{COMPARE1} + w2 \cdot \frac{Obj2(X)}{COMPARE2}$$

où $w1$ et $w2$ sont des coefficients poids réels.

COMPARE 1 et COMPARE 2 sont respectivement les valeurs correspondantes à $Obj1$ et $Obj2$ pour l'estimé initial X^0 .

X^0 : est la valeur initiale du vecteur variables de décision.

Remarque: Les coefficients de pondération $w1$ et $w2$ sont laissés au choix du concepteur.

5.5 DEFINITION DES CONTRAINTES

D' INEGALITES

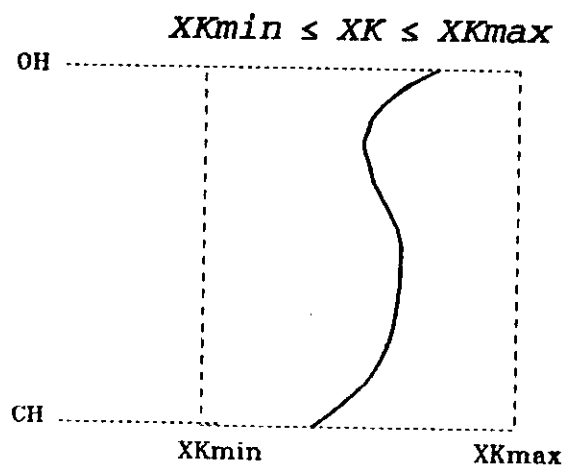
Toutes les contraintes adoptées et qui sont citées ci-dessous ont été inspirées des spécifications de la conception, des restrictions physiques imposées et du procédé de la conception du mécanisme déjà décrit.

5.5.1 Contraintes dues aux spécifications du concepteur

Le logiciel ainsi élaboré permet au concepteur de spécifier les valeurs limites de l'abscisse du point "K", le rayon de variation des points pivots de la base et le maximum coefficient de friction permmissible μ .

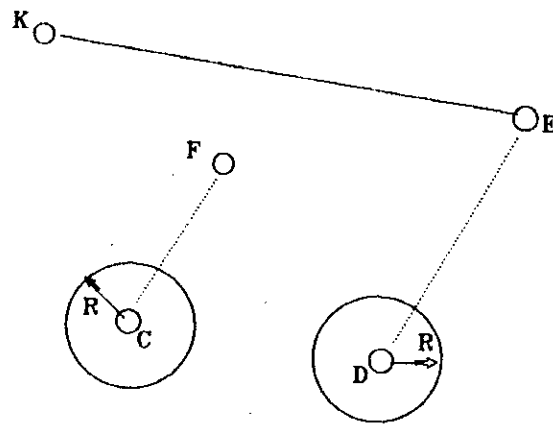
a/ L'abscisse du point K doit être comprise entre deux valeurs limites XK_{max} et XK_{min} imposées .

Pour cela , deux contraintes se présentent :



b/ Le concepteur spécifiera aussi le rayon R de variation des coordonnées des points pivots de la base; deux autres contraintes sont alors imposées :

$$XC^2 + YC^2 \leq R^2 \text{ et } XD^2 + YD^2 \leq R^2$$



c/ La condition du non basculement du support entraine encore une autre contrainte:

$$|ovbmu|_{\min} \geq \mu$$

où $ovbmu$: coefficient de friction pour le non basculement
 μ : Maximum coefficient de friction permissible spécifié

5.5.2 Contraintes dues aux restrictions physiques

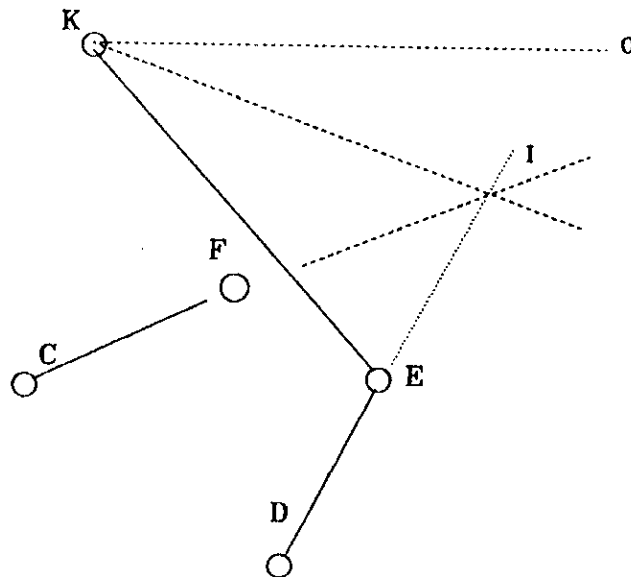
a/ Toutes les longueurs des chainons formant le mécanisme doivent être positives.

b/ Aucune longueur d'un des chainons du mécanisme ne doit dépasser 6 fois la longueur d'un autre chainon :

$$\frac{L_{\max}}{L_{\min}} \leq 6$$

c/ L'ordonnée du point E doit être toujours supérieure à 50 mm et ceci pour que le mécanisme ne touchera pas le sol à la hauteur fermée .

5.5.3 Contraintes inspirées du procédé de Conception



Lors du mouvement du mécanisme :

- a/ l'angle KFC doit être compris entre 80° et 130°
- b/ l'angle OKI doit être compris entre 9.5° et 11.5°
- c/ l'angle EIF doit être compris entre 15° et 30°

5.6 DEFINITION DES CONTRAINTES

D'EGALITES

La hauteur opérationnelle H du support varie entre deux hauteurs limites (OH et CH) spécifiées par le concepteur .

Le support doit alors atteindre la hauteur maximale (OH) lorsqu'il est complètement ouvert et la valeur minimale (CH) lorsqu'il est fermé . Pour ce fait, deux contraintes s'imposent:

. $H_{max} = OH$

. $H_{min} = CH$

CHAPITRE 6

TECHNIQUE D'OPTIMISATION

6.1 INTRODUCTION

Les techniques d'optimisation est une documentation très riche. Il existe plusieurs méthodes de recherche d'extrémums des fonctions à plusieurs variables pour les problèmes linéaires et non linéaires. Dans notre cas, nous sommes confrontés à un problème non linéaire.

Les techniques d'optimisation non linéaire sont classées en deux catégories : les méthodes de recherche directe et les méthodes du gradient.

Les méthodes du gradient nécessitent à chaque pas l'évaluation de la fonction et de son gradient tandis que les méthodes de recherche directe exigent seulement l'évaluation de la fonction à chaque pas. Ces dernières méthodes sont lentes mais elles sont intéressantes dans les mêmes cas que notre problème où le gradient est indéfini ou difficile à évaluer.

Les méthodes de recherche directe courantes sont :

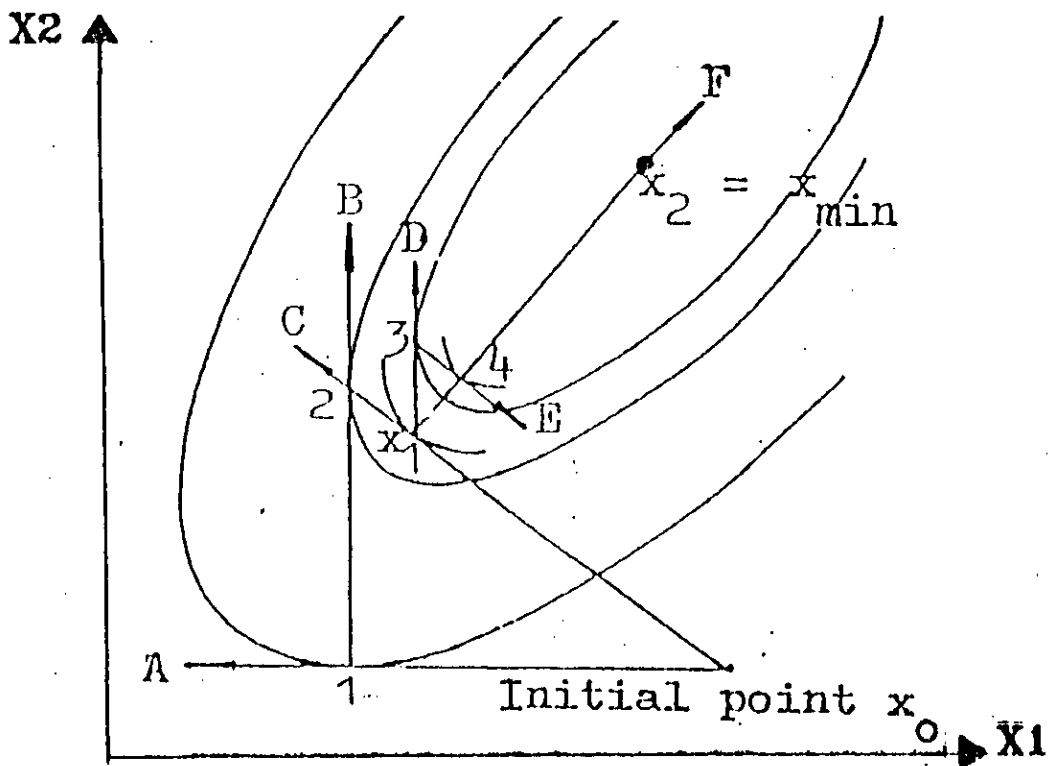
- . Méthode de recherche de SIMPLEX ou méthode du S^2
- . Méthode de HOOKE et JEEVES
- . Méthode de POWELL

La méthode de Powell est la plus intéressante de ces trois méthodes surtout pour les problèmes avec contraintes. Dans ce chapitre, nous allons examiner en détail la méthode de Powell[17] qui est utilisée dans le logiciel d'optimisation de la conception du mécanisme utilisé dans les supports de toit des mines.

6.2 METHODE DE POWELL

POWELL a présenté une méthode efficace d'optimisation des fonctions à plusieurs variables qui est basée sur le concept des directions conjuguées.

Pour une fonction à deux dimensions, la stratégie est comme suit:



- Première Itération

. Au point initial x_0 , aucune direction n'est connue. On cherche le minimum de la fonction le long de la direction des axes de coordonnées (direction A et B); On détermine ainsi le point 2.

. On cherche le long de la direction donnée par le point X0 et le point 2 (direction C) pour déterminer le point X1.

. On change la direction de recherche de façon à ce que la direction C remplace la direction A.

- Deuxième Itération

. On cherche le long de la direction parallèle à B à partir du point X1 pour déterminer le point 3.

. On cherche le long de la direction parallèle à C à partir du point 3 pour déterminer le point 4.

. On cherche le long de la direction donnée par X1 et le point 4 pour déterminer le point X2.

- Dernière Itération

On continue de la même façon jusqu'à ce que le déplacement devient négligeable.

N.B: Les directions C et F sont les directions conjuguées.

6.2.1 Méthode de POWELL

d'interpolation quadratique

L'utilisation de la méthode de POWELL exige que la fonction soit quadratique. Dans ce paragraphe, on examinera l'algorithme de POWELL pour la détermination du minimum des fonctions quadratiques [18] .

Supposons que l'on désire minimiser une fonction $f(x)$ le long d'une droite $X = X_1 + \lambda d$ où :

X_1 est le point courant

d est une direction connue

La méthode de POWELL consiste à trouver une fonction quadratique $f(\lambda)$ qui a les mêmes valeurs que $f(X_1 + \lambda d)$ pour trois valeurs courantes de λ .

La valeur de λ qui minimise $f(\lambda)$ remplace l'une des trois valeurs courantes de λ . Ce processus continue jusqu'à ce qu'une précision définie sera atteinte.

Soient trois points sur la droite $X_1 + \lambda d$: $X_1 + ad$, $X_1 + bd$ et $X_1 + cd$.

Par conséquent, les valeurs de la fonction sont définies comme suit :

$$f_a = f(X_1 + ad) \quad \dots (6.1)$$

$$f_b = f(X_1 + bd) \quad \dots (6.2)$$

$$f_c = f(X_1 + cd) \quad \dots (6.3)$$

On assume que la fonction quadratique est de la forme :

$$f(\lambda) = f_0 + f_1 \lambda + f_2 \lambda^2 \quad \dots (6.4)$$

alors :

$$f_a = f_0 + f_1 a + f_2 a^2 \quad \dots (6.5)$$

$$f_b = f_0 + f_1 b + f_2 b^2 \quad \dots (6.6)$$

$$f_c = f_0 + f_1 c + f_2 c^2 \quad \dots (6.7)$$

La résolution du système d'équations (6.5), (6.6) et (6.7) donne :

$$f_0 = \frac{bc(c-b)f_a + ac(a-c)f_b + ab(b-a)f_c}{(a-b)(b-c)(c-a)} \quad \dots (6.8)$$

$$f_1 = \frac{(b^2 - c^2)f_a + (c^2 - a^2)f_b + (a^2 - b^2)f_c}{(a-b)(b-c)(c-a)} \quad \dots (6.9)$$

$$f_2 = \frac{(c-b)f_a + (a-c)f_b + (b-a)f_c}{(a-b)(b-c)(c-a)} \quad \dots (6.10)$$

Dérivons l'équation (6.4) par rapport à λ :

$$f'(\lambda) = f_1 + 2\lambda f_2$$

$$f'(\lambda) = 0 \quad \Rightarrow \quad \lambda_m = -\frac{f_1}{2f_2}$$

λ_m : valeur de λ qui annule $f'(\lambda)$.

$f(\lambda)$ a un minimum si $f_2 > 0$.

Selon les équations (6.9) et (6.10), on aura :

$$\lambda_m = \frac{0.5 [(b^2 - c^2)f_a + (c^2 - a^2)f_b + (a^2 - b^2)f_c]}{(b-c)f_a + (c-a)f_b + (a-b)f_c} \quad \dots (6.11)$$

et $f(\lambda)$ a un minimum si :

$$\frac{(b-c)f_a + (c-a)f_b + (a-b)f_c}{(a-b)(b-c)(c-a)} < 0 \quad \dots (6.12)$$

Après avoir déterminé la valeur de λ_m , avec un point initial X_1 et une direction de recherche d ; minimiser une fonction $f(X)$ le long de la droite $X_1 + \lambda d$ par l'algorithme de POWELL entraîne les étapes suivantes:

Etape 1

Sélectionner un pas h , un pas maximum permissible M et une tolérance ϵ .

Etape 2

Evaluer la fonction aux points X_1 et $X_1 + hd$

Etape 3

Performer le test :

Si $f(X_1) < f(X_1 + hd)$ alors évaluer $f(X_1 - hd)$

Les trois points sont maintenant : $X_1, X_1 + hd$ et $X_1 - hd$.

Poser $a=0$, $b=h$ et $c=-h$: passer à l'étape 5 sinon passer à l'étape 4.

Etape 4

Evaluer $f(X_1 + 2hd)$

Les trois points sont maintenant : $X_1, X_1 + hd$ et $X_1 + 2hd$

poser $a=0$, $b=h$ et $c=2h$

Etape 5

Déterminer le point tournant λ_m en utilisant l'équation (6.11)

Etape 7

Tester pour déterminer le point à écarter ou bien si une valeur minimale est atteinte :

Si le point tournant est un maximum (équation (6.12) >0) ou bien si le point tournant est un minimum et le plus proche des 3 points courants du point tournant est à une distance supérieure au pas permissible M alors passer à l'étape 8. Sinon passer à l'étape 7.

Etape 7

Tester si la différence entre le point le plus proche du point tournant est à une distance inférieure ou égale à la tolérance spécifiée ϵ .

Si oui alors passer à l'étape 9, sinon écarter le point dont la valeur de la fonction est maximale et le remplacer par le point tournant.

Retourner à l'étape 5.

Etape 8

Ecarter l'un des 3 points courants selon le point tournant.

- Si le point tournant est un minimum, prendre un pas égale à M_d à partir du point proche des 3 points courants.

Remplacer a, b ou c par M selon le point écarté .

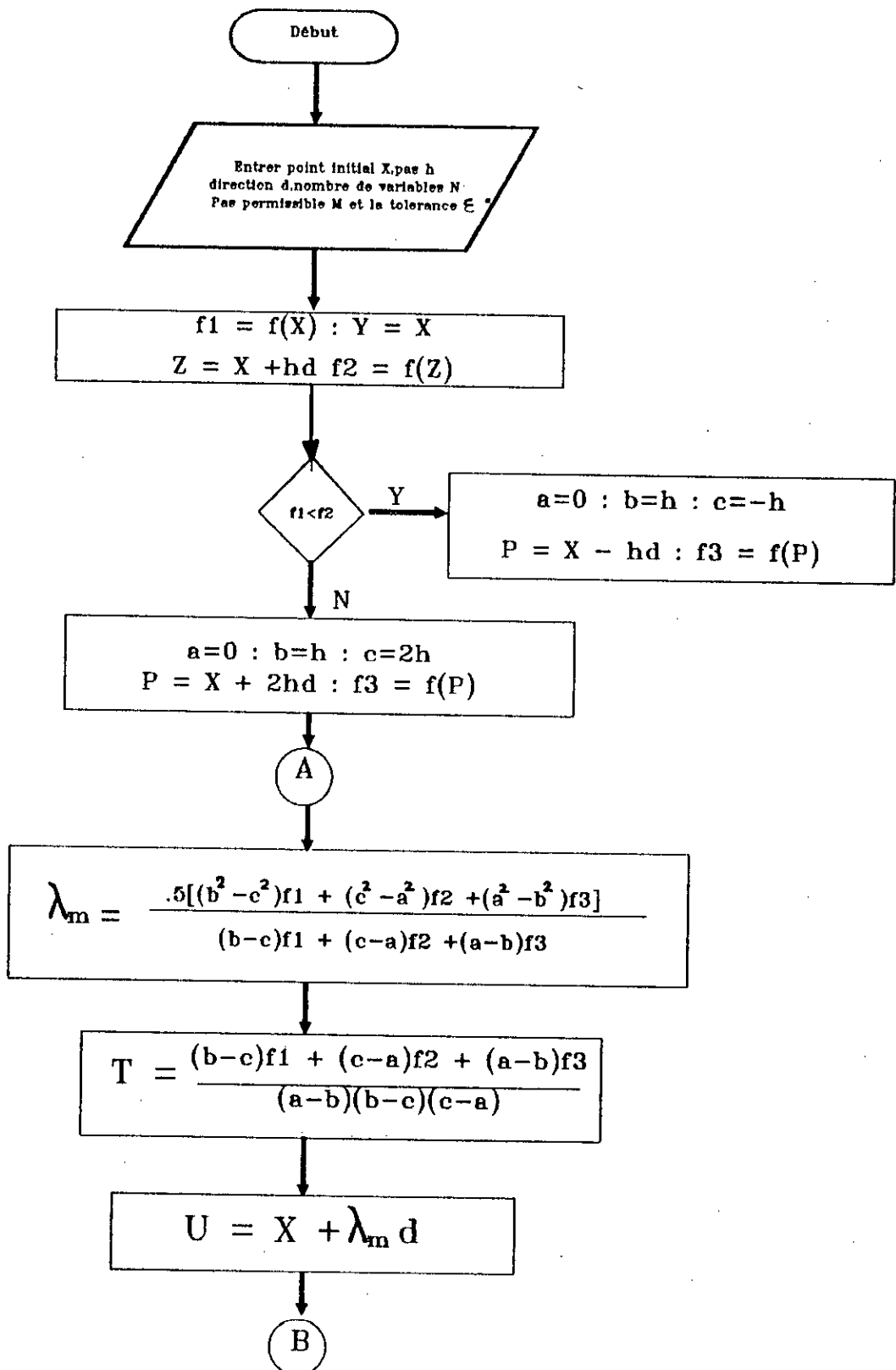
Retourner à l'étape 5.

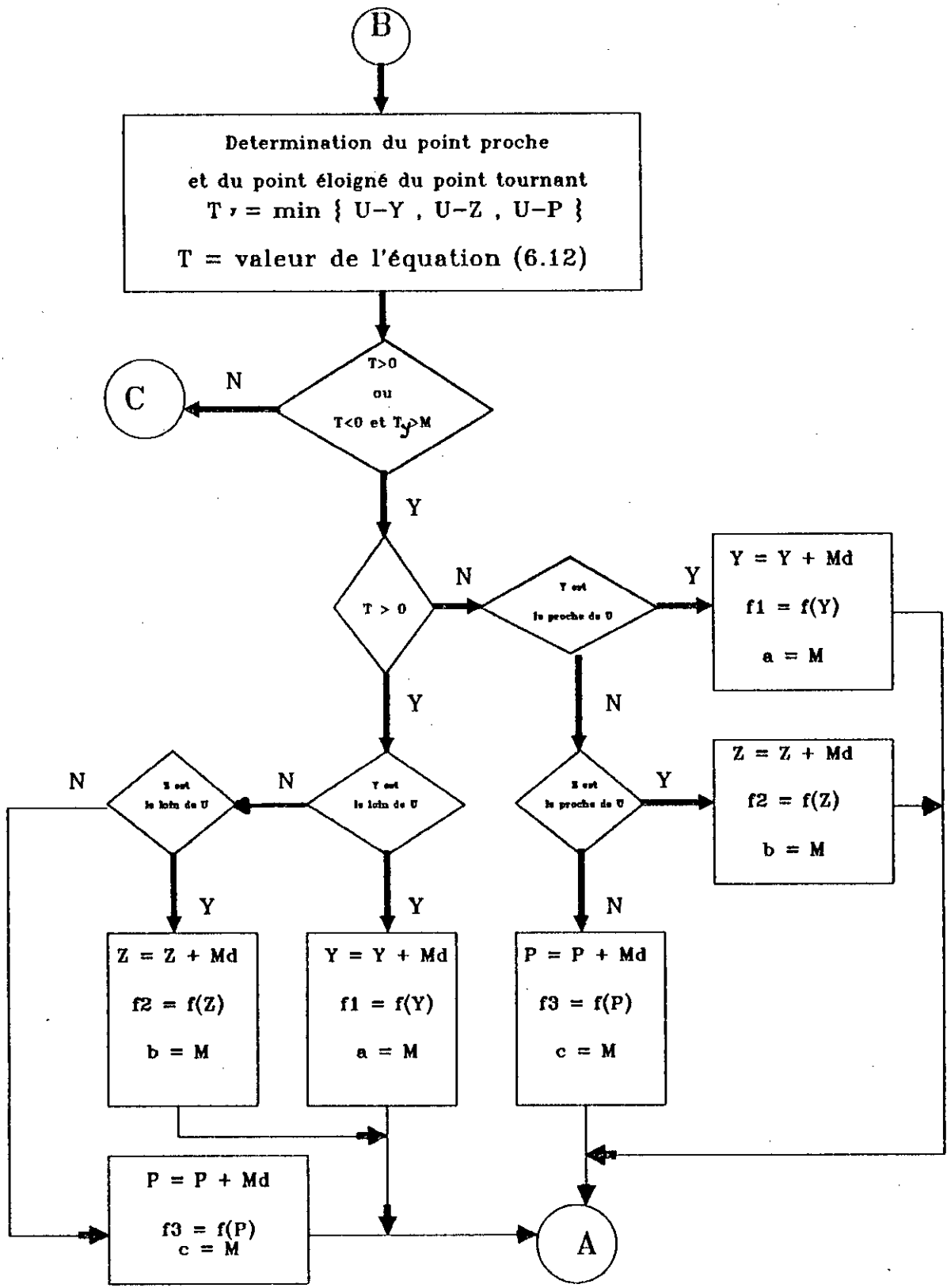
- Si le point tournant est un maximum, prendre un pas égal à Md à partir du point le plus loin des 3 points courants.
Remplacer a, b ou c par M selon le point écarté.
Retourner à l'étape 5.

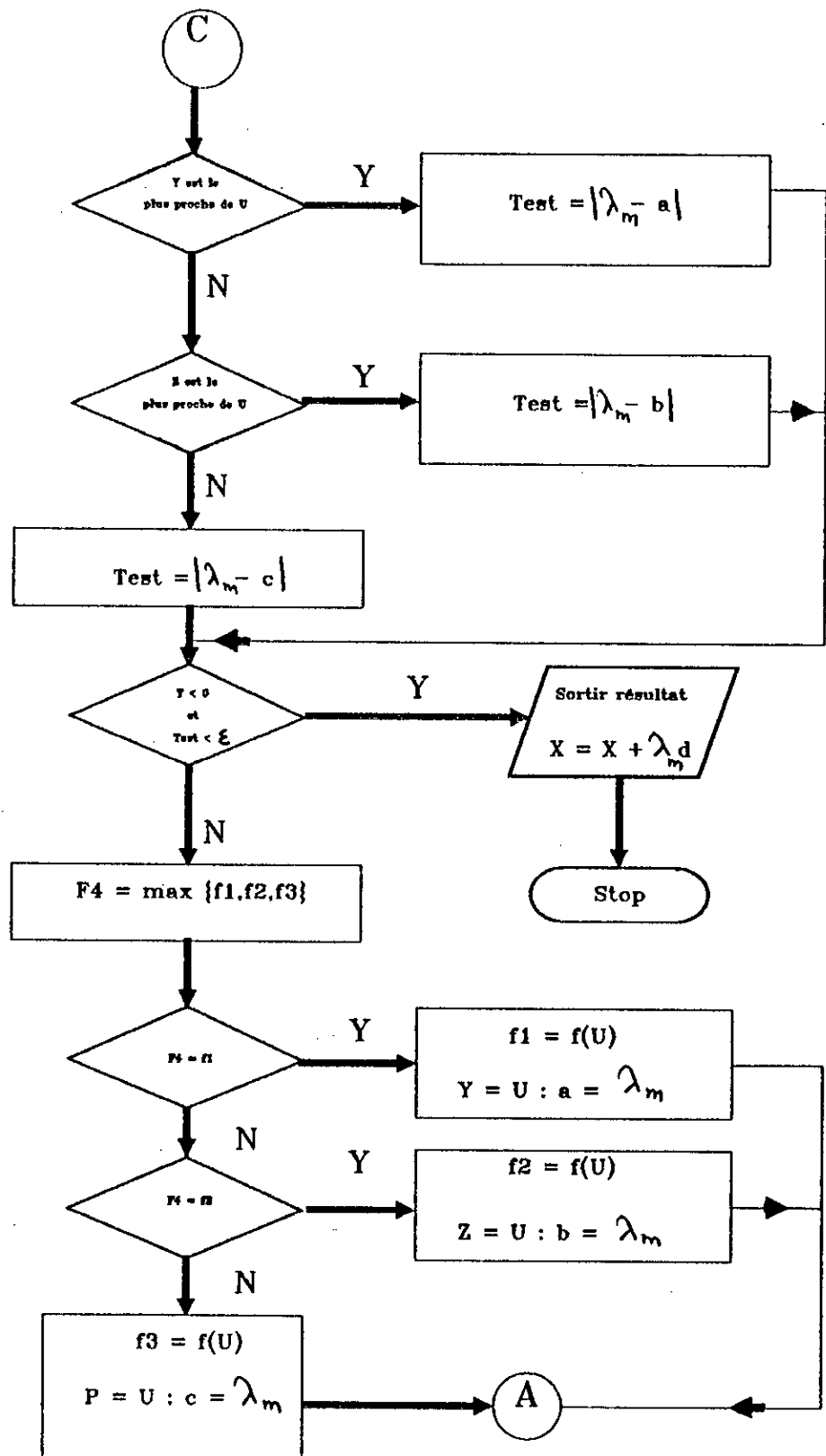
Etape 9

Sortir le résultat comme étant : $X = X_1 + \lambda_m d$

L'organigramme suivant traduit l'algorithme de POWELL pour l'interpolation quadratique.







6.2.2 Algorithme de la méthode de recherche directe de POWELL

Dans le paragraphe précédent, nous avons vu la méthode d'interpolation quadratique de POWELL qui est une modification de la méthode développée par SMITH pour la convergence quadratique[18].

Dans ce paragraphe, nous allons voir l'algorithme de POWELL pour la détermination des directions de recherche.

Etape 1

Définir une tolérance ϵ , le point initial X , la fonction $f(X)$ et une direction de recherche d .

La direction de recherche d est définie de façon à ce qu'elle soit parallèle aux axes de coordonnées.

$$d_{i,j} = \begin{cases} 1 & \text{si } i=j, i=1,2,\dots,N \\ 0 & \text{si } i \neq j, j=1,2,\dots,N \end{cases}$$

Etape 2

a/ Evaluer $U_1=f(X)$

Garder le point initial comme $X_b=X$ et $F_0=U_1$.

b/ Utiliser la méthode d'interpolation quadratique de POWELL, déterminer le minimum le long de chaque direction $d_{i,j} : j=1,2,\dots,N$ et $i=1,2,\dots,N$

Poser la valeur minimale de la fonction objective obtenue dans chaque direction comme F_j .

Poser le point résultant après la N ième direction comme étant X .

c/ Déterminer le point V donné par : $V = 2X - X_b$
 Evaluer la fonction objective aux points X et V et
 designer U2 et U3 respectivement comme suit:
 $U2 = f(X)$ et $U3 = f(V)$

Etape 3

Déterminer la direction qui produit le changement maximum dans la fonction objective et noter ce changement maximum comme étant Δ .

$$\Delta = \max \{F_{j-1} - F_j\} \quad j=1, 2, \dots, N$$

Poser la direction qui produit le changement maximum dans la fonction objective comme étant JC .

Etape 4

Déterminer si on continue la recherche dans l'ancienne direction ou on introduit une nouvelle direction ou bien si le critère de la fin de recherche est satisfait comme suit : [18]

$$\text{Si } (U1 - 2U2 + U3) (U1 - U2 - \Delta)^2 < \frac{\Delta (U1 - U3)^2}{2}$$

ou bien $U3 < U1$ alors passer à l'étape 5
 sinon passer à l'étape 6.

Etape 5

Si $JC < N$, alors former une nouvelle direction de recherche comme suit :

$$d_{i,j} = d_{i,j+1} \quad \begin{matrix} j = JC, JC+1, N-1 \\ i = 1, 2, \dots, N \end{matrix}$$

Sinon former une direction de recherche comme suit :

$$d_{i,N} = \frac{X-Xb}{|X-Xb|} \quad i=1,2,\dots,N$$

Conduire la recherche en utilisant la nouvelle direction .

Noter toujours le résultat de recherche comme étant X et $U_2=f(X)$.

Si $U_3 < U_2$ le point V est meilleur que le point X alors remplacer X par V . Passer à l'étape 7.

Etape 6

Si $U_2 \geq U_3$ alors remplacer X par V et V par X .

Passer à l'étape 7.

Etape 7

Tester si on continue la recherche.

Si $|X-Xb| < \epsilon$ alors passer à l'étape 8.

sinon prendre un pas de recherche égal à

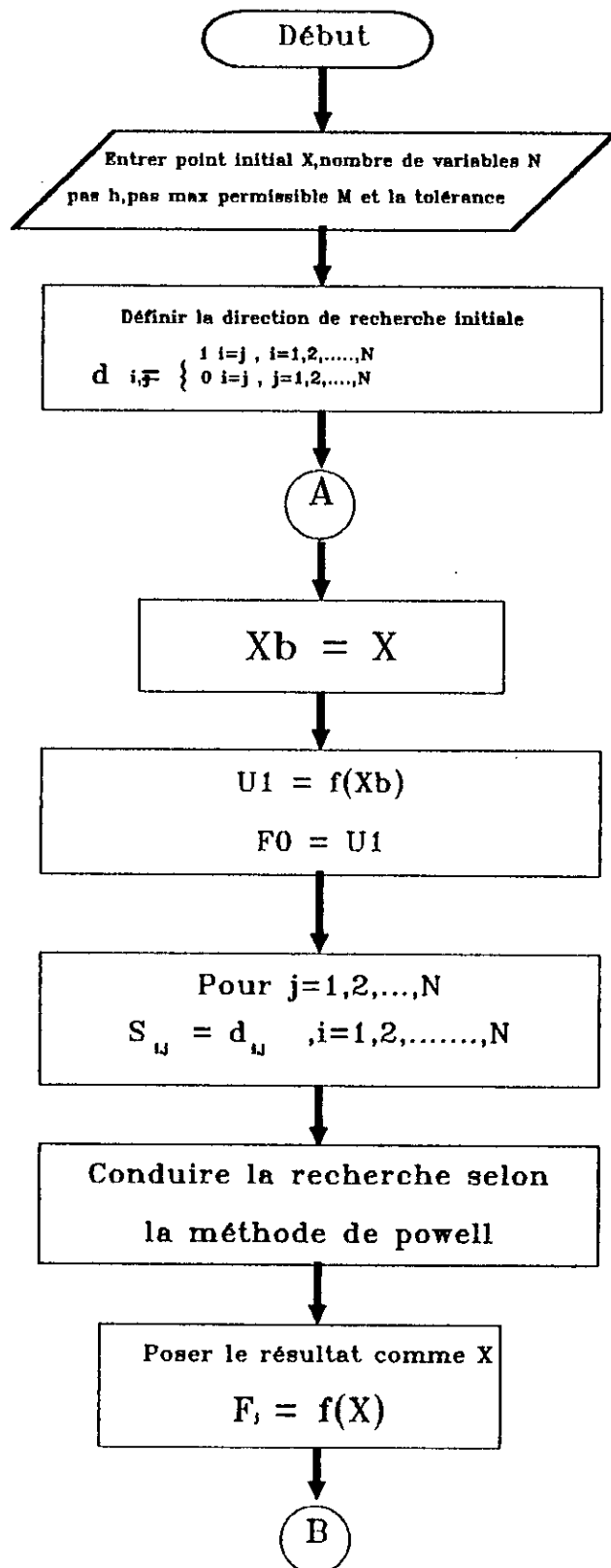
$$0.4(\sqrt{U_1 - U_2})$$

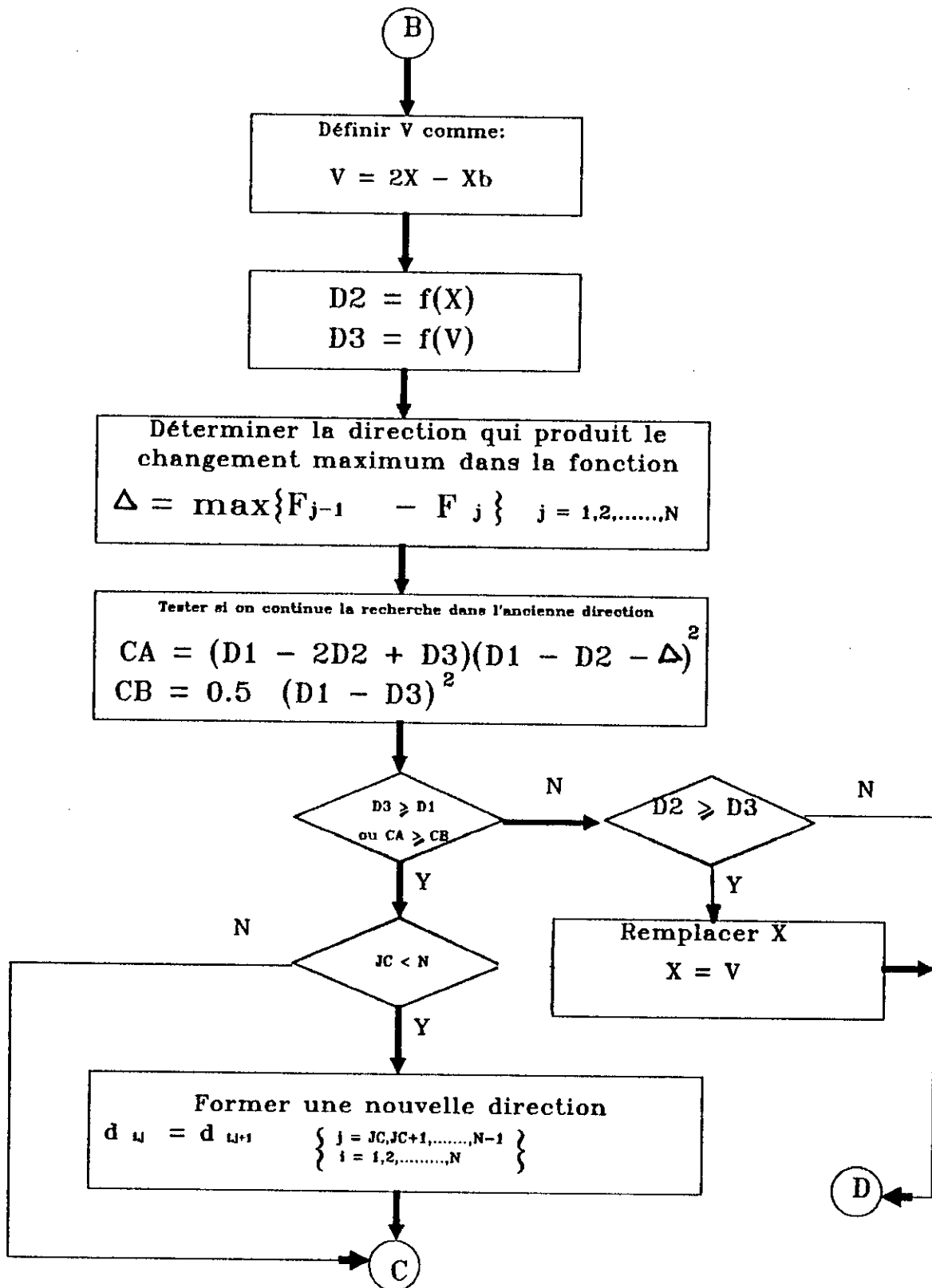
(si le nouveau pas est supérieur au pas permissible M, réajuster h). Retourner à l'étape 2 . [18]

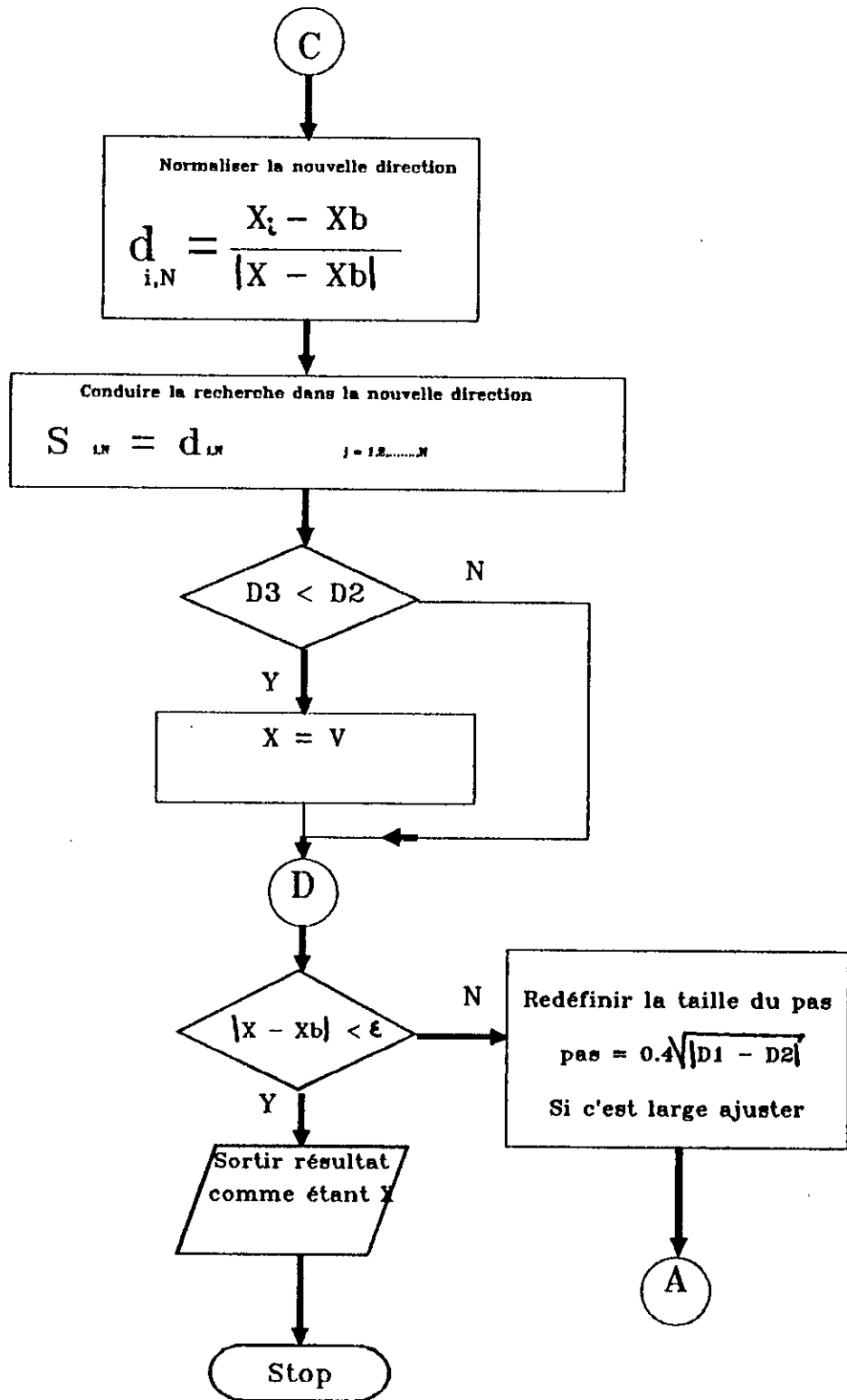
Etape 8

Sortir le résultat de recherche comme étant X.

L'organigramme ci-dessous traduit toutes ces étapes.







6.3 CONCEPT DE FONCTIONS PENALISANTES

6.3.1 Introduction

Afin de résoudre les problèmes d'optimisation non linéaire avec contraintes, le concept de fonctions pénalisantes a été développé. Dans sa plus simple expression, une fonction pénalisante est de la forme :

$$U_p(X) = U(X) + r \sum_j | \langle G_j(X) \rangle | + r \sum_i | H_i(X) | \quad \dots \quad (6.13)$$

où :

U_p : Fonction pénalisante

U : Fonction objective

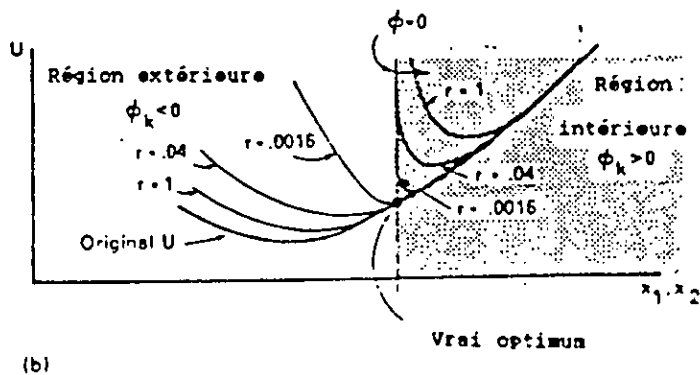
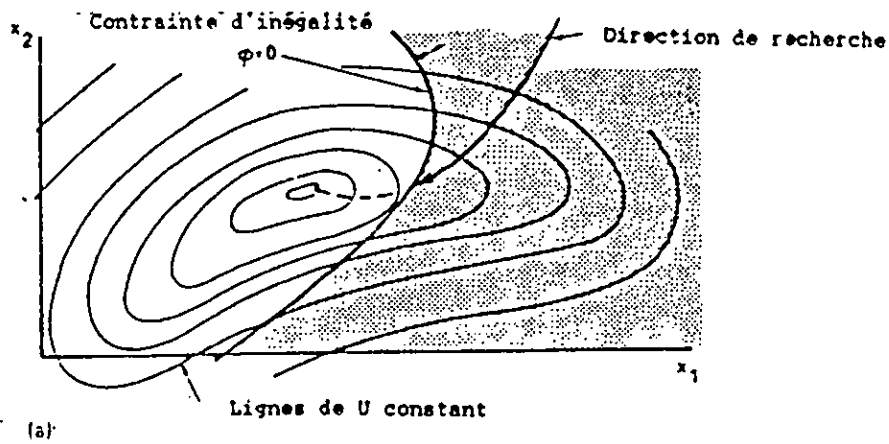
r : Nombre fixe assez large

G_j : Fonctions pour les contraintes d'inégalité

H_i : Fonctions pour les contraintes d'égalité

Le symbole $\langle \alpha \rangle$ a le sens suivant :

$$\langle \alpha \rangle = \begin{cases} \alpha & \text{si } \alpha \leq 0 \\ 0 & \text{si } \alpha > 0 \end{cases}$$



Il existe deux types de fonctions pénalisantes:

- Les fonctions pénalisantes intérieures: Elles sont conçues de façon à maintenir la recherche dans le domaine visible où toutes les contraintes sont satisfaites.

- Les fonctions pénalisantes extérieures: Elles sont conçues de façon à conduire la recherche dans le domaine invisible.

6.3.2 Fonction pénalisante pour le mécanisme

La fonction pénalisante déjà décrite est très sévère, car elle présente une distorsion dans sa topologie et lorsqu'elle est très grande, elle devient difficile à minimiser.

Afin de surmonter cette distorsion, plusieurs modèles de fonctions pénalisantes ont été présentés [17],[19],[20]. Dans notre logiciel, le modèle de fonction pénalisante extérieure utilisé a été présenté par SCHUDT [17].

Cette fonction est de la forme :

$$U_p(X) = \frac{U(X)}{|U(X)_{\max} + U(X)_{\min}|} + r \sum_j [\langle G_j + \sigma_j \rangle^2 - \sigma_j^2] + r \sum_i [(H_i + \tau_i)^2 - \tau_i^2] \quad \dots (6.14)$$

L'ajustement des contraintes est dans σ et τ .

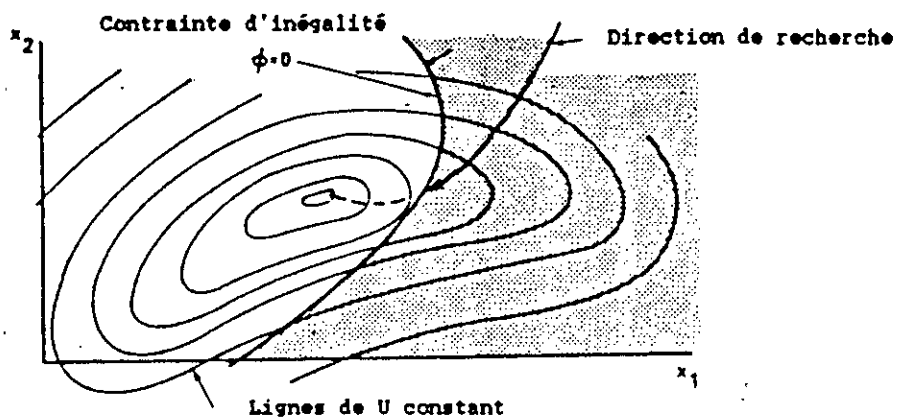
Pour deux successives itérations K et K+1 :

$$\sigma_j^{(k+1)} = \langle G_j^{(k)} + \sigma_j^{(k)} \rangle \quad \dots (6.15)$$

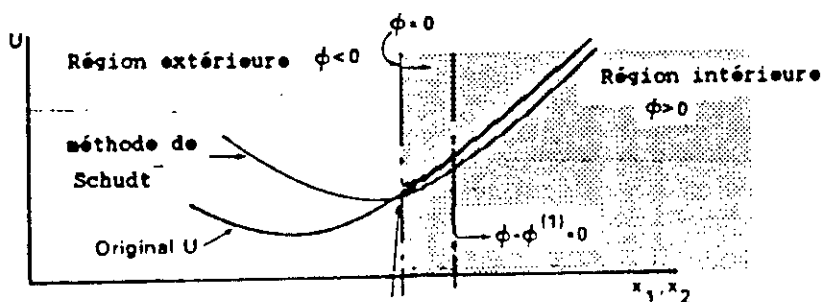
$$\tau_i^{(k+1)} = H_i^{(k)} + \tau_i^{(k)} \quad \dots (6.16)$$

avec: $\sigma_j^{(0)} = 0$ et $\tau_i^{(0)} = 0$

La valeur de r reste constante dans l'algorithme de Schudt.

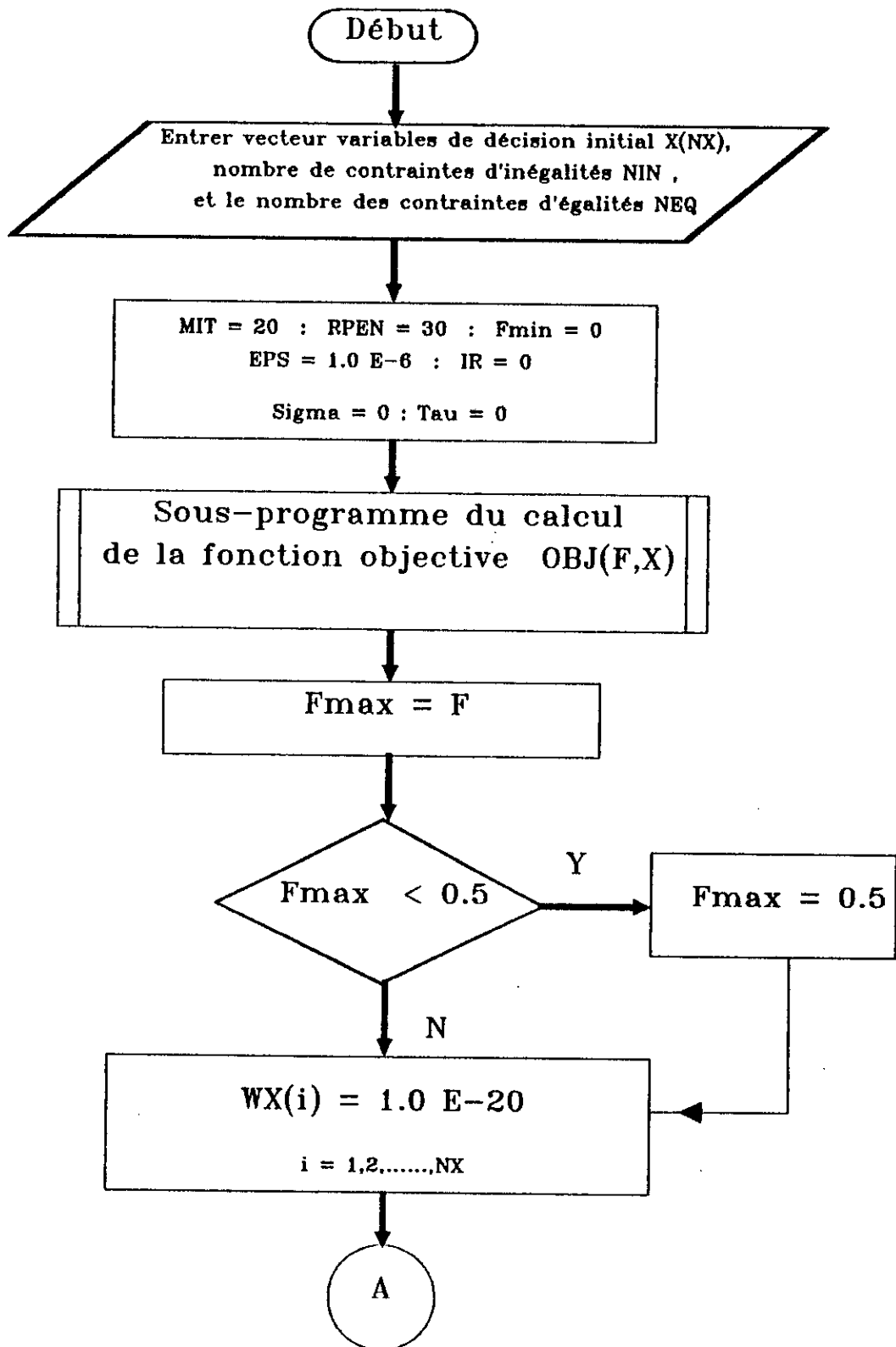


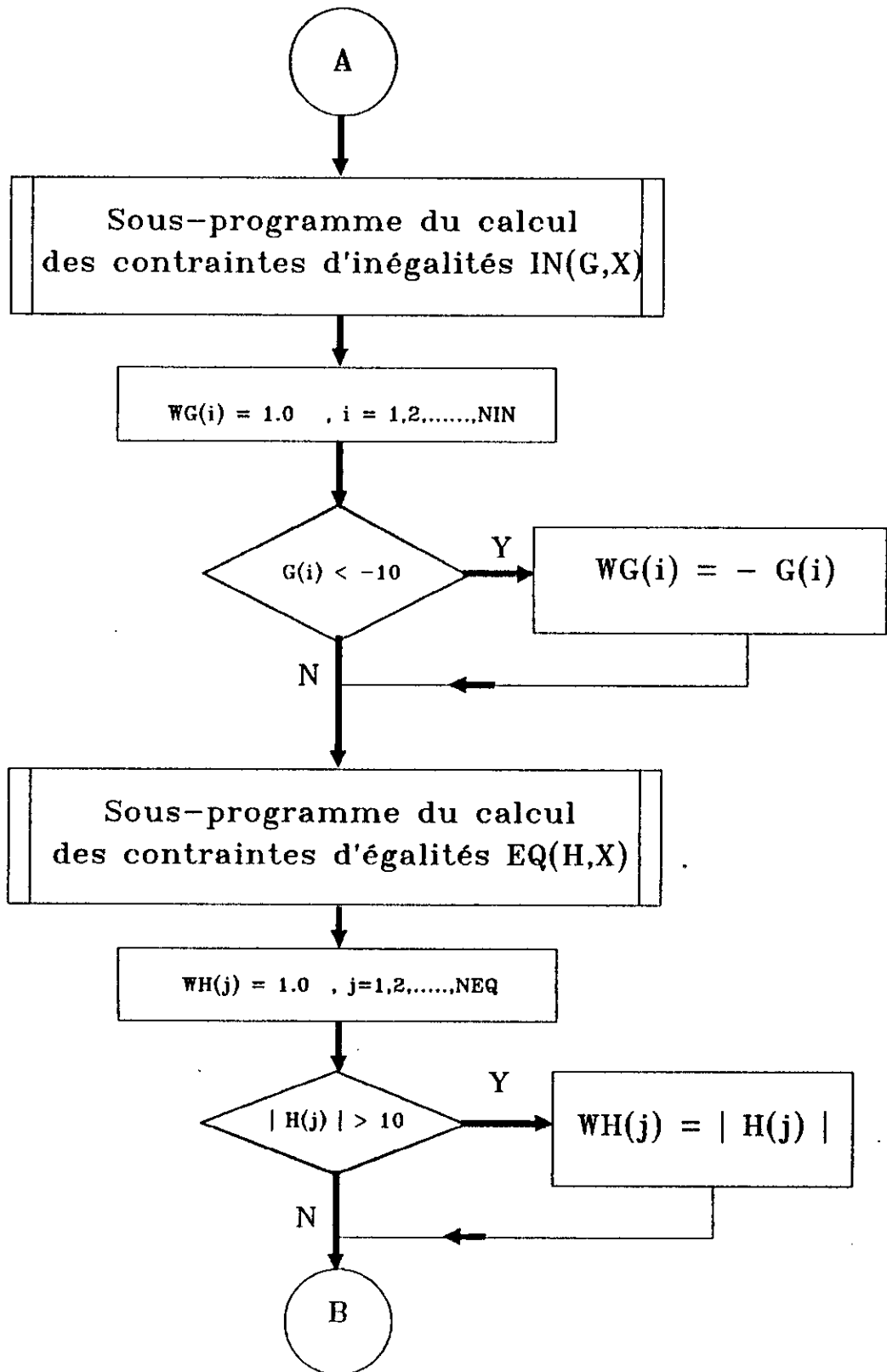
(a)

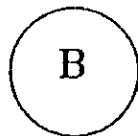


(b)

L'organigramme ci-après traduit l'architecture de la stratégie adoptée pour la technique d'optimisation non linéaire avec contraintes utilisée dans le logiciel .







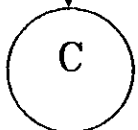
$$U_p = \frac{F}{|F_{\max}| + |F_{\min}|}$$
$$+ \text{RPN} \sum_{i=1}^{NIN} \frac{[\langle G(i) + \text{sigma}(i) \rangle^2 - \text{sigma}(i)^2]}{WG(i)^2}$$
$$+ \text{RPN} \sum_{j=1}^{NEQ} \frac{[H(j) + \text{tau}(j)]^2 - \text{tau}(j)^2}{WH(j)^2}$$

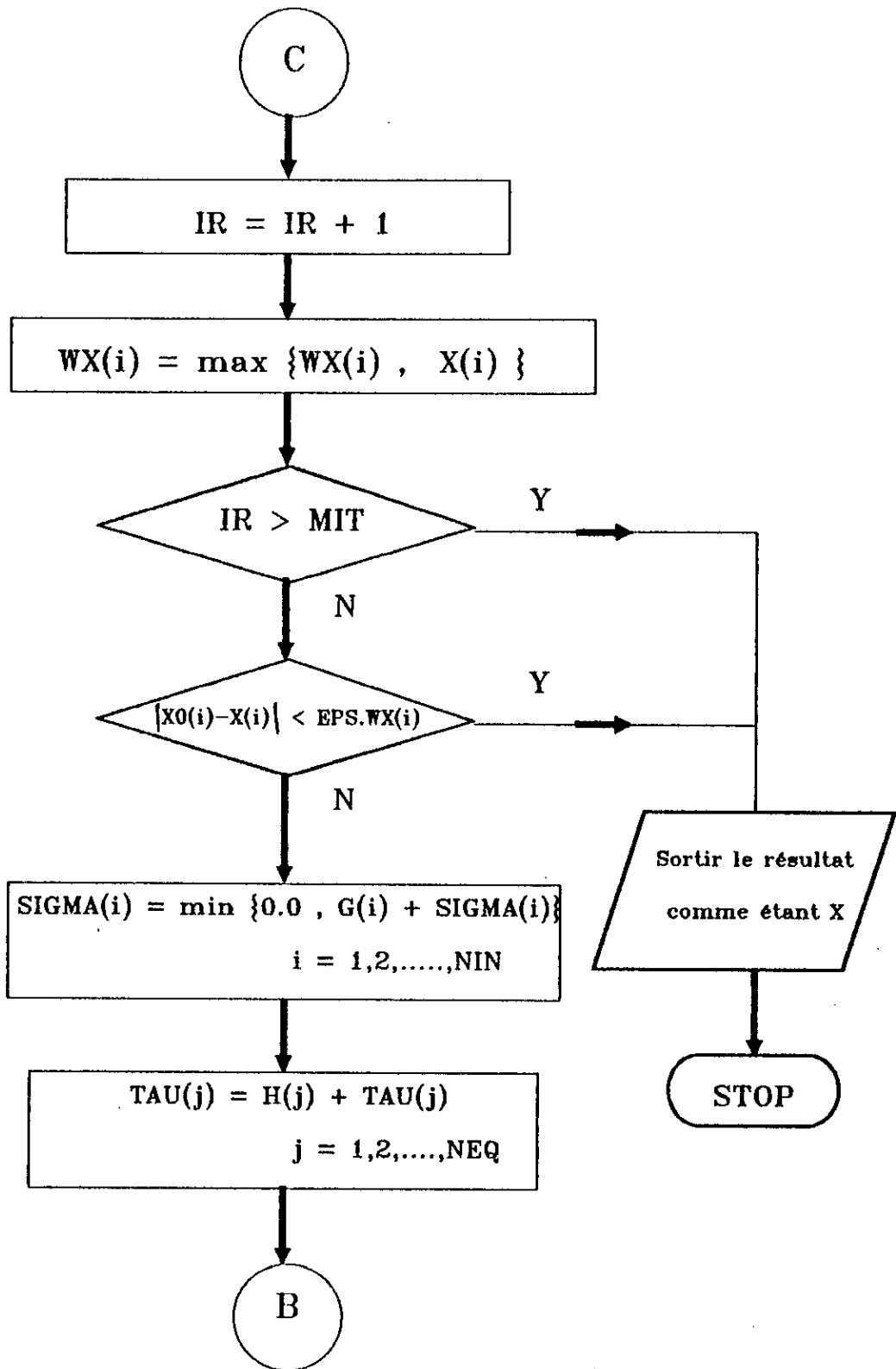


$$X0(i) = X(i)$$



Sous-programme de la méthode
de recherche directe de Powell





CHAPITRE 7

UTILISATION DU PROGRAMME

7.1 INTRODUCTION

Ce programme travaille en interactif. Il permet à l'utilisateur soit l'analyse d'un mécanisme pour utilisation dans un support, soit la détermination du mécanisme optimum convenable à ses exigences.

Le Software développé à travers cette étude est écrit en langage FORTRAN pour deux raisons :

- . Sa vitesse et sa capacité numérique qui font en sorte que ce langage convient parfaitement à ce type de problèmes.

- . Il permet un large degré d'intégration avec l'environnement (C.A.O) .

Le programme lit dans un fichier DATA toutes les données du problème. Lors de son déroulement, il demande à l'utilisateur de spécifier les valeurs limites de la hauteur opérationnelle, les abscisses limites du produit K, le rayon de variation des coordonnées des pivots fixes du mécanisme R, le coefficient de friction maximum permissible μ et l'estimé initial des variables de décision X^* .

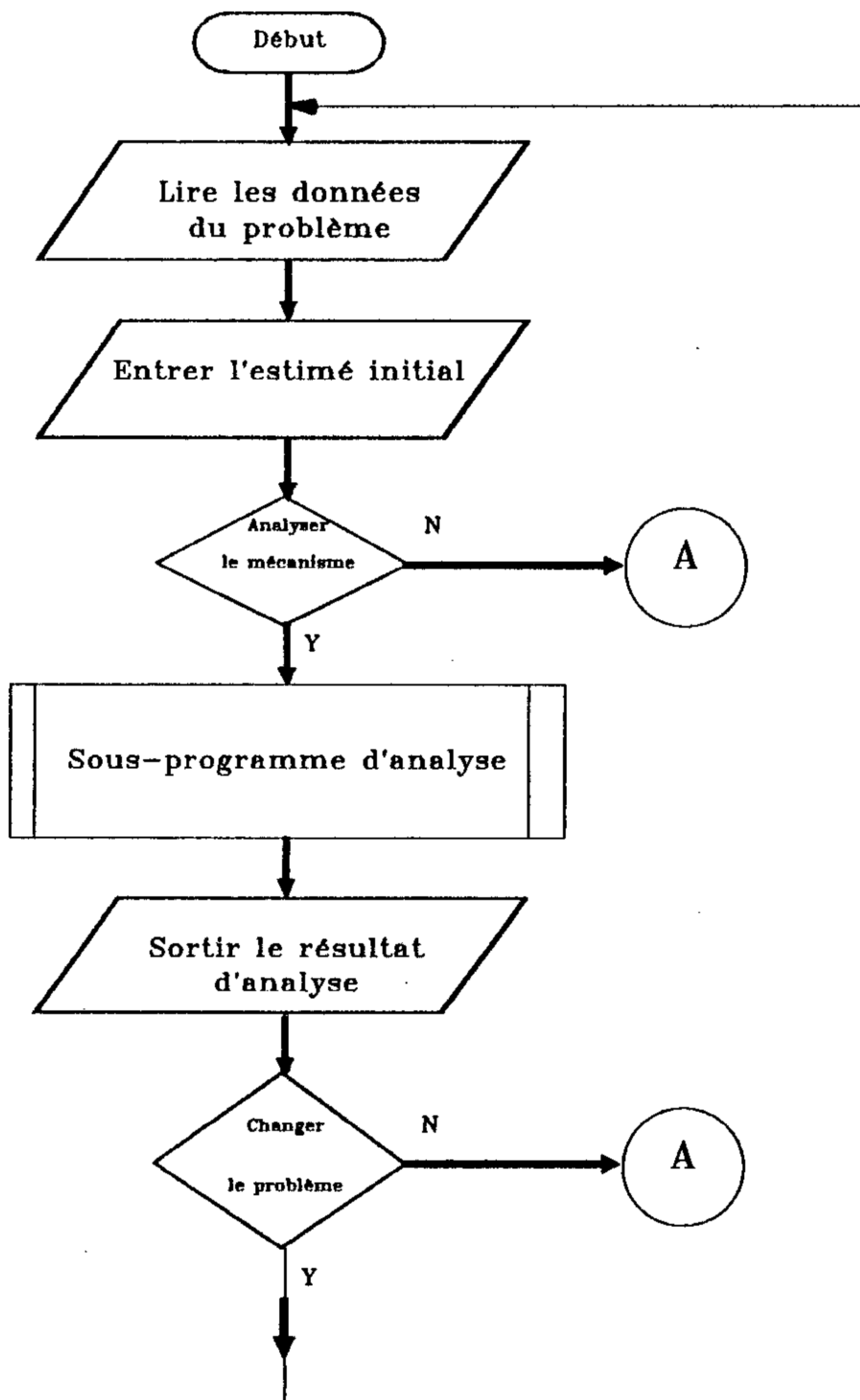
Le concepteur spécifiera aussi les variables à ajuster et donnera des coefficients poids pour chaque fonction objective élémentaire.

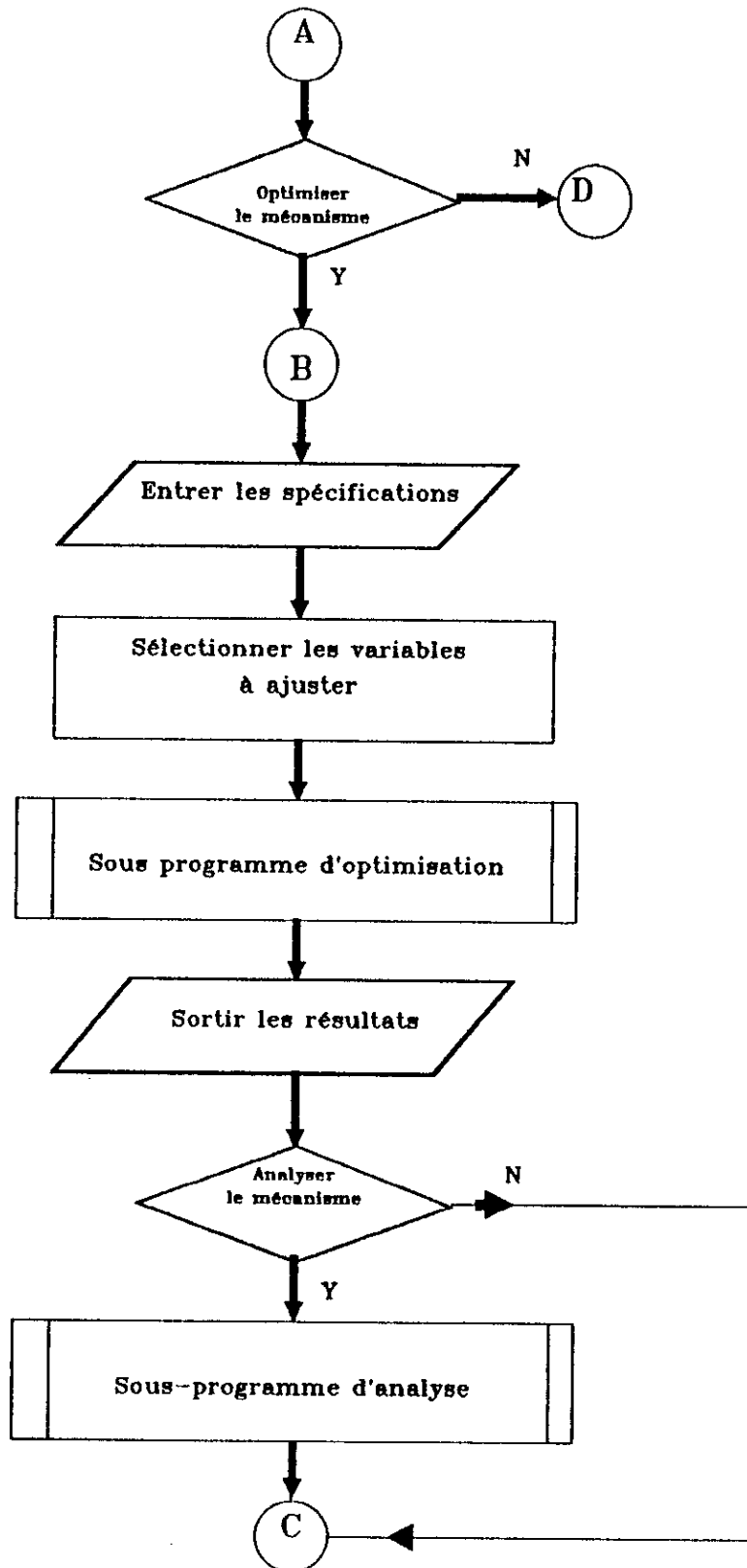
Toutes les spécifications citées ci-dessus sont entrées par le support externe (clavier).

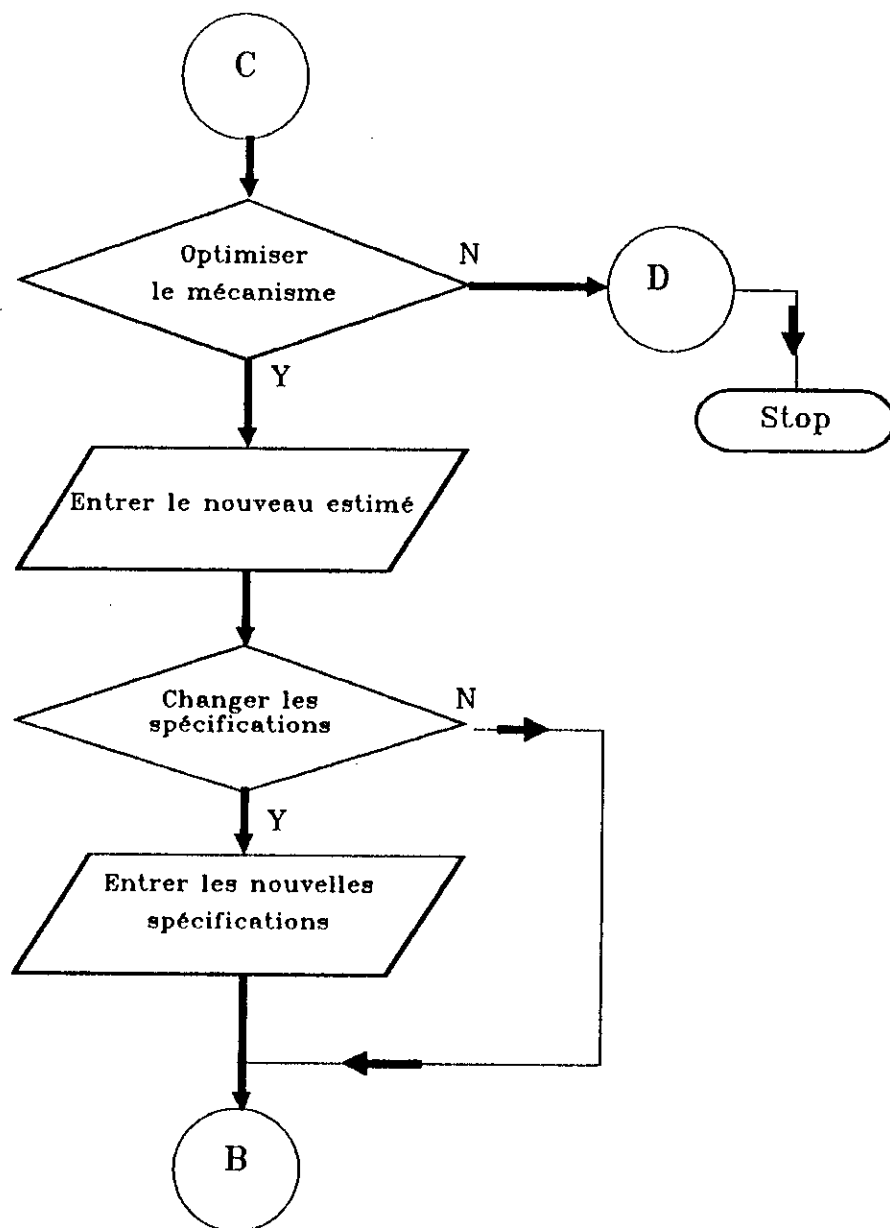
Dans ce chapitre, nous avons traités trois exemples pour les trois configurations de supports afin de montrer l'efficacité du programme et son déroulement . Pour toutes les notations, il faut se référer à la figure (4.1.2).

Les données de ces exemples sont des données réelles de supports déjà conçues par la " GULLICK DOBSON Ltd ". Afin de mieux discuter les résultats, toutes les caractéristiques ont été tracées et données sous forme de courbes.

L'organigramme ci-après traduit l'architecture générale du programme.







7.2 EXEMPLES D'UTILISATION

7.2.1 Support à bouclier protecteur

FILENAME : CHOCK SHIELD SUPPORT

LOAD CARRIED BY EACH FRONT LEG	FL = 700 KN
LOAD CARRIED BY EACH REAR LEG	RL = 700 KN
X DISTANCE TO FRONT LEG SOCKET CENTRE	B5 = 0.00 mm
Y DISTANCE TO FRONT LEG SOCKET CENTRE	B6 = 40.00 mm
X DISTANCE TO REAR LEG SOCKET CENTRE	B7 = 1100.00 mm
Y DISTANCE TO REAR LEG SOCKET CENTRE	B8 = 40.00 mm
SKID POSITION	BD = -260.00 mm
FRONT LEG SOCKET TO REAR SHIELD PIVOT	C1 = 1440.00 mm
ROOF TO REAR SHIELD PIVOT	C2 = 245.00 mm
ROOF TO FRONT LEG SOCKET	C3 = 254.00 mm
REAR LEG SOCKET TO REAR SHIELD PIVOT	C4 = 340.00 mm
ROOF TO REAR LEG SOCKET	C5 = 254.00 mm

PARAMETERS OF THE STARTING LINKAGE

X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B3 = 1000 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B4 = 1200 mm
X DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B1 = 1400 mm
Y DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B2 = 500 mm
UPPER LINK LENGH	F1 = 1000 mm
LOWER LINK LENGH	A1 = 1000 mm
REAR SHIELD DATUM LENGH "KTOE"	R0 = 1400 mm
X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R1 = 1200 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R2 = 0.00 mm

ANALYSIS OF THE STARTING LINKAGE

MAXIMUM ABSCISSA OF THE REAR SHIELD PIVOT XKmax = 1653.362

MINIMUM ABSCISSA OF THE REAR SHIELD PIVOT XKmin = 833.1307

TOTAL DEVIATION XKmax - XKmin = 820.2312

LOADS FOR NO LATERAL LOAD MU=0.0

MAXIMUM VERTICAL LOAD	RVO Max = 3231.295 KN
MINIMUM VERTICAL LOAD	RVO Min = 2332.128 KN
MAXIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULL0 Max = -674.5215 KN
MINIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULL0 MIN = 384.3832 KN
MAXIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLL0 Max = -416.6932 KN
MINIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLL0 Min = 292.3280 KN

LOADS FOR LATERAL LOAD (FACE TO WASTE) MU= 0.3

MAXIMUM VERTICAL LOAD	RVP Max = 7638.520 KN
MINIMUM VERTICAL LOAD	RVP Min = 2439.868 KN
MAXIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLP Max = 4228.527 KN
MINIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLP Min = -257.4524 KN
MAXIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLP Max = -4583.965 KN
MINIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLP Min = 47.91494 KN

LOADS FOR LATERAL LOAD (WASTE TO FACE) MU= -0.3

MAXIMUM VERTICAL LOAD	RVN Max = 2302.522 KN
MINIMUM VERTICAL LOAD	RVN Min = 2106.332 KN
MAXIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLN Max = -766.6257 KN
MINIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLN Min = -596.8513 KN
MAXIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLN Max = 647.0209 KN
MINIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLN Min = -1.63 10 ⁻² KN

LOADS FOR LATERAL LOAD (FACE TO WASTE) MU= 0.15

MAXIMUM VERTICAL LOAD	RVP Max = 4541.441 KN
MINIMUM VERTICAL LOAD	RVP Min = 2388.953 KN
MAXIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLP Max = 1527.141 KN
MINIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLP Min = -456.9365 KN
MAXIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLP Max = -1655.508 KN
MINIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLP Min = 142.5074 KN

LOADS FOR LATERAL LOAD (WASTE TO FACE) MU= -0.15

MAXIMUM VERTICAL LOAD	RVN Max = 2507.822 KN
MINIMUM VERTICAL LOAD	RVN Min = 2239.906 KN
MAXIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLN Max = -766.6257 KN
MINIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLN Min = -246.6571 KN
MAXIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLN Max = 496.7513 KN
MINIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLN Min = -1.63 10 ⁻⁴ KN

PROBLEM REQUIERMENTS

MINIMUM OPEN HEIGHT	OH = 2900 mm
MAXIMUM CLOSED HEIGHT	CH = 1450 mm
MAXIMUM ABSCISSA OF THE CANOPY PIVOT	XK Max = 1450 mm
MINIMUM ABSCISSA OF THE CANOPY PIVOT	XK Min = 1350 mm
RADIUS OF VARIATION OF GROUND PIVOTS	R = 500
MAXIMUM ALLOWABLE COEFFICIENT OF FRICTION	MU = 0.30

RUNNING OPTIMISATION

WEIGHT FOR DISPLACEMENTS	W1 = 1
WEIGHT FOR FORCES	W2 = 0

LINKAGE PARAMETERS AFTER OPTIMISATIONS

X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B3 = 1083.85 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B4 = 1330.12 mm
X DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B1 = 1500.55 mm
Y DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B2 = 690.74 mm
UPPER LINK LENGH	F1 = 1052.89 mm
LOWER LINK LENGH	A1 = 1174.64 mm
REAR SHIELD DATUM LENGH "KTOE"	R0 = 1233.05 mm
X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R1 = 751.75 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R2 = 0.00 mm

NEW GUESS

X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B3 = 1083 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B4 = 1330 mm
X DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B1 = 1500 mm
Y DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B2 = 690 mm
UPPER LINK LENGH	F1 = 1052 mm
LOWER LINK LENGH	A1 = 1174 mm
REAR SHIELD DATUM LENGH "KTOE"	R0 = 1233 mm
X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R1 = 751 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R2 = 0.00 mm
WEIGHT FOR DISPLACEMENTS	W1 = 1
WEIGHT FOR FORCES	W2 = 0

LINKAGE PARAMETERS AFTER OPTIMISATIONS

X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B3 = 1076.78 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B4 = 1318.30 mm
X DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B1 = 1496.66 mm
Y DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B2 = 693.61 mm
UPPER LINK LENGH	F1 = 1053.06 mm
LOWER LINK LENGH	A1 = 1174.00 mm
REAR SHIELD DATUM LENGH "KTOE"	R0 = 1233.00 mm
X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R1 = 751.00 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R2 = 0.00 mm

NEW GUESS

X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B3 = 1076 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B4 = 1318 mm
X DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B1 = 1496 mm
Y DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B2 = 693 mm
UPPER LINK LENGH	F1 = 1053 mm
LOWER LINK LENGH	A1 = 1174 mm
REAR SHIELD DATUM LENGH "KTOE"	R0 = 1233 mm
X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R1 = 751 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R2 = 0.00 mm
WEIGHT FOR DISPLACEMENTS	W1 = 1
WEIGHT FOR FORCES	W2 = 0

LINKAGE PARAMETERS AFTER OPTIMISATIONS

X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B3 = 1064.77 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B4 = 1262.21 mm
X DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B1 = 1471.27 mm
Y DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B2 = 698.12 mm
UPPER LINK LENGH	F1 = 1089.82 mm
LOWER LINK LENGH	A1 = 1174.03 mm
REAR SHIELD DATUM LENGH "KTOE"	R0 = 1191.21 mm
X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R1 = 807.29 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R2 = 0.00 mm

NEW GUESS

X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B3 = 1064 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B4 = 1262 mm
X DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B1 = 1471 mm
Y DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B2 = 698 mm
UPPER LINK LENGH	F1 = 1089 mm
LOWER LINK LENGH	A1 = 1174 mm
REAR SHIELD DATUM LENGH "KTOE"	R0 = 1191 mm
X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R1 = 807 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R2 = 0.00 mm
WEIGHT FOR DISPLACEMENTS	W1 = 1
WEIGHT FOR FORCES	W2 = 5

LINKAGE PARAMETERS AFTER OPTIMISATION

X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B3 = 1067.34 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B4 = 1270.64 mm
X DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B1 = 1471 mm
Y DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B2 = 698 mm
UPPER LINK LENGH	F1 = 1089 mm
LOWER LINK LENGH	A1 = 1174 mm
REAR SHIELD DATUM LENGH "KTOE"	R0 = 1191 mm
X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R1 = 807 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R2 = 0.00 mm

NEW GUESS

X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B3 = 1067 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B4 = 1270 mm
X DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B1 = 1471 mm
Y DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B2 = 698 mm
UPPER LINK LENGH	F1 = 1089 mm
LOWER LINK LENGH	A1 = 1174 mm
REAR SHIELD DATUM LENGH "KTOE"	R0 = 1191 mm
X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R1 = 807 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R2 = 0.00 mm
WEIGHT FOR DISPLACEMENTS	W1 = 0
WEIGHT FOR FORCES	W2 = 1

LINKAGE PARAMETERS AFTER OPTIMISATION

X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B3 = 1067 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B4 = 1270 mm
X DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B1 = 1471 mm
Y DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B2 = 698 mm
UPPER LINK LENGH	F1 = 1089 mm
LOWER LINK LENGH	A1 = 1174 mm
REAR SHIELD DATUM LENGH "KTOE"	R0 = 1191 mm
X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R1 = 807 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R2 = 1.39 mm

PARAMETERS OF THE FINAL LINKAGE

X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B3 = 1067	mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B4 = 1270	mm
X DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B1 = 1471	mm
Y DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B2 = 698	mm
UPPER LINK LENGH	F1 = 1089	mm
LOWER LINK LENGH	A1 = 1174	mm
REAR SHIELD DATUM LENGH "KTOE"	R0 = 1191	mm
X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R1 = 807	mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R2 = 1	mm

ANALYSIS OF THE FINAL LINKAGE

MAXIMUM ABSCISSA OF THE REAR SHIELD PIVOT XKmax = 1443.916

MINIMUM ABSCISSA OF THE REAR SHIELD PIVOT XKmin = 1350.539

TOTAL DEVIATION XKmax - XKmin = 93.3779

LOADS FOR NO LATERAL LOAD MU=0.0

MAXIMUM VERTICAL LOAD RVO Max = 2805.842 KN

MINIMUM VERTICAL LOAD RVO Min = 2776.955 KN

MAXIMUM LOAD IN UPPER LINK ULL0 Max = -104.2217 KN

MINIMUM LOAD IN UPPER LINK ULL0 MIN = 5.02023 KN

MAXIMUM LOAD IN LOWER LINK LLL0 Max = 38.1152 KN

MINIMUM LOAD IN LOWER LINK LLL0 Min = -3.06319 KN

LOADS FOR LATERAL LOAD (FACE TO WASTE) MU= 0.3

MAXIMUM VERTICAL LOAD RVP Max = 2977.393 KN

MINIMUM VERTICAL LOAD RVP Min = 2674.436 KN

MAXIMUM LOAD IN UPPER LINK ULLP Max = 1082.211 KN

MINIMUM LOAD IN UPPER LINK ULLP Min = 324.2796 KN

MAXIMUM LOAD IN LOWER LINK LLLP Max = -784.5064 KN

MINIMUM LOAD IN LOWER LINK LLLP Min = -2.4988 KN

LOADS FOR LATERAL LOAD (WASTE TO FACE) MU= -0.3

MAXIMUM VERTICAL LOAD RVN Max = 2950.842 KN

MINIMUM VERTICAL LOAD RVN Min = 2645.860 KN

MAXIMUM LOAD IN UPPER LINK ULLN Max = -1304.643

MINIMUM LOAD IN UPPER LINK ULLN Min = -402.8088 KN

MAXIMUM LOAD IN LOWER LINK LLLN Max = 945.7499 KN

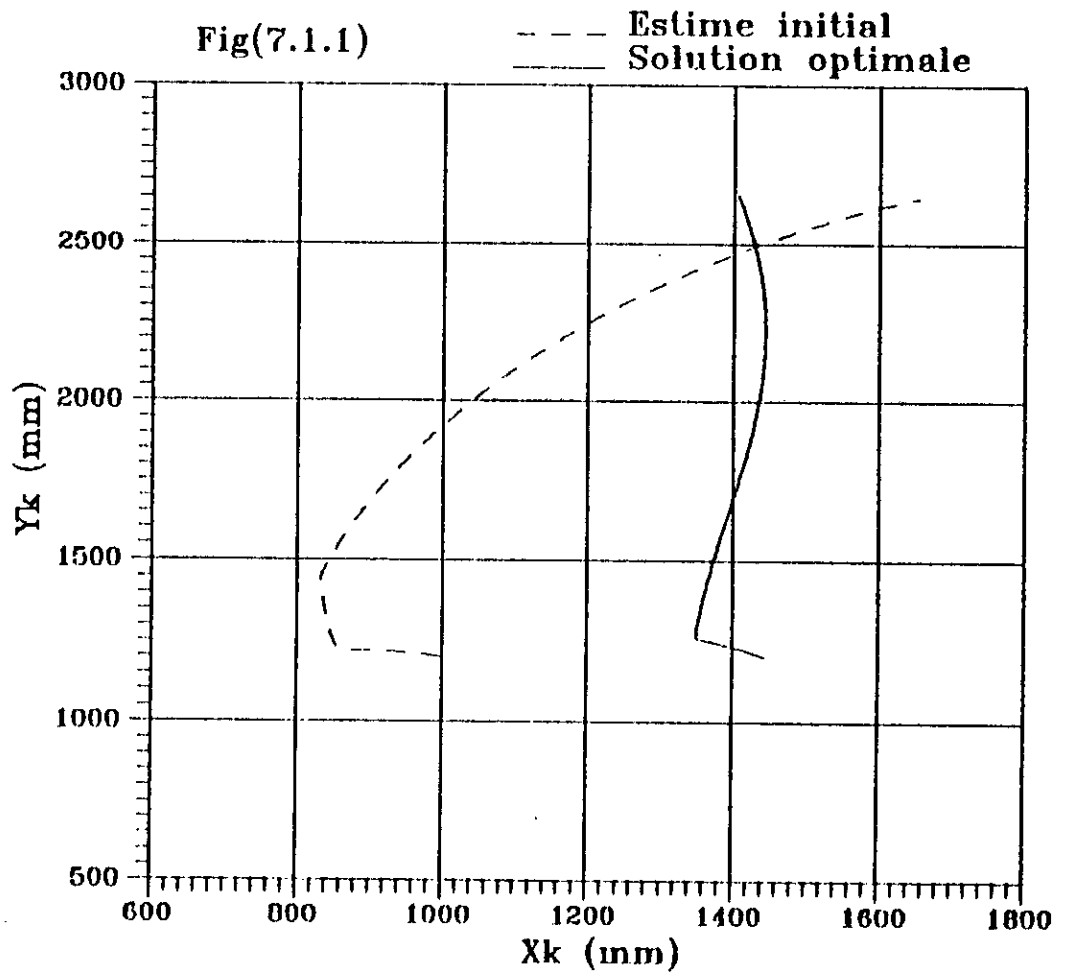
MINIMUM LOAD IN LOWER LINK LLLN Min = 3.500 KN

LOADS FOR LATERAL LOAD (FACE TO WASTE) MU= 0.15

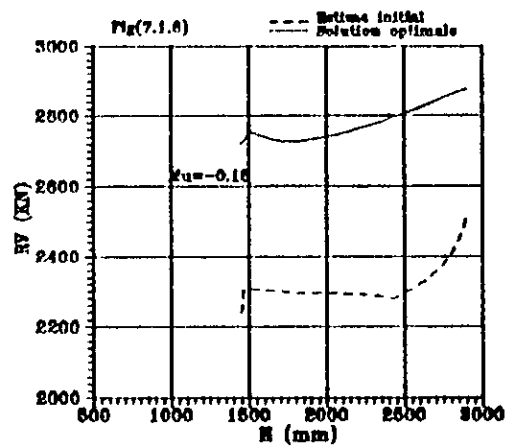
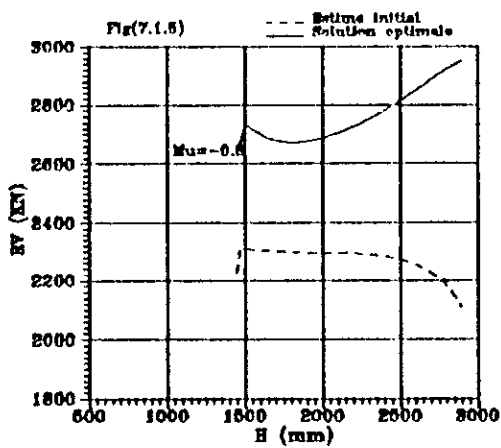
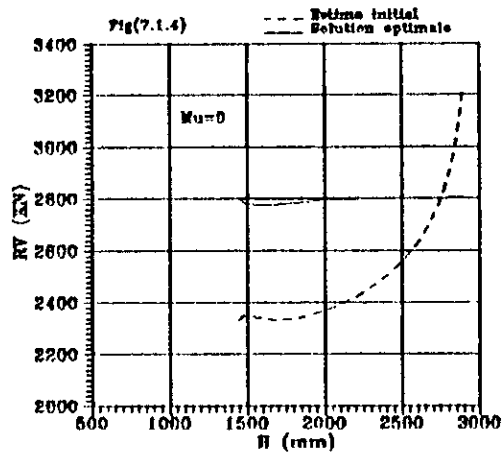
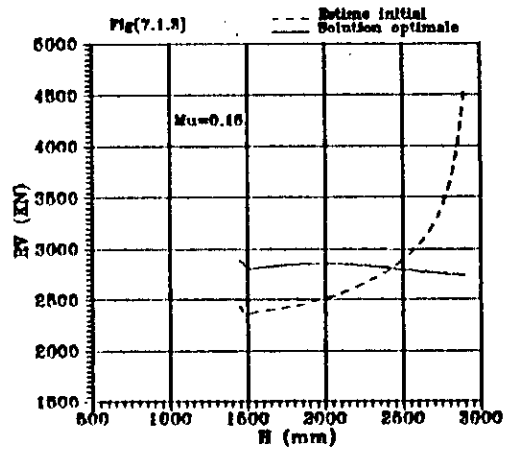
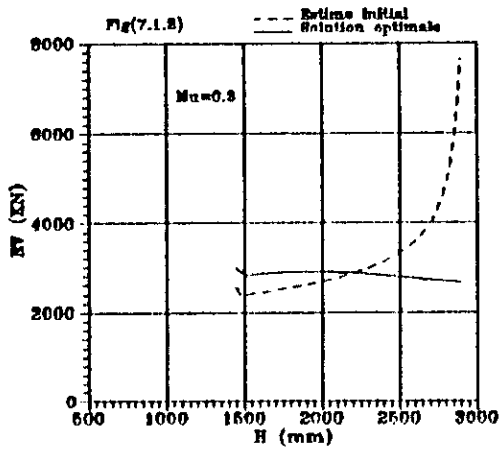
MAXIMUM VERTICAL LOAD	RVP Max = 2886.957 KN
MINIMUM VERTICAL LOAD	RVP Min = 2738.563 KN
MAXIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLP Max = 528.4215 KN
MINIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLP Min = 108.0333 KN
MAXIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLP Max = -383.059 KN
MINIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLP Min = -0.8324 KN

LOADS FOR LATERAL LOAD (WASTE TO FACE) MU= -0.15

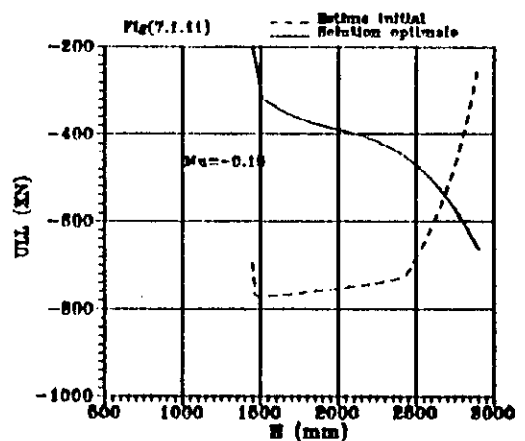
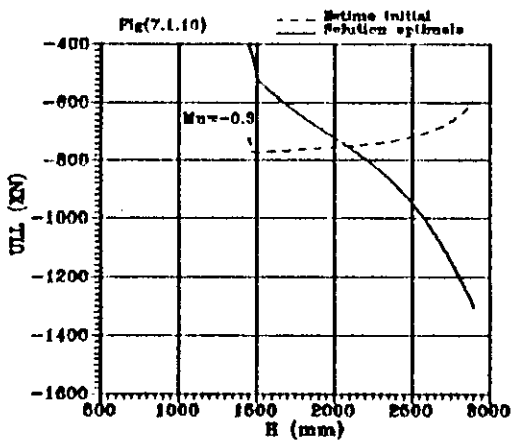
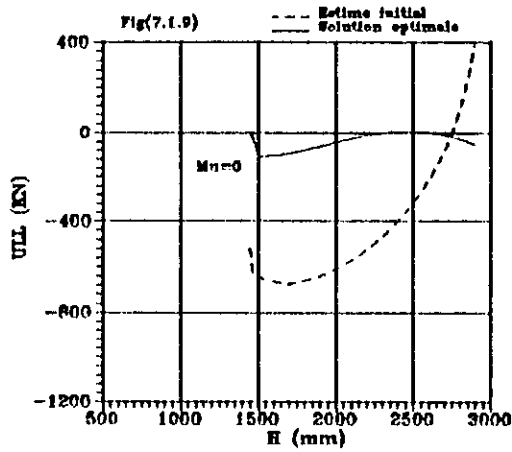
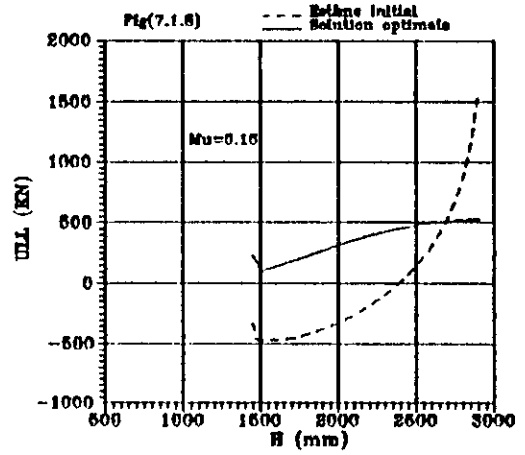
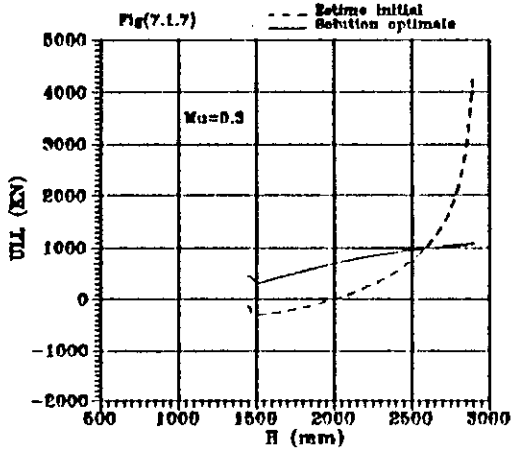
MAXIMUM VERTICAL LOAD	RVN Max = 2876.508 KN
MINIMUM VERTICAL LOAD	RVN Min = 2721.623 KN
MAXIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLN Max = -662.8435 KN
MINIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLN Min = -204.7988 KN
MAXIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLN Max = 480.5033 KN
MINIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLN Min = 1.7795 KN



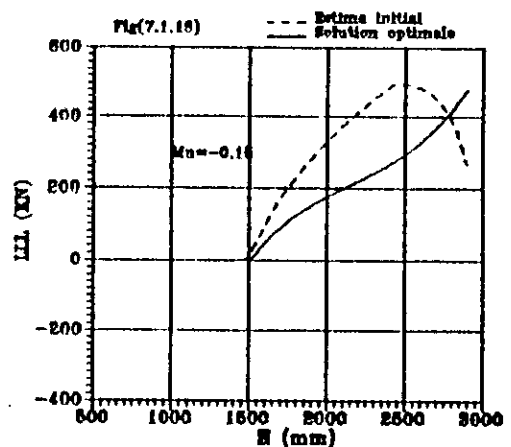
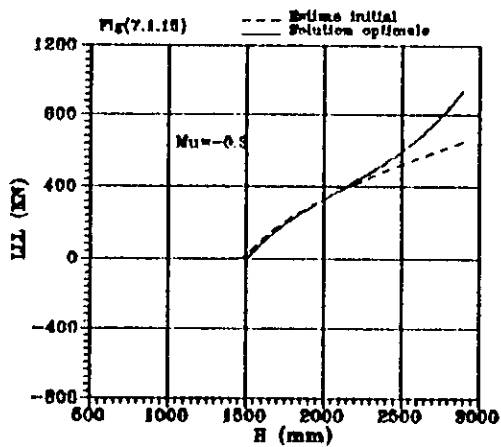
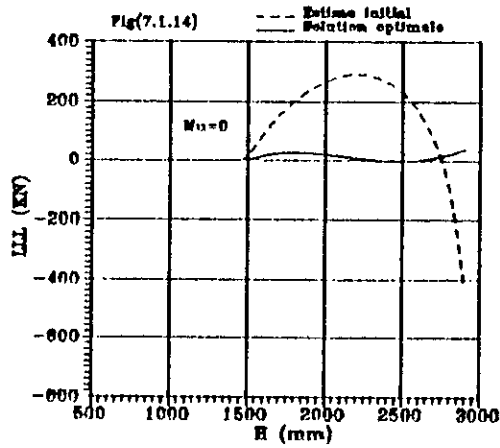
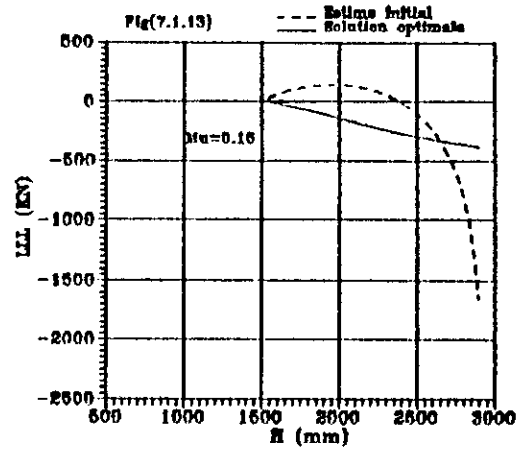
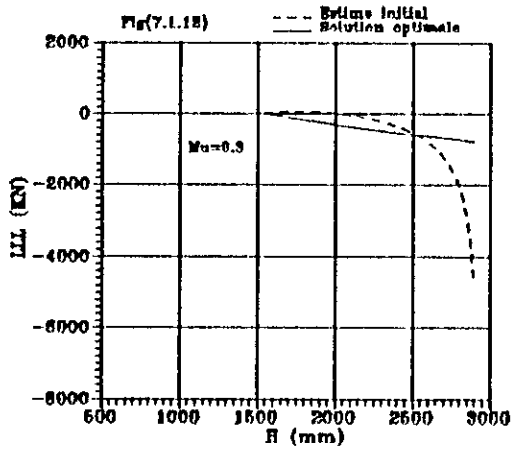
Variation de Y_k en fonction de X_k
 Chock shield support



Variation de la charge que peut supporter le support
en fonction de la hauteur du support
Chock shield support



Variation de l'effort dans les chainons
supérieurs en fonction de la hauteur
Chock shield support



Variation de l'effort dans les chainons
inférieurs en fonction de la hauteur
Chock shield support

COMPARAISON DES RESULTATS

$\mu = 0.30$

	XK max (mm)	XK min (mm)	Déviation (mm)	$ R\vec{V}_{min} $ (KN)	$ U\vec{L}_{max} $ (KN)	$ L\vec{L}_{max} $ (KN)
Estimé initial	1653.362	833.1307	820.2312	2106.332	4228.527	4583.965
Solution optimale	1443.916	1350.539	93.3779	2645.860	1304.643	945.7499

$\mu = 0.15$

	XK max (mm)	XK min (mm)	Déviation (mm)	$ R\vec{V}_{min} $ (KN)	$ U\vec{L}_{max} $ (KN)	$ L\vec{L}_{max} $ (KN)
Estimé initial	1653.362	833.1307	820.2312	2239.906	1527.141	1655.508
Solution optimale	1443.916	1350.539	93.3779	2721.623	662.8435	480.5033

7.2.2 Support à deux pieds

FILENAME : TWO LEG SUPPORT

LOAD CARRIED BY EACH FRONT LEG	FL = 3000 KN
X DISTANCE TO FRONT LEG SOCKET CENTRE	B5 = 0.00 mm
Y DISTANCE TO FRONT LEG SOCKET CENTRE	B6 = 165.00 mm
SKID POSITION	BD = -1455.00 mm
FRONT LEG SOCKET TO REAR SHIELD PIVOT	C1 = 1045.00 mm
ROOF TO REAR SHIELD PIVOT	C2 = 205.00 mm
ROOF TO FRONT LEG SOCKET	C3 = 130.00 mm

PARAMETERS OF THE STARTING LINKAGE

X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B3 = 400 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B4 = 700 mm
X DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B1 = 1000 mm
Y DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B2 = 500 mm
UPPER LINK LENGH	F1 = 1200 mm
LOWER LINK LENGH	A1 = 1000 mm
REAR SHIELD DATUM LENGH "KTOE"	R0 = 1800 mm
X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R1 = 1400 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R2 = 0.00 mm

ANALYSIS OF THE STARTING LINKAGE

MAXIMUM ABSCISSA OF THE REAR SHIELD PIVOT XKmax = 257.8344

MINIMUM ABSCISSA OF THE REAR SHIELD PIVOT XKmin = -7.25

TOTAL DEVIATION XKmax - XKmin = 265.0854

LOADS FOR NO LATERAL LOAD MU=0.0

MAXIMUM VERTICAL LOAD	RVO Max = 6248.159 KN
MINIMUM VERTICAL LOAD	RVO Min = 4589.459 KN
MAXIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLO Max = -4433.549 KN
MINIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLO MIN = -4182.456 KN
MAXIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLO Max = 3691.026 KN
MINIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLO Min = 2668.598 KN

LOADS FOR LATERAL LOAD (FACE TO WASTE) MU= 0.3

MAXIMUM VERTICAL LOAD	RVP Max = 5722.440 KN
MINIMUM VERTICAL LOAD	RVP Min = 4697.587 KN
MAXIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLP Max = -2633.643 KN
MINIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLP Min = -936.4526 KN
MAXIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLP Max = 1599.978 KN
MINIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLP Min = 826.4250 KN

LOADS FOR LATERAL LOAD (WASTE TO FACE) MU= -0.3

MAXIMUM VERTICAL LOAD	RVN Max = 6877.557 KN
MINIMUM VERTICAL LOAD	RVN Min = 4486.197 KN
MAXIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLN Max = -8267.722 KN
MINIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLN Min = -6072.502 KN
MAXIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLN Max = 6405.926 KN
MINIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLN Min = 3689.132 KN

LOADS FOR LATERAL LOAD (FACE TO WASTE) MU= 0.15

MAXIMUM VERTICAL LOAD	RVP Max = 5973.708 KN
MINIMUM VERTICAL LOAD	RVP Min = 4642.894 KN
MAXIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLP Max = -3523.391KN
MINIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLP Min = -2533.359 KN
MAXIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLP Max = 2235.689 KN
MINIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLP Min = 1958.207 KN

LOADS FOR LATERAL LOAD (WASTE TO FACE) MU= -0.15

MAXIMUM VERTICAL LOAD	RVN Max = 6549.042 KN
MINIMUM VERTICAL LOAD	RVN Min = 4537.241 KN
MAXIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLN Max = -6284.030 KN
MINIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLN Min = -5242.136 KN
MAXIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLN Max = 5204.805 KN
MINIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLN Min = 3184.673 KN

PROBLEM REQUIERMENTS

MINIMUM OPEN HEIGHT	OH = 3000 mm
MAXIMUM CLOSED HEIGHT	CH = 1400 mm
MAXIMUM ABSCISSA OF THE CANOPY PIVOT	XK Max = 200 mm
MINIMUM ABSCISSA OF THE CANOPY PIVOT	XK Min = 100 mm
RADIUS OF VARIATION OF GROUND PIVOTS	R = 500
MAXIMUM ALLOWABLE COEFFICIENT OF FRICTION	MU = 0.30

RUNNING OPTIMISATION

WEIGHT FOR DISPLACEMENTS	W1 = 1
WEIGHT FOR FORCES	W2 = 0

LINKAGE PARAMETERS AFTER OPTIMISATION

X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B3 = 391.23 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B4 = 728.19 mm
X DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B1 = 1062.24 mm
Y DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B2 = 470.34 mm
UPPER LINK LENGH	F1 = 1200 mm
LOWER LINK LENGH	A1 = 1000 mm
REAR SHIELD DATUM LENGH "KTOE"	R0 = 1800 mm
X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R1 = 1400 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R2 = 0.00 mm

NEW GUESS

X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B3 = 391 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B4 = 728 mm
X DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B1 = 1062 mm
Y DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B2 = 470 mm
UPPER LINK LENGH	F1 = 1200 mm
LOWER LINK LENGH	A1 = 1000 mm
REAR SHIELD DATUM LENGH "KTOE"	R0 = 1800 mm
X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R1 = 1400 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R2 = 0.00 mm
WEIGHT FOR DISPLACEMENTS	W1 = 1
WEIGHT FOR FORCES	W2 = 5

LINKAGE PARAMETERS AFTER OPTIMISATION

X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B3 = 390.46 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B4 = 728.72 mm
X DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B1 = 1062.92 mm
Y DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B2 = 443.86 mm
UPPER LINK LENGH	F1 = 1200.68 mm
LOWER LINK LENGH	A1 = 998.93 mm
REAR SHIELD DATUM LENGH "KTOE"	R0 = 1799.19 mm
X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R1 = 1409.54 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R2 = 0.00 mm

NEW GUESS

X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B3 = 390 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B4 = 728 mm
X DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B1 = 1062 mm
Y DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B2 = 443 mm
UPPER LINK LENGH	F1 = 1200 mm
LOWER LINK LENGH	A1 = 998 mm
REAR SHIELD DATUM LENGH "KTOE"	R0 = 1799 mm
X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R1 = 1409 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R2 = 0.00 mm
WEIGHT FOR DISPLACEMENTS	W1 = 0
WEIGHT FOR FORCES	W2 = 1

LINKAGE PARAMETERS AFTER OPTIMISATION

X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B3 = 390 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B4 = 728 mm
X DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B1 = 1062 mm
Y DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B2 = 443 mm
UPPER LINK LENGH	F1 = 1200.02 mm
LOWER LINK LENGH	A1 = 1007.81 mm
REAR SHIELD DATUM LENGH "KTOE"	R0 = 1798.71 mm
X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R1 = 1409.33 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R2 = 0.00 mm

NEW GUESS

X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B3 = 390 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B4 = 728 mm
X DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B1 = 1062 mm
Y DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B2 = 443 mm
UPPER LINK LENGH	F1 = 1200 mm
LOWER LINK LENGH	A1 = 1017 mm
REAR SHIELD DATUM LENGH "KTOE"	R0 = 1797 mm
X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R1 = 1402 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R2 = 0.00 mm
WEIGHT FOR DISPLACEMENTS	W1 = 0
WEIGHT FOR FORCES	W2 = 1

LINKAGE PARAMETERS AFTER OPTIMISATION

X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B3 = 390 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B4 = 728 mm
X DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B1 = 1062 mm
Y DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B2 = 443 mm
UPPER LINK LENGH	F1 = 1200 mm
LOWER LINK LENGH	A1 = 1017.49 mm
REAR SHIELD DATUM LENGH "KTOE"	R0 = 1797.81 mm
X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R1 = 1402.10 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R2 = 0.00 mm

ANALYSIS OF THE FINAL LINKAGE

MAXIMUM ABSCISSA OF THE REAR SHIELD PIVOT XKmax = 176.5198

MINIMUM ABSCISSA OF THE REAR SHIELD PIVOT XKmin = 130.4716

TOTAL DEVIATION XKmax - XKmin = 46.04814

LOADS FOR NO LATERAL LOAD MU=0.0

MAXIMUM VERTICAL LOAD	RVO Max = 5721.605 KN
MINIMUM VERTICAL LOAD	RVO Min = 4683.555 KN
MAXIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLO Max = -3416.874 KN
MINIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLO MIN = -2898.107 KN
MAXIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLO Max = 2656.791 KN
MINIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLO Min = 1506.453 KN

LOADS FOR LATERAL LOAD (FACE TO WASTE) MU= 0.3

MAXIMUM VERTICAL LOAD	RVP Max = 5656.421 KN
MINIMUM VERTICAL LOAD	RVP Min = 4695.093 KN
MAXIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLP Max = -2018.700 KN
MINIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLP Min = -309.5160 KN
MAXIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLP Max = 1022.108 KN
MINIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLP Min = 283.4915 KN

LOADS FOR LATERAL LOAD (WASTE TO FACE) MU= -0.3

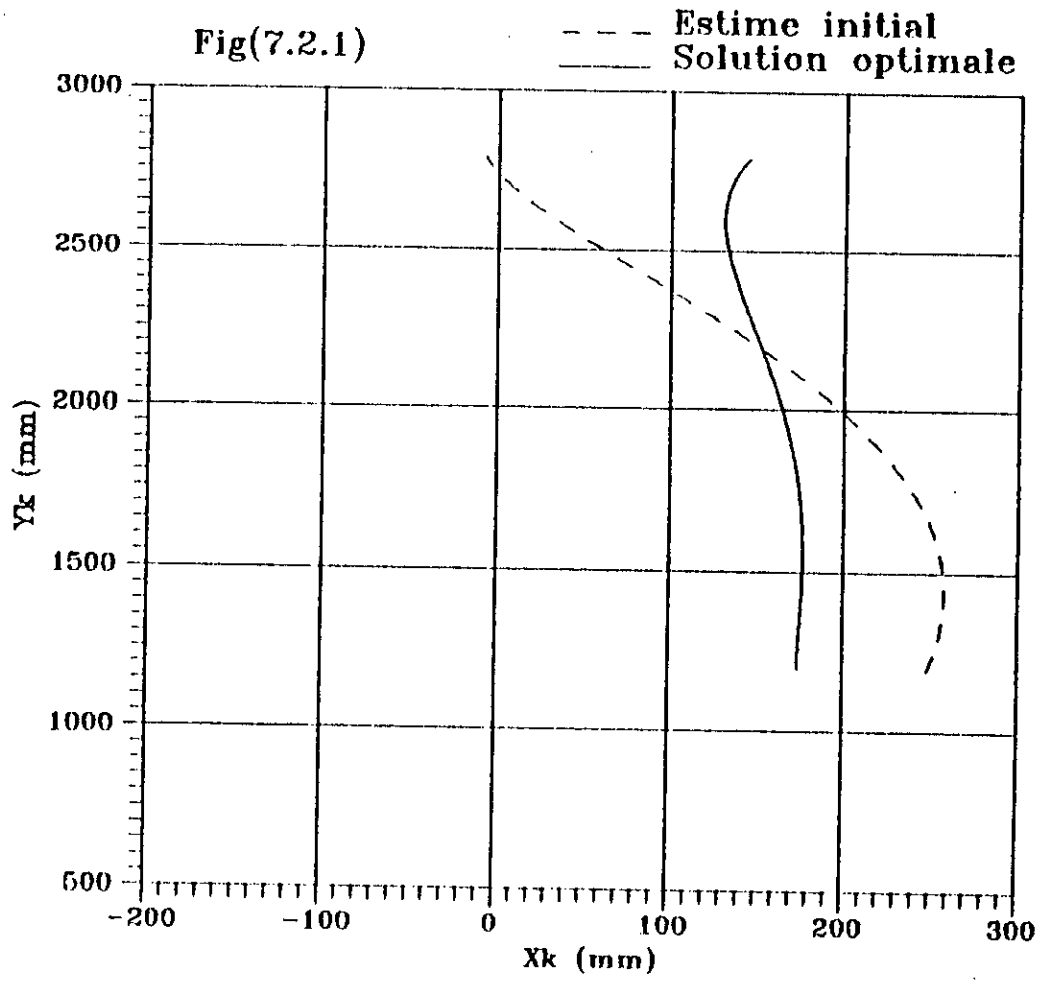
MAXIMUM VERTICAL LOAD	RVN Max = 5830.129 KN
MINIMUM VERTICAL LOAD	RVN Min = 4672.074 KN
MAXIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLN Max = -5817.562 KN
MINIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLN Min = -4281.009 KN
MAXIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLN Max = 4297.292 KN
MINIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLN Min = 2075.300 KN

LOADS FOR LATERAL LOAD (FACE TO WASTE) MU= 0.15

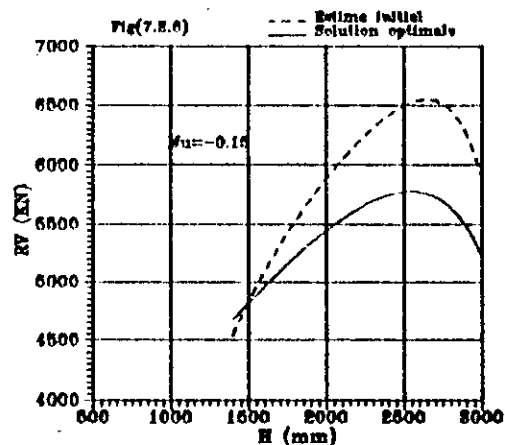
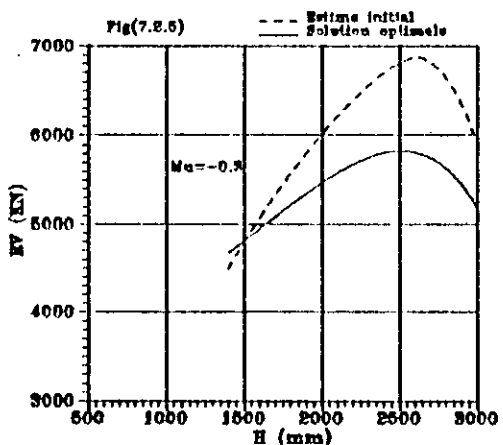
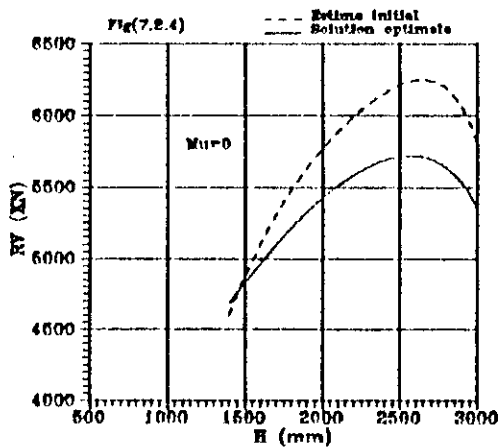
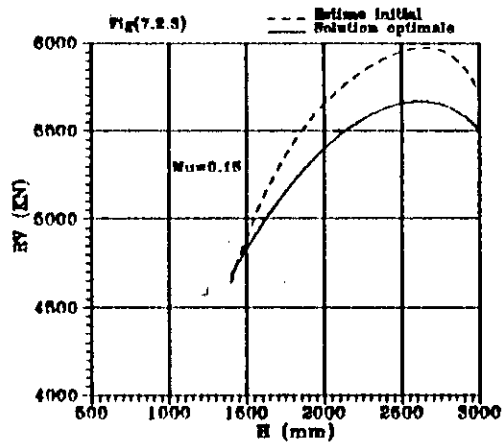
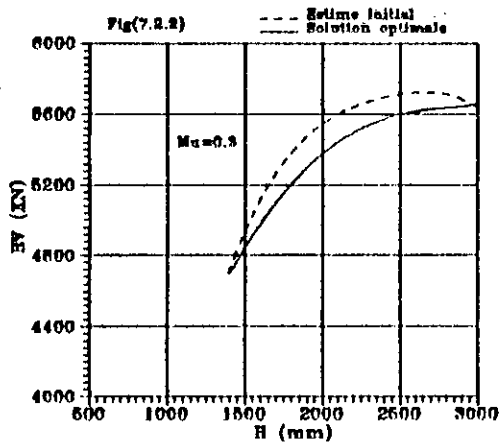
MAXIMUM VERTICAL LOAD	RVP Max = 5667.650 KN
MINIMUM VERTICAL LOAD	RVP Min = 4689.317 KN
MAXIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLP Max = -2640.216 KN
MINIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLP Min = -1638.046 KN
MAXIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLP Max = 1580.503 KN
MINIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLP Min = 1220.974 KN

LOADS FOR LATERAL LOAD (WASTE TO FACE) MU= -0.15

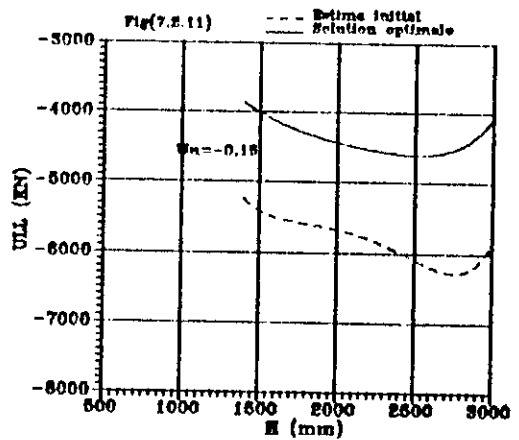
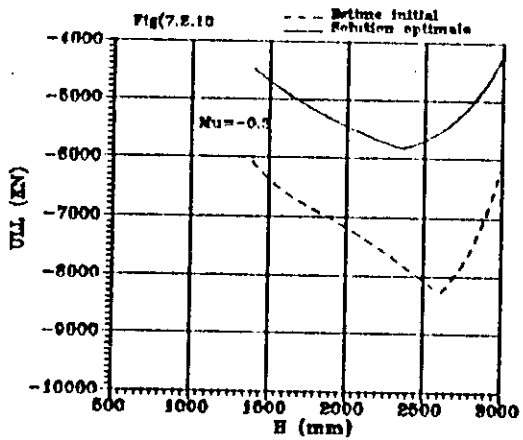
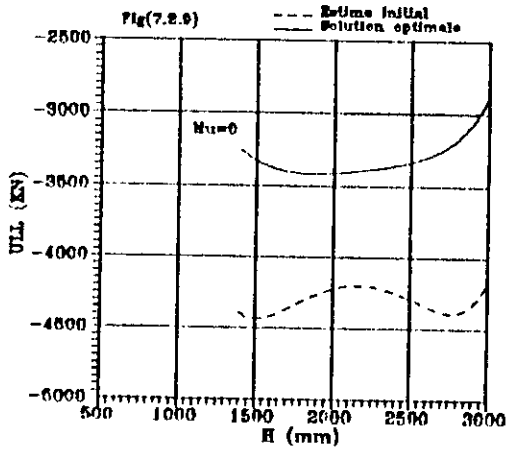
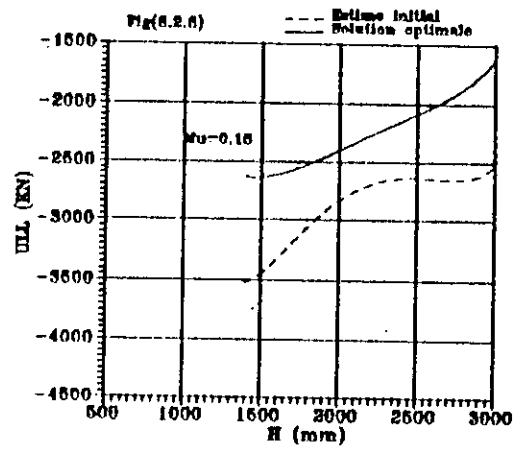
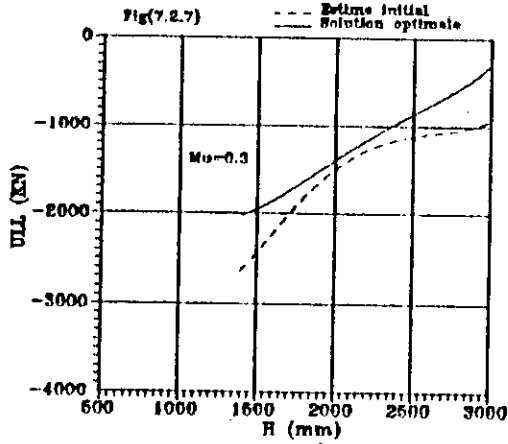
MAXIMUM VERTICAL LOAD	RVN Max = 5780.243 KN
MINIMUM VERTICAL LOAD	RVN Min = 4677.807 KN
MAXIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLN Max = -4604.511 KN
MINIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLN Min = -3868.140 KN
MAXIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLN Max = 3756.763 KN
MINIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLN Min = 1791.245 KN



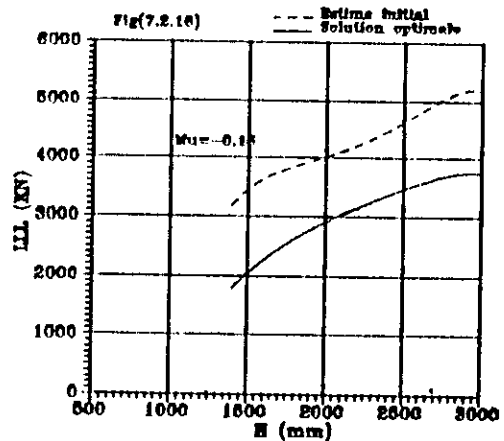
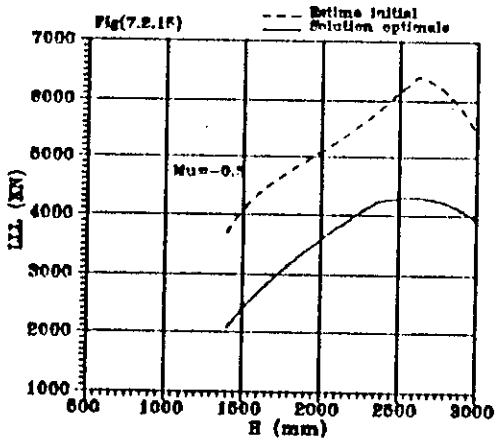
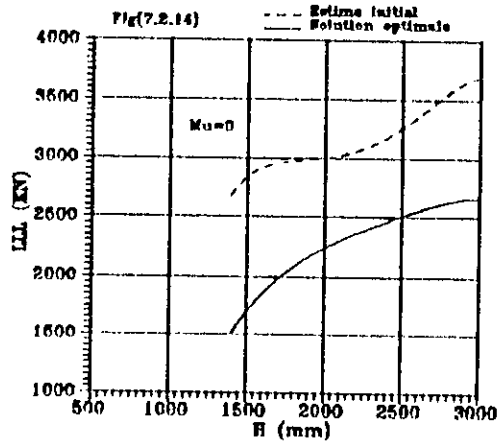
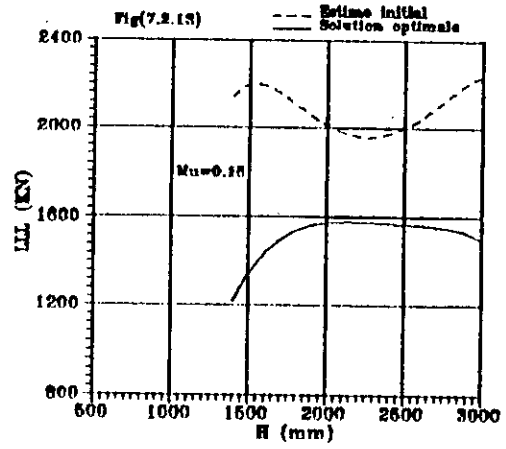
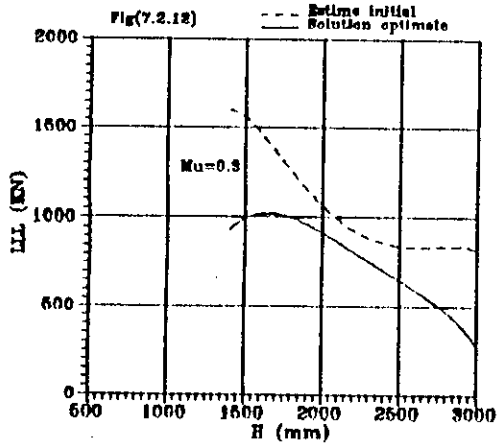
Variation de Y_k en fonction de X_k
Two leg support



Variation de la charge que peut supporter le support
en fonction de la hauteur du support
Two leg support



Variation de l'effort dans les chaînons supérieurs en fonction de la hauteur
Two leg support



Variation de l'effort dans les chaînons
 inférieurs en fonction de la hauteur
 Two leg support

COMPARAISON DES RESULTATS

$\mu = 0.30$

	XKmax (mm)	XKmin (mm)	déviation (mm)	$ R\bar{V}_{min} $ KN	$ U\bar{L}_{max} $ KN	$ L\bar{L}_{max} $ KN
Estimé Initial	257.8344	-7.2511	265.0854	4486.197	8267.722	6405.926
Solution Optimale	176.5198	130.4716	46.04814	4672.074	5817.562	4297.292

$\mu = 0.15$

	XKmax (mm)	XKmin (mm)	déviation (mm)	$ R\bar{V}_{min} $ KN	$ U\bar{L}_{max} $ KN	$ L\bar{L}_{max} $ KN
Estimé Initial	257.8344	-7.25117	265.0854	4537.241	6284.030	5204.805
Solution Optimale	176.5198	130.4716	46.04814	4677.807	4604.511	3756.763

7.2.3 Support à pied évasé

FILENAME : SPLAY LEG SUPPORT

LOAD CARRIED BY EACH FRONT LEG	FL = 1000 KN
LOAD CARRIED BY EACH REAR LEG	RL = 500 KN
X DISTANCE TO FRONT LEG SOCKET CENTRE	B5 = 0.00 mm
Y DISTANCE TO FRONT LEG SOCKET CENTRE	B6 = 110.00 mm
X DISTANCE TO REAR LEG SOCKET CENTRE	B7 = 225.00 mm
Y DISTANCE TO REAR LEG SOCKET CENTRE	B8 = 100.00 mm
SKID POSITION	BD = -950.00 mm
X DISTANCE TO REAR LEG SOCKET	R6 = 280.00 mm
Y DISTANCE TO REAR LEG SOCKET	R7 = 40.00 mm
FRONT LEG SOCKET TO REAR SHIELD PIVOT	C1 = 900.00 mm
ROOF TO REAR SHIELD PIVOT	C2 = 110.00 mm
ROOF TO FRONT LEG SOCKET	C3 = 105.00 mm

PARAMETERS OF THE STARTING LINKAGE

X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B3 = 250 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B4 = 450 mm
X DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B1 = 750 mm
Y DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B2 = 250 mm
UPPER LINK LENGH	F1 = 850 mm
LOWER LINK LENGH	A1 = 650 mm
REAR SHIELD DATUM LENGH "KTOE"	R0 = 1100 mm
X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R1 = 750 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R2 = 0.00 mm

ANALYSIS OF THE STARTING LINKAGE

MAXIMUM ABSCISSA OF THE REAR SHIELD PIVOT XKmax = 460.1176

MINIMUM ABSCISSA OF THE REAR SHIELD PIVOT XKmin = 273.9462

TOTAL DEVIATION XKmax - XKmin = 186.1714

LOADS FOR NO LATERAL LOAD MU=0.0

MAXIMUM VERTICAL LOAD	RVO Max = 2837.826 KN
MINIMUM VERTICAL LOAD	RVO Min = 2224.097 KN
MAXIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULL0 Max = -1120.865 KN
MINIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULL0 MIN = +921.8750 KN
MAXIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLL0 Max = 928.6591 KN
MINIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLL0 Min = -761.8750 KN

LOADS FOR LATERAL LOAD (FACE TO WASTE) MU= 0.3

MAXIMUM VERTICAL LOAD	RVP Max = 2685.651 KN
MINIMUM VERTICAL LOAD	RVP Min = 2509.385 KN
MAXIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLP Max = 369.9112 KN
MINIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLP Min = -71.29105 KN
MAXIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLP Max = 253.8870 KN
MINIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLP Min = -234.0532 KN

LOADS FOR LATERAL LOAD (WASTE TO FACE) MU= -0.3

MAXIMUM VERTICAL LOAD	RVN Max = 3159.158 KN
MINIMUM VERTICAL LOAD	RVN Min = 1989.680 KN
MAXIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLN Max = -2345.984 KN
MINIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLN Min = +1835.625 KN
MAXIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLN Max = 1909.755 KN
MINIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLN Min = -1346.250 KN

LOADS FOR LATERAL LOAD (FACE TO WASTE) MU= 0.15

MAXIMUM VERTICAL LOAD	RVP Max = 2700.530 KN
MINIMUM VERTICAL LOAD	RVP Min = 2433.179 KN
MAXIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLP Max = -597.8663 KN
MINIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLP Min = +465.0000 KN
MAXIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLP Max = 592.4147 KN
MINIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLP Min = -469.3750 KN

LOADS FOR LATERAL LOAD (WASTE TO FACE) MU= -0.15

MAXIMUM VERTICAL LOAD	RVN Max = 2989.884 KN
MINIMUM VERTICAL LOAD	RVN Min = 2048.104 KN
MAXIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLN Max = -1640.347 KN
MINIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLN Min = +1378.750 KN
MAXIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLN Max = 1396.574 KN
MINIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLN Min = -1053.750 KN

PROBLEM REQUIERMENTS

MINIMUM OPEN HEIGHT	OH = 2000 mm
MAXIMUM CLOSED HEIGHT	CH = 1000 mm
MAXIMUM ABSCISSA OF THE CANOPY PIVOT	XK Max = 500 mm
MINIMUM ABSCISSA OF THE CANOPY PIVOT	XK Min = 500 mm
RADIUS OF VARIATION OF GROUND PIVOTS	R = 500
MAXIMUM ALLOWABLE COEFFICIENT OF FRICTION	MU=0.30

RUNNING OPTIMISATION

WEIGHT FOR DISPLACEMENTS	W1 = 1
WEIGHT FOR FORCES	W2 = 0

LINKAGE PARAMETERS AFTER OPTIMISATION

X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B3 = 277.73 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B4 = 497.09 mm
X DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B1 = 750.35 mm
Y DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B2 = 248.13 mm
UPPER LINK LENGH	F1 = 850 mm
LOWER LINK LENGH	A1 = 650 mm
REAR SHIELD DATUM LENGH "KTOE"	R0 = 1100 mm
X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R1 = 750 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R2 = 0.00 mm

NEW GUESS

X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B3 = 277 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B4 = 497 mm
X DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B1 = 750 mm
Y DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B2 = 248 mm
UPPER LINK LENGH	F1 = 850 mm
LOWER LINK LENGH	A1 = 650 mm
REAR SHIELD DATUM LENGH "KTOE"	R0 = 1100 mm
X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R1 = 750 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R2 = 0.00 mm
WEIGHT FOR DISPLACEMENTS	W1 = 1
WEIGHT FOR FORCES	W2 = 0

LINKAGE PARAMETERS AFTER OPTIMISATION

X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B3 = 280.56 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B4 = 503.49 mm
X DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B1 = 752.56 mm
Y DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B2 = 243.80 mm
UPPER LINK LENGH	F1 = 854.49 mm
LOWER LINK LENGH	A1 = 649.04 mm
REAR SHIELD DATUM LENGH "KTOE"	R0 = 1084.66 mm
X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R1 = 762.59 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R2 = 0.00 mm

NEW GUESS

X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B3 = 280 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B4 = 503 mm
X DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B1 = 752 mm
Y DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B2 = 243 mm
UPPER LINK LENGH	F1 = 854 mm
LOWER LINK LENGH	A1 = 649 mm
REAR SHIELD DATUM LENGH "KTOE"	R0 = 1084 mm
X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R1 = 762 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R2 = 0.00 mm
WEIGHT FOR DISPLACEMENTS	W1 = 1
WEIGHT FOR FORCES	W2 = 5

LINKAGE PARAMETERS AFTER OPTIMISATION

X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B3 = 279.65 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B4 = 500.81 mm
X DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B1 = 752.39 mm
Y DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B2 = 245.40 mm
UPPER LINK LENGH	F1 = 853.85 mm
LOWER LINK LENGH	A1 = 648.94 mm
REAR SHIELD DATUM LENGH "KTOE"	R0 = 1084.18 mm
X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R1 = 761.97 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R2 = 0.00 mm

NEW GUESS

X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B3 = 279 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B4 = 500 mm
X DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B1 = 752 mm
Y DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B2 = 245 mm
UPPER LINK LENGH	F1 = 853 mm
LOWER LINK LENGH	A1 = 648 mm
REAR SHIELD DATUM LENGH "KTOE"	R0 = 1084 mm
X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R1 = 761 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R2 = 0.00 mm
WEIGHT FOR DISPLACEMENTS	W1 = 0
WEIGHT FOR FORCES	W2 = 1

LINKAGE PARAMETERS AFTER OPTIMISATION

X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B3 = 280.20 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B4 = 501.56 mm
X DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B1 = 752 mm
Y DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B2 = 245 mm
UPPER LINK LENGH	F1 = 853 mm
LOWER LINK LENGH	A1 = 648 mm
REAR SHIELD DATUM LENGH "KTOE"	R0 = 1084 mm
X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R1 = 760.99 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R2 = 0.00 mm

NEW GUESS

X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B3 = 280	mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B4 = 501	mm
X DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B1 = 752	mm
Y DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B2 = 245	mm
UPPER LINK LENGH	F1 = 853	mm
LOWER LINK LENGH	A1 = 648	mm
REAR SHIELD DATUM LENGH "KTOE"	R0 = 1084	mm
X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R1 = 760	mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R2 = 0.00	mm
WEIGHT FOR DISPLACEMENTS	W1 = 0	
WEIGHT FOR FORCES	W2 = 1	

LINKAGE PARAMETERS AFTER OPTIMISATION

X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B3 = 280	mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B4 = 507. 51	mm
X DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B1 = 752	mm
Y DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B2 = 245	mm
UPPER LINK LENGH	F1 = 853	mm
LOWER LINK LENGH	A1 = 648	mm
REAR SHIELD DATUM LENGH "KTOE"	R0 = 1084	mm
X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R1 = 760	mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R2 = 0.00	mm

NEW GUESS

X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B3 = 280	mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B4 = 507	mm
X DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B1 = 752	mm
Y DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B2 = 245	mm
UPPER LINK LENGH	F1 = 853	mm
LOWER LINK LENGH	A1 = 648	mm
REAR SHIELD DATUM LENGH "KTOE"	R0 = 1084	mm
X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R1 = 760	mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R2 = 0.00	mm
WEIGHT FOR DISPLACEMENTS	W1 = 0	
WEIGHT FOR FORCES	W2 = 1	

LINKAGE PARAMETERS AFTER OPTIMISATION

X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B3 = 280	mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B4 = 507	mm
X DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B1 = 752	mm
Y DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B2 = 245	mm
UPPER LINK LENGH	F1 = 853	mm
LOWER LINK LENGH	A1 = 648	mm
REAR SHIELD DATUM LENGH "KTOE"	R0 = 1084	mm
X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R1 = 760	mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R2 = 2.37	mm

PARAMETERS OF THE FINAL LINKAGE

X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B3 = 280 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	B4 = 507 mm
X DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B1 = 752 mm
Y DISTANCE TO LOWER LINK PIVOT	B2 = 245 mm
UPPER LINK LENGH	F1 = 853 mm
LOWER LINK LENGH	A1 = 648 mm
REAR SHIELD DATUM LENGH "KTOE"	R0 = 1084 mm
X DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R1 = 760 mm
Y DISTANCE TO UPPER LINK PIVOT	R2 = 2.37 mm

ANALYSIS OF THE FINAL LINKAGE

MAXIMUM ABSCISSA OF THE REAR SHIELD PIVOT XKmax = 543.9747

MINIMUM ABSCISSA OF THE REAR SHIELD PIVOT XKmin = 500.3857

TOTAL DEVIATION XKmax - XKmin = 43.58896

LOADS FOR NO LATERAL LOAD MU=0.0

MAXIMUM VERTICAL LOAD	RVO Max = 2714.522 KN
MINIMUM VERTICAL LOAD	RVO Min = 2390.696 KN
MAXIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLO Max = -879.8328 KN
MINIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLO MIN = -271.8656 KN
MAXIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLO Max = 736.2194 KN
MINIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLO Min = 423.6065 KN

LOADS FOR LATERAL LOAD (FACE TO WASTE) MU= 0.3

MAXIMUM VERTICAL LOAD	RVP Max = 3067.118 KN
MINIMUM VERTICAL LOAD	RVP Min = 2550.055 KN
MAXIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLP Max = 1034.941 KN
MINIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLP Min = 69.49702 KN
MAXIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLP Max = -915.7998 KN
MINIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLP Min = 169.9405 KN

LOADS FOR LATERAL LOAD (WASTE TO FACE) MU= -0.3

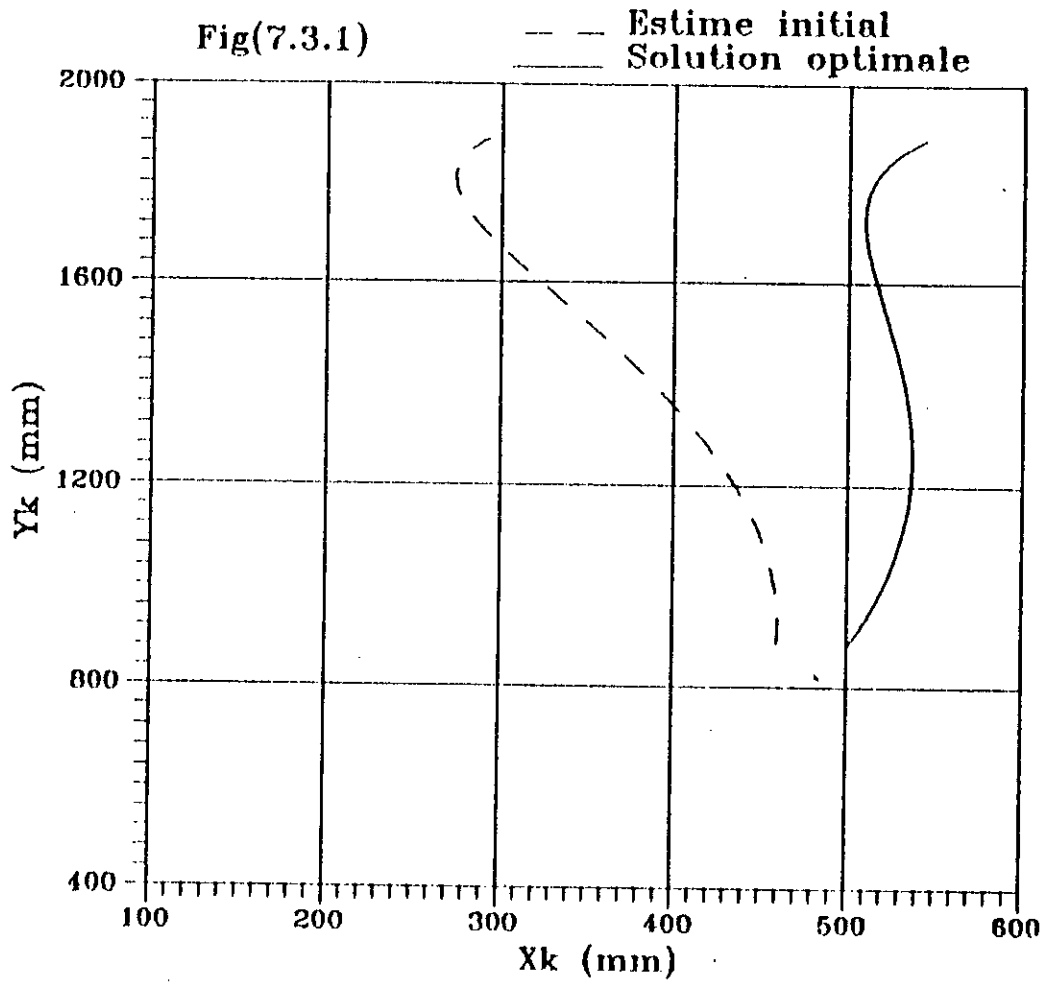
MAXIMUM VERTICAL LOAD	RVN Max = 2788.731 KN
MINIMUM VERTICAL LOAD	RVN Min = 2100.636 KN
MAXIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLN Max = -1717.491 KN
MINIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLN Min = -1166.884 KN
MAXIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLN Max = 1384.824 KN
MINIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLN Min = 1136.000 KN

LOADS FOR LATERAL LOAD (FACE TO WASTE) MU= 0.15

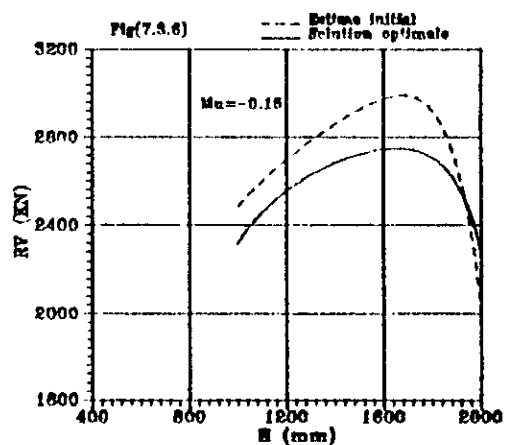
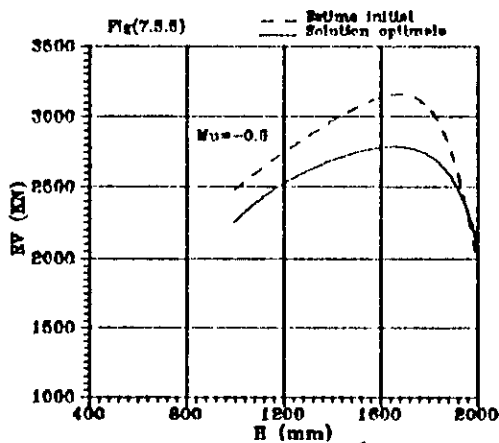
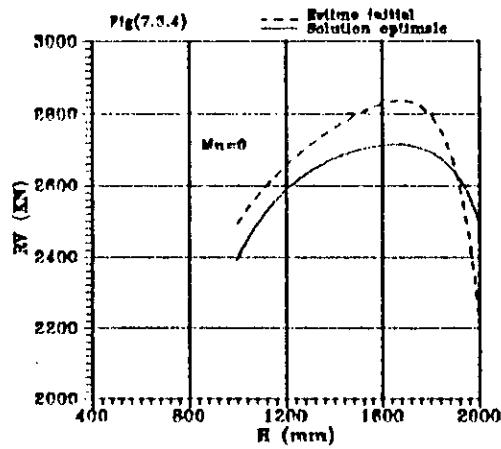
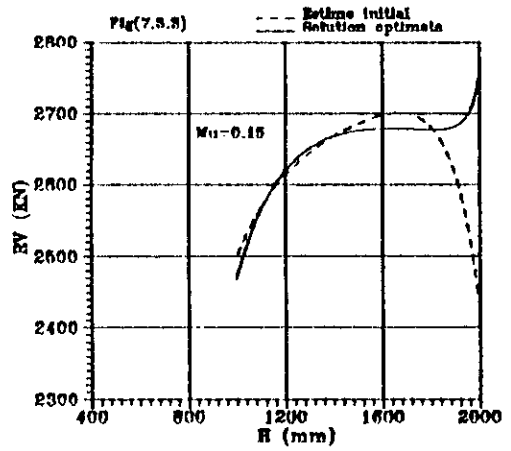
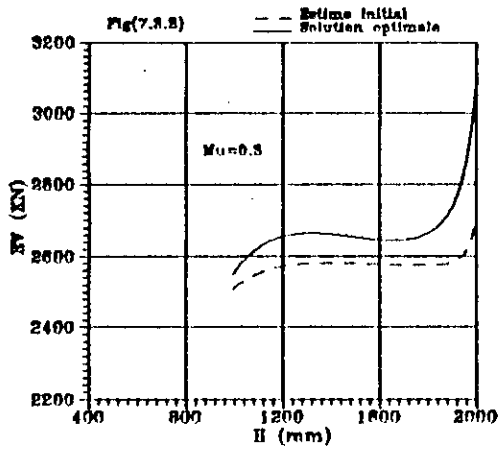
MAXIMUM VERTICAL LOAD	RVP Max = 2750.723 KN
MINIMUM VERTICAL LOAD	RVP Min = 2467.806 KN
MAXIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLP Max = -420.4776 KN
MINIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLP Min = 314.1346 KN
MAXIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLP Max = 462.2120 KN
MINIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLP Min = -167.0591 KN

LOADS FOR LATERAL LOAD (WASTE TO FACE) MU= -0.15

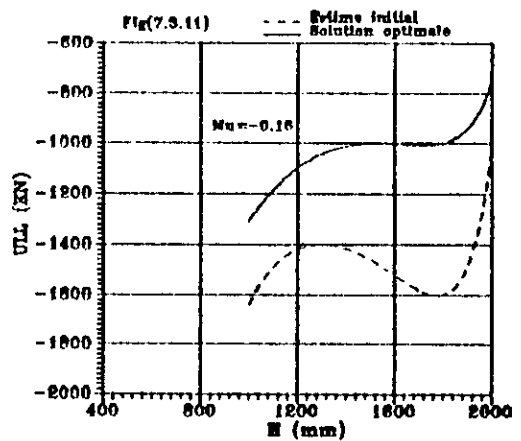
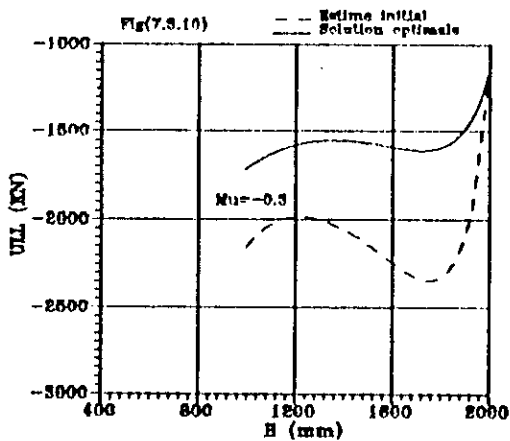
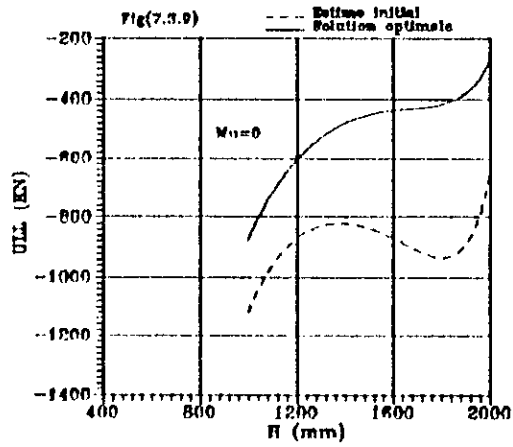
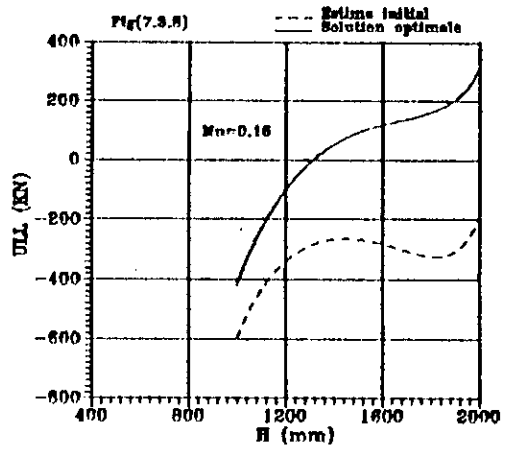
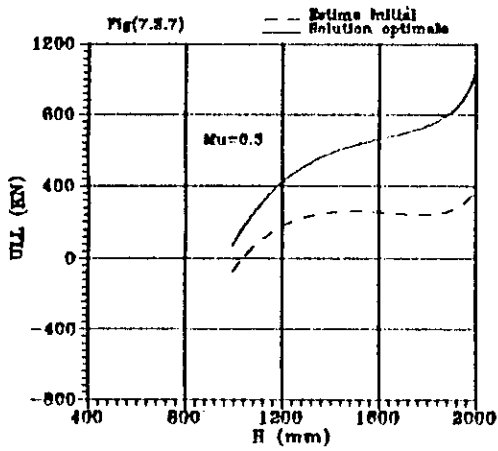
MAXIMUM VERTICAL LOAD	RVN Max = 2751.127 KN
MINIMUM VERTICAL LOAD	RVN Min = 2280.271 KN
MAXIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLN Max = -1311.354 KN
MINIMUM LOAD IN UPPER LINK	ULLN Min = -757.6427 KN
MAXIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLN Max = 993.6231 KN
MINIMUM LOAD IN LOWER LINK	LLLN Min = 793.7708 KN



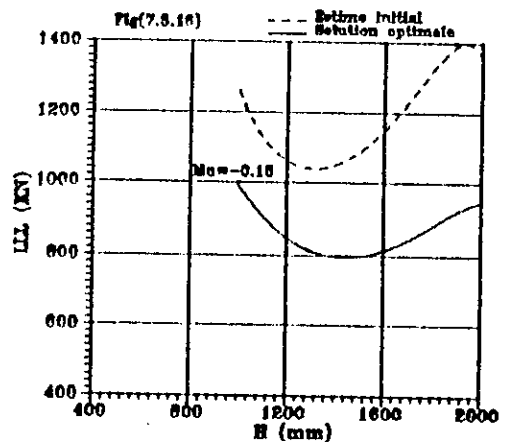
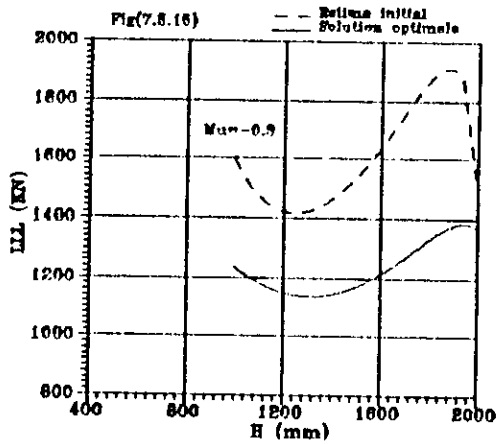
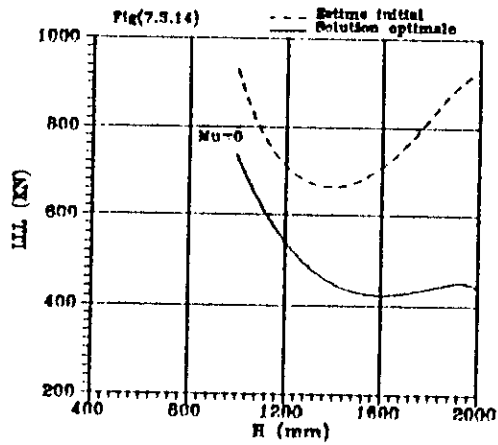
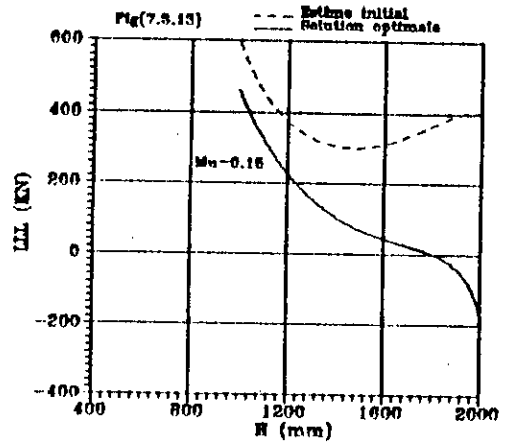
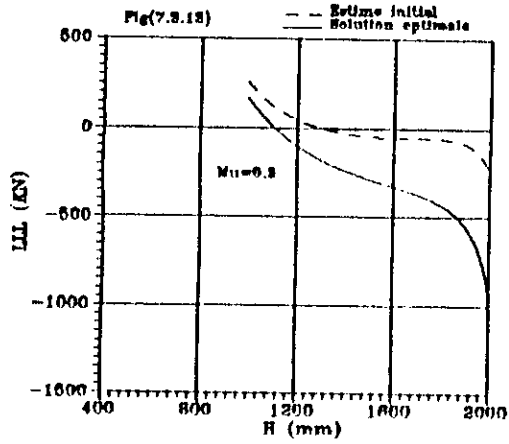
Variation de Y_k en fonction de X_k
 Splay leg support



Variation de la charge que peut supporter le support
 en fonction de la hauteur du support
 Splay leg support



Variation de l'effort dans les chainons
supérieurs en fonction de la hauteur
Splay leg support



Variation de l'effort dans les chainons
inférieurs en fonction de la hauteur
Splay leg support

COMPARAISON DES RESULTATS

$\mu = 0.30$

	XKmax (mm)	XKmin (mm)	déviation (mm)	$ R\bar{V}_{min} $ KN	$ U\bar{L}L_{max} $ KN	$ L\bar{L}L_{max} $ KN
Estimé Initial	460.1176	273.9462	186.1714	1989.680	2345.984	1909.755
Solution Optimale	543.9747	500.3857	43.58896	2100.636	1717.491	1384.824

$\mu = 0.15$

	XKmax (mm)	XKmin (mm)	déviation (mm)	$ R\bar{V}_{min} $ KN	$ U\bar{L}L_{max} $ KN	$ L\bar{L}L_{max} $ KN
Estimé Initial	460.1176	273.9462	186.1714	2048.104	1640.347	1396.574
Solution Optimale	543.9747	500.3857	43.58896	2280.271	1311.354	993.6231

7.3 INTERPRETATION DES RESULTATS ET COMMENTAIRES

Les courbes caractéristiques des supports sont tracées dans le but de comparer le mécanisme initial et le mécanisme optimum afin de montrer l'efficacité de cette nouvelle procédure de conception.

Les figures (7.1.1), (7.2.1) et (7.3.1) montrent clairement l'effet du programme pour ramener la trajectoire du point K à l'endroit désiré tout en satisfaisant toutes les spécifications imposées.

Les figures (7.1.2), (7.1.3), (7.1.4), (7.1.5), (7.1.6), (7.2.2), (7.2.3), (7.2.4), (7.2.5), (7.2.6), (7.3.2), (7.3.3), (7.3.4), (7.3.5) et (7.3.6) montrent la variation de la charge que peut supporter le support en fonction de la hauteur opérationnelle.

La charge de base qui sera présente dans le document technique de commercialisation du support est la charge minimale pour tous les cas ($\mu=0$, $\mu=0.30$, $\mu=-0.30$, $\mu=0.15$, $\mu=-0.15$).

On voit clairement que la charge du mécanisme optimum est supérieure à celle du mécanisme initial pour les trois types de support.

Nous voyons une augmentation de la charge de base de :

- . 25.61% pour le support à bouclier protecteur
- . 4.14% pour le support à deux pieds
- . 5.57% pour le support à pied évasé.

Les autres courbes montrent la variation des efforts dans les chainons supérieurs et inférieurs du mécanisme. Les dimensions transversales de ces chainons sont calculées à la base de l'effort maximum pour les cas ($\mu=0$, $\mu=0.30$, $\mu=-0.30$, $\mu=0.15$ et $\mu=-0.15$). Le signe (+) ou bien le signe (-) indiquent si le chainon est tendu ou comprimé.

Les courbes montrent bien que les efforts maximums dans les chainons du mécanisme optimum sont moins importants que dans ceux du mécanisme initial.

Pour les chainons supérieurs, la réduction des efforts est de :

- . 69.14% dans le support à bouclier protecteur
- . 29.63% dans le support à deux pieds
- . 26.79% dans le support à pied évasé .

Pour les chainons inférieurs, la réduction des efforts est de :

- . 79.36% dans le support à bouclier protecteur
- . 32.91% dans le support à deux pieds
- . 27.48% dans le support à pied évasé.

Ces résultats confirment l'efficacité du logiciel et de la nouvelle procédure de conception.

REMARQUES

Les programmes d'optimisation diffèrent des autres types de programmes par le fait qu'ils donnent des résultats différents en les utilisant plusieurs fois pour le même problème car ces résultats dépendent beaucoup de l'estimé initial et des coefficients poids de la fonction objective.

Les concepteurs sont alors appelés à bien choisir l'estimé initial et les coefficients poids afin d'aboutir à la solution optimale.

Pour ceci, ils doivent dérouler le programme plusieurs fois en notant les coefficients poids qui donnent des caractéristiques satisfaisantes du mécanisme et démarrer la recherche à partir de ces mécanismes qui sont déjà trouvés.

CHAPITRE 8

CONCLUSION

En transformant le problème de conception du mécanisme utilisé dans les supports de toit des mines en un problème de programmation non linéaire et en utilisant la puissance du computer pour résoudre le problème mathématique, il nous a été possible d'aider dans la conception en aboutissant à des conceptions optimales en des temps très courts.

La production d'un modèle mathématique exact est très importante parcequ'elle détermine le succès ou l'échec du projet. Les essais du logiciel confirment son succès dans la conception du mécanisme utilisé dans les supports de toit des mines.

Il reste encore beaucoup de domaines où le logiciel peut être utilisé.

Généralement, le problème qu'affronte le concepteur est de générer le mécanisme qui satisfait des fonctions exigées. En utilisant le logiciel d'optimisation, le problème est inversé. Le concepteur doit spécifier exactement ce qui est demandé de la conception et le logiciel lui fournira le meilleur mécanisme satisfaisant à ses spécifications. Ceci va accroître la nécessité de détermination exacte des spécifications dans le processus de conception.

En outre, il devrait avoir une bonne connaissance dans le domaine pour arriver au jugement d'une bonne conception.

Il y a deux façons différentes d'appeler cette nouvelle technologie de conception: elle peut être utilisée tout au début dans le processus de conception ; quand seules les contraintes primaires sont établies, ou bien elle peut être utilisée après; quand le concepteur aura presque fini sa conception.

Si elle est utilisée tout au début du processus de conception, alors les contraintes qui sont spécifiées dans le logiciel peuvent être sujet à des modifications, et ce, au cas où il y aurait une amélioration significative qui serait atteinte dans la conception. Cette option exige un autre investissement en développant le logiciel et en le perfectionnant pour aboutir à des conceptions optimales à partir d'énormes variétés existantes dans de telles circonstances.

Si elle est utilisée après, alors la modification du logiciel n'est pas nécessaire, car toutes les contraintes spécifiées dans le logiciel se conforment aux exigences des aspects de la conception des supports.

Ce logiciel a été développé dans une tentative de le conduire à un logiciel standard où il peut être utilisé par les concepteurs sans la nécessité d'une autre supervision.

BIBLIOGRAPHIE

[1] **S.H.CHAZEN and J.W.DOW :**

"The Guide for the evaluation and implementation of CAD/CAM systems" , ATLANTA , Ga : CAD/CAM Decision, 1979.

[2] **D.S.NAU :**

"Expert Computer Systems" , Computer, February 1983, pp 63-85.

[3] "The CAD/CAM Hand book" , BEDFORD , MASS : Computer Vision 1980.

[4] **M.VAN HORN :**

"Understanding Expert Systems" , NEW-YORK : The Waite Group INC, 1986.

[5] **ALI A.SEIREG :**

"Computer-aided Concept generation" , CIME , November-December 1987.

[6] **J.HADDOCK, TODD.A.HARISHORN :**

"A decision support system for specific machine selection", Computers and engineering , Vol 16 N°2 , pp 277-286, 1989.

[7] **WILLIAM P.DARROW, JATINDER, N.D.GUPTA :**

"Integrating group technology and MRP systems through lot sizing and scheduling" ,Computers and Engineering Vol 16 N°2, pp 287-296 , 1989.

[8] **DAVID G.ULIMAN, LARRY A.STAUFFER, THOMAS G.DIETTERICH :**

"Toward expert CAD" , CIME, November-December, 1987.

[9] **P.VILLERS :**

"Introducing MCAE :Expert tools for engineering" ,CIME, November-December, 1987.

[10] T.CORSER, ALI A.SEIREG :

"Optimising a design for production, inspection and operation", CIME, September 1985.

[11] S.MANOOCHERI :

"Computer-aided generation of an optimum machine topology for specified tasks", CIME, November-December 1987.

[12] RICHARD H.SPENCER :

"Interactive Software design" , CIME, September 1985.

[13] G.T.ROONEY :

"Personal Correspondance" ,The Liverpool Polytechnic, March 1989.

[14] K.DODGSON :

"Design of powered mining roof supports" ,Msc thesis, The LIVERPOOL POLYTECHNIC 1986.

[15] A.D.DEUTSCHMAN, W.J.MICHELS and C.WILSON :

"Machine Design" ,NEW YORK , Mac Millan publishing Company 1975.

[16] J.E.SHIGLEY, L.D.MITCHELL :

"Mechanical engineering" , NEW YORK, Mc Graw-Hill, 1983.

[17] JAMES N.SIDALL :

"Optimal Engineering design : principles and applications" , MARCEL DEKKER INC 1982.

[18] C.ONWUBIKO :

"Foundations of computer-aided design" ,Oregon state University ,NEW YORK, LOS ANGELES, SAN FRANCISCO 1989.

- [19] **G.V.REKLAITIS, A.RAVINDRAN and K.M.RAGSDELL :**
 "Engineering optimisation : methods & applications" ,Willey
 inter science publication 1983.
- [20] **L.E.SCALES :**
 "Introduction to non linear optimisation" , Mac Millan
 1985.
- [21] **MOSHE DROR, ALAN STULMAN :**
 "Optimising robot's service movements: a one dimensional
 case" , Computers and engineering Vol 12 N°1 ,
 pp 39-46 ,1987.
- [22] **M.AVRIEL, M.J.RIJCKAERT and D.J.WILDE :**
 "Optimisation and design" ,Prentice-Hall, Englewood Cliffs,
 N.J, 1973.
- [23] **MOKHTAR S.BAZRAA, C.M.SHETTY :**
 "Non linear programming : Theory and Algorithms" ,NEW YORK
 J.WILEY and sons, 1979.
- [24] **ARTHUR G.ERDMAN, DONALD R.RILEY :**
 "New directions for mechanism kinematics and dynamics"
 CIME, May 1985.
- [25] **R.M.STARK, R.L.NICHOLLS :**
 "Mathematical Foudation for design" ,Mc Graw-Hill,
 NEW YORK, 1972.
- [26] **JASBIR S.ARORA :**
 "Introduction to optimum design" , Mc Graw-Hill book
 company 1989.

[27] J.N.SIDALL :

"Analytical decision making in engineering design"
Prentice-Hall, Englewood Cliffs, N.J 1973.

[28] D.LENT :

"Analysis and design of mechanisms" ,NEW YORK ,Prentice-
Hall, 1961.

[29] G.T.ROONEY :

"Analysis of loads in roof supports (a review of some
techniques for presenting the results of analysis) "
The LIVERPOOL POLYTECHNIC 1986.

[30] S.DOUGLAS :

"Personal correspondance" Engineering and Technology
management department , John Moores University, LIVERPOOL
ENGLAND 1993.

[31] H.R HARRISON, T.NETTLETON :

"Principles of engineering mechanics" ,Low-priced edition,
Edward Arnold publishers Ltd, LONDON , 1978.

[32] B.MEYER et C.BAUDOIN :

"Méthodes de programmation" , Eyrolles ,Paris 1978.

[33] M.BOUMAH RAT et A.GOURDIN :

"Méthodes Numériques appliquées", OPU, ALGER 1983.