

4/92
الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

Ecole Nationale Polytechnique

Departement : Génie - Mécanique

المدرسة الوطنية المتعددة الفنون
BIBLIOTHEQUE - المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDE

En Vue de l'Obtention du Diplome d'Ingenieur d'Etat
En GENIE - MECANIQUE

THEME

**ETUDE ET CONCEPTION
D'UN ARROSOIR
ROTATIF**

Dirigé par :
Mr. BELBLIDIA Fouzi

Présenté par :
Mr. BENZADI Mohamed

Promotion Juillet 1992

E.N.P 10, Avenue Hacén Badi - El Harrach - ALGER

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

Ecole Nationale Polytechnique

Departement : Genie - Mécanique

المكتبة الوطنية المتعددة اللغويات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDE

En Vue de l'Obtention du Diplome d'Ingenieur d'Etat
En GENIE - MECANIQUE

THEME

ETUDE ET CONCEPTION
D'UN ARROSOIR
ROTATIF

Dirigé par :

Mr. BELBLÍDIA Fouzi

Présenté par :

Mr. BENZADI Mohamed

Promotion Juillet 1992

E.N.P 10, Avenue Hacén Badi - El Harrach - ALGER

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

Dedicaces

*Je dedie ce modeste travail a mes
tres chers parents Monsieur et madame
BENZADI ABDELAZIZ et mon cher am'mi
SALAH EDDINE .*

Remerciements

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude et mes vifs remerciements à Monsieur BELBLIDIA Fouzi qui a eu l'aimable sollicitation de me suivre durant ce travail .

que tous ceux qui ont participé de près ou de loin à la réalisation de ce projet trouve ici ma sincère gratitude .

- SOMMAIRE -

| | |
|---|-----------|
| PRESENTATION DU SUJET..... | 1 |
| INTRODUCTION..... | 2 |
| DESCRIPTION..... | 2 |
| DETAILS TECHNOLOGIQUES..... | 5 |
| | |
| CHAPITRE 1 - CALCUL DE STRUCTURE DU PIVOT | 8 |
| INTRODUCTION..... | 8 |
| I.1. DESCRIPTION DE LA STRUCTURE..... | 8 |
| I.2. MODELISATION PAR LA METHODE DES ELEMENTS FINIS..... | 9 |
| I.2.1. PRESENTATION DE LA METHODE..... | 9 |
| I.2.2. FORMULATION PAR LA MEF..... | 10 |
| I.2.3. DETERMINATION DE LA MATRICE DE RIGIDITE ELEMENTAIRE..... | 12 |
| I.2.4. DETERMINATION DU VECTEUR FORCES ELEMENTAIRES..... | 12 |
| I.3. DISCRETISATION..... | 15 |
| I.3.1. CHOIX ET NUMEROTATION DES NOEUDS..... | 15 |
| I.3.2. PRESENTATION DES MODELES(éléments finis) DU PIVOT... .. | 15 |
| I.3.3. DEGRE DE LIBERTE PERMIS AUX NOEUDS..... | 16 |
| I.3.4. REPARTITION DES CHARGES AU NOEUDS..... | 16 |
| I.3.5. CALCUL DES MOMENTS D'INERTIE..... | 17 |
| I.4. PRESENTATION DU LOGICIEL SAP80..... | 19 |
| I.4.1. PROBLEMES TRAITES PAR SAP80..... | 19 |
| I.4.2. REMARQUE..... | 21 |
| I.5. DETERMINATION DES CONTRAINTES..... | 22 |
| I.6. RESULTATS..... | 25 |
| I.7. VERIFICATION DES DIMENSIONS DE LA STRUCTURE..... | 25 |
| I.8. NOUVEAU MODELE..... | 26 |
| I.9. CONCLUSION..... | 26 |
| | |
| CHAPITRE 2 - ETUDE DE LA CHAINE DE TRANSMISSION | 27 |
| INTRODUCTION..... | 27 |
| II.1. CALCUL DE LA PUISSANCE DU MOTEUR..... | 28 |
| II.2. DETERMINATION DU POIDS ET DE L'EFFET DU VENT..... | 28 |
| II.2. CALCUL DES REDUCTEURS..... | 32 |
| II.2.1. ETUDE DU PREMIER REDUCTEUR..... | 35 |
| II.2.2. ETUDE DU DEUXIEME REDUCTEUR..... | 39 |
| II.2.3. TABLEAU RECAPITULATIF..... | 43 |
| II.2.4. DETERMINATION DES EFFORTS SUR L'ENGRENAGE..... | 44 |
| II.2.4.1. PREMIER REDUCTEUR..... | 44 |

| | |
|--|-----|
| II.2.4.2. DEUXIEME REDUCTEUR..... | 45 |
| II.3. CALCUL D'ARBRE..... | 45 |
| II.3.1. PREMIER REDUCTEUR..... | 45 |
| II.3.2. DEUXIEME REDUCTEUR..... | 49 |
| II.4. CALCUL DE ROULEMENT..... | 53 |
| II.4.1. DETERMINATION DE TYPE DE ROULEMENT..... | 54 |
| II.5. ETUDE DES LIAISONS..... | 56 |
| II.5.1. LIAISON EN ROTATION DES ROUES DES REDUCTEURS..... | 56 |
| II.5.2. CALCUL DU JOINT DE CARDAN..... | 59 |
| II.6. ETUDE DES ACCOUPLEMENTS..... | 61 |
| II.6.1. ACCOUPLEMENT ARBRE MOTEUR-VIS REDUCTEUR..... | 61 |
| II.6.2. ACCOUPLEMENT ARBRE REDUCTEUR-ARBRE DE ROUE PNEUMATIQUE | 62 |
| II.7. FIXATION ET ORIENTATION DES ROUES | 63 |
| II.7.1. FIXATION..... | 63 |
| II.7.2. ORIENTATION..... | 63 |
| CONCLUSION..... | 64 |
| | |
| CHAPITRE 3 - DIMENSIONNEMENT DES ELEMENTS HYDRAULIQUES.... | 65 |
| INTRODUCTION..... | 65 |
| III.1. DETERMINATION DE LA REPARTITION DES ORGANES D'ASPERSION SUR LA RAMPE | 65 |
| III.2. PRESENTATION DE LA METHODE DE CALCUL | 66 |
| III.2.1. DEFINITION DE PARAMETRES | 66 |
| III.2.2. METHODE DE CALCUL..... | 67 |
| III.3. DIMENSIONNEMENT DES ELEMENTS HYDRAULIQUES..... | 74 |
| III.3.1. POMPE D'ALIMENTATION..... | 74 |
| III.3.2. DETERMINATION DE LA REPARTITION DES BUSES SUR LA RAMPE..... | 79 |
| III.3.2.1. CALCUL DES DEBITS..... | 80 |
| III.3.2.2. VITESSE $V(r)$ A L'INTERIEUR D'UNE CONDUITE SECONDAIRE..... | 81 |
| III.3.2.3. CALCUL DES PRESSIONS..... | 81 |
| III.3.2.4. CALCUL DES VITESSES..... | 83 |
| III.3.3. PARAMETRES DE BUSES..... | 83 |
| III.4. PRESENTATION DE L'ORGANIGRAMME CONCU POUR FAIRE L'ETUDE HYDRAULIQUE | 87 |
| III.5. ETUDE DES ARTICULATIONS ET DE L'ETANCHEITE..... | 97 |
| III.6. CONCLUSION..... | 99 |
| CONCLUSION GENERALE | 100 |

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

Présentation du sujet

PRESENTATION DU SUJET

L'étude consiste essentiellement en la conception d'un pivot d'irrigation ; On étudie la structure par éléments finis , la chaîne de transmission de mouvement (moteur, réducteurs, arbres....) dispositif électrique (cablage, mise en arrêt et marche automatique....) ainsi que la partie hydraulique, où on présente la méthode de calcul de la rampe qui permet le choix de la pompe d'alimentation, des conduites, des joints d'étanchéité, des éléments hydrauliques auxilliaires et le busage.

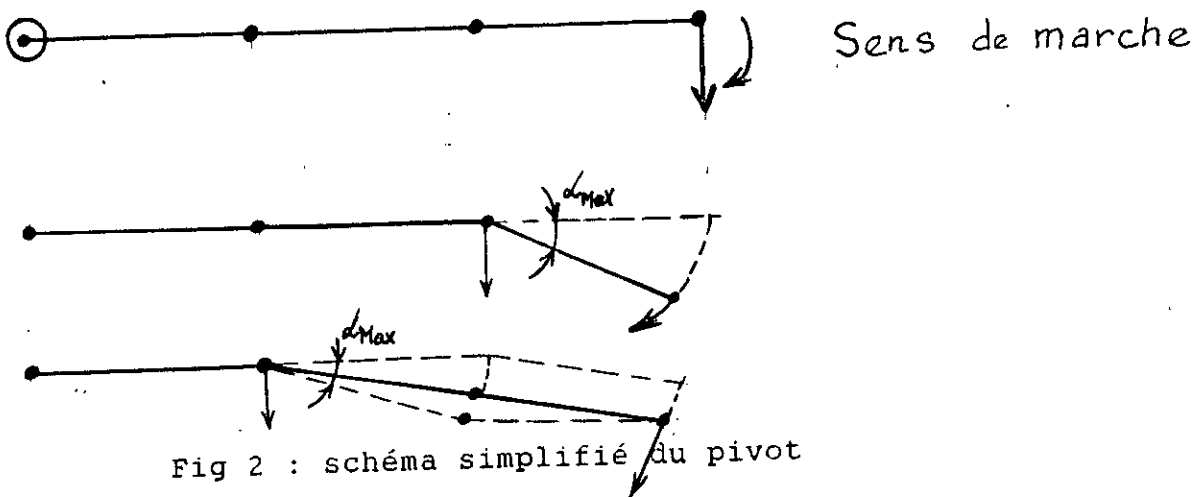
L'étude théorique a été complétée par l'utilisation d'un logiciel de calcul de structure (SAP80), l'établissement de planches de dessin représentant les différents réducteurs ainsi qu'un logiciel qui permet de déterminer les caractéristiques de busage, essentiellement pression et débit d'eau.

INTRODUCTION

L'agriculteur d'aujourd'hui a besoin de machines d'arrosage économiques et robustes, d'entretien facile, bien adaptées à l'exploitation agricole, ainsi de nouvelles méthodes dans le domaine d'irrigation des terres ont été mises en évidence dans le but de réduire les pertes en eau et d'augmenter le rendement de l'agriculture, parmi ces méthodes, on distingue celle du pivot (objectif de l'étude), qui est utilisée pour l'irrigation de terrains de grandes étendue et qui consiste à faire tourner une conduite d'eau percée et motorisée sur le terrain pendant la durée désirée selon le type de culture.

DESCRIPTION

Le principe général de conception et de fonctionnement d'une rampe pivotante est décrit par le schéma simplifié (fig 2).



La conduite d'eau est supportée par des batis à roues appelés tours, distantes les unes des autres de 30 à 70 m ; la tendance actuelle est de chercher à augmenter la longueur de travée qui était inférieure à 40 m, mais l'augmentation de la longueur de travée est limitée tant par des problèmes de résistances mécaniques que par la charge aux roues que peut supporter le terrain mouillé .

Au niveau de chaque tour, le tuyau est articulé ou supporté assez librement, pour que deux éléments de la rampe, compris entre trois tours voisines, puissent former un certain angle ayant pour sommet celle du milieu . L'ensemble est rendu rigide par différentes techniques.

1/ Un haubannage (cablage) partant des tours et fixé en différents points du tuyau, maintient celui ci horizontal et rectiligne, l'empêchant de flamber dans les plans verticaux ou horizontaux; le tuyau lui même résiste suffisamment à la compression pour empêcher le rapprochement des tours.

2/ La conduite forme avec des pièces métalliques une poutre rigide qui est articulée au niveau des tours.

3/ L'élément entre tours appelé " travée " est soutenu par des cornières en treillis.

Au centre du cercle irrigué par la rampe pivotante, un tuyau vertical est branché sur le refoulement de la station de pompage (ou sur une bouche d'un réseau d'alimentation en eau sous pression) .

Des organes d'aspersion (buses) sont disposés tout le long de la conduite avec des espacements appropriés, la rampe se

termine à l'extrémité opposée au pivot par un canon d'arrosage dit : " canon d'extrémité ".

Chaque tour est dotée d'un moteur électrique qui provoque la rotation de la roue, dont les axes sont parallèles à celui de la rampe . Un contacteur spécial ferme le circuit d'alimentation en énergie des moteurs disposés sur les tours (la source d'énergie étant située au pivot), lorsque deux éléments de rampe dans le prolongement l'un de l'autre, forment un angle déterminé; le circuit d'alimentation des moteurs comporte au pivot une armoire de commande permettant le réglage de la cadence des démarrages et des arrêts du moteur le plus éloigné qui ne peut et ne doit pas être soumis au régime de fonctionnement décrit pour les autres.

A l'armoire de commande, au pivot, lorsque l'on met en route la station de pompage, les organes d'arrosage entrent en fonctionnement et la rampe se met à tourner lentement autour du pivot de la façon suivante :

La tour N°1 avance et l'élément de rampe qu'elle porte avec la tour N°2 pivote autour de cette tour N°2; il se forme alors un angle α_2 entre le dernier élément 1-2 et le deuxième élément 2-3 ; quand l'angle α_2 atteint une valeur α_0 de réglage du démarrage, la tour N°2 avance et l'élément 2-3 pivote autour de la tour N°3 jusqu'à ce que l'angle α_2 ait disparu. Mais il se forme pendant ce temps un angle α_3 , entre les éléments 2-3 et 3-4, ce qui provoque l'avancement de la tour N°3, lorsque cet angle devient supérieur à α_0 ;

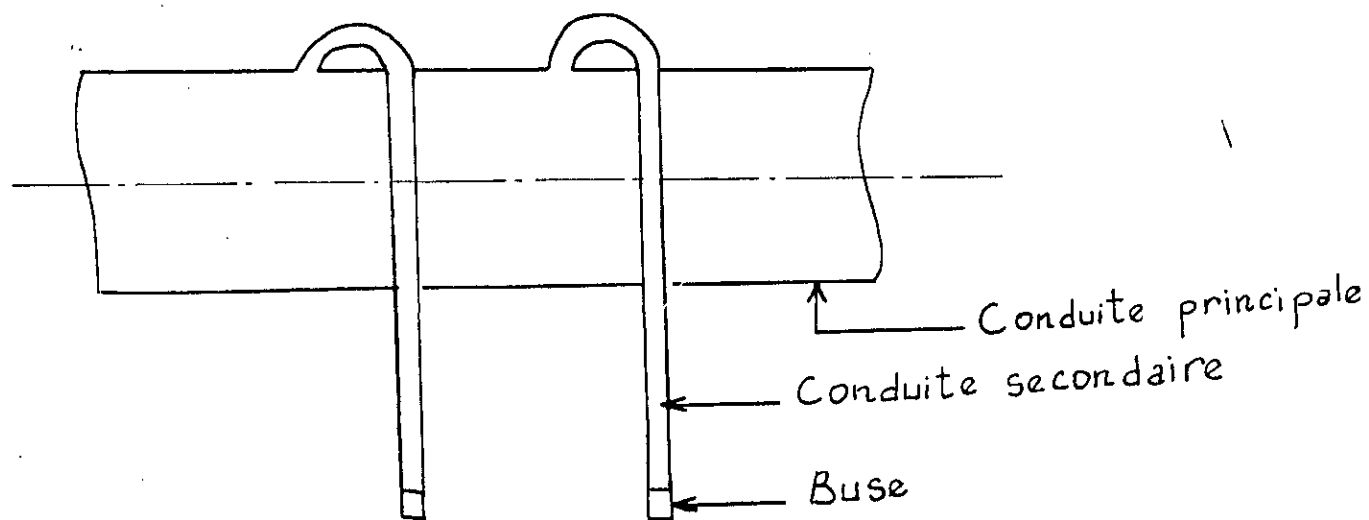
La rampe pivotante avance dans son mouvement de rotation

autour du pivot, les tours laissées en arrière se mettent en marche successivement pour rattraper leur retard.

DETAILS TECHNOLOGIQUES

a/ LES CONDUITES

Ce sont des tuyauteries dont le diamètre doit permettre l'alimentation à la pression voulue des organes d'aspersion, sans consommer trop de charges, par ailleurs il faut qu'elles soient suffisamment solides pour contribuer à la rigidité de l'ensemble de l'élément entre deux tours voisines, si ce rôle leur est assigné. Elles doivent être enfin résistantes à la corrosion sous ses diverses formes (chimiques ou mécaniques notamment), car les rampes pivotantes sont utilisées dans des régions où les eaux peuvent être agressives et chargées, on les fabrique en acier, revêtu intérieurement et extérieurement de peinture époxy, ou en acier galvanisé intérieurement et extérieurement . Les éléments de tuyau sont assemblés par des joints serrés par vis et écrous, sauf au droit des tours, où la jonction doit être articulée. Pour éviter la dérive par le vent du jet d'eau ; des conduites secondaires sont placées sur la conduite principale pour que les buses soient près du sol .



La fixation des coudes se fait par la partie supérieure de la conduite car si on utilise des eaux contenant des éléments sableux, des brins de paille ou des engrais non dissouts, ils ne passent pas à travers les conduites secondaires et ne bouchent pas les buses qui ont des diamètres assez petits. Les impuretés se déposent dans la conduite principale c'est pourquoi on est contraint de faire une vidange après un certain temps d'arrosage.

b/ LES BUSES

Au bout des conduites secondaires, on place des buses sur lesquelles sont montées des pastilles de diamètre différents selon le débit et la pression désirés à travers cette buse , on interpose souvent entre la buse et la conduite secondaire un régulateur pour que le débit reste à peu près constant quand la pression varie . Ce dispositif permet une bonne répartition de l'eau , même en terrain valonné, où les variations de niveau engendre une variation de pression aux différents points de la conduite .

c/ LE CANON

En vue d'augmenter la superficie à arroser, un canon est prévu à l'extrémité de la dernière tour. Les canons d'arrosage fonctionnent sous une pression de 3 à 6 bars . Ils sont formés d'un tuyau coudé de 20 à 30° sur l'horizontale, d'un ajutage d'éjection du jet d'eau de forme cylindrique qui éjecte sans convergence, ni divergence , mais assure une vitesse convenable au jet à la sortie et lui donne une portée suffisante .

La distribution de l'eau sur le terrain est assurée par rotation du canon autour de son axe vertical. Cette rotation peut être complète ou partielle.

d/ POMPE

On utilise surtout des pompes centrifuges car elles sont de faibles encombrement et de fonctionnement facile .

e/ ARMOIRE DE COMMANDE

Les rampes pivotantes à propulsion électrique (cas de notre étude) sont commandées au pivot par affichage de la vitesse d'avancement de la tour d'extrémité. Le fait de pouvoir agir sur cette vitesse confère aux rampes pivotantes électriques une grande souplesse d'utilisation et de ce fait ; une grande supériorité en ce qui concerne la qualité de l'arrosage .

Les parties principales sont : les commandes et sécurités au pivot, le collecteur à balais, les commandes et sécurités aux tours (et dans certains cas , la commande électrique de déclenchement de l'arrosage d'un canon d'extrémité) .

Chapitre 1

Calcul de structure du pivot

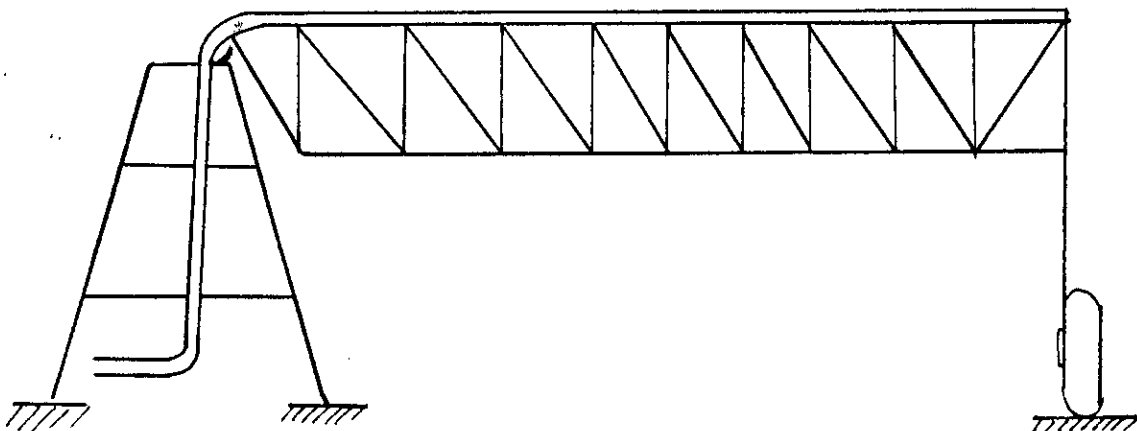
CALCUL DE STRUCTURE DU PIVOT

INTRODUCTION

On s'intéresse ici à l'étude d'une structure en treillis qui constitue notre système d'arrosage rotatif, du point de vue dimensionnement, la structure du pivot, doit à la fois supporter la conduite d'eau et entraîner le système en mouvement de rotation permanent, pour la simulation statique, on utilise la méthode des éléments finis qui sera appliquée différemment ; dans la conduite en élément poutre, quand aux cornières et au câble, en élément barre .

I.1. DESCRIPTION DE LA STRUCTURE

La structure est constituée de modules (six dans notre cas) séparables, articulés entre eux, chaque module, formé de cornières, en triangle, de tubes et d'un câble en acier, ce module est supporté par deux tours, constituée chacune de deux triangles de grandes dimensions, en cornières, la liaison entre cornières est assurée par boulons, ainsi que celle entre tubes.



Pour l'analyse statique, on se réfère à la méthode des éléments finis.

I.2. MODELISATION PAR LA METHODE DES ELEMENTS FINIS

I.2.1. PRESENTATION DE LA METHODE [1]

C'est une méthode numérique —> solutions approchées.

Tout système physique régit par une équation différentielle aux dérivées partielles peut être résolu par la méthode des éléments finis .

Pour le calcul des contraintes (statiques) dans un but de dimensionnement du pivot, nous utilisons la méthode des éléments finis (numérique) vu les avantages qu'elle présente:

- Précision - formulation simple, - domaine d'utilisation varié - et l'existence de logiciels adéquats, exemple: SAP.80

Dans cette section , nous faisons , une introduction à la méthode . [2]

-MEF- La méthode des éléments finis est reconnue comme un outil de résolution d'équations aux dérivées partielles -EDP- son domaine d'utilisation est assez vaste et concerne pratiquement tous les problèmes physiques régis par des -EDP- Exemple mécanique : dimensionnement précis des pièces

mécaniques .

hydraulique: problèmes d'écoulement, assainissement..

civile : bâtiment, seisme, barrage .

aéronautique : satellites, avions .

La méthode peut être formulée à partir de considérations énergétiques ou variationnelles . Elle consiste pour un problème donné , à formuler les équations qui régissent ce phénomène, puis les transformer pour les adapter à la méthode. Cette adaptation est sujette à des erreurs dans la résolution qu'il faudrait minimiser .

On peut montrer la position de la méthode sur le schéma :

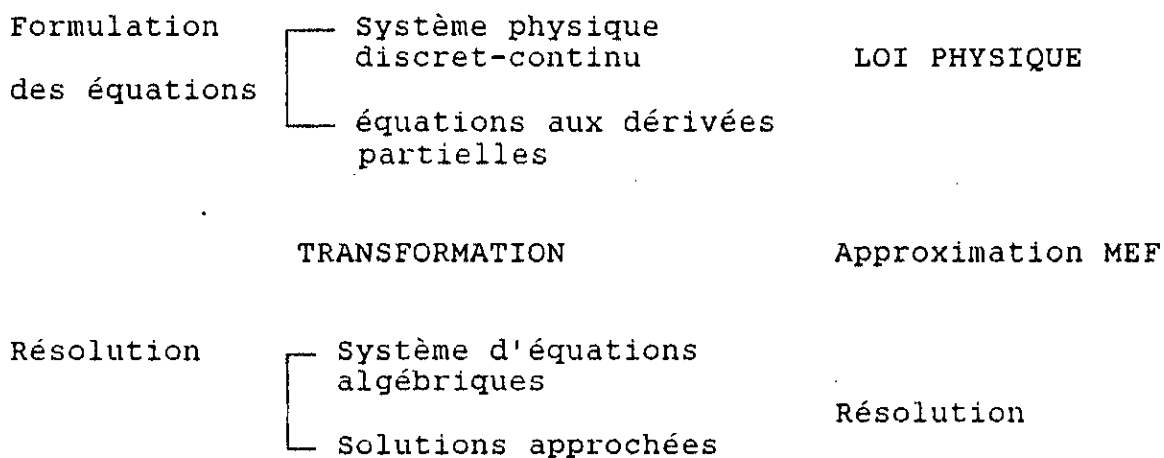


Schéma : position de la MEF [3]

I.2.2. FORMULATION PAR LA MEF

On distingue trois types de formulation (version) :
(déplacement, contrainte, mixte) principales par la MEF, à savoir :

a/ VERSION DEPLACEMENT

Elle a pour principe la stationnarité de l'énergie potentielle de la structure (elle atteint un minimum)

on a :

$$w = \frac{1}{2} \int_V \{\epsilon\}^T \{\sigma\} dV - \int_V \{U\}^T \{f_v\} dV - \int_S (U^s) \{f_s\} dS \quad [3]$$

où (U) : vecteur déplacement inconnu, dont on propose une

approximation (polynôme, trigonométrie ...) appelée interpolation en posant $\delta W = 0$, avec la loi de Hooke $\{\epsilon\} = [D] \cdot \{u\}$; $[D]$: vecteur déplacement .

On a alors :

$$\int_V \delta \{ \epsilon \}^T [D] \{ \epsilon \} dV = \int_V \delta \{ u \}^T (f_v) dV + \int_S \delta \{ u_s \}^T (f_s) dS$$

(f) : vecteur force

S : coordonnée surfacique

La discrétisation en éléments finis du domaine [V] et de son contour [S] ramène l'équation de stationnarité de W au système classique :

$$[K] \{U\} = [F] \quad \text{où } [K] : \text{matrice de rigidité .}$$

Dans ce cas (version déplacement)

- Les équations liants déformations aux déplacements et les conditions aux limites -CL- géométriques du déplacement sont satisfaites

- Mais l'équilibre local et les CL naturelles de forces ne sont satisfaites qu'à la limite (sur le contour [S]) .

b/ VERSION CONTRAINTE

On utilise dans ce cas , la stationnarité de l'énergie complémentaire W^* (elle atteint un maximum)

$$W^* = \frac{1}{2} \int_V \{\sigma\}^T \{\epsilon\} dV - \int_V (f_v)^T \{u\} dV - \int_V (f_s)^T \{u_s\} dS \quad [3]$$

En posant $\delta W^* = 0$ on a :

$$\int_V \delta \{ \epsilon \}^T [D]^{-1} \{ \epsilon \} dV = \int_V \delta (f_v)^T \{ u \} dV + \int_V \delta (f_s)^T \{ u \} dS$$

Dans ce cas , on a l'équation liant déformation -déplacement,

- la continuité des déplacements entre éléments et les CL géométriques ne sont satisfaites qu'à la limite .

- l'équilibre local (continuité des contraintes) et les CL naturelles (forces) sont satisfaites.

I.2.3. DETERMINATION DE LA MATRICE DE RIGIDITE ELEMENTAIRE

Pour calculer la matrice de rigidité d'un élément donné, on suit les étapes suivantes (version déplacement) .

a/ Construction des fonctions d'interpolation N .

b/ Relation déformation - déplacement .

c/ Relation contrainte - déformation $\{\Gamma\} = [D]\{\epsilon\}$, où [D] est fonction du matériau seulement .

$$[K_e] = \int_V [B]^T [D] [B] dV \quad [B] = [L] [N]$$

- La matrice de rigidité [K] est symétrique , à cause du théorème de réciprocité, qui est une conséquence de l'invariance de l'énergie de déformation par rapport au chemin suivi (recours à l'intégration numérique) .

I.2.4. DETERMINATION DU VECTEUR FORCES ELEMENTAIRES

Le vecteur force élémentaire se trouvant dans le second membre de l'EDP a pour expression :

$$(f_e) = \int_V [N]^T (f_v) dV + \int_S [N]^T (f_s) dS \quad [N] \text{ shape } \{3\}$$

force de volume + force de surface

Ainsi l'expression exprimant la statique de la structure sera

$$[K](U) = (F) \text{ où :}$$

$[K_T]$: matrice de rigidité en extension (élément barre)

$$K_T = ES/l \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}$$

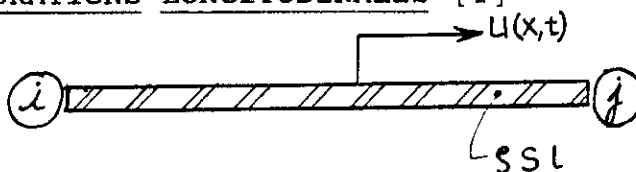
$[K_F]$: matrice de rigidité en flexion suivant un plan (élément poutre) .

$$K_F = EI/l^3 \begin{bmatrix} 12 & 6l & -12 & 6l \\ & 4l^2 & -6l & 2l^2 \\ & & 12 & -6l \\ \text{sym} & & & 4l^2 \end{bmatrix}$$

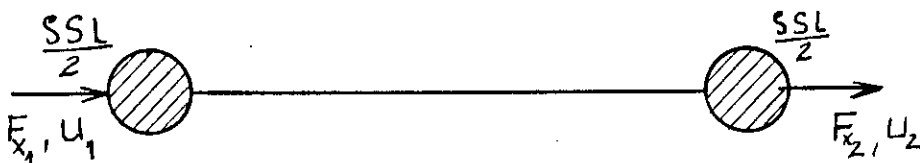
où : E : le module d'élasticité du matériau .
 S : la section de l'élément .
 l : la longueur
 et I : moment d'inertie (local).

Quant à la simulation dynamique, nous présentons ici la MEF appliquée aux vibrations longitudinales (barre) et transversales (poutre) .

a/ VIBRATIONS LONGITUDINALES [1]



D'après la méthode des charges concentrées, la barre ci dessus est équivalente à :



\$\delta, S, l\$ sont respectivement : la masse volumique, la section et la longueur de la barre .

et les efforts \$F_{x_1}\$ et \$F_{x_2}\$ induisent respectivement les déplacements \$U_1\$ et \$U_2\$

On a : $[K] \begin{Bmatrix} U_i \\ U_j \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} Q_i \\ Q_j \end{Bmatrix}$; $\begin{Bmatrix} Q_i \\ Q_j \end{Bmatrix}$: charges généralisées .

$$Q_i = F_{x_1} - \frac{\delta S l}{2} \ddot{U}_i$$

$$Q_j = F_{x_2} - \frac{\delta S l}{2} \ddot{U}_j$$

$$\text{donc: } [K] \begin{Bmatrix} U_i \\ U_j \end{Bmatrix} + \frac{\delta S l}{2} \begin{Bmatrix} \ddot{U}_i \\ \ddot{U}_j \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_{x_1} \\ F_{x_2} \end{Bmatrix}$$

La solution sera alors de la forme : $\{ U(x,t) \} = \{ A \} \sin \omega t$
 $\dot{U}_i = -\omega^2 U_i$
 $\dot{U}_j = -\omega^2 U_j$

$$[K] \begin{Bmatrix} U_i \\ U_j \end{Bmatrix} - \underbrace{\omega^2 \frac{\delta S l}{2} [B]}_{[M]} \begin{Bmatrix} U_i \\ U_j \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} Fx_i \\ Fx_j \end{Bmatrix}$$

$$[M] = \frac{\delta S l}{2} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} ; [M] : \text{matrice masse} . \quad [1]$$

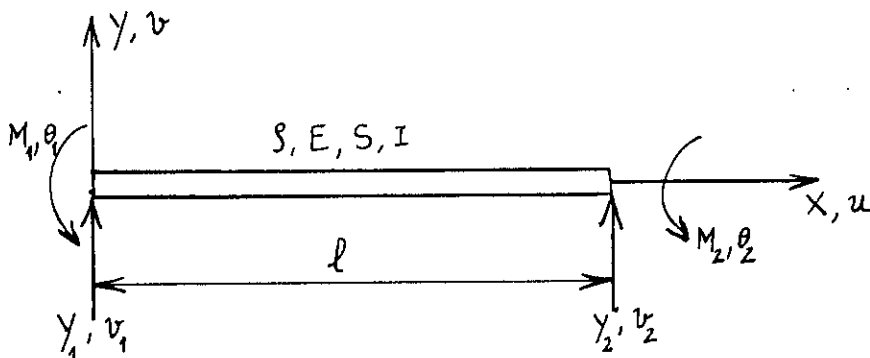
$$\text{donc } ([K] - \omega^2 [M]) \begin{Bmatrix} U_i \\ U_j \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} Fx_i \\ Fx_j \end{Bmatrix} \quad \text{et } [K] = \frac{ES}{l} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \quad [3]$$

Pour trouver alors la fréquence propre de la vibration libre :

$$([K] - \omega^2 [M]) \begin{Bmatrix} U_i \\ U_j \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} , \quad \text{on cherche les valeurs propres de}$$

$$\text{Det}([K] - \omega^2 [M]) = 0$$

b/ VIBRATIONS TRANSVERSALES [1]



M_i et Y_i induisent respectivement θ_i et V_i ; $i=1,2$

La fonction déplacement : $v(x) = \int_1(x) \cdot v_1 + \int_2(x) \cdot \theta_1 + \int_3(x) \cdot v_2 + \int_4(x) \cdot \theta_2$ [1]

l'énergie cinétique : $T = \frac{\delta S}{2} \int_0^l [\dot{v}(x)]^2 dx$ [1]

l'énergie potentielle ou l'énergie de déformation :

$$U = \frac{EI}{2} \int_0^l [v''(x)]^2 dx \quad [1]$$

T indépendante de q_i

U indépendante de q_i

$$\{q_i\} = [V_1, \theta_1, V_2, \theta_2]$$

Les équations de Lagrange sont : $Q_i = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial U}{\partial q_i}$

$$\& [K] \{q\} + [M] \{\ddot{q}\} = \{Q_i\} ; \quad m_{ij} = \rho S \int_0^l f_i(x) f_j(x) dx$$

$$K_{ij} = EI \int_0^l f_i''(x) f_j''(x) dx \quad [1]$$

$$\begin{Bmatrix} Y_1 \\ M_1 \\ Y_2 \\ M_2 \end{Bmatrix} = \frac{EI}{1} \begin{bmatrix} 12/l^2 & 6/l & -12/l^2 & 6/l \\ 6/l & 4 & -6/l & 2 \\ -12/l^2 & -6/l & 12/l^2 & -6/l \\ 6/l & 2 & -6/l & 4 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} V_1 \\ \theta_1 \\ V_2 \\ \theta_2 \end{Bmatrix} +$$

$$\frac{\delta S l}{420} \begin{bmatrix} 156 & 22l & 54 & -13l \\ 22l & 4l^2 & 13l & -3l^2 \\ 54 & 13l & 156 & -22l \\ -13l & -3l^2 & -22l & 4l^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{V}_1 \\ \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{V}_2 \\ \ddot{\theta}_2 \end{Bmatrix}$$

I.3 DISCRETISATION

I.3.1. CHOIX ET NUMEROTATION DES NOEUDS

Suivant la disposition des poutres et barres dans la structure, nous choisissons les noeuds, en tenant compte de la distribution de la charge sur toute la structure. (voir modèle 1).

I.3.2. PRESENTATION DES MODELES (Eléments finis) DU PIVOT

On a conçu deux modèles, le premier fig.3 : structure entière et le second fig.4, vue la symétrie de l'arrosoir nous avons considéré la moitié de la structure avec les déplacements nodaux suivant l'axe Y, nuls (voir modèle 2).

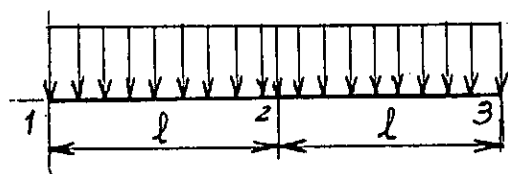
Les éléments choisis sont des poutres, le long de la conduite principale, dont le chargement (eau + poids propre) induit une flexion de cette dernière, et des éléments barres pour les cornières et le câble .

I.3.3. DEGRES DE LIBERTE PERMIS AUX NOEUDS

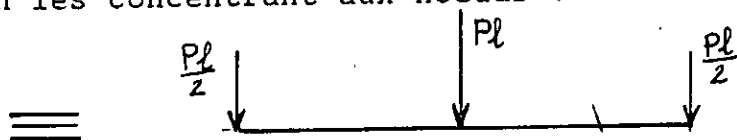
- Au niveau de l'encastrement de la tour fixe, formée de quatre barres en cornières, dans le massif, aucun degré de liberté n'est permis.
- Pour l'appui des cornières sur les jantes des roues, on considère deux degrés de liberté .
- Pour la connection entre cornières et câbles, on considère trois degré de liberté.
- Pour les tubes (conduite principale), on considère six degré de liberté au niveau de chaque noeud .

I.3.4. REPARTITION DES CHARGES AUX NOEUDS

La charge considérable supportée par la structure est le poids de la conduite et celui de l'eau dans cette dernière, il s'agit en fait d'une charge uniformément répartie le long de la conduite ; d'après la méthode des charges réparties [1] nous subdivisons celles ci en les concentrant aux noeuds .



Chargement réel



Chargement équivalent.

Poids de l'eau et de la conduite par unité de longueur

$$P = (\delta_{\text{eau}} \pi d^2 / 4 + \delta_{\text{acier}} \pi (D^2 - d^2) / 4) \cdot 1 \quad ; \quad \text{soit } P = 44.4 \text{ kg/m}$$

D et d les diamètres extérieur et intérieur de la conduite :

$$\begin{aligned} D &= 200 \text{ mm} & \delta_{\text{eau}} &= 10^3 \text{ kg/m}^3 \\ d &= 194 \text{ mm} & \delta_{\text{acier}} &= 7.98 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

Comme il a été établi précédemment, il est nécessaire de connaître, les moments d'inertie des éléments poutres, pour la matrice de rigidité, ainsi que pour la détermination des contraintes équivalentes au niveau de chaque élément de la structure, ce qui sera présenté dans la suite.

1.3.5 CALCUL DES MOMENTS D'INERTIE

Le calcul des termes de la matrice de rigidité de l'élément poutre, exige la détermination des moments d'inertie principaux I_y et I_z et le moment d'inertie polaire I_x .

On a cinq types d'élément :

- Cornière à ailes égales 50 X 50 (en acier laminé)

$$\text{Aire de la section } S = 3.89 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad [4]$$

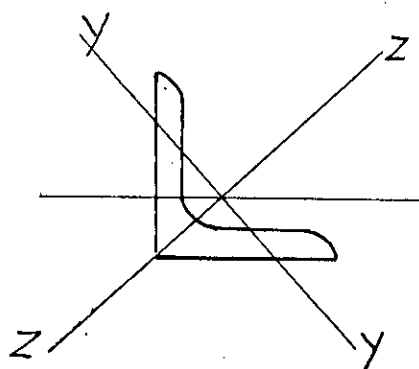
Moment d'inertie principaux : [5]

$$I_y = \int_{(m)} (x^2 + z^2) dm = \int_{(V)} (x^2 + z^2) \rho dV = \iiint_{(V)} (x^2 + z^2) \rho dx dy dz$$

$$I_y = 3.80 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$$

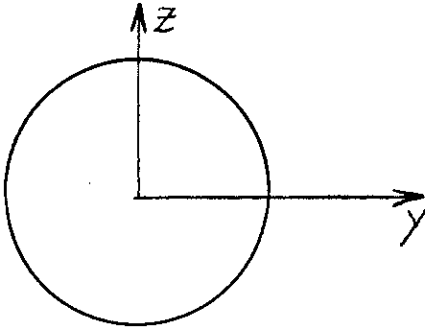
$$I_z = \int_{(m)} (x^2 + y^2) dm = \int_{(V)} (x^2 + y^2) \rho dV = \iiint_{(V)} (x^2 + y^2) \rho dx dy dz$$

$$I_z = 14.6 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$$



Le moment d'inertie polaire : $I_x = I_y + I_z$ [5] soit $I_x = 18,4 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$

- Cornière à ailes égales 80 X 80 :



Aire de la section : $S=10,80 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$ [4]
Moments d'inertie principaux :

$$I_y = 27 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$I_z = 104 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$$

Moment d'inertie polaire :

$$I_x = 131 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$$

- Cable de diamètre 2 cm :

$$I_y = I_z = \pi D^4 / 64 \quad [5] \quad \text{soit} \quad I_y = I_z = 7,85 \cdot 10^{-9} \text{ m}^4$$

$$I_x = \pi D^4 / 32 \quad [5] : \text{moment polaire}$$

$$\text{soit} \quad I_x = 1,57 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$$

- Tube : moments d'inertie principaux :

$$I_y = I_z = \pi(D^4 - d^4) / 64 \quad [5] ; \text{ soit } 9,01 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$\text{moment polaire :} \quad I_x = 1,802 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4$$

- Traverse : moments d'inertie principaux :

$$I_y = I_z = 4,90 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$\text{moment polaire :} \quad I_x = 9,87 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$$

TABLEAU RECAPITULATIF

| Elément | I_y m^4 | I_z m^4 | I_x m^4 | $S \cdot 10^{-4}$ m^2 | E N/m^2 | G N/m^2 | δ kg/m^3 |
|---------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------------------|---------------------|---------------------|-----------------------------|
| Cornière 50mm | $3,80 \cdot 10^{-8}$ | $14,6 \cdot 10^{-8}$ | $18,4 \cdot 10^{-8}$ | 3.89 | $2,1 \cdot 10^{11}$ | $8 \cdot 10^{10}$ | 7980 |
| Cornière 80mm | $27 \cdot 10^{-8}$ | $104 \cdot 10^{-8}$ | $131 \cdot 10^{-8}$ | 10.8 | $2,1 \cdot 10^{11}$ | $8 \cdot 10^{10}$ | 7980 |
| Cable ϕ 20 mm | $7,85 \cdot 10^{-9}$ | $7,85 \cdot 10^{-9}$ | $1,57 \cdot 10^{-8}$ | 3.14 | $2,1 \cdot 10^{11}$ | $8 \cdot 10^{10}$ | 7980 |
| Tube 200 X194 | $9,01 \cdot 10^{-6}$ | $9,01 \cdot 10^{-6}$ | $1,802 \cdot 10^{-5}$ | 0.18 | $2,1 \cdot 10^{11}$ | $8 \cdot 10^{10}$ | 7980 |
| Traverse ϕ 100 | $4,90 \cdot 10^{-6}$ | $4,90 \cdot 10^{-6}$ | $9,87 \cdot 10^{-6}$ | 0.78 | $2,1 \cdot 10^{11}$ | $8 \cdot 10^{10}$ | 7980 |

I.4. PRESENTATION DU LOGICIEL (SAP80)

Pour modéliser le module , il fallait utiliser un logiciel permettant de faire la résolution du système .

I.4.1. PROBLEMES TRAITES PAR SAP80

SAP80 peut traiter divers types de problèmes, on peut citer à titre d'exemples les problèmes :

- linéaires et non linéaires
- grandes déformations et grands déplacements
- élastique, plastique
- tridimensionnels, coques, poutres, batiments
- statiques, dynamiques et thermiques.

Le logiciel implanté sur PC

SAP80 ne possède pas un mailleur automatique; comme c'est le cas pour chaque logiciel, il faut faire entrer toutes les données nécessaires pour la définition de la structure à étudier (géométrie, chargement, matériaux, etc...)

a/ L'entrée de données

L'introduction de données dans SAP80 , se fait par des fichiers définis par des directives (noeuds, éléments, chargements, type de problème à traiter.) .

Ces données sont introduites en format libre .

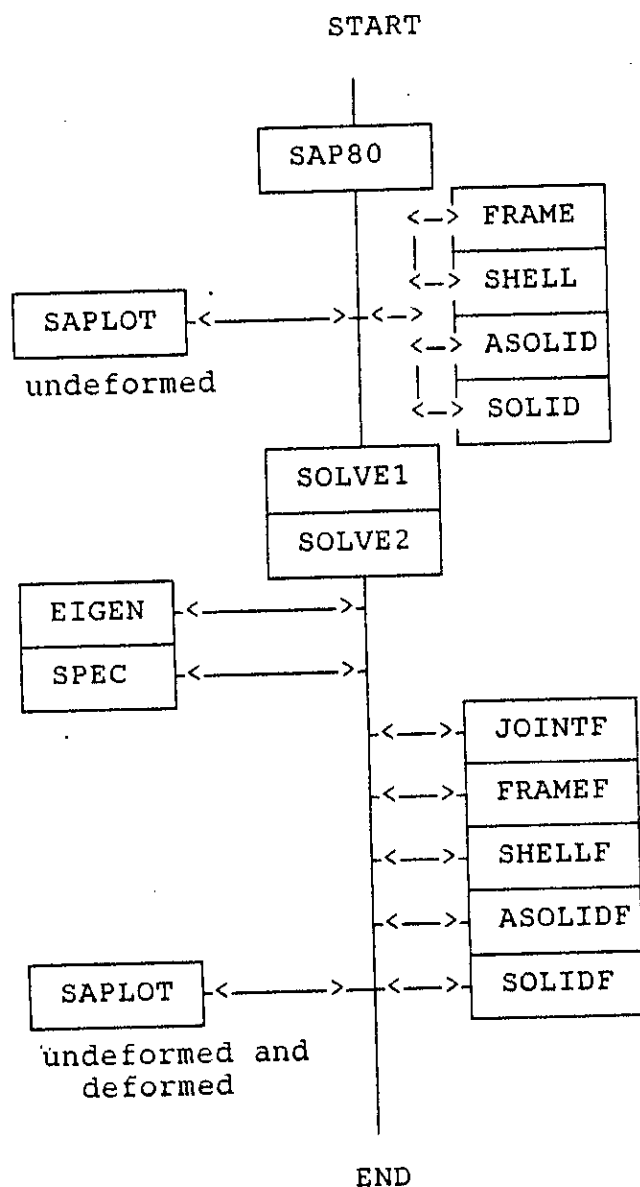
b/ Bibliothèque des éléments

SAP80 propose des éléments de type divers, on peut citer :

-Elément poutre, selon différentes section (rectangulaire, \ trapezoidales, anneau, forme I, L, arbitraire,...) l'élément peut être définit dans le plan ou dans l'espace .

- Élément coques : éléments axisymétriques dans l'espace
- Élément continu : ces éléments peuvent être unidimensionnels, tridimensionnels et tridimensionnels axisymétriques.
- Autres : éléments à diffusion thermique .

SCHEMA STRUCTURE DU PROGRAMME (SAP80)



- ELEMENT UTILISATEUR

c/ DEFINITION DES NOEUDS

Les noeuds sont introduits à l'aide de * joints, puisque (SAP80) ne possède pas le mailleur automatique, il nous a été nécessaire donc de définir " l'ensemble " des noeuds de la structure en leur attribuant des numéros et leurs ordonnées dans un repère (local, global, cartésien) lié à la structure, ensuite on a défini les éléments.

d/ LES MATERIAUX

Introduit dans * FRAME, en donnant le type de celui ci :

E,S,Iy,Iz

e/ INTRODUCTION DES CONDITIONS AUX LIMITES ET CHARGEMENTS

Les CL sont introduites par *RESTRAINTS, en donnant le n° des noeuds avec le type de la condition (appui simple, encastrement..) .

On défini le type de chargement : Ponctuel par * LOADS :

- LE MAILLAGE PAR SAP

Le maillage est la première et la plus importante étape dans l'utilisation de la MEF . Elle consiste à discrétiser un domaine (structure) en sous domaine (éléments), ces derniers doivent vérifier les conditions d'utilisation de la MEF, ce qui permettra alors de mettre sous forme de modèle mathématique le pivot ou le module à étudier.

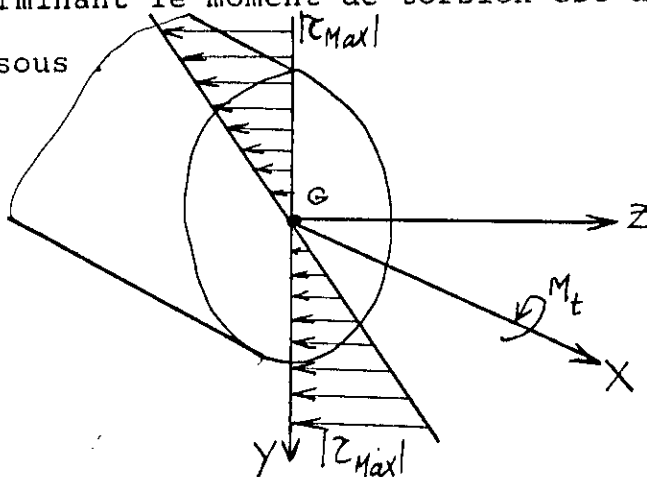
I.4.2 REMARQUE

Les résultats obtenus, nous renseignent sur les efforts axiaux (traction ou compression), les efforts tranchants et

les moments fléchissants dans deux plans locaux pour chaque élément ainsi que les moments de torsion pour les poutres; Nous étions donc amené à établir un programme qui calcule les contraintes équivalentes au niveau de chaque élément intervenant dans la structure .

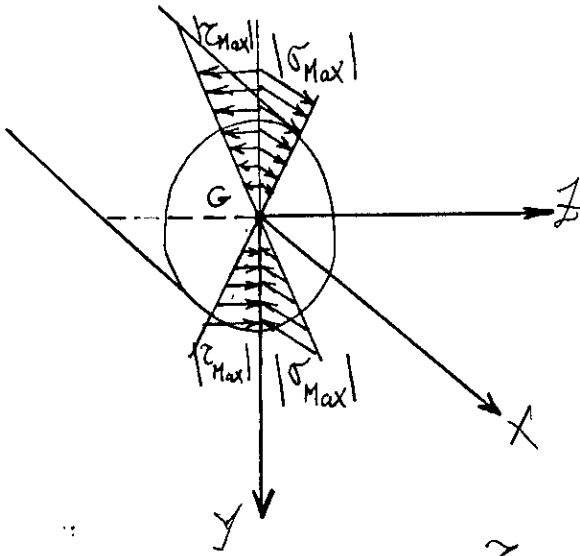
I.5. DETERMINATION DES CONTRAINTES

Pour les sections circulaires telles que la conduite principale, le cable et la traverse, les contraintes de cisaillement ont une valeur secondaire et sont généralement négligées dans les calculs. La distribution des contraintes de cisaillement déterminant le moment de torsion est donnée sur la figure ci-dessous



Les contraintes τ se trouvent dans le plan de la section ie yz.

Les contraintes de flexion sont représentées sur la figure ci dessous, avec la supposition que l'axe neutre coïncide avec GZ.



Les contraintes de cisaillement atteignent une même valeur maximale en tous les points du contour de la section et ils sont calculés selon la formule : [4]

$$\tau_{Max} = \frac{M_t}{W_o} = \frac{M_t}{\frac{J_o}{d/2}} = \frac{M_t}{\frac{\frac{\pi d^4}{32}}{d/2}} = \frac{16 M_t}{\pi d^3}$$

J_o = moment d'inertie polaire

Les contraintes normales maximales déterminant les moments fléchissants M_{fy} et M_{fz} du contour de la section sont telles

que : $\sigma_{xMax} = \frac{M_f}{W}$

où $M_f = \sqrt{M_{fy}^2 + M_{fz}^2}$

et $W = \frac{J}{d/2}$ J : moment quadratique axial .

$$J = \frac{\pi d^4}{64} \quad , \quad \text{soit alors} \quad \sigma_{xMax} = \frac{32 M_f}{\pi d^3}$$

POUR TROUVER Γ équivalente on applique une des hypothèses de résistance, nous prenons dans ce cas le critère de VON MISES.

[4] $\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{Max}^2 + 4 \tau_{Max}^2}$

- POUR LA CONDUITE

$$\tau_{Max} = \frac{16 M_t}{\pi D^3 (1 - a^4)} \quad \text{où} \quad a = \frac{d}{D} \quad [5]$$

d et D étant respectivement les diamètres intérieur et extérieur de la conduite .

$$\Gamma_{xf} = \frac{M_f}{w} = \frac{M_f}{\frac{\pi (D^4 - d^4)}{64} \cdot \frac{D}{2}} \quad (\text{Contrainte due à la flexion}).$$

La contrainte due à la traction : $\Gamma_{xT} = \frac{N}{S}$, N : effort axial
S : section transversale

et

$$\Gamma_{xMax} = \Gamma_{xf} + \Gamma_{xT}$$

- POUR LA TRAVERSE ET LE CABLE

$$\tau_{Max} = \frac{M_t}{w_o} = \frac{M_t}{\frac{J_o}{D/2}} = \frac{16 M_t}{\pi D^3}$$

$$\Gamma_{xf} = \frac{M_f}{\frac{J_{d/2}}{D/2}} = \frac{32 M_f}{\pi D^3}$$

$$\Gamma_{xT} = N/S, \quad \Gamma_{Max} = \Gamma_f + \Gamma_T \quad \text{et} \quad \Gamma_{eq} = \sqrt{\sigma_{Max}^2 + 4 \tau_{Max}^2}$$

- POUR LES CORNIERES

On a la formule pour la détermination de la contrainte tangentielle maximale

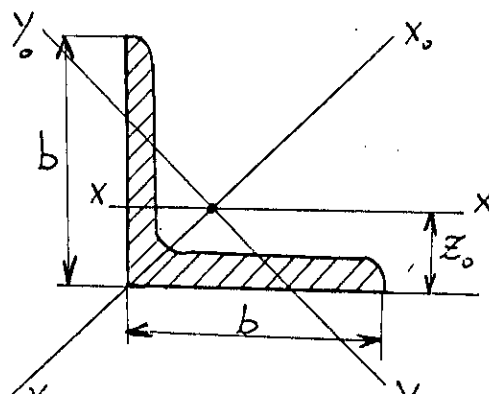
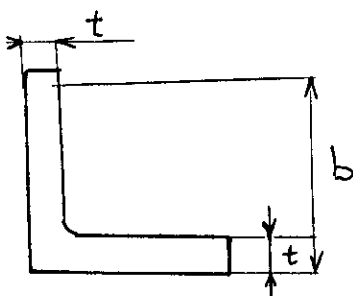
$$\tau_{Max} = 1.18 \frac{M_t}{J_o} \cdot t \quad [6]$$

J_o = moment d'inertie polaire

$$\Gamma_{xf} = \frac{M_f}{w} = \frac{M_f}{J/b-z_o}$$

J = moment quadratique axial

$$\Gamma_{xT} = N/S.$$



I.6. RESULTATS

a/ Premier modèle (structure entière) . fig.SAP undeformed
 Nous avons établi un premier modèle de la structure entière afin de vérifier la symétrie de celle ci par rapport à l'axe des x, cependant, les résultats obtenus montrent que, les barres délimitées par le cable se déplaçaient toutes dans le même sens (les U_y étaient de même signe) , ainsi en comparant les longueurs initiales et finales au niveau des éléments barres (cornières et cable), nous constatons qu'elles sont aux erreurs de calcul près, constantes, c.a.d que la déformation

$$\epsilon = \Delta l / l = (l_i - l_f) / l_i \text{ est nulle}$$

l_i et l_f sont respectivement les longueurs initiale et finale de l'élément considéré.

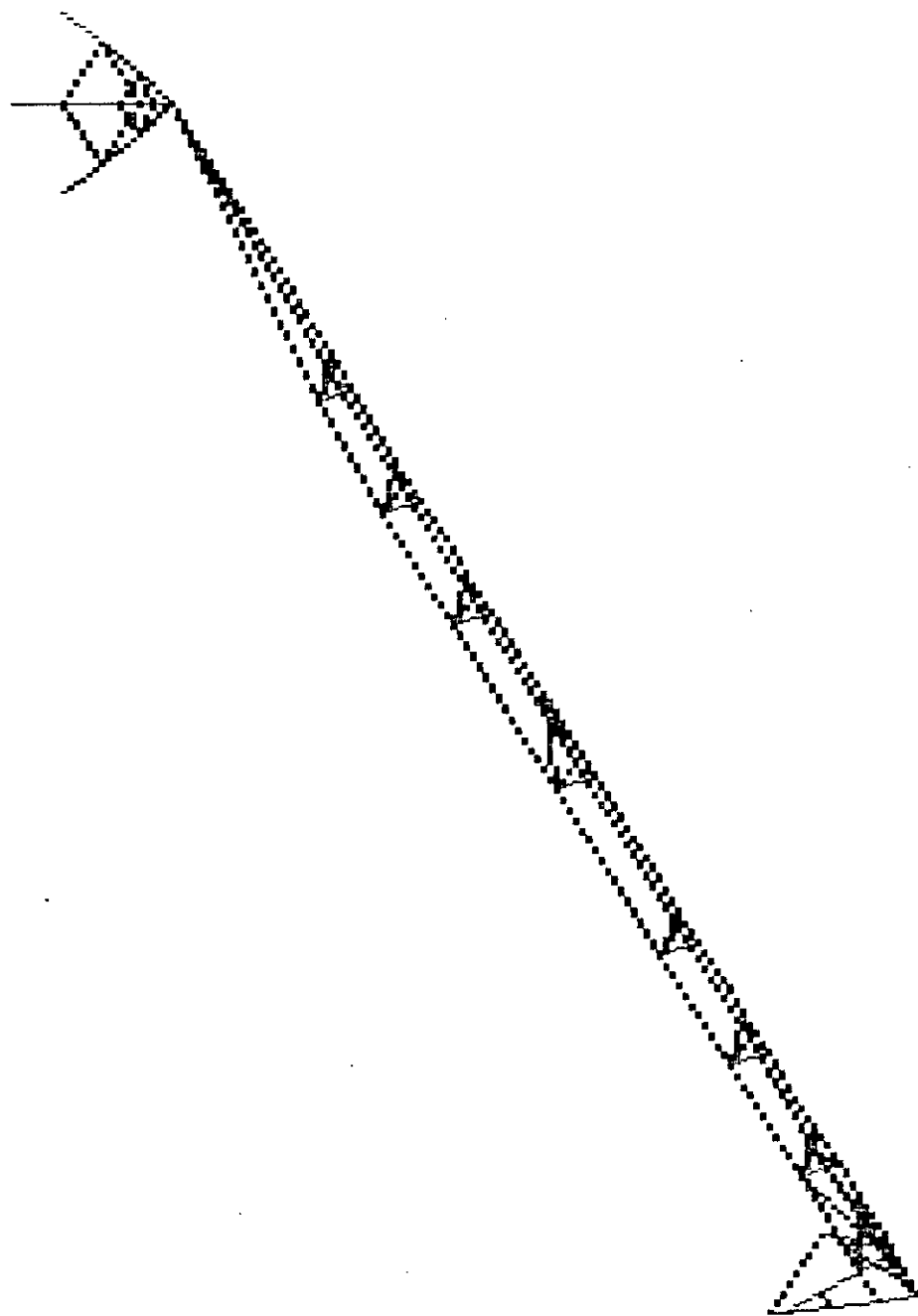
b/ Deuxième modèle : (structure symétrique) $U_y = 0$ sur l'axe des x pour les noeuds de la conduite principale .

Les noeuds délimitant les barres qui soustendent le cable ont les déplacements $U_y = 0$; donc leur rôle est de guider le cable ,sans subir de contraintes; cependant les barres qui maintiennent la conduite présentent des déformations ϵ non nulles . ($l_i \neq l_f$)

Pour la détermination des contraintes, nous utiliserons le deuxième modèle .

I.7. VERIFICATION DES DIMENSIONS DE LA STRUCTURE

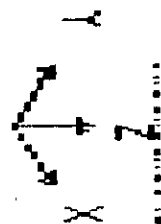
D'après les résultats obtenus ($F_{\text{éq}}$) pour les différents éléments de la structure et en considérant l'acier A 34 dont la limite élastique est



SAP80

FILE : m05

UNDEFORMED GEOMETRY



$R_e = 165 \text{ MPa}$ et $R_p = R_e/K$ [7] où K est un coefficient de sécurité.

avec:

- $K = 6$ pour la conduite principale et le câble.
- $K = 5$ pour les cornières (50X50)
- $K = 3$ pour les cornières (80X80) et la traverse.

La condition de sécurité est : $\sigma_{eq} \leq R_p$ [7] qui est vérifiée pour tous les éléments intervenant dans la structure .

I.8 NOUVEAU MODELE

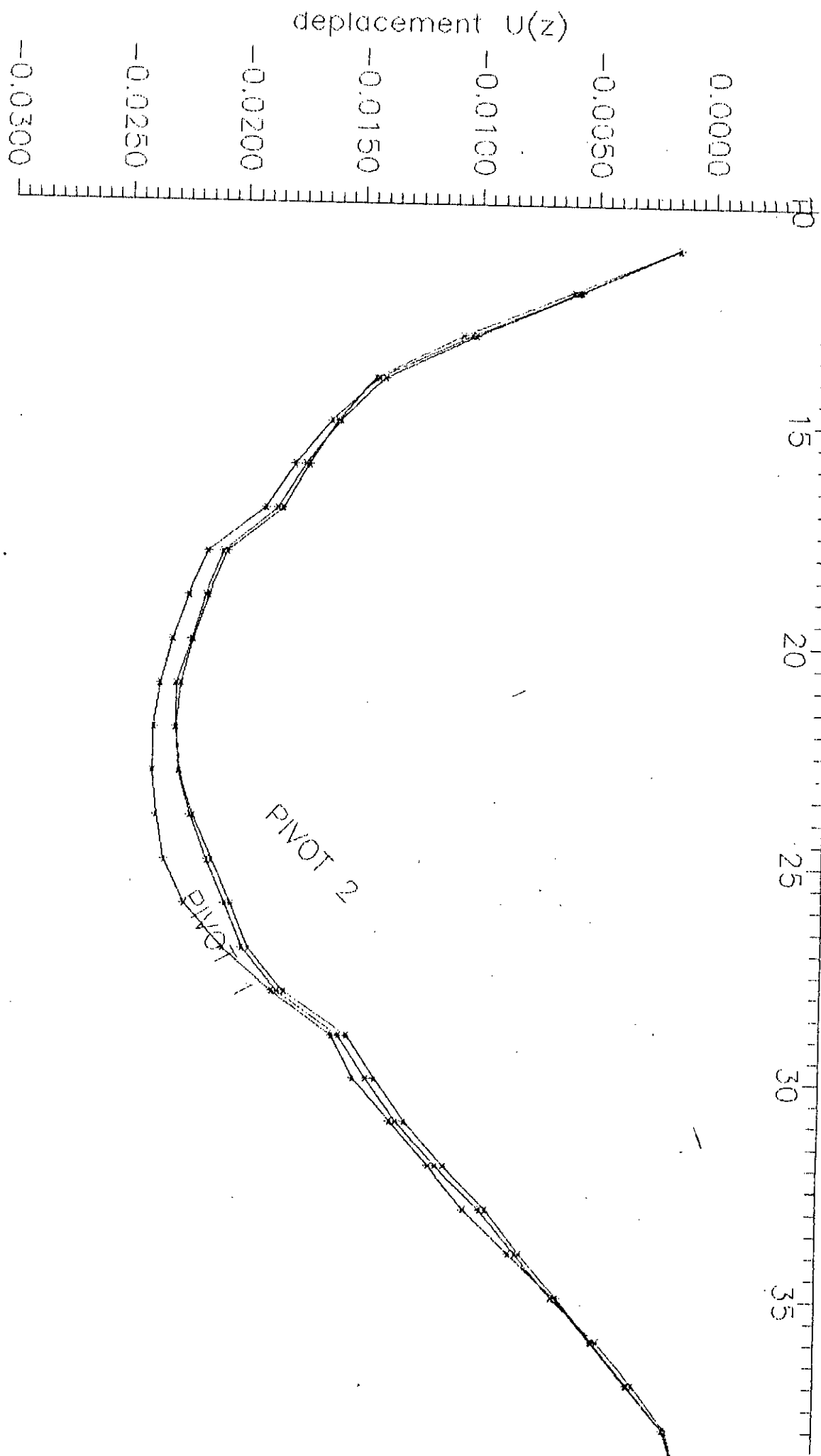
Ce modèle (fig.5) est choisi sur la base des résultats du modèle réel, il s'agit d'orienter les barres qui maintiennent la conduite principale dans un autre sens, afin d'obtenir une symétrie par rapport au plan qui coupe le module en sa moitié suivant l'axe X .

Il s'avère que les résultats obtenus du point de vu déplacement sont meilleurs que ceux du modèle précédent (fig.4); ainsi la conduite sera moins sollicitée (voir : graphe $U(z) = f(x)$ où

$U(z)$: déplacement des noeuds de la conduite suivant l'axe z
 x : position des noeuds de la conduite .

I.9. CONCLUSION

La méthode des éléments finis est une méthode itérative, qui en proposant un dimensionnement préliminaire, nous pouvons vérifier à chaque itération, si les contraintes auxquelles sont soumis les éléments dans la structure, ne dépassent pas les contraintes admissibles, ce qui a été vérifié dans notre cas .



| | |
|--------------|--------------|
| SIGEQ(25) = | 3285639.0000 |
| SIGEQ(26) = | 874789.3000 |
| SIGEQ(27) = | 2399270.0000 |
| SIGEQ(28) = | 3509457.0000 |
| SIGEQ(29) = | 607348.9000 |
| SIGEQ(30) = | 1732862.0000 |
| SIGEQ(31) = | 1732862.0000 |
| SIGEQ(32) = | 1900106.0000 |
| SIGEQ(33) = | 1900106.0000 |
| SIGEQ(34) = | 1601717.0000 |
| SIGEQ(35) = | 1486333.0000 |
| SIGEQ(36) = | 362830.0000 |
| SIGEQ(37) = | 264073.5000 |
| SIGEQ(38) = | 2116919.0000 |
| SIGEQ(39) = | 1893607.0000 |
| SIGEQ(40) = | 1875589.0000 |
| SIGEQ(41) = | 1799867.0000 |
| SIGEQ(42) = | 577937.9000 |
| SIGEQ(43) = | 577937.9000 |
| SIGEQ(44) = | 255074.3000 |
| SIGEQ(45) = | 213267.5000 |
| SIGEQ(46) = | 471425.7000 |
| SIGEQ(47) = | 360409.1000 |
| SIGEQ(48) = | 589589.9000 |
| SIGEQ(49) = | 589589.9000 |
| SIGEQ(50) = | 1434664.0000 |
| SIGEQ(51) = | 1095169.0000 |
| SIGEQ(52) = | 1652539.0000 |
| SIGEQ(53) = | 1652539.0000 |
| SIGEQ(54) = | 3797756.0000 |
| SIGEQ(55) = | 3988066.0000 |
| SIGEQ(56) = | 1334614.0000 |
| SIGEQ(57) = | 1334614.0000 |
| SIGEQ(58) = | 1199502.0000 |
| SIGEQ(59) = | 1199502.0000 |
| SIGEQ(60) = | 4121156.0000 |
| SIGEQ(61) = | 4823028.0000 |
| SIGEQ(62) = | 4643034.0000 |
| SIGEQ(63) = | 4435290.0000 |
| SIGEQ(64) = | 73968.4500 |
| SIGEQ(65) = | 73968.4500 |
| SIGEQ(66) = | 3198031.0000 |
| SIGEQ(67) = | 4015234.0000 |
| SIGEQ(68) = | 6286455.0000 |
| SIGEQ(69) = | 6074053.0000 |
| SIGEQ(70) = | 134720.6000 |
| SIGEQ(71) = | 123398.1000 |
| SIGEQ(72) = | 5868464.0000 |
| SIGEQ(73) = | 6719308.0000 |
| SIGEQ(74) = | 4649628.0000 |
| SIGEQ(75) = | 4347521.0000 |
| SIGEQ(76) = | 3323722.0000 |
| SIGEQ(77) = | 4122457.0000 |

```

SIGEQ( 78) = 2418929.0000
SIGEQ( 79) = 2418929.0000
SIGEQ( 80) = 2002038.0000
SIGEQ( 81) = 2288623.0000
SIGEQ( 82) = 11116170.0000
SIGEQ( 83) = 10399020.0000
SIGEQ( 84) = 5475415.0000
SIGQMCP=***** 11116170.0000 *****
SIGEQ(151) = 9581272.0000
SIGEQ(152) = 10026680.0000
SIGEQ(153) = 11624970.0000
SIGEQ(154) = 11624970.0000
SIGEQ(155) = 12146210.0000
SIGEQ(156) = 12146210.0000
SIGEQ(157) = 12242450.0000
SIGEQ(158) = 12242450.0000
SIGEQ(159) = 12242450.0000
SIGEQ(160) = 12242450.0000
SIGEQ(161) = 12601850.0000
SIGEQ(162) = 12601850.0000
SIGEQ(163) = 12601850.0000
SIGEQ(164) = 12601850.0000
SIGEQ(165) = 8039491.0000
SIGEQ(166) = 8039491.0000
SIGEQ(167) = 4246720.0000
SIGEQ(168) = 4246720.0000
SIGEQ(169) = 223061.0000
SIGEQ(170) = 223061.0000
SIGEQ(171) = 4321850.0000
SIGEQ(172) = 5761824.0000
SIGQMC=***** 12601850.0000 *****
SIGEQ( 85) = 7919510.0000
SIGEQ( 86) = 10398770.0000
SIGEQ( 87) = 9778449.0000
SIGEQ( 88) = 22536350.0000
SIGEQ( 89) = 78329.0500
SIGEQ( 90) = 78329.0500
SIGEQ( 91) = 5453277.0000
SIGEQ( 92) = 7276477.0000
SIGEQ( 93) = 7219431.0000
SIGEQ( 94) = 14476290.0000
SIGEQ( 95) = 50231.3700
SIGEQ( 96) = 50231.3700
SIGEQ( 97) = 2215513.0000
SIGEQ( 98) = 2377789.0000
SIGEQ( 99) = 4104468.0000
SIGEQ(100) = 5328203.0000
SIGEQ(101) = 28997.4300
SIGEQ(102) = 28997.4300
SIGEQ(103) = 19678.9800
SIGEQ(104) = 654486.3000
SIGEQ(105) = 7461356.0000
SIGEQ(106) = 5802641.0000
SIGEQ(107) = 5912.5960

```

SIGEQ(108) = 5912.5960
 SIGEQ(109) = 2566735.0000
 SIGEQ(110) = 2904042.0000
 SIGEQ(111) = 11345040.0000
 SIGEQ(112) = 25352370.0000
 SIGEQ(113) = 18097.0000
 SIGEQ(114) = 18097.6900
 SIGEQ(115) = 1222942.0000
 SIGEQ(116) = 4406530.0000
 SIGEQ(117) = 11158110.0000
 SIGEQ(118) = 28795470.0000
 SIGEQ(119) = 25269.9200
 SIGEQ(120) = 25269.9200
 SIGEQ(121) = 2055087.0000
 SIGEQ(122) = 4190804.0000
 SIGEQ(123) = 14610640.0000
 SIGEQ(124) = 31468040.0000
 SIGEQ(125) = 25192.8000
 SIGEQ(126) = 25192.8000
 SIGEQ(127) = 1282137.0000
 SIGEQ(128) = 2988342.0000
 SIGQMC5=***** 31468040.0000 *****
 SIGEQ(145) = 544.6882
 SIGEQ(146) = 544.6882
 SIGQMT=***** 544.6882 *****
 SIGEQ(1) = 12207720.0000
 SIGEQ(2) = 12207720.0000
 SIGEQ(3) = 1716210.0000
 SIGEQ(4) = 1716210.0000
 SIGEQ(5) = 7146502.0000
 SIGEQ(6) = 17042480.0000
 SIGEQ(7) = 18845700.0000
 SIGEQ(8) = 18845700.0000
 SIGEQ(9) = 8384627.0000
 SIGEQ(10) = 8384627.0000
 SIGEQ(11) = 7011226.0000
 SIGEQ(12) = 21064400.0000
 SIGEQ(13) = 0.0000
 SIGEQ(14) = 0.0000
 SIGEQ(15) = 6087308.0000
 SIGEQ(16) = 6087308.0000
 SIGEQ(17) = 0.0000
 SIGEQ(18) = 0.0000
 SIGEQ(19) = 0.0000
 SIGEQ(20) = 0.0000
 SIGEQ(21) = 11545230.0000
 SIGEQ(22) = 11545230.0000
 SIGEQ(23) = 0.0000
 SIGEQ(24) = 0.0000
 SIGEQ(129) = 7458258.0000
 SIGEQ(130) = 7458258.0000
 SIGEQ(131) = 5231289.0000
 SIGEQ(132) = 5231289.0000
 SIGEQ(133) = 223907.4000

SIGSEQ(134)= 223907.4000
SIGSEQ(135)= .8968734.1400
SIGSEQ(136)= 16732790.0000
SIGSEQ(137)= 42679040.0000
SIGSEQ(138)= 54409600.0000
SIGSEQ(139)= 36242400.0000
SIGSEQ(140)= 36242400.0000
SIGSEQ(141)= 24361980.0000
SIGSEQ(142)= 24361980.0000
SIGSEQ(143)= 223907.4000
SIGSEQ(144)= 223907.4000
SIGSEQ(147)= 11477340.0000
SIGSEQ(148)= 11477340.0000
SIGSEQ(149)= 15215560.0000
SIGSEQ(150)= 15215560.0000
SIGQMC8=*****
54409600.0000 *****

Chapitre 2

Etude de la chaîne de transmission

ETUDE DE LA CHAINE DE TRANSMISSION

INTRODUCTION

Après le dimensionnement de la structure du pivot, on s'intéresse dans ce chapitre à l'étude de la chaîne de transmission, on fera l'étude constructive des réducteurs de vitesse, d'arbres de transmission, des éléments d'accouplement ainsi que les liaisons entre les différents éléments de la chaîne, des dessins ont été établis pour les réducteurs essentiellement.

II.1. CALCUL DE LA PUISSANCE DU MOTEUR

Pour une même rotation des roues, à la même vitesse, les mêmes moteurs d'entraînement et les mêmes réducteurs de vitesse seront utilisés, en tenant compte du poids du module à entraîner et de l'effet de vent sur toute la structure, nous considérons pour l'étude, le cas défavorable où le vent s'oppose au mouvement d'avance du système .

II.2. DETERMINATION DU POIDS ET DE L'EFFET DU VENT

La structure de l'arrosoir est en acier, de masse volumique $\delta = 7,8 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$.

Pour le calcul du poids d'un module , nous considérons le volume de tous les éléments qui forment celui-ci .

quant à la résistance T du vent, elle est définie par la pression dynamique, comme suit : $q = \delta_{\text{air}} \cdot V_v^2 / 2g$ [8]

où q : pression dynamique

δ : 1.225 kg/m^3 : masse volumique de l'air

et $T = C_t \cdot q \cdot S_p$ [8]

où C_t : coefficient de forme

S_p : la surface des parties pleines

S_t : section totale (les vides sont considérés obturés).

soit $a = S_p / S_t$

| BARRE | | TUBE | |
|-------------|--------------------------------------|-------------|--------------------------|
| a | C_t | $d\sqrt{q}$ | C_t |
| 0 ÷ 0.25 | 2 ÷ 1.6 | < 0.5 | 0.75 |
| 0.25 ÷ 0.90 | 1.6 | 0.5 ÷ 1.5 | $0.85 \div 0.2d\sqrt{q}$ |
| 0.90 ÷ 1 | $C_{t_1}^* - (10 C_{t_1} - 16)(1-a)$ | > 1.5 | 0.55 |

Ct_1^* : Coefficient de forme pour panneau plein.
 Pour la détermination de l'action du vent, nous ne tenons
 compte que des éléments lui faisant face .

on peut énumérer :

| élément | dimens. [mm] | épaisseur [mm] | long. [m] | nbre total | nbre faisant face au vent |
|------------------------|-----------------|-------------------|--------------|------------|------------------------------|
| Barre L1 (cornière) | 50X50 | 3 | 1.2 | 39 | 16 |
| Barre L2 (cornière) | 80X80 | 5.5 | 3.70 | 4 | 2 |
| Traverse | ϕ 100 | 5 | 2.80 | 1 | — |
| Conduite | ϕ 200 | 3 | 55 | 1 | 1 |
| Cable | ϕ 20 | — | 110 | 1 | — (1/2) |

a/ CALCUL DU POIDS P

Pour les barres L1 et L2 : $P = \delta \cdot S \cdot e \cdot N$

où δ : masse volumique du matériaux (acier $\delta = 7,98 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$)
 S et e respectivement section et épaisseur de la cornière
 N : nombre de barres dans la structure

Pour la traverse : $P = L \cdot e \cdot \pi \cdot D \cdot \delta$

où L et e sont respectivement la longueur et l'épaisseur de
 la traverse,
 D : son diamètre .

Pour le cable : $P = L \cdot \pi D^2 \cdot \delta / 4$.

L et D : respectivement la longueur et le diamètre du
 cable .

Alors : barre L1 et L2 : $P = 264 \text{ kg}$
 traverse : $P = 34 \text{ kg}$
 cable : $P = 270 \text{ kg}$
 conduite :
 + $P = 845 \text{ kg}$
 moteur, réducteurs
 eau : $P = 1730 \text{ kg}$

Ainsi le poids total du module est de l'ordre de 30 kN soit 29733 N .

Ce poids calculé est réparti sur les deux roues de la tour, toutes les deux sont motrices, recevant chacune la moitié de la puissance du moteur .

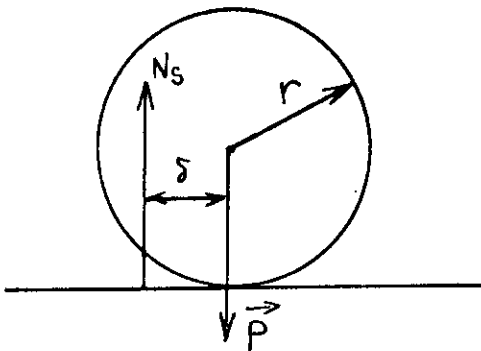
On supposera que toute la puissance du moteur est répartie sur une roue , afin de déterminer les caractéristiques de celle ci .

En considérant uniquement le poids de la structure, le couple résistant sur une roue, sera : $C_r = \delta.N_s$ [5]

où δ : distance entre la réaction N_s et le poids P .

or $N_s = P$ et $\delta = r.f_r$

r : rayon de la roue
 f : coefficient de roulement
 (dépend de la nature du contact roue - sol).



| Nature du sol | Béton | Prairie | Sable | Terre humide |
|---------------|-------|---------|-------|--------------|
| f_r % | 1.5 | 5 | 90 | 35 |

Dans le cas d'une terre humide sableuse : $f_r = 45$ % .

Pour une roue de 40 cm de rayon , le couple résistant au roulement sera :

$$C_r = r . f_r . P \text{ [5] soit } C_r = 5352 \text{ N.m}$$

En tenant compte du dernier moteur , la vitesse linéaire de la roue par rapport à la tour fixe , pour un temps de fonctionnement de 12h/jour est : $V = 2\pi.RL / (3600.t)$

RL=longueur de la rampe soit 330 mètres(6 modules) $V=0.048\text{m/s}$

Sa vitesse angulaire sera alors : $w = V/r$ $w = 0.12 \text{ rd/s}$.

La vitesse de rotation de la roue: $n_r = 60w_r/2\pi$, $n = 1.14 \text{ tr/mn}$

et la puissance au niveau de la roue sera :

$$P = C_r \cdot w_r \text{ soit } P = 642 \text{ W}$$

b/ DETERMINATION DE L'EFFET DU VENT

Pour un vent qui souffle à 20 noeuds (10.3 m/s) en moyenne .

$$q = \delta_{\text{air}} V_v^2 / 2.g ; \quad q = 6.6 \text{ N/m}^2$$

$$S_p = 1.9 \text{ m}^2$$

et

$$S_t = 104.5 \text{ m}^2$$

$$\text{Alors } a = S_p/S_t = 0.02 ; \quad C_t = 2$$

$$\text{L'effet du vent } T = C_t \cdot q \cdot S_p ; \quad T_b = T_{\text{barre}} = 25 \text{ N}$$

$$\text{Pour la conduite } d = 200 \text{ mm ; } d\sqrt{q} = 0.5 \text{ alors } C_t = 0.75$$

$$\text{d'où } T_t = C_t \cdot q \cdot S_p \text{ soit } T_t = 9.4 \text{ N où } T_t = T_{\text{tube}}$$

$$\text{L'effet du vent sur la structure est } T = T_b + T_t \quad T = 35 \text{ N}$$

Ainsi le couple nécessaire pour vaincre l'effet du vent :

$$C_v = T \cdot r ; \quad C_v = 14 \text{ N.m}$$

Ce qui donne alors une puissance supplémentaire au niveau de la roue de : $P_v = C_v \cdot w_r$ $P_v = 1.68 \text{ W}$

$$\text{La puissance totale sur les deux roues : } P_{\text{tr}} = P + P_v : \quad P = 644 \text{ W}$$

On remarque, que l'effet du vent est faible devant celui des frottements.

Pour choisir le moteur électrique adéquat , il serait nécessaire de connaître le rendement global de la transmission , sachant qu'on va opter pour une double réduction à vis sans fin , or le rendement de ce type de réduction est faible (70-80%) , on peut estimer le rendement

global de la transmission à $\eta_{ig} = \eta_r \cdot \eta_r$ (2 réducteurs) $\eta_g = 60\%$
 Ce qui donne une puissance au niveau du moteur $P_m = \frac{P_r}{\eta_g}$

$$P_m = 644 / 0.6 \quad P_m = 1073 \text{ W}$$

Nous choisissons alors un moteur électrique asynchrone triphasé à 4 poles de caractéristiques :

$$P = 1.1 \text{ kW} \quad ; \quad N = 1410 \text{ tr/mn} \quad ; \quad \cos \alpha = 0.79 \quad ; \quad \eta = 74\%$$

et le couple moteur $C_m = 7.5 \text{ N.m}$ soit le moteur fabriqué au complexe MEI de Azazga : 90s

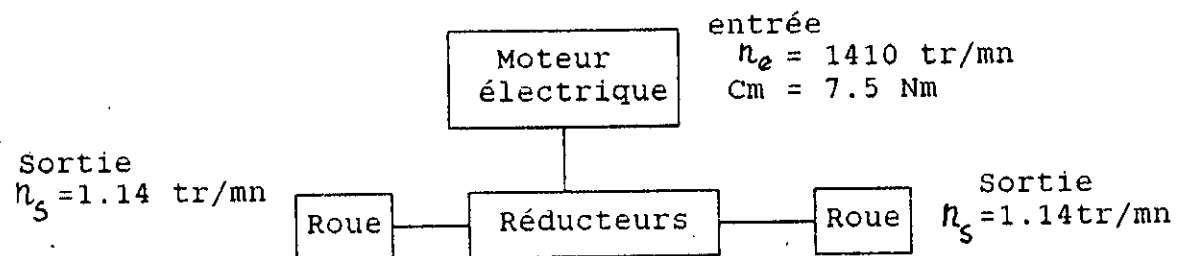
Ainsi , on définit les paramètres d'entrée de la transmission

$$P = 1100 \text{ W} \quad n_e = 1410 \text{ tr/mn} \quad C_m = 7.5 \text{ Nm}$$

à la sortie, on doit retrouver ces paramètres, par le calcul de transmission soit :

$$P = 644 \text{ W} \quad n_s = 1.14 \text{ tr/mn}$$

Schématiquement :



II.2. CALCUL DES REDUCTEURS

Le rapport de réduction total est :

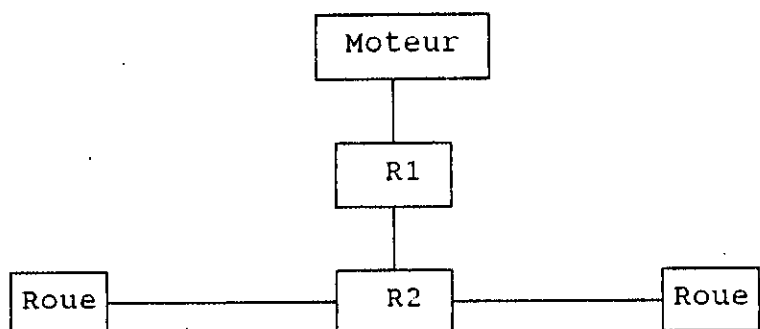
$$i_t = n_e / n_s \quad [9] \quad \text{soit} \quad i_t = 1236$$

En effet la double réduction envisagée est justifiée devant un tel rapport (la limite économique du rapport se situe aux environs de 50 , au dessus il convient d'utiliser une double réduction) .

Le rapport de réduction total sera divisé sur les deux réducteurs , il reste à définir dans quelle proportion cette division doit être faite , pour ce faire il faudrait tenir compte des résultats expérimentaux , en l'absence de ces derniers, nous traiterons le problème comme s'il s'agissait d'un réducteur à 2 étages, en choisissant à cette effet le premier rapport de réduction i_1 plus grand que le second i_2 , afin de réduire les efforts et l'encombrement sur le deuxième réducteur vue l'importance du couple de sortie .

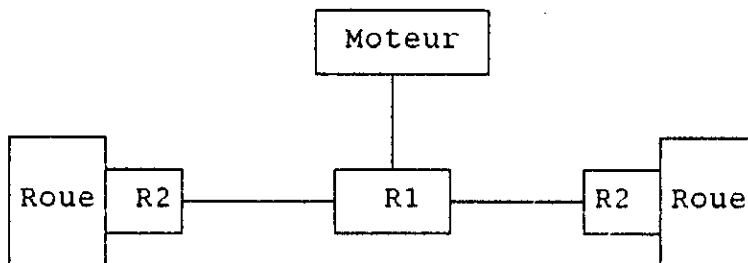
On distingue deux montages possibles :

1er montage : la puissance totale est répartie sur les deux réducteurs :



Dans ce cas, il faudrait faire une attention particulière à la construction du 2ieme réducteur (puissance et couple élevés)

2ième montage :



On utilise dans ce cas, trois réducteurs , dont deux de même type, ce qui atténué les problèmes dans la construction du deuxième réducteur . (puissance et couple réduit de moitié).

Nous ferons dans notre cas l'étude de réduction d'après ce deuxième montage .

On a $i_t = i_1 \cdot i_2$ et $i_2 < i_1$ soit $i_1 = 48$, $i_2 = 26$ avec une erreur de 2% dans le rapport total .

Vue la complexité de l'engrenage à vis sans fin , les calculs de résistance sont à caractère empirique . On développera les calculs d'après la méthode proposée par HENRIOT [9]

Pour le premier réducteur, le fonctionnement est .

irréversible, c'est à dire la vis est motrice et le réducteur ne peut fonctionner en multiplicateur (roue motrice), afin d'éviter le recul du pivot lors du passage sur un obstacle ou une déclivité importante.

Pour le second réducteur, on considère la zone de fonctionnement de meilleur rendement.

On désignera dans ce qui suit par :

Z_1 : nbre de filets de la vis Z_2 : nbre de dents de la roue
 d_1 : diamètre primitif de la vis d_2 : diamètre primitif de la roue
 m_x : module axial m_r : module réel
 β : angle d'inclinaison γ : angle de pas
 α_x : angle de pression axial A : entraxe
 b_1 : largeur de la vis b_2 : largeur de la roue .
 K_A : facteur de service
 K_M : facteur de portée
 K_{vL_2} : facteur combiné de vitesse et durée
 K_L : facteur de durée
 K_{vH_2} : facteur de vitesse
 σ_{D2} : facteur de résistance du matériau
 σ_{D1} : facteur de résistance du matériau
 σ_{b_2} : valeur limite de base de la contrainte de rupture pour le bronze
 μ : angle de frottement
 f : coefficient de frottement (acier traité, bronze)
 η_r : rendement de la réduction
 $\sigma_{b_2}^{lim}$: valeur limite de base de la contrainte de rupture pour un alliage de bronze plus résistant
 K_{vH_2} : facteur de vitesse ($K_{vH_2}(v_2, n_2)$)
 v_2 : vitesse de glissement longitudinale

[9]

II.2.1. ETUDE DU PREMIER REDUCTEUR

$n_1 = 1410$ tr/mn , $i_1 = 48$ alors $n_2 = n_1 / i_1$, $n_2 = 30$ tr/mn
 Pour un rapport de réduction $i > 40$; $Z_1 = 1$ filet [9]
 donc $Z_2 = i_1 Z_1$, $Z_2 = 48$ dents

le réducteur étant irréversible c.a.d $\beta \geq 85^\circ$, soit $\beta = 85^\circ$
donc $\gamma = 5^\circ$.

Calcul du module :

$$\text{d'après [10]} \quad m_R = m_X \sin \beta = 219 \sqrt[3]{P / (K_R \cdot \Gamma_2 \cdot Z_2 \cdot n_2)}$$

où P [kW] ; Γ [daN/mm²] ; n [tr/mn]

$P = 1.1$ kW ; $Z_2 = 48$ dents ; $n_2 = 30$ tr/mn

$K_R = K / \cos \gamma$ [9] $K = 10$ (bronze phosphoreux) ; $K_R \approx 10$

$\Gamma_2 = 35$ [daN/mm²] : valeur limite de la contrainte de rupture

On trouve $m_X = 2.85$ mm, on prendra la valeur normalisée la plus proche : $m_X = 3.5$ mm

ce qui donne : $d_2 = m_X Z_2$, $d_2 = 168$ mm

$$d_1 = m_X Z_1 \operatorname{tg} \beta$$
 , $d_1 = 40$ mm

$$b_2 = 2 m_X \sqrt{Z_1 \operatorname{tg} \beta + 1}$$
 , $b_2 = 25$ mm

Dans l'engrenage à vis sans fin, la roue est l'élément le plus sollicité aux efforts, il convient alors de vérifier la résistance de celui-ci à la rupture et à la pression superficielle.

Les paramètres intervenant dans la vérification :

$$m_R = m_X \sin \beta \quad m_R = 3.5 \text{ mm}$$

$K_A = 1$; $K_M = 1$; $K_{vL_2} = 0.6$ (pour une durée de 10000 h, avec $n_2 = 30$ tr/mn).

$K_L = 1.25$ (pour 10000 h) ;

$K_{vH_2} = 0.27$ ($K_{vH_2}(v_1, n_2)$) : $v_1 = 2\pi n_1 d_f / 60 \sin \beta$: vitesse de la vis
 $v_1 = 5.9$ m/s et $n_2 = 30$ tr/mn) .

$$\Omega_{o_2} = 2.2$$

$$\Gamma_{b_2} = 6 \text{ daN/mm}^2$$

Calcul de la puissance au niveau de la roue : [9]

Pour déterminer la puissance au niveau de la roue, il faut calculer le rendement du réducteur .

Pour un contact acier traité bronze, le coefficient de frottement f varie entre 1% et 3%

pour $v_1 = 5.9$ m/s , lubrification à l'huile minérale [9] $f=3\%$

$$\mu = \text{Arctg } f \quad , \quad \mu = 1.7^\circ \quad \text{et} \quad \beta = 85^\circ \quad \text{alors} \quad \eta_r = 75\%$$

ce qui donne : $P_2 = \eta_r \cdot P_1$; $P_2 = 825$ W

Vérification de la roue à la rupture :

$$Z_1 = 1$$

$$Z_2 = 48$$

$$b_2 = 25 \text{ mm}$$

$$m_n = 3.5 \text{ mm}$$

$$m_x = 3.5 \text{ mm}$$

$$d_1 = 40 \text{ mm}$$

$$d_2 = 168 \text{ mm}$$

$$\gamma_1 = 5^\circ$$

$$n_1 = 1410 \text{ tr/mn}$$

$$n_2 = 30 \text{ tr/mn}$$

$$v_1 = 5.9 \text{ m/s}$$

Ω_{01} ou Ω_{02} : facteur de résistance du matériau considéré, compte tenu du matériau de l'organe conjugué .

$\Omega_{02} = 2.2$ (roue) : bronze phosphoreux

$\Omega_{01} = 3.62$ (vis) : acier au carbone avec trempe superficielle

a/ Rupture (pour la roue)

$$\begin{aligned} \Gamma_{b_2}^{lim} &= 8.3 [\text{daN/mm}^2] \\ K_{V_{L_2}} &= 0.6 \\ K_A &= 1 \\ K_M &= 1 \end{aligned}$$

La roue sera vérifiée à la rupture si : $P_{2adm} > P_2$, avec

$$P_{2adm} = 1,8 \cdot 10^{-3} \cdot \Gamma_{b_2}^{lim} \cdot b_2 \cdot m_n \cdot d_2 \cdot n_2 \cdot K_{V_{L_2}} \cdot K_M \cdot K_A$$

$$\text{soit } P_{2adm} = 3953 \text{ W}$$

donc la résistance à la rupture est vérifiée
or $P_2 = 825 \text{ W}$

b/ Pression superficielle

La roue sera vérifiée à la pression superficielle si :

$$P_{2adm} > P_2 ; \text{ avec } P_{2adm} = 0.18 \cdot 10^{-3} \cdot \Omega_{o_2} \cdot b_2 \cdot d_2^{1.8} \cdot n_2 \cdot K_{V_{H_2}} \cdot K_L \cdot K_M \cdot K_A$$

$$K_{V_{H_2}} = K_{V_{H_2}}(v_2, n_2) ; \quad v_2 = w_2 r_2 / \sin \beta_2 = w_2 r_2 / \cos \gamma_2$$

$$v_1 = w_1 r_1 / \sin \beta_1 = w_1 r_1 / \cos \gamma_1$$

donc $v_2 = 0.26 \text{ m/s}$ et $n_2 = 30 \text{ tr/mn}$, ce qui donne $K_{V_{H_2}} = 0.46$

$$P_{2adm} = 1729 \text{ W} > 825 \text{ W}$$

donc la roue est vérifiée à la pression superficielle.

| Grandeur | VIS 1 | | Roue à vis 2 | |
|----------------------------|---|-------|--------------|----|
| | Nombre de filets | Z_1 | 1 | |
| Nombre de dents | | | Z_2 | 48 |
| Module axial de la vis | $m_x = P_x / \pi$ soit 3.5 | | | |
| Module apparent de la roue | | | | |
| Module réel | $m_n = m_x \cos \gamma$ soit 3.5 (3.48) | | | |
| Pas axial de la vis | $P_x = 11$ | | | |
| Pas apparent de la roue | | | | |

| | | | | |
|---------------------------------------|---|------|---|-------|
| Hauteur de dent | $h_1 = ha_1 + hf_1$ | 7.7 | $h_2 = ha_2 + hf_2$ | 7.7 |
| Saillie de référence | $ha_1 = m_x$ | 3.5 | $ha_2 = m_x$ | 3.5 |
| Creux de référence | $hf_1 = 1.2 m_x$ | 4.2 | $hf_2 = 1.2 m_x$ | 4.2 |
| Diamètre primitif de référence | $d_1 = m_x Z_1 \operatorname{tg} \beta$ | 40 | $d_2 = Z_2 m_x$ | 168 |
| Angle de pression axial de la vis | $\alpha_x = 0.4^\circ \quad \operatorname{tg} \alpha_x = \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg} \beta$ (cond de non interférence) | | | |
| Angle de pression apparent de la roue | | | | |
| Vide au fond de dent | $c_1 = 0.2 m_x$ | 0.7 | $c_2 = 0.2 m_x$ | 0.7 |
| Largeur de denture | $b_1 = P_x (4.5 + Z_2 / 50)$ | 60 | $b_2 = 2m_x \sqrt{Z_1 \operatorname{tg} \beta + 1}$ | 25 |
| Diamètre de tête | $da_1 = d_1 + 2m_x$ | 47 | $da_2 = d_2 + 2m_x$ | 175 |
| Diamètre de pied | $df_1 = d_1 - 2.4 m_x$ | 31.6 | $df_2 = d_2 - 2.4 m_x$ | 159.6 |

Choix du matériau :

Pour la roue , nous choisissons du bronze phosphoreux : Cu:89% Sn:10%, Pb 0.15 % dont la charge de rupture $R_r = 350\text{N/mm}^2$, utilisé pour les moyennes vitesses de rotation .

Pour la vis , nous prenons un acier au carbone avec trempe superficielle soit XC 42 dont la résistance à la rupture est de 800N/mm^2 .

II.2.2. ETUDE DU DEUXIEME REDUCTEUR

La puissance à l'entrée du deuxième réducteur est obtenue en divisant la puissance au niveau de la roue du premier réducteur par 2 (car 2 réducteurs de même type)

$$P_1 = P_2 / 2 \quad ; \quad P_2 = 825 \text{ W} \quad \text{donc} \quad P_1 = 412.5 \text{ W}$$

vu l'importance du rapport de réduction entre la vitesse d'entrée et de sortie, pour cette deuxième réduction ($n_e = n_1 = 30$ tr/mn ; $n_s = n_2 = 1.14$ tr/mn), le rendement de la réduction sera atténué par l'importance de frottement; pour éviter ce phénomène, nous considérons la zone de fonctionnement de meilleur rendement, en prenant $\beta = 75^\circ$ donc $\gamma = 15^\circ$.

pour $i_2 = 26$ ($22 < i < 40$ [9]) on a : $Z_1 = 2$ filets

$$Z_2 = i_2 Z_1 \quad \text{soit} \quad Z_2 = 52 \text{ dents}$$

a/ CALCUL DU MODULE

$$m_x = \frac{219}{\sin \beta} \sqrt[3]{\frac{P}{K_n \cdot \Gamma_2 \cdot Z_2 \cdot n_2}} \quad [10]$$

où $P = 0.412$ [kW]

$$K_n = K / \cos \gamma \quad [9] \quad K_n \approx 10$$

$$\Gamma_2 = 45 \text{ [daN/mm}^2 \text{]}$$

soit $m_x = 5.64$ mm ; on prend $m_x = 6$ mm (série normalisée).

ce qui donne :

$$d_2 = 312 \text{ mm}$$

$$d_1 = 44.8 \text{ mm}$$

$$b_2 = 35 \text{ mm}$$

Les paramètres intervenant dans la vérification de la roue :

$$m_n = 5.8 \quad ; \quad K_A = 1 \quad ; \quad K_M = 1 \quad ; \quad K_L = 1.25 \quad ; \quad K_{V_L} = 0.75$$

$$K_{V_{L_2}}(10000h \text{ et } n_2 = 1.14 \text{ tr/mn}) \quad ; \quad K_{V_{H_2}} = 0.65$$

$$K_{V_{H_2}}(v_1, n_2) : v_1 = \pi d_1 n_1 / 60 \sin \beta, \quad v_1 = 0.07 \text{ m/s et } n_2 = 1.14 \text{ tr/mn}$$

$$\Omega_{O_2} = 2.2 \quad \text{et} \quad \Gamma_{\frac{b_2}{2 \text{ km}}} = 8 \text{ daN/mm}^2 \text{ (alliage de bronze résistant).}$$

CALCUL DE LA PUISSANCE AU NIVEAU DE LA ROUE :

Pour $v_1 = 0.07$ m/s on a $f = 10\%$ et $\mu = 5.7^\circ$

$$f = 10\% \quad \text{et} \quad \beta = 75^\circ \quad [9] \quad \eta_r = 70\%$$

donc $P_2 = \eta_r \cdot P_1$, soit $P_2 = 289$ W

VERIFICATION DE LA ROUE A LA RUPTURE :

$$z_1 = 2$$

$$z_2 = 52$$

$$b_2 = 35 \text{ mm}$$

$$m_n = 5.8 \text{ mm}$$

$$m_x = 6 \text{ mm}$$

$$d_1 = 44.8 \text{ mm}$$

$$d_2 = 312 \text{ mm}$$

$$\delta_1 = 15^\circ$$

$$n_1 = 30 \text{ tr/mn}$$

$$n_2 = 1.14 \text{ tr/mn}$$

$$v_1 = 0.07 \text{ m/s}$$

$\Omega_{D1} = 3.62$ (vis) : acier au carbone avec trempe superficielle

$\Omega_{D2} = 2.2$ (roue) : bronze phosphoreux.

a/ Rupture pour la roue

$$\Gamma_{b_2 \text{ lim}} = 8.3 [\text{daN/mm}^2] \quad (\text{alliage de bronze résistant})$$

$$K_{VL2} = 0.75$$

$$K_A = 1$$

$$K_M = 1$$

La roue sera vérifiée à la rupture si $P_{2 \text{ adm}} > P_2$, avec :

$$P_{2 \text{ adm}} = 1,8 \cdot 10^3 \cdot \Gamma_{b_2 \text{ lim}} \cdot b_2 \cdot m_n \cdot d_2 \cdot n_2 \cdot K_{VL2} \cdot K_M \cdot K_A$$

$P_{2 \text{ adm}} = 809 \text{ W} > 289 \text{ W}$: ce qui vérifie alors la résistance à la rupture.

b/ Pression superficielle

La roue sera vérifiée à la pression superficielle si $P_{2adm} > P_2$

avec : $P_{2adm} = 0,18 \cdot 10^{-3} \cdot \Omega_{02} \cdot b_2 \cdot d_2^{1,8} \cdot n_2 \cdot K_{VH_2} \cdot K_L \cdot K_M \cdot K_A$

$$P_{2adm} = 396 \text{ W} > 289 \text{ W}$$

donc la roue est vérifiée à la pression superficielle .

Éléments roue et vis sans fin :

| Grandeur | VIS 1 | | Roue à vis 2 | |
|---------------------------------------|---|-------|---------------------|------|
| | Nombre de filets | Z_1 | 1 | |
| Nombre de dents | | | Z_2 | 52 |
| Module axial de la vis | $m_x = P_x / \pi$ soit 6 | | | |
| Module apparent de la roue | | | | |
| Module réel | $m_n = m_x \cos \gamma$ soit 6 (5.8) | | | |
| Pas axial de la vis | $P_x = 18.8$ | | | |
| Pas apparent de la roue | | | | |
| Hauteur de dent | $h_1 = ha_1 + hf_1$ | 13.2 | $h_2 = ha_2 + hf_2$ | 13.2 |
| Saillie de référence | $ha_1 = m_x$ | 6 | $ha_2 = m_x$ | 6 |
| Creux de référence | $hf_1 = 1.2 m_x$ | 7.2 | $hf_2 = 1.2 m_x$ | 7.2 |
| Diamètre primitif de référence | $d_1 = m_x Z_1 \operatorname{tg} \beta$ | 44.8 | $d_2 = Z_2 m_x$ | 312 |
| Angle de pression axial de la vis | $\alpha_x = 4.1^\circ$ | | | |
| Angle de pression apparent de la roue | | | | |

| | | | | |
|----------------------|------------------------------|-------|---|-------|
| Vide au fond de dent | $c_1 = 0.2 m_x$ | 1.2 | $c_2 = 0.2 m_x$ | 1.2 |
| Largeur de denture | $b_1 = p_x (4.5 + z_2 / 50)$ | 104.4 | $b_2 = 2m_x \sqrt{z_1 \operatorname{tg} \beta + 1}$ | 35 |
| Diamètre de tête | $d_{a1} = d_1 + 2m_x$ | 56.8 | $d_{a2} = d_2 + 2m_x$ | 324 |
| Diamètre de pied | $d_{f1} = d_1 - 2.4 m_x$ | 30.4 | $d_{f2} = d_2 - 2.4 m_x$ | 297.6 |

Choix du matériau

Pour la roue , compte tenu de la faible vitesse de rotation et la grande charge on choisit du bronze d'aluminium avec traitement thermique :

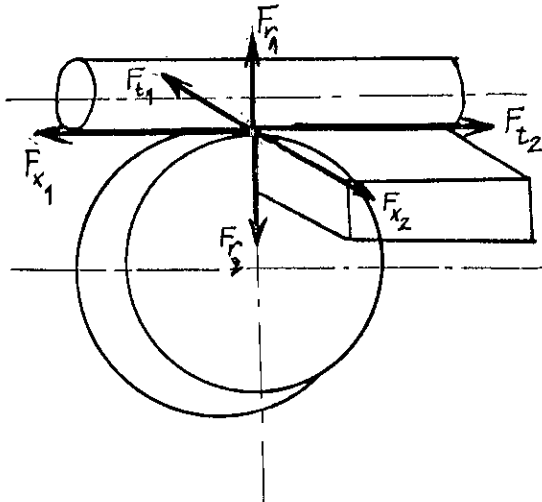
Cu 89% , Al 10% , Fe 1% avec $R_r = 450 \text{ N/mm}^2$

Pour la vis , nous choisirons un acier au carbone avec trempe superficielle, soit XC 42 dont la résistance à la rupture est de 800 N/mm^2 .

II.2.3. TABLEAU RECAPITULATIF

| Réducteur | Elément | Puissance (W) | Nbre de tours (tr/mn) | Diamètre (mm) | Largeur (mm) |
|-----------|---------|---------------|-----------------------|---------------|--------------|
| 1 | Vis | 1100 | 1410 | 40 | 60 |
| | Roue | 825 | 30 | 168 | 25 |
| 2 | Vis | 412.5 | 30 | 44.8 | 104.4 |
| | Roue | 289 | 1.14 | 312 | 35 |

II.2.4 DETERMINATION DES EFFORTS SUR L'ENGRENAGE



Le problème est simplifié, en remplaçant le système des forces agissant sur les dentures conjuguées par une force concentrée dans un point, ainsi on peut écrire, d'après la figure ci dessus :

$$\vec{F}_n = \vec{F}_{t_1} + \vec{F}_{x_1} + \vec{F}_r$$

La force qui s'oppose à la rotation de l'arbre d'entrée est la composante tangentielle agissant sur la vis :

Nous avons également

F_{t_2} effort tangentiel sur la roue : égal et opposé à F_{x_1}

F_{x_2} effort axial sur la roue : égal et opposé à F_{t_1}

F_{r_2} effort radial sur la roue : égal et opposé à F_r

II.2.4.1. PREMIER REDUCTEUR [11]

a/ Pour la roue

$$F_{t_2} = \frac{60 P_1 i_1 \eta_r}{n_1 n_2 \cdot d_2} \quad F_{t_2} = 3192 \text{ N}$$

$$F_{X_2} = F_{t_2} \operatorname{tg}(\gamma + \mu) \quad F_{X_2} = 375 \text{ N}$$

$$F_{r_2} = F_{t_2} \operatorname{tg} \alpha_x \quad F_{r_2} = 24 \text{ N}$$

b/ Pour la vis :

L'équilibre des efforts au point de contact permet d'écrire

$$F_{X_1} = 3192 \text{ N}$$

$$F_{t_1} = 375 \text{ N}$$

$$F_{r_1} = 24 \text{ N}$$

II.2.4.2. DEUXIEME REDUCTEUR (DE LA MEME FAÇON QUE LE PREMIER REDUCTEUR)

a/ Pour la roue :

$$F_{t_2} = \frac{60 \cdot P_1 \cdot i_2 \cdot \eta_r}{\pi \cdot n \cdot d} \quad F_{t_2} = 15318 \text{ N}$$

$$F_{X_2} = F_{t_2} \operatorname{tg}(\gamma + \mu) \quad F_{X_2} = 5788 \text{ N}$$

$$F_{r_2} = F_{t_2} \operatorname{tg} \alpha_x \quad F_{r_2} = 1100 \text{ N}$$

b/ Pour la vis

$$F_{X_1} = 15318 \text{ N}$$

$$F_{t_1} = 5788 \text{ N}$$

$$F_{r_1} = 1100 \text{ N}$$

II.3. CALCUL D'ARBRE

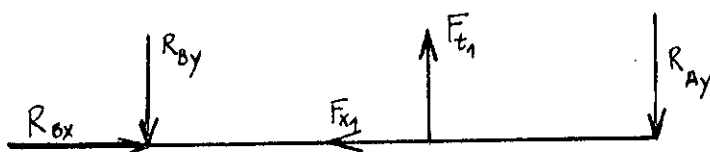
II.3.1. PREMIER REDUCTEUR

a/ La vis :

$$d_1 = 40 \text{ mm} ; b_1 = 60 \text{ mm} ; L = 90 \text{ mm} \text{ (longueur estimée)}$$

$$F_{X_1} = 3192 \text{ N} ; F_{t_1} = 375 \text{ N} ; F_r = 24 \text{ N}$$

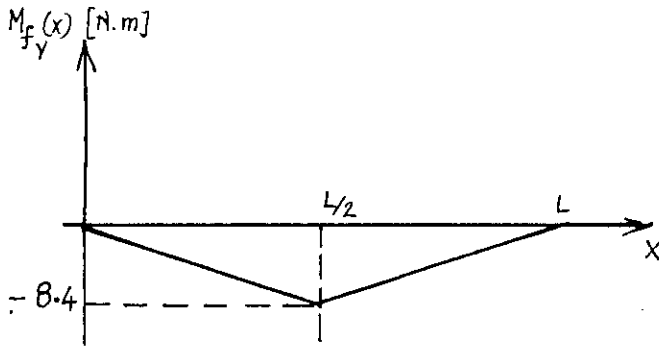
Dans le plan horizontal :



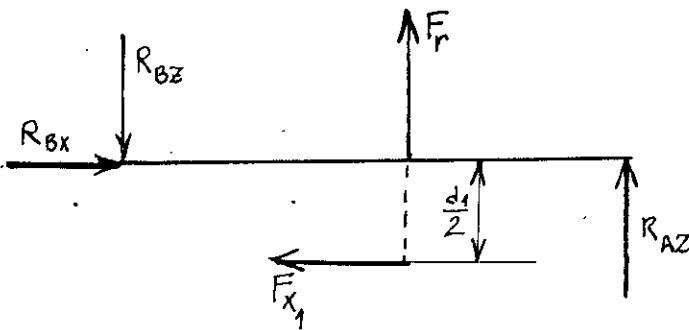
$$R_{Bx} = F_{X_1} = 3192 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = R_{By} = (1/2) F_{t_1} = 187.5 \text{ N}$$

Le moment fléchissant :



Dans le plan vertical :

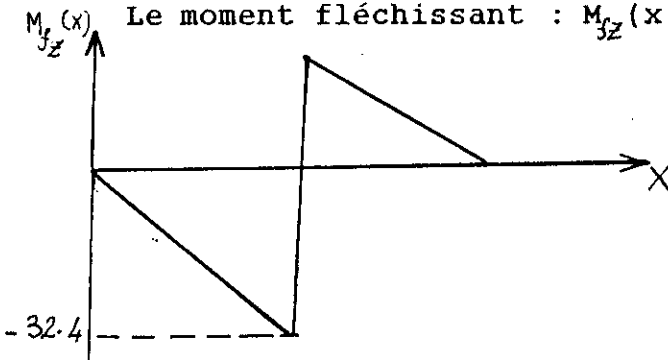


$$R_{Bx} = F_{x_1} = 3192 \text{ N}$$

$$R_{Az} = 697 \text{ N}$$

$$R_{Bz} = 721 \text{ N}$$

Le moment fléchissant : $M_{fz}(x)$:



Le moment de torsion [11]

$$M_t = P_1 / w_1 = 30P_1 / \pi n_1 \quad \text{soit } M_t = 7.44 \text{ Nm}$$

La section dangereuse se situe au niveau du contact vis_roue

$$M_{f_{Max}} = \sqrt{M_{f_y}^2(x) + M_{f_z}^2(x)} \quad [4] \quad ; \quad M_{f_{Max}} = 33.5 \text{ Nm (moment de flexion résultant)}$$

Le moment idéal (flexion+torsion combinées) $M_i = \sqrt{M_{f,Max}^2 + M_t^2}$
 soit $M_i = 34.32 \text{ Nm}$

Le diamètre minimum de l'arbre de la vis :

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_i}{\Gamma_{adm}}} \quad [11] \quad \text{avec } \Gamma_{adm} = 800 \text{ N/mm}^2 \text{ (Vis en un seul corps)}$$

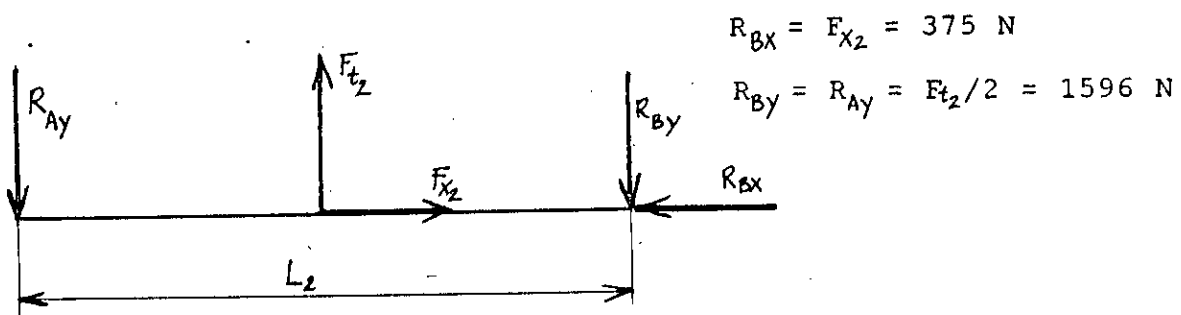
$$d_1 = 7.48 \text{ mm} \quad \text{soit } d_{1min} = 10 \text{ mm (serie R10)}$$

b/ La roue :

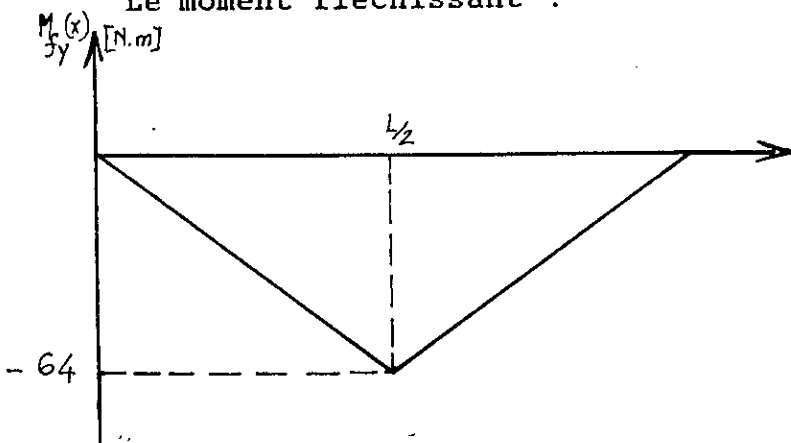
$$d_2 = 168 \text{ mm} ; b_2 = 25 \text{ mm} ; L_2 = 80 \text{ mm (longueur estimée)}$$

$$F_{x2} = 375 \text{ N} ; F_{t2} = 3192 \text{ N} ; F_r = 24 \text{ N}$$

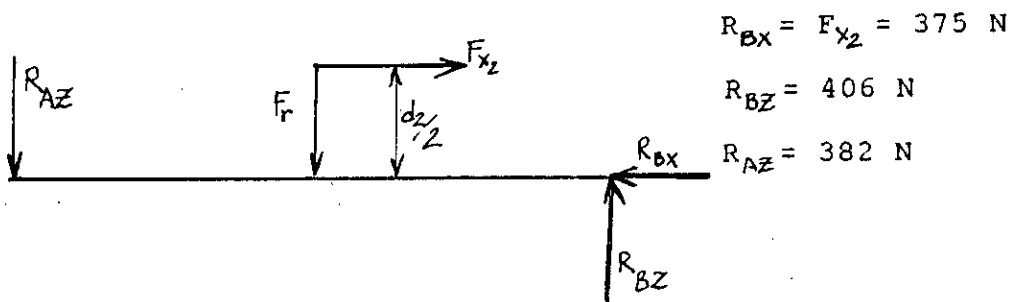
Dans le plan horizontal : (X,Y)



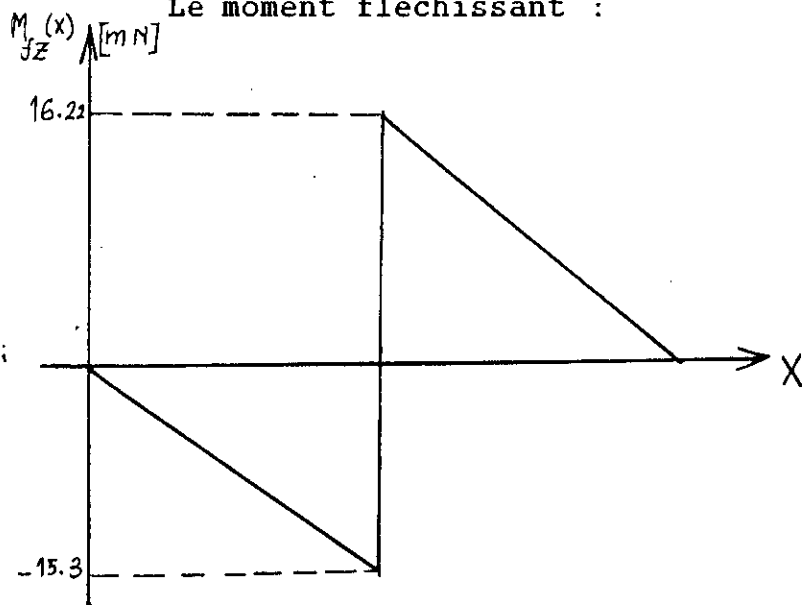
Le moment fléchissant :



Dans le plan vertical (XZ) :



Le moment fléchissant :



Le moment de torsion : [11]

$$M_t = P_2 / w_2 = 30P_2 / \pi n_2 \quad \text{soit} \quad M_t = 263 \text{ Nm}$$

La section dangereuse (au niveau du contact Vis_roue)

$$M_{f_{Max}} = \sqrt{M_{fy}^2 + M_{fz}^2} \quad ; \quad M_{f_{Max}} = 66 \text{ Nm}$$

$$\text{Le moment idéal} \quad M_i = \sqrt{M_{f_{Max}}^2 + M_t^2} \quad ; \quad M_i = 271 \text{ Nm}$$

Le diamètre minimum de l'arbre de la roue :

$$d_2 = \sqrt[3]{10 \cdot M_i / \Gamma_{adm}} \quad [11] ;$$

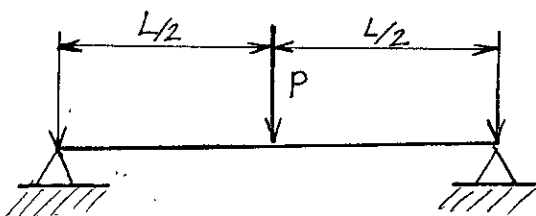
L'arbre de la roue en XC 35 ; $\Gamma_{adm} = 600 \text{ N/mm}^2$ alors :

$$d_2 = 16.5 \text{ mm} \quad \text{soit} \quad d_2 = 20 \text{ mm} \quad (\text{série R10})$$

Vérification de la flèche : (Roue et vis) [11]

$$f = PL^3 / 48EJ \quad \text{où} \quad J = \pi d^4 / 64$$

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{acier})$$



On admet pour les engrenages une flèche maximale de $f_m = 0.02 m_x$

$$\text{donc} \quad d_{min} = \left(\frac{64 PL^3}{48 E \pi f_m} \right)^{1/4}$$

* Pour la vis ; on a : $P = \sqrt{F_r^2 + F_{t_1}^2}$ soit $P = 376 \text{ N}$

$$L = 90 \text{ mm} , f_m = 0.07 \text{ mm}$$

donc $d_1 = 9.43 \text{ mm}$ soit $d_1 = 10 \text{ mm}$ (série R10)

* Pour la roue ; on a : $P = \sqrt{F_r^2 + F_{t_2}^2}$ soit $P = 3192 \text{ N}$

$$L = 80 \text{ mm} , f_m = 0.07 \text{ mm}$$

On trouve $d_2 = 14.73 \text{ mm}$ soit $d_2 = 16 \text{ mm}$ (série R10)

Ainsi , nous admettons comme diamètre minimum

Pour la vis $d_{1min} = 10 \text{ mm}$

Pour la roue $d_{2min} = 20 \text{ mm}$

Calcul de l'arbre de transmission :

Le réducteur R_1 et les réducteurs R_2 sont liés entre eux par un arbre de transmission , celui ci est soumis à la torsion dont on déterminera la valeur minimale de son diamètre .

La condition à satisfaire : $\Theta_{Max} = M_t / GI_p \leq \Theta_l$

I_p : moment d'inertie polaire $I_p = \pi d^4 / 32$

G : module de cisaillement pour l'acier $G = 8,1 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$

M_t : moment de torsion , $M_t = 263 \text{ Nm}$

Pour une transmission longue , on admet pour $\Theta_l = 1/4^\circ/\text{m}$

ce qui donne comme diamètre : $d > 10^3 \sqrt[4]{\frac{32 M_t}{\pi G \Theta_l}}$ soit $d = 20 \text{ mm}$
(série R10)

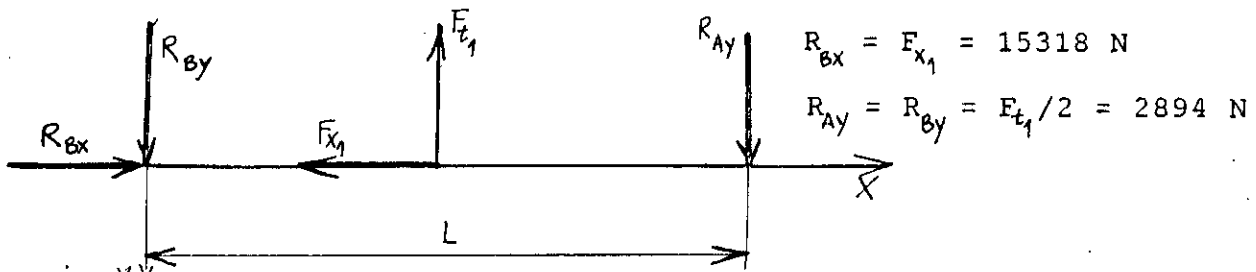
II.3.2. DEUXIEME REDUCTEUR

a/ La vis :

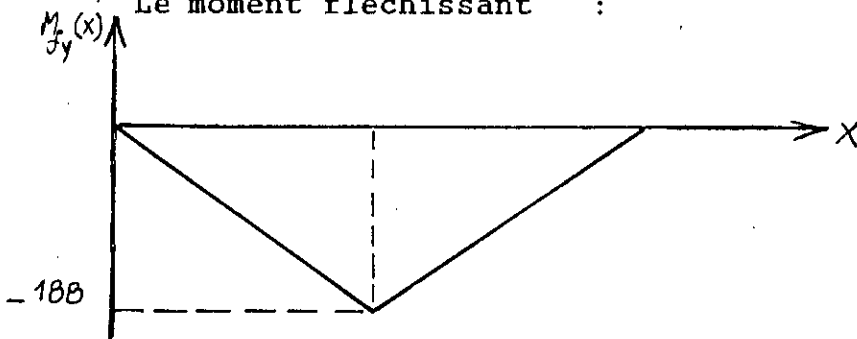
$d_1 = 44.8 \text{ mm}$; $b_1 = 104.4 \text{ mm}$; $L = 130 \text{ mm}$ (longueur estimée)

$F_{x_1} = 15318 \text{ N}$; $F_{t_1} = 5788 \text{ N}$; $F_r = 1100 \text{ N}$

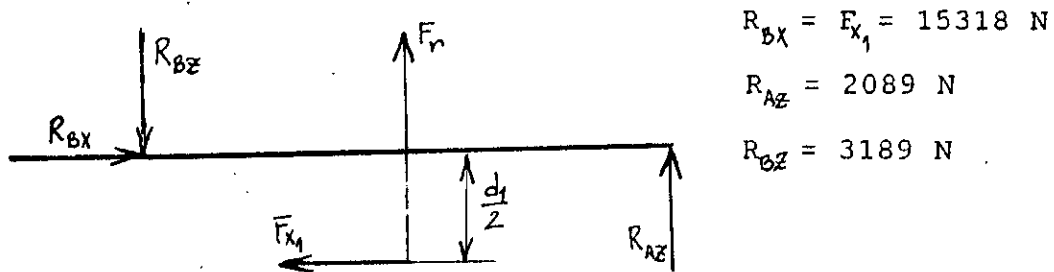
Dans le plan horizontal :



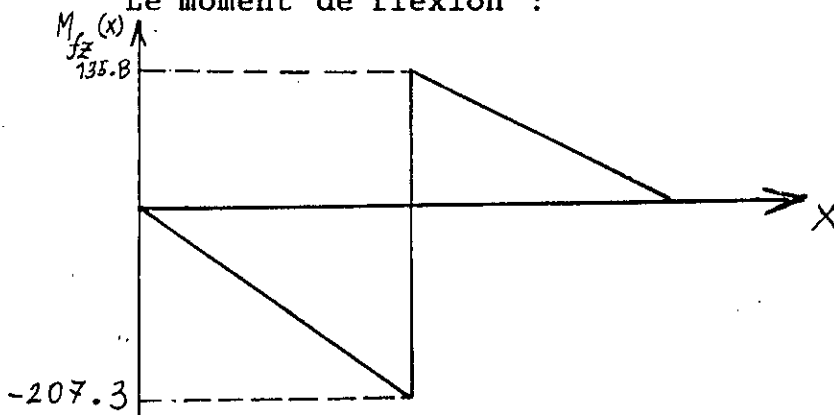
Le moment fléchissant :



Dans le plan vertical :(X, Z)



Le moment de flexion :



Le moment de torsion :

$M_t = P_1 / w_1 = 30P_1 / \pi n_1 ; M_t = 131.3 \text{ Nm}$

La section dangeureuse se trouve au niveau du contact Vis_roue .

$$M_{f_{Max}} = \sqrt{M_{fy}^2 + M_{fz}^2} ; M_{fz} = 280 \text{ Nm}$$

Le moment idéal : $M_i = \sqrt{M_{f_{Max}}^2 + M_t^2} ; M_i = 309 \text{ Nm}$

Le diamètre minimum de l'arbre de la vis d_1

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{10 M_i}{\Gamma_{adm}}} \quad \text{avec} \quad \Gamma_{adm} = 800 \text{ N/mm}^2$$

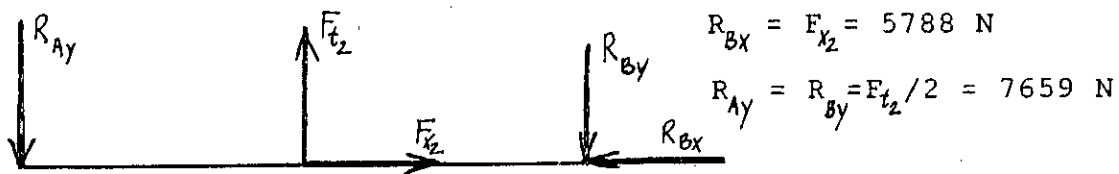
on trouve $d_1 = 20 \text{ mm}$ (série R10)

b/ La roue :

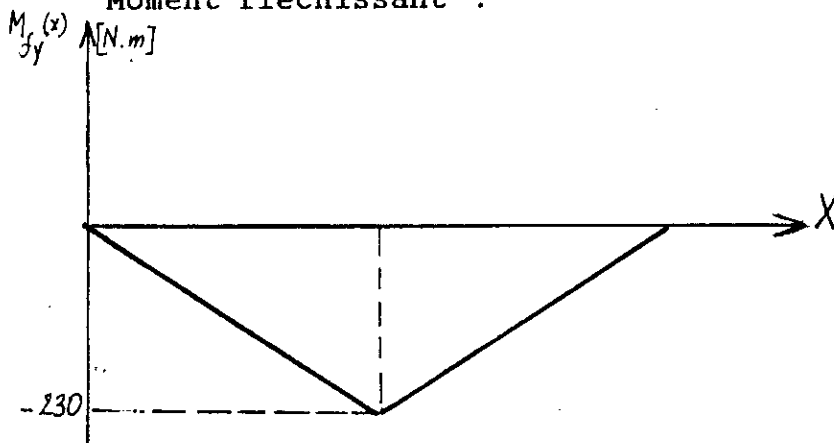
$d_2 = 312 \text{ mm}$; $b_2 = 35 \text{ mm}$; $L_2 = 60 \text{ mm}$ (longueur estimée)

$F_{x_2} = 5788 \text{ N}$; $E_{t_2} = 15318 \text{ N}$; $F_r = 1100 \text{ N}$

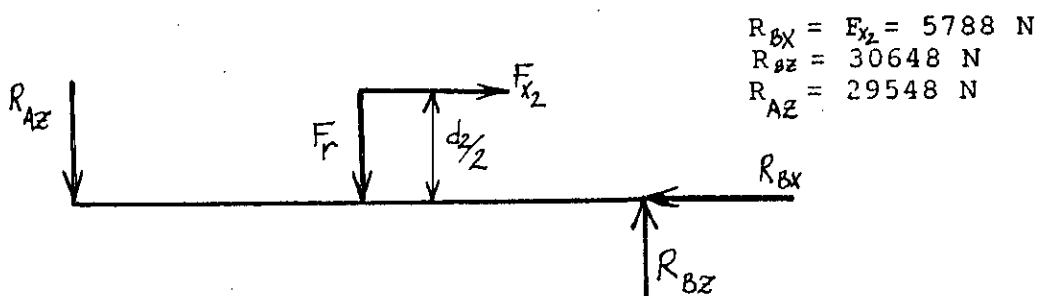
Dans le plan horizontal (X,Y)

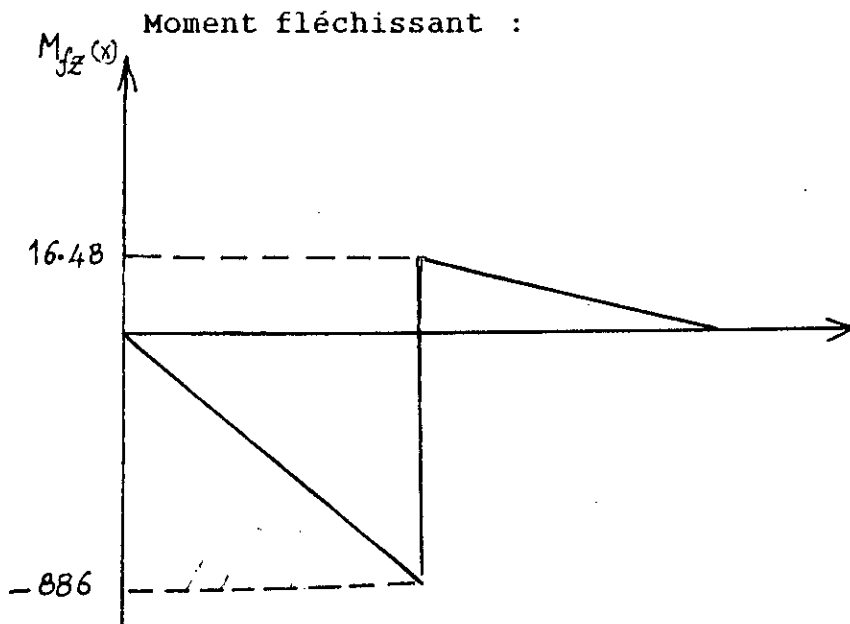


Moment fléchissant :



Dans le plan vertical (X,Z) :





Le moment de torsion $M_t = P_2 / w_2 = 30 \cdot P_2 / \pi \cdot n_2$; $M_t = 2421 \text{ Nm}$

$$M_{f_{\text{Max}}} = \sqrt{M_{fz}^2 + M_{fy}^2} ; M_{f_{\text{Max}}} = 915 \text{ Nm}$$

Le moment idéal : $M_i = \sqrt{M_{f_{\text{Max}}}^2 + M_t^2}$ soit $M_i = 2588 \text{ Nm}$

La section dangereuse (contact vis_roue) .

Le diamètre minimum de l'arbre de la roue : $d_2 = \sqrt[3]{10M_i / \Gamma_{\text{adm}}}$
alors $d_2 = 35 \text{ mm}$

Arbre en XC 35 , $\Gamma_{\text{adm}} = 600 \text{ N/mm}^2$

soit $d_2 = 35.5 \text{ mm}$ (série R20).

Vérification de la flèche : [11]

Même cas de figure pour le premier réducteur :

$$d_{\text{min}} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot P \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot \pi \cdot f_m}} \quad \text{où } f_m = 0.02 m_x \quad \text{soit } f_m = 0.12 \text{ mm}$$

Pour la vis : $P = \sqrt{F_r^2 + F_t^2}$; $P = 5892 \text{ N}$

$L = 130 \text{ mm}$; on trouve $d_1 = 21.6 \text{ mm}$

soit $d_{1\text{min}} = 25 \text{ mm}$ (R10)

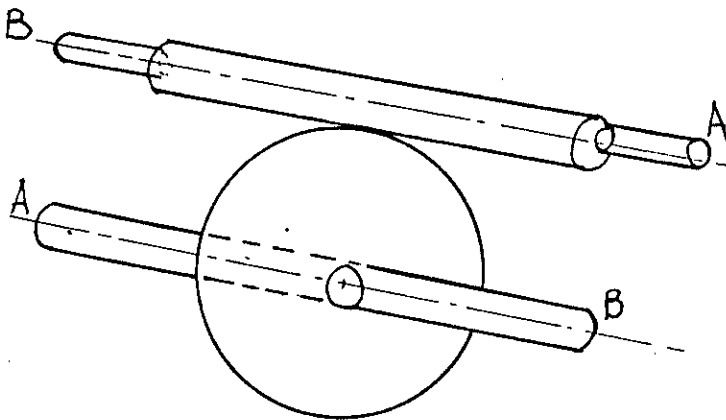
Pour la roue : $P = \sqrt{F_r^2 + F_{tz}^2}$ soit $P = 15357 \text{ N}$
 et $L = 60 \text{ mm}$; on trouve $d = 15.3 \text{ mm}$
 soit $d_{2min} = 20 \text{ mm}$ (série R10) .

En conclusion , on a :

pour la vis $d_{1min} = 25 \text{ mm}$

pour la roue $d_{2min} = 35.5 \text{ mm}$

II.4. CALCUL DE ROULEMENT



L'emploi des roulements ici, avec des vitesses relativement faibles est jugé la solution pratique , du fait que ceux ci exigent beaucoup moins d'entretien et de surveillance que les coussinets lisses ordinaires .

Pour faire le calcul de roulements, on se réfère aux réactions déjà calculées aux niveaux des appuis A et B pour la vis et la roue :

| | Appui | type de charge | valeur de la charge en Newton | |
|---------------|-------|----------------|-------------------------------|-------|
| | | | Vis | Roue |
| 1er réducteur | A | Radiale | 721 | 1641 |
| | B | Radiale | 745 | 1647 |
| | | Axiale | 3192 | 375 |
| 2em réducteur | A | Radiale | 3569 | 30524 |
| | B | Radiale | 4306 | 31590 |
| | | Axiale | 15318 | 5788 |

II.4.1. DETERMINATION DE TYPE DE ROULEMENT [11]

On définit la charge dynamique P d'un roulement par :

$$P = x.F_r + y.F_a \quad \text{où } F_r = \text{charge radiale}$$

$$F_a = \text{charge axiale}$$

x et y : coefficients qui dépendent du rapport $e = F_a/F_r$ et du diamètre d de l'arbre en question .

La charge dynamique de base [11]

$$C = P \left(L_h \cdot 60 \cdot n / 10 \right)^{1/K} \quad \text{où } L_h = 10000 \text{ heures (même durée de vie que les réducteurs)}$$

n : vitesse de rotation en [tr/mn]

K : coefficient suivant le type de roulement

K = 10/3 : roulement à rouleaux

K = 3 : roulement à bille .

| | | n [tr/mn] | appui | Fr [daN] | Fa [daN] | $e = F_a / F_r$ | K | x | y | P [daN] | C(calculée) [daN] | C(choisie) [daN] | Type SKF |
|-----------------------|----------------|--------------|-------|-------------|-------------|-----------------|------|-----|-----|---------|----------------------|---------------------|-------------|
| PREMIER REDUCTEUR | VIS d=10 | 1410 | A | 72.1 | - | - | 3 | 1 | 0 | 72.1 | 732 | 1000 - | 25BC02 |
| | | | B | 74.5 | 319.2 | 4.28 | 10/3 | 0.4 | 1.6 | 540.5 | 4079 | 4800 ✓ | 30KB03 ✓ |
| | ROUE d=20 | 30 | A | 164.1 | - | - | 3 | 1 | 0 | 164.1 | 1552 | 1960 - | 35BC02 |
| | | | B | 164.7 | 37.5 | 0.22 | 10/3 | 1 | 0 | 164.7 | 1244 | 4800 ✓ | 30KB03 ✓ |
| DEUXIEME REDUCTEUR | VIS d=25 | 30 | A | 356.9 | - | - | 3 | 1 | 0 | 356.9 | 935 | 1000 - | 25BC02 |
| | | | B | 430.6 | 1531.8 | 3.56 | 10/3 | 0.4 | 1.6 | 2623.12 | 6243 | 6550 ✓ | 30KB23 ✓ |
| | ROUE d=35.5 | 1.14 | A | 3052.4 | - | - | 3 | 1 | 0 | 3052.4 | 7999 | 8150 | 35KB23 |
| | | | B | 3159 | 578.8 | 0.18 | 3 | 1 | 0 | 3159 | 8279 | 10000 ✓ | 40KB23 ✓ |

Puisque l'arrosoir à étudier a deux sens de marche (par inversion du sens de rotation du moteur électrique) , ainsi les efforts au niveau du contact vis_roue changent de sens; le plus chargé étant B, il sera alors la référence pour le choix des roulements .

Premier réducteur : Vis Roulement SKF 30KB_03
 Roue Roulement SKF 30KB_03
 Deuxième réducteur : Vis Roulement SKF 40 KB_23
 Roue // // 40 KB_23

II.5. ETUDE DES LIAISONS ×

II.5.1. LIAISON EN ROTATION DES ROUES DES REDUCTEURS [11]

Les roues des réducteurs ont chacune, un diamètre important en bronze, les arbres de ces roues sont en acier, la liaison en rotation est assurée par clavetage.

La largeur d'une clavette étant liée, par normalisation, au diamètre de l'arbre, il convient de calculer la longueur de la clavette.

Soit une clavette parallèle, à bouts droits . . .

Appelons d : le diamètre de l'arbre (en m)

P : la puissance à transmettre (en W)

w : le taux de rotation (en rad/s)

Le couple transmis sera : $C = P/w$ (en Nm)

L'effort tranchant appliqué sur la clavette est $T = 2C/d$ (en N)

$$T = 2P/dw$$

en appelant τ la résistance limite tangentielle du matériau constituant la clavette, la section de celle ci est vérifiée

au cisaillement si :

$$s \geq T/\tau \quad \begin{array}{l} s \text{ (en mm}^2\text{)} \\ T \text{ (en N)} \\ \tau \text{ (en N/mm}^2\text{)} \end{array}$$

La longueur de la clavette est donnée par :

$$l \geq s/a = T/\tau a = 2P/dw\tau a \quad (\text{en mm}) \quad [11]$$

$$\begin{array}{l} P \text{ (en W)} \\ d \text{ (en m)} \\ w \text{ (en rad/s)} \\ \tau \text{ (en N/mm}^2\text{)} \end{array}$$

Il convient de plus de vérifier la condition de non matage de la clavette.

Appelons Γ_{Mat} cette pression limite à ne pas dépasser et b la hauteur total de la clavette (en mm)

$$l \geq 4.P/(d.w.\Gamma_{Mat}.b) \quad (\text{en mm})$$

Les matériaux recommandés pour les clavettes doivent avoir une charge de rupture supérieure à 600 N/mm².

On a alors :

$$C = P_1/w_1 = 30.P_1/\pi n_1 \quad [11] \quad \text{et} \quad C = T_1.d/2 \quad \text{alors :} \quad T = 60.P_1/\pi n_1 d_1$$

la section S de la clavette est vérifiée au cisaillement si :

$$s \geq T/\tau \quad ; \quad \text{sa longueur} \quad l \geq s/a \quad \text{donc} \quad l \geq T/\tau a$$

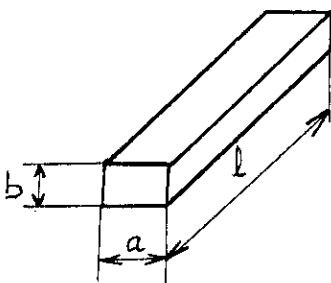
a = largeur de la clavette

$$\text{soit} \quad l \geq 60.P/(\pi.n.d.\tau.a)$$

$$\text{Condition de non matage} \quad l \geq 4.P/(d.w.\Gamma_{Mat}.b)$$

$$= 120.P/(\pi.n.d.\Gamma_{Mat}.b)$$

b = hauteur



Donc la longueur de la clavette est vérifiée :

$$l \geq 60.P/(\pi.n.d.a.\gamma) \quad \text{et} \quad l \geq 120.P/(\pi.n.d.b.\Gamma_{\text{Mat}})$$

avec $\Gamma_{\text{Mat}} = 150 \text{ N/mm}^2$ pour acier ordinaire

$$\gamma = 80 \text{ N/mm}^2$$

a/ 1er réducteur :

On prend $d = 40 \text{ mm}$, alors : $a = 12 \text{ mm}$; $b = 8 \text{ mm}$

$$P = 825 \text{ W} \quad \text{et} \quad n = 30 \text{ tr/mn}$$

$$l \geq 13.68 \text{ mm} \quad \text{et} \quad l \geq 21.88 \text{ mm}$$

On prend alors : $l = 25 \text{ mm}$ avec $d = 40 \text{ mm}$.

b/ 2ème réducteur :

Soit $d = 50 \text{ mm}$ alors : $a = 16 \text{ mm}$, $b = 10 \text{ mm}$

$$P = 289 \text{ W} \quad \text{et} \quad n = 1.14 \text{ tr/mn}$$

$$\text{On trouve } l \geq 75.65 \text{ mm} \quad \text{et} \quad l \geq 129.11 \text{ mm}$$

La longueur dans ce cas est très importante, nous proposons alors , des cannelures .

Ces assemblages dentelés (ou cannelés) se calculent à la condition de compression des surfaces des flancs :

soit : n : le nombre de dents

l : la longueur active de la dent, que l'on pose égale à celle du moyeu monté sur les dents (en mm)

S : la surface active pratique de la dent (en mm^2), par unité de longueur, définie comme la projection de la surface active sur son plan diamétral .

Afin d'éviter la compression des dents, la condition suivante doit être vérifiée :

$$\Gamma_{Max} = \frac{M_t}{R_{moy} \cdot l \cdot n \cdot S} \leq \Gamma_{comp} \text{ (en N/mm}^2\text{)} \quad [11]$$

M_t : étant le moment de torsion transmis (en N.mm)

R_{moy} : le rayon moyen de la dent (en mm)

Pour un assemblage rigide avec condition de fonctionnement variable $\Gamma_{comp} = 100 \text{ N/mm}^2$

Pour un diamètre de 36 mm (série légère) on a :

$$D = 40 \text{ mm} ; n = 8 ; B = 7 ; S = 8.4$$

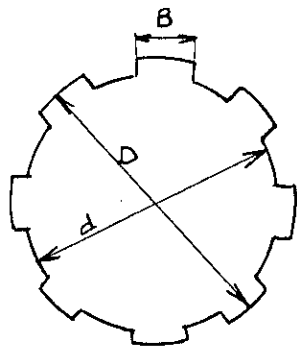
où : n : nombre de cannelures

S = surface réelle d'appui des cannelures par mm de longueur .

$$R = (D+d)/4 \text{ soit } R_{moy} = 19 \text{ mm} ; M_t = 2421 \text{ Nm} .$$

$$l \geq M_t / (R_{moy} \cdot n \cdot S \cdot \Gamma_{comp}) \text{ soit } l \geq 18.96 \text{ mm} ;$$

nous prenons : l = 20 mm avec d = 36 mm .



II.5.2. CALCUL DU JOINT DE CARDAN

Le joint de cardan permet la transmission d'un mouvement de rotation à deux arbres concourants, il est composé de deux chapes et d'un croisillon .

Dans notre cas, on utilisera un joint de cardan à la sortie du premier réducteur et un autre à l'entrée du deuxième réducteur, ainsi les irrégularités de vitesse que présente le montage à un seul cardan, seront évitées, on s'intéresse au croisillon du joint, celui-ci est soumis au cisaillement pur. Pour calculer le diamètre du croisillon on a :

$$\tau_{Max} = F/S \leq \tau_{adm}, \text{ avec } F = C/(n.l)$$

où n : nombre de branches $n = 4$

l : distance entre le bout du croisillon et l'axe de rotation ($l \approx d$)

$$\tau_{adm} = 100 \text{ N/mm}^2, \quad C = 131 \text{ Nm (à l'entrée du 2ème réducteur)}$$

$$\text{Alors : } 4C/(n.l.\pi.d_c^2) \leq \tau_{adm} \longrightarrow d_c \geq \sqrt{4C/(n.l.\pi.\tau_{adm})}$$

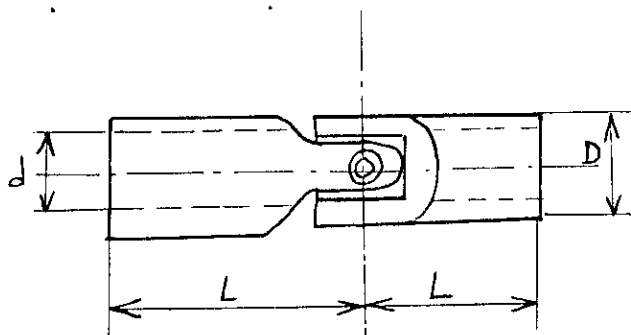
$$\text{soit } d_c \geq 4 \text{ mm}$$

$$\text{soit } d_c = 6 \text{ mm}$$

$$\text{On a : } d = 25$$

$$D = 40 \quad [11]$$

$$L = 54$$



La liaison complète entre le joint cardan et l'arbre de transmission sera assurée par goupillage, que l'on déterminera comme suit :

la goupille sera soumise au cisaillement .

$$n = 2 \text{ (2 sections cisailées)}; \quad l = 25 \text{ mm}; \quad C = 131 \text{ Nm}; \quad \tau = 120 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{alors : } d \geq \sqrt{4C/(n.\pi.l.\tau)} \text{ soit } d \geq 5.3 \text{ mm}, \text{ nous prenons } d = 6 \text{ mm (série normalisée).}$$

Le trou percé dans l'arbre de transmission, prévu pour la goupille, ne réduit pas la résistance de l'arbre

$$d_{min} = 20 \text{ mm} \text{ alors } S_{min} = \pi d_{min}^2 / 4 = 314.2 \text{ mm}^2$$

$$d_2 = 25 \text{ mm} \text{ et } d_{goup} = 6 \text{ mm} \text{ alors } S = \pi d_2^2 / 4 - d_2 d_{goup} = 341 \text{ mm}^2$$

Pour le deuxième joint de cardan, il doit être démontable de l'arbre pour pouvoir séparer l'arbre de transmission du deuxième réducteur et permettre ainsi le remorquage du pivot par orientation des roues .

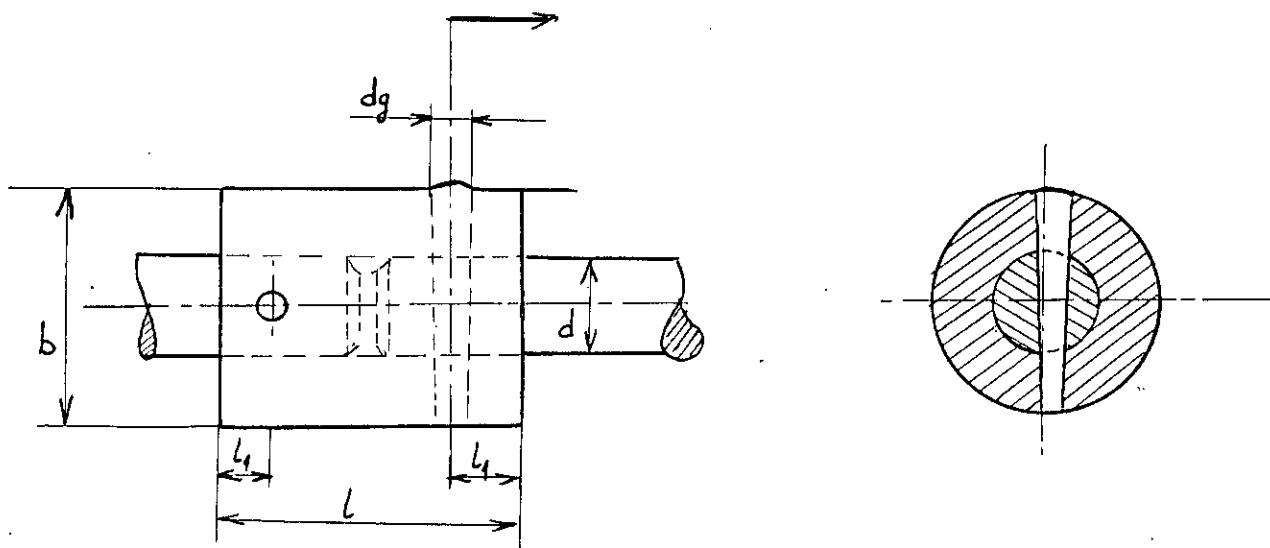
II.6. ETUDE DES ACCOUPLEMENTS :

La chaîne de transmission étant constituée d'éléments séparés (moteur_réducteurs) ce qui nécessite alors des éléments d'accouplement .

II.6.1. ACCOUPLEMENT ARBRE MOTEUR - VIS REDUCTEUR

a/ ETUDE DE LA LIAISON EN ROTATION :

On se propose ici , une liaison par manchon à douille , une douille en acier fixée sur les extrémités des arbres par des goupilles coniques .



Les relations recommandées pour les dimensions des manchons sont :

$$l \approx 3 d \quad \text{pour } d = 25 \text{ mm}$$

$$b \approx 1.5 d \quad [10]$$

$$l_1 \approx 0.75 d$$

Le diamètre de la goupille d_g peut se calculer :

$$d_g = \sqrt{4 \cdot M_t / (\pi \cdot d \cdot \tau_c)} \quad \text{où } M_t : \text{ le moment de torsion à transmettre}$$

τ_c : la contrainte de cisaillement du matériau utilisé

$$M_t = 7.5 \text{ N.m} \quad ; \quad \tau_c = 100 \text{ N/mm}^2$$

$$d_g = 2 \text{ mm} \quad ; \quad \text{on prendra } d = 5 \text{ mm} \quad (\text{dans la série normalisée})$$

II.6.2. ACCOUPLLEMENT ARBRE REDUCTEUR - ARBRE DE ROUE PNEUMATIQUE

a/ Etudes de la liaison en rotation

Pour cette liaison, une clavette aura une longueur importante, on proposera alors des cannelures.

Pour la roue, l'arbre est lisse et a pour diamètre : $D = 60 \text{ mm}$
(série moyenne) $d = 52 \text{ mm}$; $n = 8$; $B = 10$; $S = 18$

La longueur doit satisfaire la condition : $l \geq \frac{M_t}{R_{\text{moy}} \cdot n \cdot S \cdot \Gamma_{\text{comp}}}$

$$M_t = 2421 \text{ N.m}$$

$$R_{\text{moy}} = 28$$

$$\Gamma_{\text{comp}} = 100 \text{ N/mm}^2$$

soit $l \geq 6 \text{ mm}$; alors nous choisirons $l = 10 \text{ mm}$

b/ Calcul des boulons : 7

$$d \geq \sqrt{4C/n \cdot \pi \cdot L \cdot \tau} \quad \text{où } C = 2421 \text{ Nm}$$

L = distance entre l'axe du boulon et l'axe de l'arbre de transmission

n : nombre de boulons, soit 4 boulons.

Les boulons sont utilisés pour transmettre le couple, ils sont soumis au cisaillement

$$\tau_{\text{Max}} = F/S \leq \tau_{\text{adm}} \quad \text{avec} \quad \tau_{\text{adm}} = 100 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{acier doux})$$

on trouve $d \geq 11 \text{ mm}$ soit $d = 12 \text{ mm}$.

II.7. FIXATION ET ORIENTATION DES ROUES

II.7.1. FIXATION

Dans le but de remorquer le pivot, on doit libérer la roue de l'arbre du réducteur afin d'éviter le fonctionnement inverse du réducteur (roue menante, vis menée).

On placera alors entre la jante de la roue (12) et la bride d'accouplement (2) un plateau de remorquage (13) .

Les boulons de fixation de la roue auront pour diamètre :

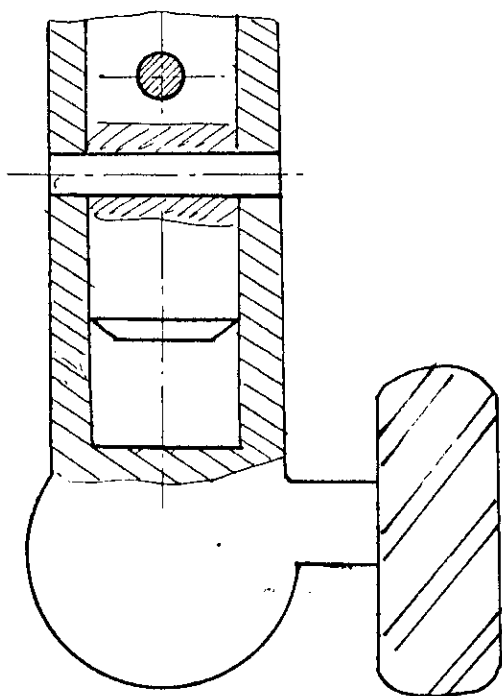
$$d \geq \sqrt{4.C / (\pi.n.L.\tau)} \quad \text{où} \quad \begin{array}{l} C = 2421 \text{ Nm} \\ n = 6 \\ \tau = 100 \text{ N/mm}^2 \\ L = 150 \text{ mm} \end{array}$$

on trouve $d \geq 5.85 \text{ mm}$ soit $d = 16 \text{ mm}$

Des cannelures sont utilisées pour l'accouplement .

II.2.7. ORIENTATION

Pour permettre le remorquage entre différents points d'eau nous nous proposons le système schématisé ci dessous, qui permet la rotation d'un angle de 90° par rapport à une direction parallèle à la conduite principale .



CONCLUSION

Dans ~~Le~~ chapitre , on a établi la chaine de transmission de mouvement du pivot, pour chaque module, on a définit essentiellement les caractéristiques du moteur électrique, des deux réducteurs de vitesse ainsi que la fixation des roues et leur orientation pour le remorquage , cette étude est complétée dans le chapitre qui suit par une partie hydraulique : pompe d'alimentation , pression et débit dans les conduites principales et secondaires ainsi que le busage.

Chapitre 3

Dimensionnement des éléments hydrauliques

DIMENSIONNEMENT DES ELEMENTS HYDRAULIQUES

INTRODUCTION

Après le calcul de la structure et l'étude de la chaîne de transmission de l'arrosoir, nous procédons au dimensionnement des éléments hydrauliques, nous présenterons la méthode qui permet le choix de la pompe d'alimentation, des conduites, des joints d'étanchéité, ainsi que la conception des buses et leurs dimensionnements .

Cette étude est basée sur un calcul hydraulique et agronomique, nous déterminerons alors le débit et la pression requise au pivot, d'où la détermination de la pompe d'alimentation, ainsi que la variation de pression et le débit au niveau de chaque buse , d'où le dimensionnement de celle-ci .

Un programme en langage FORTRAN a été conçu pour la détermination des caractéristiques hydrauliques citées ci dessus .

III.1. DETERMINATION DE LA REPARTITION DES ORGANES D'ASPERSION SUR LA RAMPE

L'étude théorique d'une rampe pivotante [13] permet de construire une courbe de décroissance des débits le long de la conduite, puis une courbe de la distribution de la charge depuis le pivot jusqu'à l'extrémité de la rampe . Ces courbes

ont été vérifiées sur des rampes en fonctionnement .

La technique repose sur :

a/ La variation de la pression dans la conduite munie d'asperseurs est d'abord déterminée à partir de l'étude théorique (on a recours généralement aux lois de répartition des pressions dans les rampes pivotantes) .

b/ Les coefficients intervenant dans ces lois sont déterminés à partir de mesures effectuées sur le terrain avec des matériels expérimentaux.

III.2. PRESENTATION DE LA METHODE DE CALCUL

Elle repose essentiellement sur une partie hydraulique (application de l'équation de Bernoulli) et une partie agronomique .

III.2.1. DEFINITIONS DE PARAMETRES

L'élément de base pour l'étude d'un projet d'irrigation est essentiellement le besoin propre des plantes cultivées en eau, dit besoin de pointe, ces besoins variables avec les cultures et le climat, le sont aussi en fonction du sol (nature, pente, situation, topographie etc..)

Les caractéristiques ou facteurs des arrosages, celles qui intéressent spécialement les agriculteurs :

- Les dimensions des parcelles à irriguer
- Le débit à fournir pour arroser
- La fréquence des arrosages
- La durée des arrosages.

Ainsi on définit :

a/ L'efficience : C'est le rapport entre la quantité d'eau consommée efficacement par les plantes et la quantité d'eau envoyée en tête du réseau, la différence étant perdue par des causes multiples (infiltration, évaporation, fuites ...)

b/ Capacité de stockage ou de rétention :

C'est la quantité maximale d'eau que le sol puisse retenir (sans considérer celle qui se perd en profondeur).

c/ Ruissellement :

Le phénomène apparaît lorsqu'on applique un débit d'eau dont la densité d'aspersion est supérieure à la vitesse de filtration du sol, l'eau stagne en surface et met du temps pour s'infiltrer dans le sol .

d/ Besoin de pointe :

C'est la quantité d'eau maximum qu'il faut donner à la plante pendant une période déterminée telle que dans les régions chaudes pendant l'été .

III.2.2. METHODE DE CALCUL [13]

- 1- Déterminer le rayon de couverture du système , en divisant la plus petite dimension du champ par deux .
- 2- Déterminer le besoin en eau de la culture et l'efficience de l'irrigation à partir des tableaux (1) et (2) .

| Climat | Frais | Modéré | Chaud | Désertique |
|-----------------|-------|--------|-------|------------|
| Culture | | | | |
| Luserne | 5.08 | 6.35 | 7.62 | 8.89 |
| Coton | 5.08 | 6.35 | 7.62 | 8.89 |
| Paturages | 5.08 | 6.35 | 7.62 | 8.89 |
| Céréales | 3.81 | 5.08 | 5.59 | 7.62 |
| Pommes de terre | 3.56 | 5.08 | 6.35 | 7.62 |
| Bettraves | 5.08 | 6.35 | 7.62 | 8.89 |

Tableau 1 : Besoins de pointe en eau pour différentes cultures p[mm/jour]

| Climat | Efficienc |
|------------|-----------|
| Frais | 80 |
| Modéré | 75 |
| Chaud | 70 |
| Désertique | 65 |

Tableau 2 : Efficienc de l'irrigation en [%]

3- Déterminer le débit requis au pivot en utilisant

l'équation :

$$Q = 0.42 P.A/E_i \quad [13] \quad \text{où : } A : \text{aire irriguée en (ha)}$$

Q : débit au pivot en (m^3/h)

E_i : Efficienc del'irrigation

4- Déterminer le temps minimum requis pour faire, faire une révolution au pivot en utilisant l'équation :

$$H = 2 \pi . RL / 60 . V \quad [13]$$

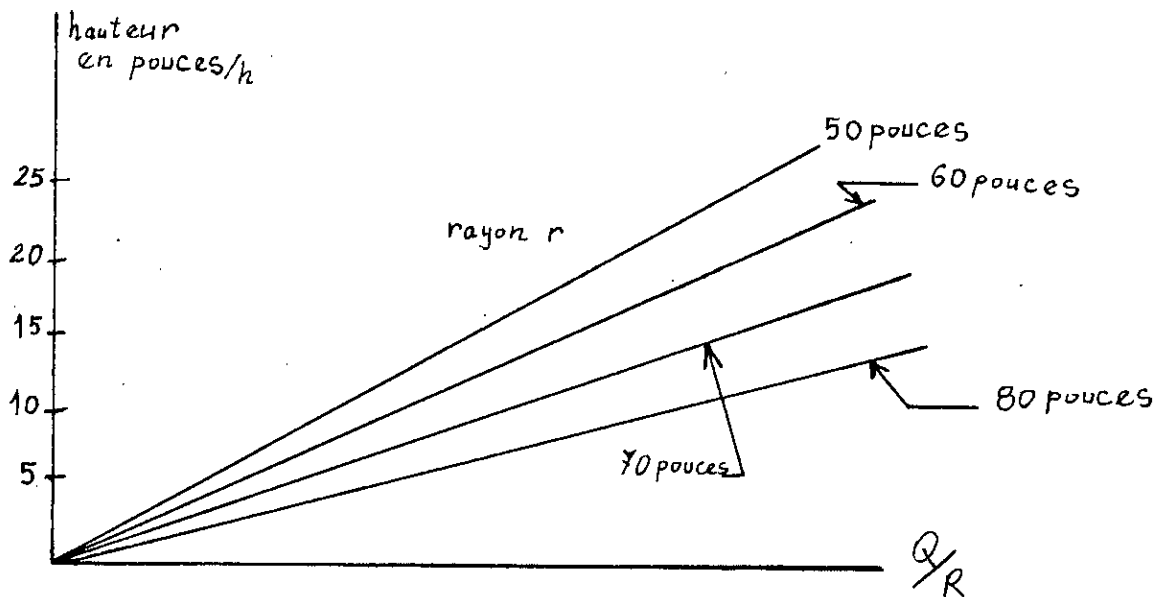
où : RL : distance de la dernière tour au pivot en [m]
 V : vitesse maximum de la dernière tour en [m/mm]
 H : temps en heures pour une révolution .

5- La hauteur nette d'eau appliquée par révolution à la vitesse maximum d'avancement :

$$DN = P.H / 24 \quad [13]$$

6- La vitesse minimum d'avancement du système à laquelle l'application d'eau commence à provoquer du ruissellement est déterminée comme suit :

- A- Calculer le rapport Q/R et lire en ordonnée sur le graphique $h = f(Q/R)$, la hauteur d'eau maximum applicable h par heure à l'intersection de Q/R et r : rayon de couverture de la dernière buse .



Solution graphique établie à partir de l'expérience [13]

A1- Calcul de la pluviométrie maximum :

Cette pluviométrie peut être calculée également , au niveau

de la dernière buse par :

$$h_{\max} = K.Q_s/RL.r \quad [13] \quad \text{où } h_{\max}: \text{pluviométrie maximum en [mm/h]}$$

Q_s : Débit du pivot en [l/s]

RL : longueur de la rampe en [m]

r : rayon de couverture de la dernière buse en [m]

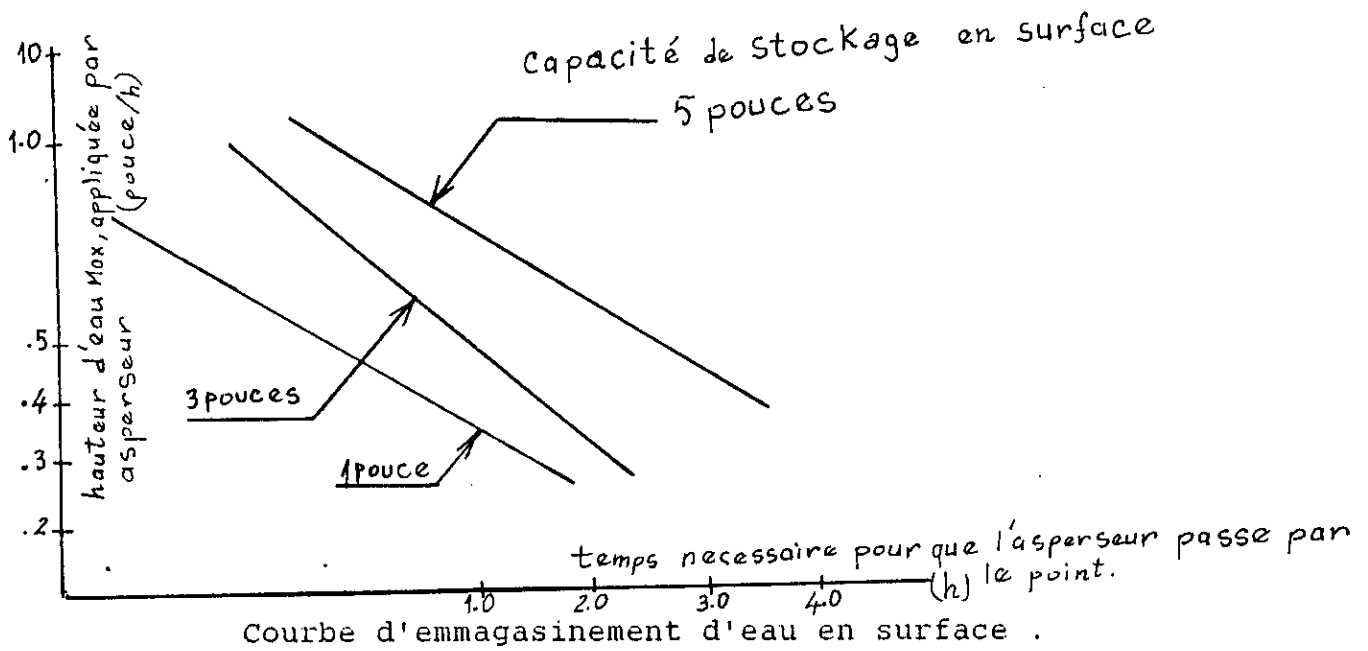
K : constante $K = 4584$ [13]

B- Capacité de stockage d'eau du sol S est déterminée à partir du tableau suivant :

| Sol | Capacité mm/m | de stockages pouces/pieds |
|-------------|------------------|------------------------------|
| Sols légers | | |
| Sableux | 42.33 | 0.50 |
| Sols moyens | 72.00 | 0.85 |
| Sols lourds | 101.67 | 1.20 |

Le temps t en heures requis pour arroser un point du champ avec un asperseur de rampe passant sur ce point , est déterminé à partir des graphiques : (hauteur d'eau maximum appliquée par asperseur en fonction du temps nécessaire pour

que l'asperseur passe en arrosant le point) ,voir abaque ci dessous . [13]



En entrant la valeur de h en ordonnée et en lisant t en abscisse, pour la valeur de S retenue .

C- La vitesse minimum d'avancement de la dernière tour est donnée par l'équation :

$$V = 2r/t \text{ [m/s]} \quad [13] \quad \text{expérience}$$

Le temps requis pour faire, faire une révolution de la rampe à la vitesse minimum est donnée par l'équation :

$$H = 2\pi.RL / 60.V \quad [\text{heures}] \quad [13]$$

7- La hauteur d'eau maximum appliquée à la zone des racines à chaque révolution est à déterminer, car elle correspond à une vitesse minimum admissible au dessous de laquelle il ne faut pas descendre et qui doit être inférieure à la vitesse maximum possible .

Si la hauteur d'eau appliquée par révolution excède la capacité de stockage de la zone des racines, la vitesse du système doit être accrue jusqu'à ce que la capacité de stockage de la zone des racines ne soit pas dépassée . Sinon la longueur de la rampe doit être réduite .

| Récolte | Profondeur des racines |
|-----------------|------------------------|
| Luserne | 0.90 à 1.80 |
| Coton | 1.20 |
| Mais | 0.80 |
| Céréales | 0.16 à 0.80 |
| Betteraves | 0.60 à 0.90 |
| Pommes de terre | 0.60 |

Exemples de récoltes et leurs profondeurs des racines en [m].

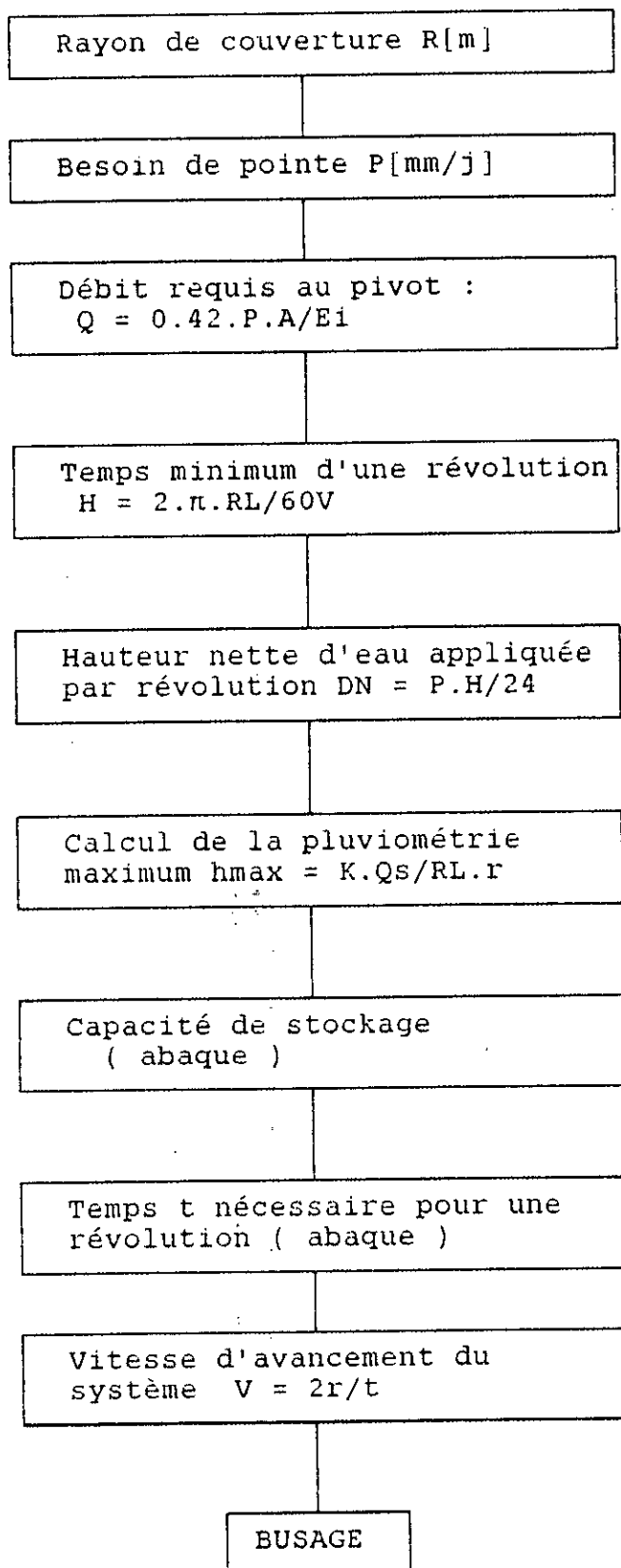
On peut connaître le temps t nécessaire, pour que la buse passe en arrosant le point considéré .

$$t = (h/a)^{1/b} [13] \quad \text{où } h : \text{ hauteur d'eau maximum, appliquée par buse}$$

a et b sont des constantes ($b < 0$) [13]

Exemple pour les Céréales : $s = 0.85$ pouces/pied, $h = 1.1013.t$

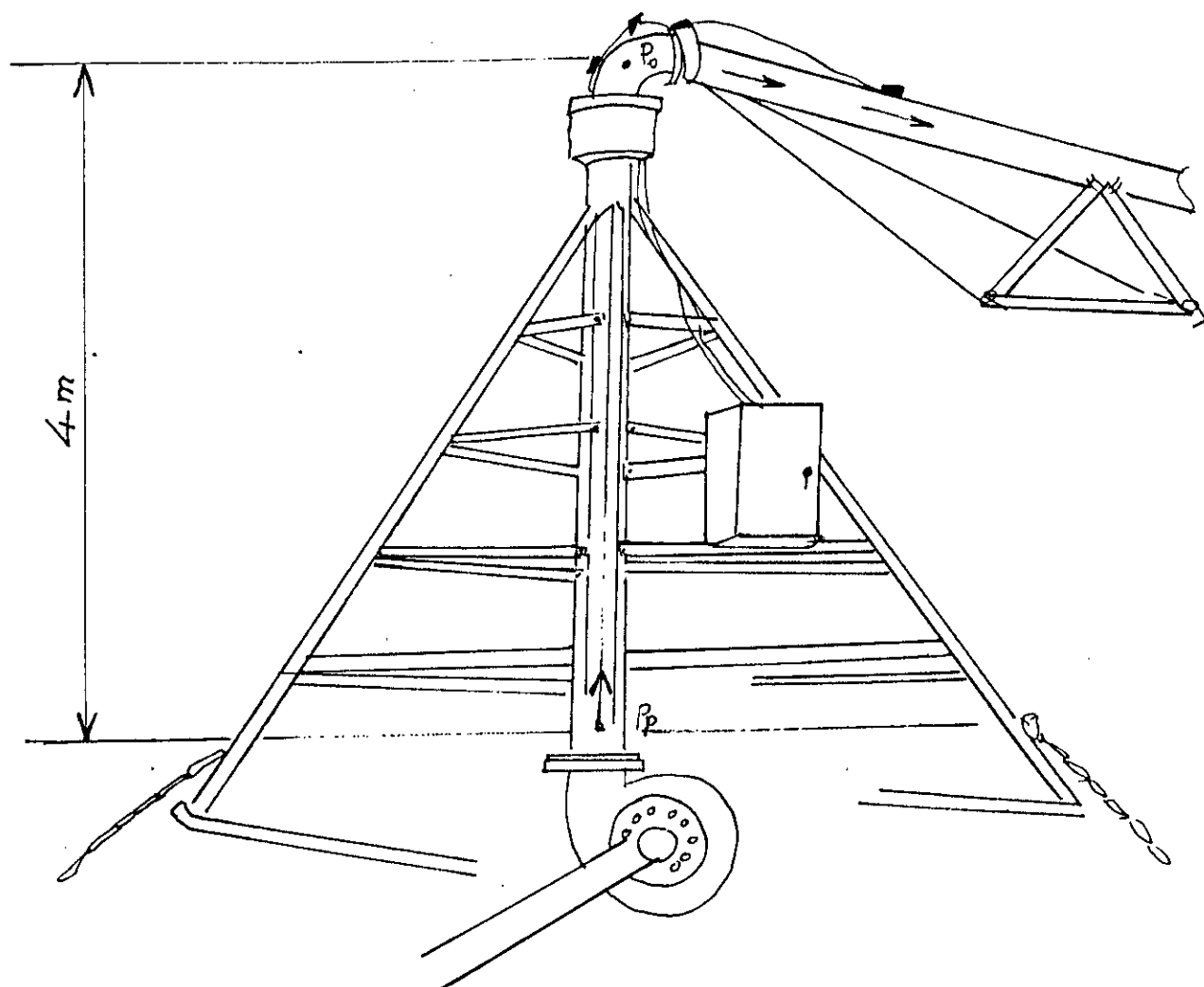
Organigramme récapitulatif des étapes de calcul citées ci dessus :



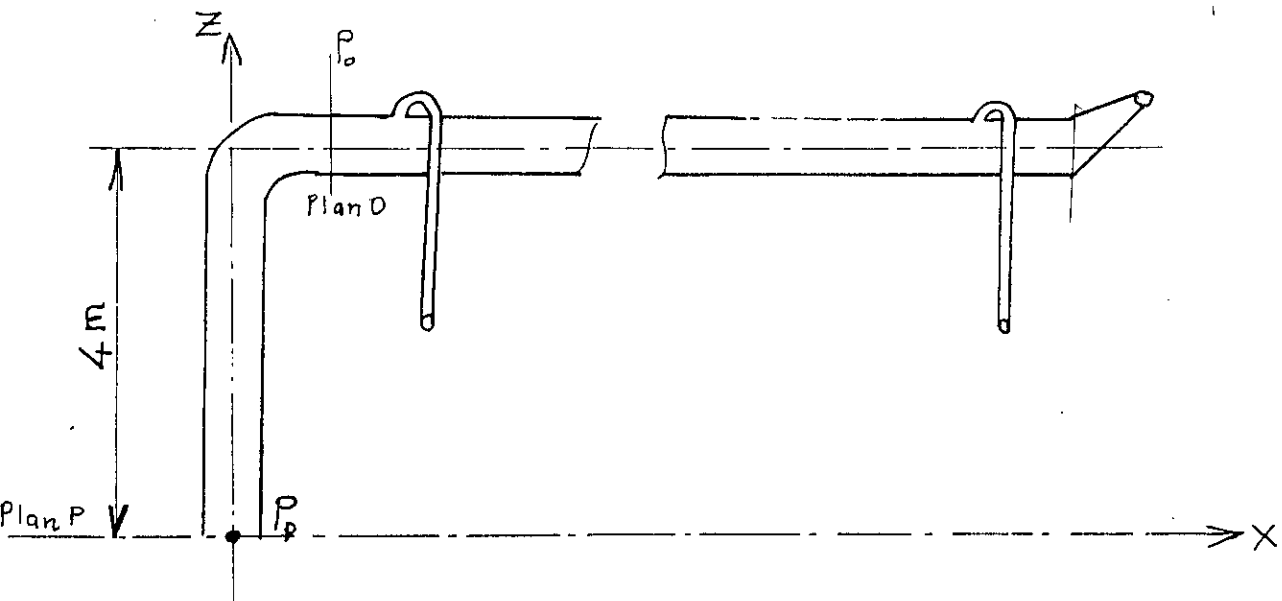
III.3. DIMENSIONNEMENT DES ELEMENTS HYDRAULIQUES

Les dimensions de la conduite ont été choisies et vérifiées du point de vu résistance des matériaux dans le chapitre calcul de structure .

III.3.1. POMPE D'ALIMENTATION



LE réseau se schématise par :



Soit RL : longueur de la rampe 330 m.

D : diamètre de la conduite principale

λ : coefficient de perte par frottement λ

ϵ : coefficient de perte singulière

V : vitesse d'écoulement dans la conduite principale

P_p : pression à la sortie de la pompe

P_o : pression en tête de la rampe

P_r : pression de service du canon

P_s : perte de pression due aux pertes de charge dans la rampe sans les conduites secondaires.

Pour la plus part des rampes pivotantes, on utilise la formule expérimentale :

$$\frac{P_o - P_r}{P_s} \approx 0.56 \quad [13]$$

a/ Calcul de P_s :

P_s représente les pertes de charges linéaires (frottements) et les pertes de charges singulières .

On applique pour cela, la formule de DARCY-WEISSBACH :

$$P_s = \delta g (\lambda .RL.V^2/D.2g + \epsilon.V^2/2g) = \delta V^2 (\lambda .RL/D + \epsilon)/2 \quad [14]$$

et soit $Q =$ débit du pivot en $[m^3/s]$

$Q = V.S$ (S : section de la conduite principale).

$V = 4.Q/\pi D^2$; $D = 194$ mm donc $V = 33.83 Q$

$$\lambda = f(\bar{\Delta}, Re) \quad [14]$$

Re : nombre de reynolds [15] $Re = V.D/\nu$

ν : coefficient de viscosité cinématique, pour l'eau à 20°C,

$$\nu = 10^{-6} m^2/s$$

soit $Re = 6563090 Q$

$\bar{\Delta}$: rugosité relative des parois de la conduite

$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D} = \frac{\text{hauteur moyenne de la rugosité des parois}}{\text{Diamètre de la conduite}}$$

Pour le tuyau en acier galvanisé : $\Delta = 0.10$ à 0.15 mm

soit $\Delta = 0.15$ mm et $\bar{\Delta} = 7.73 \cdot 10^{-4}$

si $Re \leq 2000$; $\lambda = 64/Re$ [15] donc $\lambda = 64/6563090 Q$

si $Re > 2000$; $\lambda = 0.1(1.46 \cdot \bar{\Delta} + 100/Re)^{0.25}$

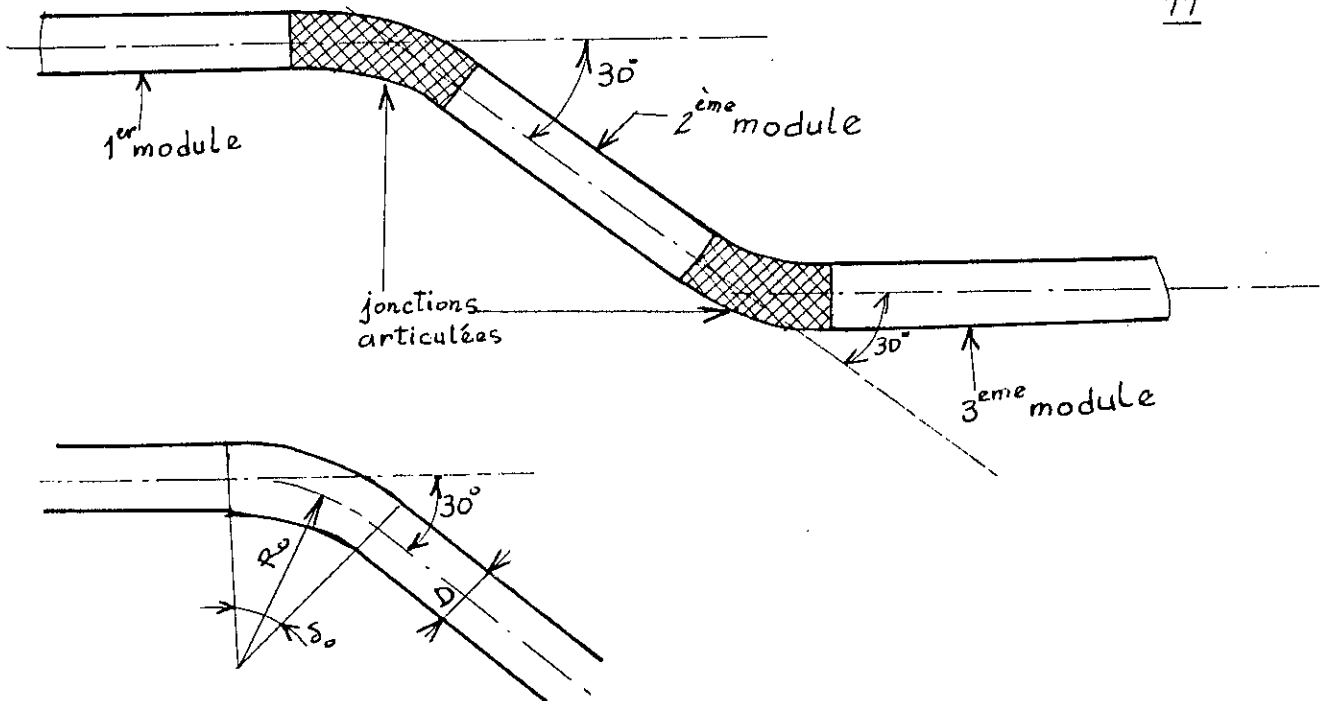
donc $\lambda = 0.1(112,88 \cdot 10^{-5} + 1524 \cdot 10^{-8}/Q)^{0.25}$ [15]

Calcul de ε : Coefficient de pertes singulières :

Nous calculons le coefficient ε au niveau des jonctions articulées, en prenant le cas extrême où tous les modules font simultanément un angle extrême supposé égal à 30°

Dans le cas où la rampe est constituée de $(n+1)$ modules, ε

est donné par : $\varepsilon = n (K_{\Delta} \cdot K_{Re} \cdot \varepsilon_m + \varepsilon_f)$ [14]



K_{Δ} et K_{Re} : coefficients tenant compte de l'influence du nombre de Reynolds .

$$K_{\Delta} = 1 \quad , \quad K_{Re} = 64 \cdot \lambda'$$

ϵ_m : coefficient de perte de charge singulière des coudes concentriques continus (arrondis) , calculé d'après la formule d'ABRAMOVIC

$$\epsilon_m = \Delta H / \delta w_0^2 / 2g = A_1 \cdot B_1 \cdot C_1 \quad [14]$$

ΔH = pertes de charge [kgp/m²]

δ = poids spécifique du fluide en écoulement, [kgp/m³]

w_0 = vitesse moyenne de l'écoulement à l'entrée , [m/s]

et A_1 = coefficient tenant compte de l'effet de l'angle au centre δ° du coude $\delta^\circ = 30^\circ$

B_1 = coefficient tenant compte de l'effet du rayon de courbure relatif du coude
 R_0/D , $R_0 = 500 \text{ mm}$, $R_0/D = 2.57$

C_1 = coefficient tenant compte de l'effet de la largeur relative de la section du coude

$$A_1 = 0.45 \quad ; \quad B_1 = 0.15 \quad ; \quad C_1 = 1 \quad \text{donc } \epsilon_m = 0.0675$$

$$\text{et } \epsilon_f = 0,0175 \cdot \lambda' \cdot R_0/D \cdot \delta^\circ \quad [14] \quad ; \quad \epsilon_f = 1,349 \cdot \lambda'$$

λ' : coefficient de perte de charge par frottement pour des conduites à section circulaire à parois hydrauliquement lisse .

Les jonctions articulées sont en caoutchouc donc les parois sont hydrauliquement lisses , et $\lambda' = 1/(1.8 \log Re - 1.64)^2$ [14]

donc : $\varepsilon = n (6.047 / (1.8 \log(6563090.Q) - 1.64)^2)$

d'où alors :

$$P_s = \frac{10^3 (33.83Q)^2}{2} \left[\frac{\lambda \cdot RL}{0.194} + \frac{6.04698 \cdot n}{(1.8 \log(6563090Q) - 1.64)^2} \right]$$

b/ Calcul de P_p :

$$P_p = 0.56 \cdot P_s + P_r \quad [13]$$

c/ Calcul de P_p : Pression à la sortie de la pompe ou pression de service de la pompe .

En appliquant l'équation de Bernoulli entre le plan P et le plan 0 :

$$P_p + \delta g Z_p + 1/2 \delta V_p^2 = P_o + \delta g Z_o + 1/2 \delta V_o^2 + \varepsilon_{p-o} \quad [15]$$

$$Z_p = 0 \quad , \quad V_p = V_o \quad , \quad Z_o = 4 \text{ m}$$

$$\varepsilon_{p-o} = \delta V^2 / 2 (\lambda Z_o / D + \varepsilon') \quad [14] \quad \text{DARCY-WEISSBACH}$$

$$\varepsilon_{p-o} = 1518556.05 (20.62 \lambda + \varepsilon') Q^2$$

$$\varepsilon' = K_\Delta \cdot K_{Re} \cdot \varepsilon'_m + \varepsilon'_f \quad [13] \quad \text{avec } K_\Delta = 1 \quad ; \quad K_{Re} = 64 \lambda' \quad ; \quad \varepsilon'_m = A_1 \cdot B_1 \cdot C_1$$

$$\text{et } R_o / D = 1.03 \quad (R_o = 200 \text{ mm }) \quad \text{donc } A_1 = 1 \quad ; \quad B_1 = 0.19 \quad ; \quad C_1 = 1$$

$$\varepsilon'_f = 0.0175 \cdot \lambda \cdot R / D \cdot \delta^o = 1.62225 \lambda \quad [14]$$

soit :

$$\varepsilon' = 13.782 \lambda \quad \text{d'où alors } \varepsilon_{p-o} = 39370653.4 Q^2 \cdot \lambda$$

$$\text{donc } P_p = 0.56 \cdot P_s + P_r + 4 \cdot 10^4 + 39370653.4 \cdot Q^2 \cdot \lambda$$

or, si la rampe contient (n+1) modules, la longueur de la rampe est :

$$RL = l(n+1) \quad ; \quad \text{avec } l : \text{ longueur d'un module } ; \quad \text{soit } l = 55 \text{ m} ;$$

$$\text{alors } n = (RL - 55) / 55$$

$$\text{et } P_p = 320,45 \cdot 10^3 Q^2 \left[5,15 \cdot \lambda \cdot RL + \frac{6,04698(RL-55)}{55(1,8 \log(6563090Q) - 1,64)^2} \right]$$

$$+ P_R + 4 \cdot 10^4 + 39370653,4 Q^2 \cdot \lambda$$

avec : si $6563090 \cdot Q \leq 2000$; $\lambda = 64/6563090 \cdot Q$

et si $6563090 \cdot Q > 2000$; $\lambda = 0,1(141,62 \cdot 10^{-5} + 15224 \cdot 10^{-8}/Q)^{0,25}$

Connaissant les grandeurs P_R [Pa] , RL [m] et Q [m³/s], nous déterminerons la valeur de P_p , d'après la formule ci dessus .

III.3.2. DETERMINATION DE LA REPARTITION DES BUSES SUR LA RAMPE

- On fait l'étude théorique de la variation de la pression le long de la conduite principale , ce qui revient à étudier les pertes de charges dans la conduite .

- On dispose des buses et de leurs caractéristiques "débit-pression"

- Connaissant le débit des buses et des tronçons de conduites (compris entre buses) , la perte de charge linéaire de la rampe et la pression au pivot , on calcule exactement les pressions et les débits aux droits des buses . (qui peuvent alors différer des caractéristiques (débit-pression)).

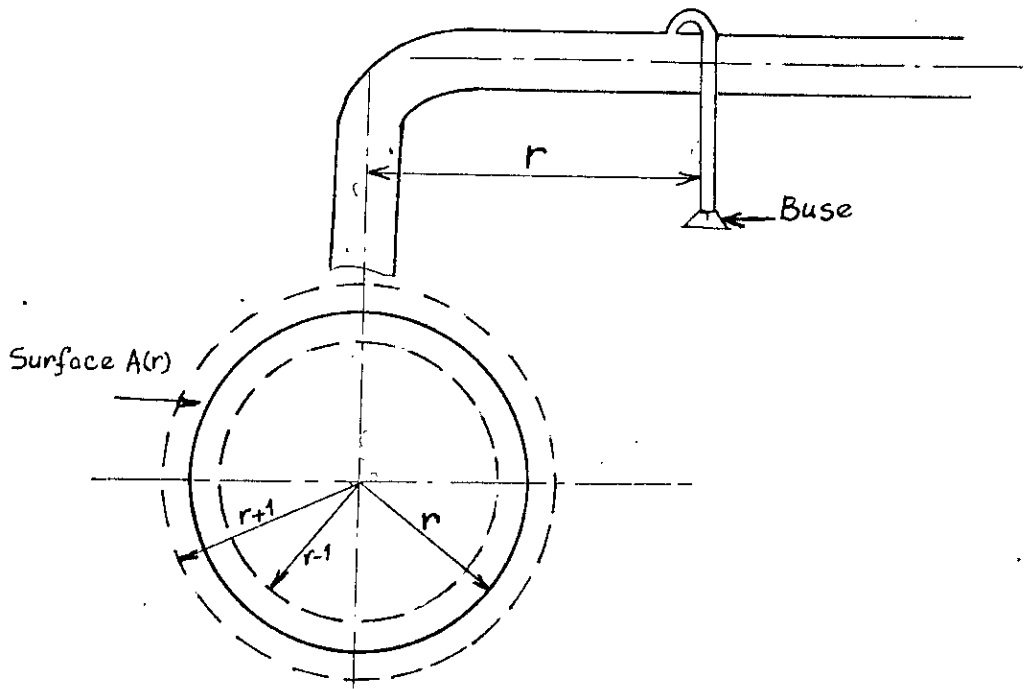
- Si on n'obtient pas des couples "débits-pressions" proches des caractéristiques des buses, on refait les calculs, en changeant les données de base telles que, la pression au pivot, le débit total, la vitesse de rotation de la dernière tour, d'où un calcul par itérations .

- Les conduites constituant la conduite principale sont identiques et liées par bridage .

III.3.2.1 CALCUL DES DEBITS

. Débit au pivot : $Q = 0.42 P.A/Ei$ [13]

. Débit au niveau de chaque buse : Ce débit sera déterminé en fonction de sa distance r du pivot . Les buses sont espacées de deux mètres l'une de l'autre, donc pour l'apport en eau sur le terrain, chaque buse devra assurer la couverture d'une couronne de deux mètres de large .



Pour la surface $A(r)$, on applique l'expression du débit :

$$Q(r) = 0.42 P.A(r)/E \quad [13]$$

or

$$A(r) = [\pi(r+1)^2 - \pi(r-1)^2] \cdot 10^{-4} = 4 \cdot \pi \cdot r \cdot 10^{-4} \quad (ha)$$

d'où

$$Q(r) = 5.28 P \cdot r \cdot 10^{-4} / E \quad [m^3/h] \quad \text{et } r \text{ en } [m]$$

Ce débit est celui d'une buse, se trouvant à la distance r du pivot , c'est aussi le débit à travers la conduite secondaire portant la buse .

Comme on est amené à faire un calcul de perte de charge , on calculera alors la vitesse et le nombre de Reynolds .

III.3.2.2. VITESSE $V(r)$ A L'INTERIEUR D'UNE CONDUITE SECONDAIRE SE TROUVANT A LA DISTANCE r DU PIVOT

$$\text{Puisque } Q(r) = S.V(r)$$

S : section intérieure de la conduite secondaire.

$$S : \pi d^2/4 ; d = 20 \text{ mm}$$

$$V(r) = 4,669 \cdot 10^{-4} \cdot P \cdot r/E$$

$V(r)$: vitesse dans la conduite secondaire se trouvant à la distance r du pivot , $V(r)$ en [m/s] .

Nombre de Reynolds à l'intérieur d'une conduite secondaire :

$$Re(r) = 9.338 P \cdot r/E$$

III.3.2.3. CALCUL DES PRESSIONS

a/ Pression le long de la conduite principale :

Pour déterminer la pression au niveau de chaque buse , il faudrait connaître la pression en chaque point de la conduite principale .

$$\text{On a : } \frac{P(r) - P_R}{P_0 - P_R} = 1 - \frac{15}{8} \left(x - \frac{2x^3}{3} + \frac{x^5}{5} \right) \quad [13]$$

$P(r)$: pression en un point situé à la distance r du pivot .

P_R : pression de service du canon

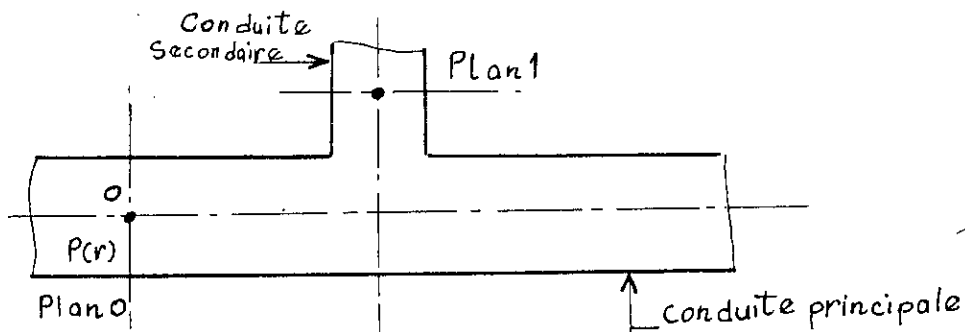
P_0 : pression en tête du pivot .

$$x = \frac{r}{R} = \frac{\text{distance du pivot au point considéré}}{\text{rayon de la surface à irriguer}}$$

R : longueur de la rampe (RL) + rayon d'action du canon .

$$\text{Donc : } P(r) = (P_0 - P_R) \left[1 - 1.875 \left(\frac{r}{R} - \frac{2}{3} \frac{r^3}{R^3} + \frac{r^5}{5R^5} \right) \right] + P_R$$

b/ Pression à l'entrée de la conduite secondaire :



Appliquons l'équation de Bernoulli entre la section 0 et 1

$$P_0 + \delta V_0^2/2 = P_1 + \delta V_1^2/2 + \epsilon_{0,1} \delta V_0^2/2 \quad [15]$$

Or :

$$P_0 = P(r) \text{ et } V_1 = V(r) \text{ donc : } P_1 = P(r) + (1 - \epsilon_{0,1}) \delta V_0^2/2 - \delta V^2(r)/2$$

$$\epsilon_{0,1} = 1 + \left[\frac{Q(r) \cdot s}{Q_0 \cdot S} \right]^2 \quad [14]$$

$Q(r)$: débit à travers la conduite secondaire, située à la distance r du pivot

Q_0 : débit à travers la conduite principale, débit à la distance r du pivot

S : section de la conduite principale de diamètre $D=194$ mm

s : section de la conduite secondaire de diamètre $d=20$ mm

$$\epsilon_{0,1} = 1 + 8852.93 \left(\frac{Q(r)}{Q_0} \right)^2$$

$$\text{Or } Q(r) = 5.28 \cdot r \cdot P \cdot 10^{-4}/E \quad [14]$$

$$Q_0 = Q - \sum_{r=2}^{r-2.2} Q(r) \quad \text{où } Q : \text{débit total du pivot}$$

$$Q_0 = 0.42 \cdot P \cdot A/E - 5.28 \cdot 2 \cdot P \cdot 10^{-4}/E [1 + 2 + 3 + \dots + (r-2)/2]$$

$$Q_0 = 0.42 \cdot P \cdot A/E - 1.32 \cdot P \cdot 10^{-4} \cdot (r-2) \cdot r/E$$

d'où

$$\epsilon_{0,1} = 1 + 8852.93 \left[\frac{5.28 \cdot r \cdot 10^{-4}}{(0.42 \cdot A - 1.32 \cdot 10^{-4} \cdot r \cdot (r-2))} \right]^2$$

III.3.2.4. CALCUL DES VITESSES

a/ Calcul de V_0 : vitesse à travers la conduite principale,
Vitesse à la distance r du pivot :

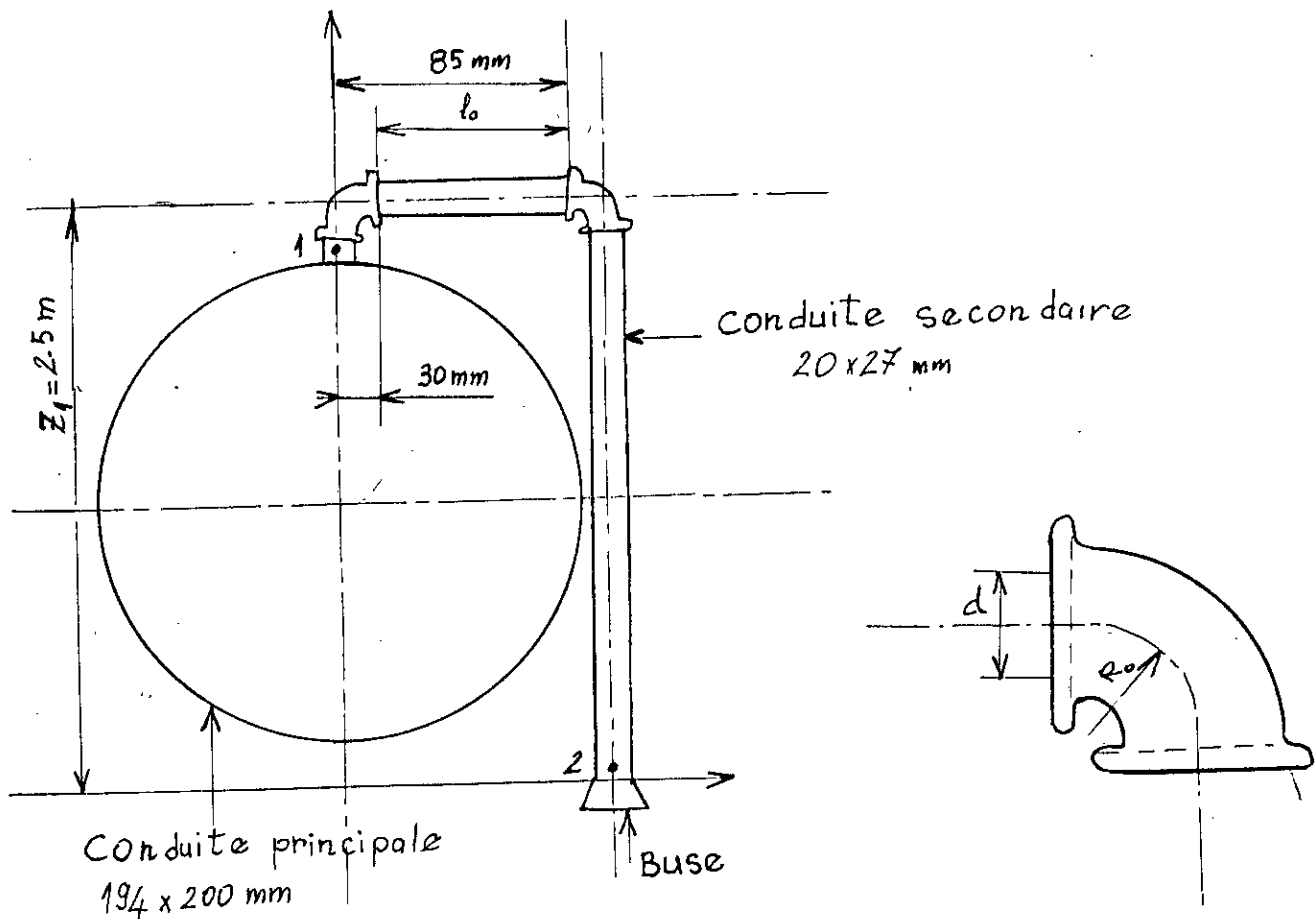
$$V_0 = 4.Q_0 / \pi.D^2.3600 = 0.0153 [0.42 A - 1.32.10^{-4}.r.(r-2)].P/E$$

b/ Calcul de $V(r)$: vitesse à travers la conduite secondaire,
à la distance r du pivot :

$$V(r) = 4Q(r) / \pi.d^2.3600 = 4 \times 5.28 \cdot 10^{-4} / \pi(20 \cdot 10^{-3})^2.3600P.r/E$$

$$= 46.69 \cdot 10^{-5} .P.r/E$$

III.3.3. PARAMETRES DE BUSES



a/ Pression au niveau de chaque buse :

Appliquons l'équation de Bernoulli entre les sections 1 et 2

$$P_1 + \delta g z_1 + \delta V_1^2(r)/2 = P_2 + \delta g z_2 + \delta V_2^2(r)/2 + \varepsilon_{1-2}$$

avec $z_2 = 0$; $V_1(r) = V_2(r)$; $P_1 = P_2(r)$: pression au niveau de la buse .

$$P_1 : \text{déjà calculée} ; P_2(r) = P_1 + \delta g z_1 - \varepsilon_{1-2}$$

et $\varepsilon_{1-2} = \delta g (\Delta H_f + \Delta H_s)$ [14] (superposition des pertes par frottements et pertes singulières)

$$\Delta H_f = \lambda_1 \cdot L \cdot V^2(r) / d \cdot 2g \quad \text{et} \quad \Delta H_s = \varepsilon \cdot V^2(r) / 2g \quad [14]$$

$$\varepsilon_{1-2} = \delta V^2(r) / 2 [\lambda_1 \cdot L / d + \varepsilon]$$

or

$$V(r) = 46,69 \cdot 10^{-5} \cdot P \cdot r / E ; \quad z_1 = L = 2.5 \text{ m} ; \quad d = 20 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

et

$$\delta = 10^3 \text{ kg/m}^3$$

$$\varepsilon_{1-2} = 10,9 \cdot 10^{-5} \cdot (P \cdot r / E)^2 \cdot (125 \cdot \lambda_1 + \varepsilon)$$

et

$$\varepsilon = A \varepsilon' = A (K_\Delta \cdot K_{Re} \cdot \varepsilon_m + \varepsilon_f) \quad [14]$$

Pour le coude normalisé $R_o/d = 1$, $\delta^\circ = 90^\circ$; l_o est majorée

à $l_o = 85 \text{ mm}$; $l_o/d = 4.25 > 1 \rightarrow A = 2$

$$\varepsilon_f = (l_o/d + 0.035 R_o/d \delta^{\circ 1}) \cdot \lambda_1 \quad [14] ; \text{ soit } \varepsilon_f = 7,4 \cdot \lambda_1$$

$$\varepsilon_m = A_1 \cdot B_1 \cdot C_1 ; \quad A_1 = 1 ; \quad B_1 = 0.21 ; \quad C_1 = 1 ; \quad \varepsilon_m = 0.21$$

$$K_{Re} = 64 \cdot \lambda_1 \quad [14]$$

$$\bar{\Delta} = \Delta / d : \text{rugosité relative} ; \quad \Delta = 0.15 \text{ mm} \rightarrow \bar{\Delta} = 0.0075 ;$$

$$K_\Delta = 2$$

$$\text{donc } \varepsilon = 68,56 \cdot \lambda_1$$

$$\text{et } \varepsilon_{1-2} = 0,021098 \cdot (P \cdot r / E)^2 \cdot \lambda_1$$

. Pour le calcul de λ_1 :

$$\lambda_1 = f(\bar{A}, Re) \quad [14]$$

or $Re = 9,338 P.r/E$ (nombre de reynolds à l'intérieur d'une conduite secondaire)

$$\text{Si } Re \leq 2000 ; \quad \lambda_1 = 64/Re \quad [14]$$

$$\text{Si } Re > 2000 ; \quad \lambda_1 = 0.1(1,64 \cdot \bar{A} + 100/Re)^{0,25} \quad [14]$$

$$\text{soit } \lambda_1 = 0.1(0.011 + 100/Re)^{0,25}$$

$$\text{donc } P_2(r) = P_1 + 24500 - 0,021098(P.r/E)^2 \cdot \lambda_1$$

λ_1 : coefficient de perte de charge

P_1 : pression exprimée en [Pa]

$$P_1 = P(r) + (1 - \epsilon_{0,1}) \delta V_0^2 / 2 - \delta V^2(r) / 2$$

$$\epsilon_{0,1} = 1 + 3336.22(5.28 r / 4200.A.1.32.r.(r-2))^2$$

A : surface à irriguer en [ha]

$$V_0 = 0,0153 [0,42.A - 1,32 \cdot 10^{-4} \cdot r.(r-2)] P/E$$

$$V(r) = 46,69 \cdot 10^{-5} \cdot P.r/E$$

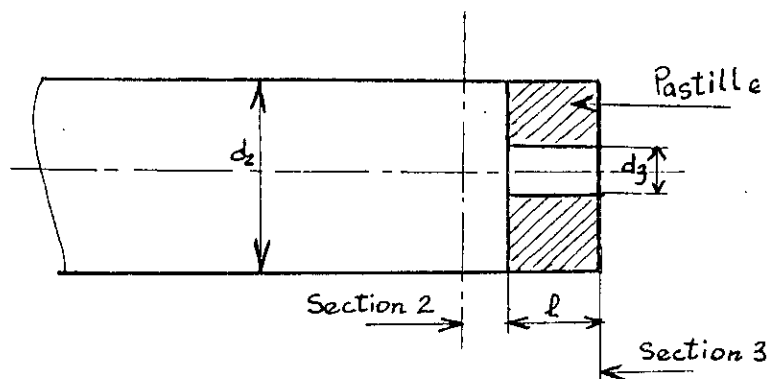
$$P_0 = 850,39 \cdot 10^3 \cdot Q^2 \left[6,579 \cdot \lambda \cdot RL + \frac{6.05(RL-55)}{55(1.8 \log(6563090Q) - 1.64)^2} \right] + P_R$$

avec $\lambda = 64/6563090 Q$ si $6563090 Q \leq 2000$

$$\lambda = 0.1 (112,88 \cdot 10^{-5} + 1524 \cdot 10^{-8} / Q)^{0,25}$$

Q : débit principal du pivot en [m³/s]

b/ Calcul du diamètre de la pastille de la buse :



Appliquons l'équation de Bernoulli entre les sections 2 et 3:

section 2 : section de la conduite secondaire de diamètre
d = 20 mm

section 3 : section de la pastille dont il faut déterminer le
diamètre d_3 .

$$P_2 / \delta g + V_2^2 / 2g = P_3 / \delta g + V_3^2 / 2g + \varepsilon_{2,3} V_3^2 / 2g$$

$$\text{or } V_2 S_2 = V_3 S_3 \longrightarrow V_3 = V_2 (S_2 / S_3) ; P_3 = P_{\text{atm}}$$

$$\text{et } V_2 = V_2(r) ; P_2 = P_{\text{atm}} + P_2(r)$$

$$\text{D'où } P_2(r) / \delta V_2(r)^2 + 1/2 = 1 \cdot (S_2 / S_3)^2 (1 + \varepsilon_{2,3}) / 2$$

D'après les résultats des constructeurs de buses, le nombre

$$\text{de Reynolds dans la pastille : } Re = 4 \cdot Q \cdot 10^9 / \pi d_3 \quad [14]$$

où d_3 : diamètre de la pastille [mm]

Q : débit à travers la conduite secondaire en [m³/h]

$$\text{On trouve } Re = 5 \cdot 10^4 ; Re > 10^4$$

$$\varepsilon_{2,3} = [1 + 0.5(1 - S_3/S_2) + \zeta \sqrt{1 - S_3/S_2} + \lambda_2/d_3] \cdot (S_2/S_3)^2 \quad [14]$$

formule de WEISBACH pour le coefficient de perte de charge à
travers un diaphragme (pastille)

ζ : coefficient tenant compte de l'effet de l'épaisseur des
parois de la pastille, de la forme du bord de
l'ouverture et des conditions d'écoulement par
l'ouverture ; $\zeta = \zeta(l/d_3)$; l est la longueur de la
pastille (l = 15 mm) .

λ : coefficient de perte de charge de l'unité de longueur
relative (épaisseur de la grille) , déterminé en
fonction de Re et de $\bar{\Delta} = \Delta/d_3$

$$\text{soit } \zeta = 0.1 \quad \text{et } \lambda_2 = 0.1 (1.46 \cdot \bar{\Delta} + 100/Re) \quad [14]$$

$$\lambda_2 = 0,000283 \quad \text{et puisque } S_3/S_2 = (d_3/d_2)^2 = d_3^2/20^2$$

alors :

$$\varepsilon_{2,3} = [1.5 - d_3^2/800 + 0.1 \sqrt{1 - d_3^2/400} + 0.004245/d_3] 16 \cdot 10^4 / d_3^4$$

$$P_2(r) / \delta V_2^2(r) + 1/2 = 16 \cdot 10^4 / 2 d_3^4 [1 + (1.5 - d_3^2/800 + 0.1 \sqrt{1 - d_3^2/400} + 0.004245/d_3) 16 \cdot 10^4 / d_3^4]$$

$P_2(r)$ et $V_2(r)$ sont connus donc , pour la détermination de d_3 , on procède par itération à l'aide d'un programme réalisé sur ordinateur , ainsi :

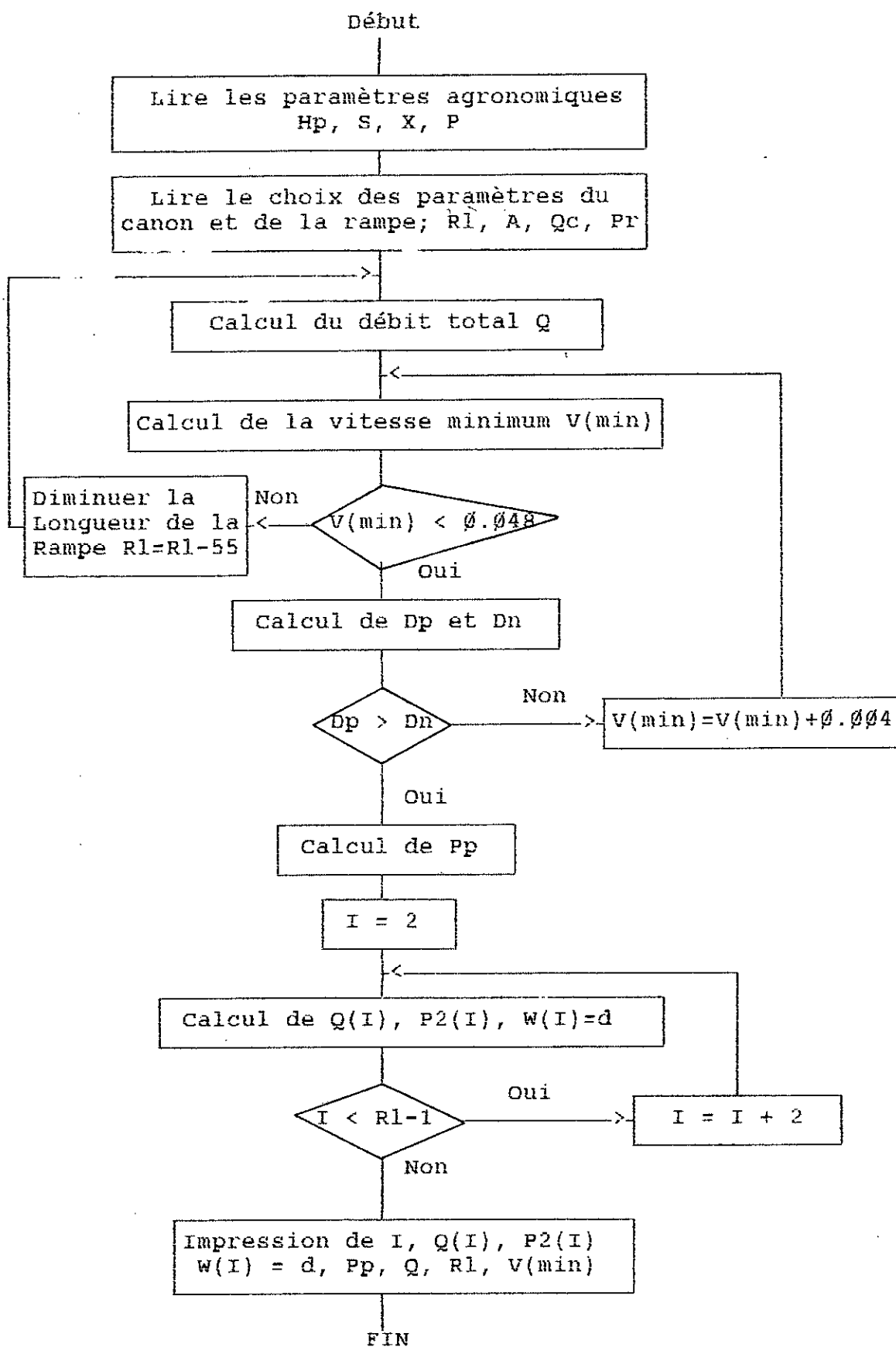
$f(r) = P_2(r)/\delta V_2^2(r)$: (fonction de r : distance au pivot)

$f(r) = g(d_3)$: le diamètre de la pastille est trouvé en fonction de la distance r de la buse considérée au pivot fixe .

III.4. PRESENTATION DE L'ORGANIGRAMME ÇONCU POUR FAIRE L'ETUDE HYDRAULIQUE

L'exemple numérique choisi , dont on présentera les résultats concerne :

- Culture : céréales
- Région : Sud Algérien
- Superficie : 35 ha
- Longueur de la rampe : 6 modules de 55 m soit 330 m



DONNEES

BESOINS DE POINTE P (mm/jour) = 5.590000
 EFFICIENCE E (%) = 7.000000E-01
 PROFONDEUR DES RACINES HP (m) = 1.600000E-01
 CAPACITE DE STOCKAGE S (mm/m) = 42.330000
 COEFFICIENTS YP = -1.715300
 COEFFICIENTS YR = 1.000000

PARAMETRES DU CANON D'ARROSAGE

PRESSION DE SERVICE PR (Pascal) = 354550.000000
 PORTEE DU JET A (m) = 28.100000
 DEBIT DE PASSAGE QC (m**3/h) = 17.400000
 LONGUEUR DE LA RAMPE RL (m) = 330.000000

RESULTATS

| I(m) | P(2) (PAS) | Q(m**3/h) | d(mm) |
|------|------------|-----------|--------|
| 2 | 395495.70 | .00843 | 2.9500 |
| 4 | 395326.70 | .01687 | 3.5100 |
| 6 | 395157.50 | .02530 | 3.8800 |
| 8 | 394988.20 | .03373 | 4.1700 |
| 10 | 394818.70 | .04216 | 4.4100 |
| 12 | 394649.20 | .05060 | 4.6200 |
| 14 | 394479.50 | .05903 | 4.8000 |
| 16 | 394309.80 | .06746 | 4.9500 |
| 18 | 394140.10 | .07590 | 5.1100 |
| 20 | 393970.30 | .08433 | 5.2400 |
| 22 | 393800.60 | .09276 | 5.3700 |

| | | | |
|----|-----------|--------|--------|
| 24 | 393630.90 | .10119 | 5.4900 |
| 26 | 393461.30 | .10963 | 5.6000 |
| 28 | 393291.60 | .11806 | 5.7000 |
| 30 | 393291.10 | .12649 | 5.8000 |
| 32 | 392952.70 | .13493 | 5.8900 |
| 34 | 392783.40 | .14336 | 5.9800 |
| 36 | 392614.30 | .15179 | 6.0700 |
| 38 | 392445.30 | .16023 | 6.1500 |
| 40 | 392276.60 | .16866 | 6.2300 |
| 42 | 392108.00 | .17709 | 6.3101 |
| 44 | 391939.70 | .18552 | 6.3801 |
| 46 | 391771.70 | .19396 | 6.4501 |
| 48 | 391603.90 | .20239 | 6.5201 |
| 50 | 391436.40 | .21082 | 6.5901 |
| 52 | 391269.30 | .21926 | 6.6501 |
| 54 | 391102.40 | .22769 | 6.7201 |
| 56 | 390935.90 | .23612 | 6.7801 |
| 58 | 390769.90 | .24455 | 6.8401 |
| 60 | 390604.20 | .25299 | 6.9001 |
| 62 | 390438.90 | .26142 | 6.9501 |
| 64 | 390274.10 | .26985 | 7.0101 |
| 66 | 390109.80 | .27829 | 7.0601 |
| 68 | 389945.90 | .28672 | 7.1101 |
| 70 | 389782.50 | .29515 | 7.1701 |
| 72 | 389619.70 | .30358 | 7.2201 |
| 74 | 389457.40 | .31202 | 7.2701 |

| | | | |
|-----|-----------|--------|--------|
| 76 | 389295.70 | .32045 | 7.3101 |
| 78 | 389134.60 | .32888 | 7.3601 |
| 80 | 388974.00 | .33732 | 7.4101 |
| 82 | 388814.20 | .34575 | 7.4601 |
| 84 | 388654.90 | .35418 | 7.5001 |
| 86 | 388496.30 | .36262 | 7.5401 |
| 88 | 388338.50 | .37105 | 7.5901 |
| 90 | 388181.30 | .37948 | 7.6301 |
| 92 | 388024.90 | .38791 | 7.6701 |
| 94 | 387869.20 | .39635 | 7.7101 |
| 96 | 387714.30 | .40478 | 7.7601 |
| 98 | 387560.20 | .41321 | 7.8001 |
| 100 | 387407.00 | .42165 | 7.8401 |
| 102 | 387254.50 | .43008 | 7.8701 |
| 104 | 387102.90 | .43851 | 7.9101 |
| 106 | 386952.30 | .44694 | 7.9501 |
| 108 | 386802.50 | .45538 | 7.9901 |
| 110 | 386653.60 | .46381 | 8.0201 |
| 112 | 386505.70 | .47224 | 8.0601 |
| 114 | 386358.70 | .48068 | 8.1001 |
| 116 | 386212.80 | .48911 | 8.1301 |
| 118 | 386067.80 | .49754 | 8.1701 |
| 120 | 385923.80 | .50597 | 8.2001 |
| 122 | 385780.90 | .51441 | 8.2401 |
| 124 | 385639.10 | .52284 | 8.2701 |
| 126 | 385498.30 | .53127 | 8.3001 |

| | | | |
|-----|-----------|--------|--------|
| 128 | 385358.70 | .53971 | 8.3401 |
| 130 | 385220.20 | .54814 | 8.3701 |
| 132 | 385082.90 | .55657 | 8.4001 |
| 134 | 384946.70 | .56501 | 8.4301 |
| 136 | 384811.70 | .57344 | 8.4601 |
| 138 | 384677.90 | .58187 | 8.4901 |
| 140 | 384545.40 | .59030 | 8.5301 |
| 142 | 384414.10 | .59874 | 8.5601 |
| 144 | 384284.10 | .60717 | 8.5901 |
| 146 | 384155.40 | .61560 | 8.6201 |
| 148 | 384028.00 | .62404 | 8.6501 |
| 150 | 383902.00 | .63247 | 8.6701 |
| 152 | 383777.30 | .64090 | 8.7001 |
| 154 | 383654.00 | .64933 | 8.7301 |
| 156 | 383532.10 | .65777 | 8.7601 |
| 158 | 383411.60 | .66620 | 8.7901 |
| 160 | 383292.60 | .67463 | 8.8201 |
| 162 | 383175.00 | .68307 | 8.8401 |
| 164 | 383058.90 | .69150 | 8.8701 |
| 166 | 382944.30 | .69993 | 8.9001 |
| 168 | 382831.30 | .70836 | 8.9301 |
| 170 | 382719.80 | .71680 | 8.9501 |
| 172 | 382609.80 | .72523 | 8.9801 |
| 174 | 382501.40 | .73366 | 9.0001 |
| 176 | 382394.70 | .74210 | 9.0301 |
| 178 | 382289.60 | .75053 | 9.0601 |

| | | | |
|-----|------------|--------|--------|
| 180 | 382186.10 | .75896 | 9.0801 |
| 182 | 382084.40 | .76740 | 9.1101 |
| 184 | 381984.30 | .77583 | 9.1301 |
| 186 | 381885.80 | .78426 | 9.1601 |
| 188 | 3817889.20 | .79269 | 9.1801 |
| 190 | 381694.30 | .80113 | 9.2101 |
| 192 | 381601.20 | .80956 | 9.2301 |
| 194 | 381509.90 | .81799 | 9.2501 |
| 196 | 381420.40 | .82643 | 9.2801 |
| 198 | 381332.80 | .83486 | 9.3001 |
| 200 | 381247.00 | .84329 | 9.3301 |
| 202 | 381163.00 | .85172 | 9.3501 |
| 204 | 381081.00 | .86016 | 9.3701 |
| 206 | 381000.90 | .86859 | 9.3901 |
| 208 | 380922.80 | .87702 | 9.4201 |
| 210 | 380846.60 | .88546 | 9.4401 |
| 212 | 380772.30 | .89389 | 9.4601 |
| 214 | 380700.20 | .90232 | 9.4801 |
| 216 | 380630.00 | .91075 | 9.5101 |
| 218 | 380561.80 | .91919 | 9.5301 |
| 220 | 380495.80 | .92762 | 9.5501 |
| 222 | 380431.80 | .93605 | 9.5701 |
| 224 | 380369.90 | .94449 | 9.5901 |
| 226 | 380310.20 | .95292 | 9.6201 |
| 228 | 380252.60 | .96135 | 9.6401 |
| 230 | 380197.20 | .96979 | 9.6601 |

| | | | |
|-----|-----------|---------|---------|
| 232 | 380144.00 | .97822 | 9.6801 |
| 234 | 380093.00 | .98665 | 9.7001 |
| 236 | 380044.30 | .99508 | 9.7201 |
| 238 | 379997.70 | 1.00352 | 9.7401 |
| 240 | 379953.50 | 1.01195 | 9.7601 |
| 242 | 379911.50 | 1.02038 | 9.7801 |
| 244 | 379871.90 | 1.02882 | 9.8001 |
| 246 | 379834.70 | 1.03725 | 9.8201 |
| 248 | 379799.70 | 1.03725 | 9.8401 |
| 250 | 379767.20 | 1.05411 | 9.8601 |
| 252 | 379737.00 | 1.06255 | 9.8801 |
| 254 | 379709.30 | 1.07098 | 9.9001 |
| 256 | 379684.00 | 1.07941 | 9.9201 |
| 258 | 379661.20 | 1.08785 | 9.9401 |
| 260 | 379640.80 | 1.09628 | 9.9601 |
| 262 | 379623.00 | 1.10471 | 9.9801 |
| 264 | 379607.70 | 1.11314 | 10.0001 |
| 266 | 379594.90 | 1.12158 | 10.0201 |
| 268 | 379584.80 | 1.13001 | 10.0301 |
| 270 | 379577.10 | 1.13844 | 10.0501 |
| 272 | 379577.10 | 1.14688 | 10.0501 |
| 274 | 379569.80 | 1.15531 | 10.0901 |
| 276 | 379570.00 | 1.16374 | 10.1101 |
| 278 | 379573.00 | 1.17218 | 10.1301 |
| 280 | 379578.70 | 1.18061 | 10.1401 |
| 282 | 379587.00 | 1.18904 | 10.1601 |

| | | | |
|-----|-----------|---------|---------|
| 284 | 379598.10 | 1.19747 | 10.1801 |
| 286 | 379611.90 | 1.20591 | 10.2001 |
| 288 | 379628.60 | 1.21434 | 10.2201 |
| 290 | 379648.00 | 1.22277 | 10.2301 |
| 292 | 379670.20 | 1.23121 | 10.2501 |
| 294 | 379695.30 | 1.23964 | 10.2701 |
| 296 | 379723.20 | 1.24807 | 10.2801 |
| 298 | 379754.00 | 1.25650 | 10.3001 |
| 300 | 379787.70 | 1.26494 | 10.3201 |
| 302 | 379824.30 | 1.27337 | 10.3401 |
| 304 | 379863.90 | 1.28180 | 10.3501 |
| 306 | 379906.40 | 1.29024 | 10.3701 |
| 308 | 379951.90 | 1.29867 | 10.3901 |
| 310 | 380000.40 | 1.30710 | 10.4001 |
| 312 | 380052.00 | 1.31553 | 10.4201 |
| 314 | 380106.60 | 1.32397 | 10.4401 |
| 316 | 380164.20 | 1.33240 | 10.4501 |
| 318 | 380224.90 | 1.34083 | 10.4701 |
| 320 | 380288.80 | 1.34927 | 10.4701 |
| 322 | 380355.80 | 1.35770 | 10.5001 |
| 324 | 380355.80 | 1.35770 | 10.5001 |
| 326 | 380499.10 | 1.37457 | 10.5201 |
| 328 | 380575.60 | 1.38300 | 10.5501 |

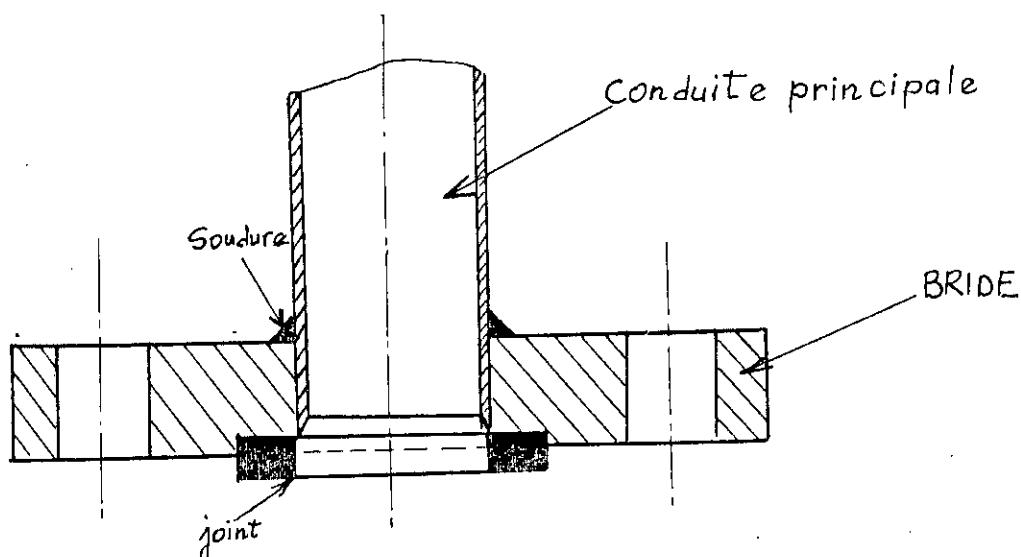
CARACTERISTIQUES DE LA POMPE D'ALIMENTATION

- VALEUR DE LA PRESSION PP EN (PA) => 411814.5ø
- VALEUR DU DEBIT TOTAL QT EN (m**3/h) => 135.121
- VITESSE D'AVANCEMENT DE LA TOUR EN (m/s) => .ø2749
- LONGUEUR DE LA RAMPE EN (metre) => 33ø.ø

III.5. ETUDE DES ARTICULATIONS ET DE L'ETANCHEITE

a/ Entre deux tubes consécutifs dans le même module :

Les tubes d'un même module sont assemblés par bridage, avec un joint d'étanchéité dans la bride .

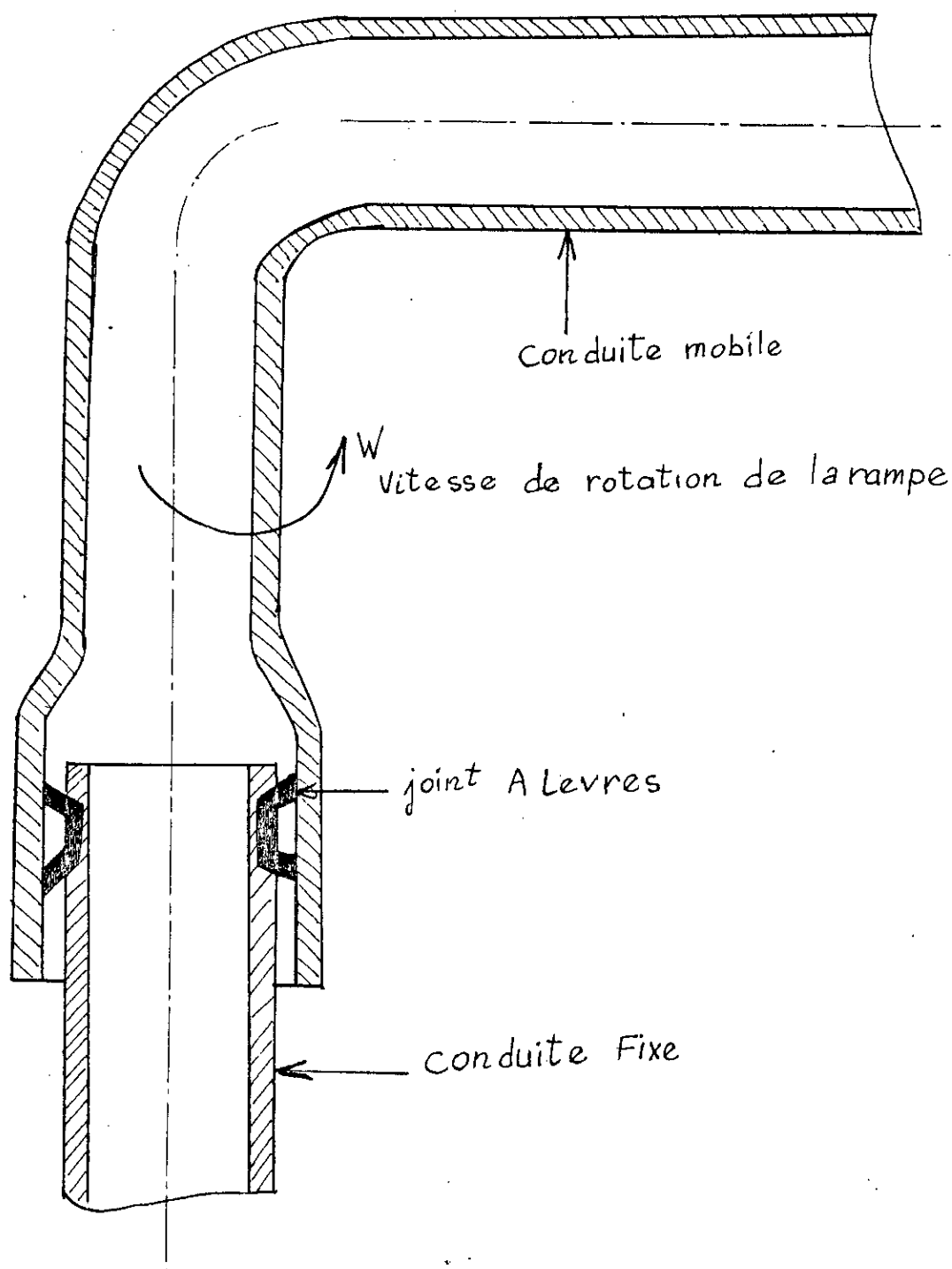


b/ Entre la conduite principale et une conduite secondaire :
La liaison se fait par filetage et l'étanchéité est assurée par de la filasse .

c/ Entre deux tours :

Lors de son fonctionnement, une tour peut avoir un déplacement vertical relatif par rapport à la tour qui la précède , dû à une dénivellation ou une déclivité du sol , ou un déplacement horizontal dû à la déformation de l'angle qui rentre dans le mécanisme de démarrage et d'arrêt des moteurs des tours , on prévoit pour cela des jonctions articulées par cardan extérieur et manchon en caoutchouc armé .

d/ Entre la conduite fixe du pivot et la conduite mobile :
On utilise un joint à lèvres , au cours du fonctionnement ,
la pression d'eau colle le joint sur des parois de la
conduite mobile ce qui assure une bonne étanchéité .



III.6. CONCLUSION

En fonction du climat , du type de culture , de la surface considérée et de certains paramètres agronomiques , nous avons dimensionné les éléments hydrauliques du pivot , à savoir :

- La pompe d'alimentation : caractérisée par son débit d'eau et sa pression (hauteur de refoulement) .
- Les buses : on a déterminé le diamètre des pastilles en fonction du débit de passage et de la pression requise .

Le programme conçu pour cette partie hydraulique , présente l'avantage de son utilisation pour le busage d'autre rampe (dont la longueur est multiple de 55 m)

Quand aux canons , ils seront utilisés en se référant aux catalogues des constructeurs .

Le canon d'extrémité requiert une élévation de pression à l'extrémité de la rampe , en particulier sur le dernier module .

Il est souhaitable qu'après réalisation de ce projet, de le compléter par une étude expérimentale sur :

La variation de pression dans un tel arrosoir .

En comparant les résultats de l'exemple numérique traité avec les projets de busage de rampes pivotantes des constructeurs [13] ils sont satisfaisants .

CONCLUSION GENERALE

. Grace à la méthode des éléments finis, nous avons assuré un dimensionnement de la structure qu'on s'est proposé de vérifier initialement, nous avons également établi la chaîne de transmission de mouvement avec tous les détails de calcul nécessaires et dessins d'ensemble et de définitions dans le but de réaliser les mécanismes nécessaires au fonctionnement de notre arrosoir, nous avons terminé l'étude par la partie hydraulique où nous avons défini essentiellement la répartition des buses sur toute la rampe aussi bien pour notre cas que pour d'autre dont la longueur totale est multiple de 55 m.

Nous espérons que notre travail sera pris en considération pour la fabrication de ce type d'arrosoir et tous ses accessoires, spécialement de nos jours où l'importance accordée à l'agriculture est remarquable.

bibliographie

- 1- FINIT ELEMENT METHODS
IY YANG
- 2- INTRODUCTION A LA METHODE DES ELEMENTS FINIS
Mc. ROCKY - HR.EVANS
- 3- UNE PRESENTATION DE LA METHODE DES ELEMENTS FINIS
ZIENKIEWICZ
- 4- RESISTANCE DES MATERIAUX
MIROLIOUBOV Edition MOSCOU
- 5- AIDE MEMOIRE DE PHYSIQUE
 Edition MOSCOU
- 6- AIDE MEMOIRE DE RESISTANCE DES MATERIAUX
G.PISSARENKO - A.YAKOVLEV V.MATVEEV
 Edition MOSCOU
- 7- PRECIS DE CONSTRUCTION MECANIQUE
QUARTREMER Afnor
- 8- REGLEMENT NEIGE ET VENT (GENIE CIVILE)
- 9- TRAITE THEORIQUE ET PRATIQUE DES ENGRENAGES
G.HENRIOT Dunod
- 10- ELEMENTS DE MACHINES
M.SZWARCMAN TECHNIQUE ET DOCUMENTATION
 LAVOISIER
- 11- AIDE MEMOIRE : CONCEPTION EN CONSTRUCTION MECANIQUE
CHRISTIAN ELOY
 Dunod
- 12- ELEMENT DE CONSTRUCTION EN L'USAGE DE L'INGENIEUR
PRUDHOMME - TOURANCHEAU - KERGOAT
 Dunod
- 13- LA MECANISATION DE L'IRRIGATION PAR ASPERSION
BULLETIN DE LA F.A.O 1980
- 14- MEMENTO DES PERTES DE CHARGES
IDEL'CIK PARIS- EYROLLES
- 15- MECANIQUE DES FLUIDES ET HYDRAULIQUE
GILES SERIE SCHAUM 1985