REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'INSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE Dr. YAHIA FARES – MEDEA

FACULTE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE DE LA MATIERE



MEMOIRE DE FIN D'ETUDE EN VUE DE L'OBTENTION DU

DIPLOME DE MASTER 2 EN GENIE MECANIQUE

OPTION : CONCEPTION MECANIQUE

THEME :

Etude et conception d'une potence de levage.

Dirigé par : Dr. BACHENE. M **Présenté par** : **BELKACEM AICHA.M**

BOUSSEKINE. M

Promotion : 2012/2013

sommaire

Chapitre I :

I-1-Introduction :……..……..2

II-2-Présentation de la potence……..……2

I-2-1-Caractéristique de la potence :……..……..…..2

I-3-Classe d'utilisation:……..….3

I-4-L'état des charges :…….……..…..4

I-5-Classement de l'appareil : ……..….……5

I-6-Classement de mécanisme en fonction des services :……..….5

I-7-Classe de fonctionnement :…….……..……..6

I-8-L'état de sollicitation :……..…7

I-9-Groupe du mécanisme :…….……..…..8

Chapitre II :

II-1-Introduction :……..…..9

II-2- Différents type de potence :……..…..9

II-3-Sollicitation devant intervenir dans le calcul de la charpente :…….…10

II-4-Matériaux de la charpente :……..….12

II-5-Détermination de l'effort p_2 :…….…..…13

II-6-Calcul du bras de potence :……..……..…13

II-7-Calcul de la colonne de la potence :……..……..…16

II-8-mécanisme de translation :……..…..19

II-8-1- Calculs et dimensionnement des galets :…….……..…20

II-8-2- calculs du mécanisme d'enroulement :……21

II-8-3- Choix du châssis : ……..….23

II-8-4-calcul du pignon :……..23

II-8-4-1-Caractéristique du pignon :……..…….24

II-8-5-Choix de la moto réductrice :……..25

II-8-6-vérification de pignon :…….…26.

II-8-7-Calcul de l'épaisseur de pignon :…….……..26

II-9-mécanisme de rotation :…….……27

II-10-détermination du massif :……29

II-11-calcul de la plaque d'assise :……..29

II-12-Détermination des boulons d'encrage :…….…..31

II-13-Assemblage des différentes pièces de la potence :…….……32

II-13-1-Généralité :……..32

Chapitre III :

III -1- Le câble :…….…….34

III-1-1-Généralité : ……34

III-1-2-Diamètre de câble :……...……..34

III-1-3-Détermination du coefficient q :…….……35

III-1-4-Calcul de l'effort maximal de traction T: …….……35

III-1-5-Rendement de la suspension :……...……..36

III-1-6-Caractéristique du câble :……..36

III-1-7-Masse totale du câble :……..….…37

III-1-8-vitesse du câble : ……..…….37

III-1-9-Coefficient de sécurité du câble :…….….38

III-1-10-Diamètre minimale d'enroulement :……38

III-1-11-Vérification des contraintes dans le câble :……..…….38

III-1-12-Délai de service du câble :……..……..39

III-1-13-Fixation de câble sur tambour……..……40

III-2-1-Choix de la poulie :……40

III-3-Moufle…….……40

III-4-Le crochet : …….……...…42

III-4-1-Choix du crochet : …….……43

III-5-Tambour :……...…….43

III-5-1-Généralité :…….……44

III-5-2-Profile de tambour :……..…….…….44

III-5-3-Différant paramètre du tambour :……..……...……..44

III-5-4-Matériaux :…….……...…45

III-6-Palan électrique : ……...…..46

Chapitre VI

IV-1-Simulation de la fleche……..47

IV-1-1-Description:……..…..48

IV-1-Informations sur le modèle……...….49

IV-1-Propriétés de l'étude……..50

IV-1-Propriétés du matériau……..……..…51

IV-1-Actions extérieures……....…….51

IV-1-Informations sur le maillage…….....….52

IV-1-Informations sur le maillage – Détails……..……52.

IV-1-Forces résultantes……..…….…53

IV-1-Résultats de l'étude……...……54

IV-2-Simulation de poteau…….55

IV-2-1 description.....59

IV-2-2-Informations sur le modèle…….…….60

IV-2-3-Propriétés de l'étude……...….61

IV-2-4-Propriétés du matériau……...….62

IV-2-5-Actions extérieures…….…….63

IV-2-6-Informations sur le maillage……..…….….64

IV-2-7-Informations sur le maillage – Détails…….…...64

IV-2-8-Forces résultantes…….……..….65

IV-2-9-Résultats de l'étude……..…...66

Conclusion.....67

Introduction

L’industrie moderne est l’amortissement de plusieurs années de recherche et d’expérimentations. elle a également beaucoup évolué afin de s’adapter aux récente découverte des différents technique de l’industrie.

Le produit mécanique aujourd’hui comme les machines industriels. Sont généralement des machine très complexe constitue de plusieurs pièces mécanique et électrique qui mettent en application plusieurs concepts technique et les impératif de fabrication ont conduit a l’apparition des appareils de levage et des dispositifs de manutention. ils sont a une importance capitale pour toutes les branche de l’industrie moderne et a l’intérieur des usines ils assurant l’augmentation de la productivité des gains d’énergie considérable, des perte de temps réduites ; une sécurité, une partie de moindre du personnel.

Actuellement notre pays attache une grande importance a cette industrie, qui doit son rôle dans le développement et l’élargissement de cette branche de construction tout en créant plusieurs bureaux de recherche s’occupant de chaque type d’appareil et élaborant de nouvelles conception, tout en insistant sur l’efficacité et le cout économique de la mécanisation.

Caractéristique de la potence :

Charge à soulever……..1.6T

Hauteur de levage :…….5m

Portée :……3m

Vitesse de levage :…….6m/mn

Vitesse de déplacement du chariot :……15m/mn

Groupe FEM :……3m

Facteur de marche :…….…….40%

Alimentation en triphasé :…….…..220/380

Lieu d'implantation :……..a l'abrit

Durée de fonctionnement :……..12500 heure

ملخص

في اطار هذه الدراسة قمنا بتصميم ذراع الرفع ذو انتقالين وحركة دوران°360 حسب دفتر الشروط المطروح . وتم ذلك حسب بديهيات الحركيات الميكانيكية و مقاومة المواد و برنامج(SolidWorks)قصد معرفة محاكات ذراع الرفع وتأثيره بالقوى المطبقة عليه.

وتكون الدراسة حسب اهمية المشروع في الوسط الصناعي فنظرا لأهمية ذراع الرفع في الورشة ولما يقدمه من تسهيلات في التحميل والتفريغ للمواد و رفع وتيرة العمل فلهاذا يجب ان تكون دراسة و تصميم أمثل للمشروع.

Résumé

Dans le cadre de cette étude, nous avons conçu une potence de levage avec deux transmissions et de rotation 360 ° selon le cahier des conditions en question. Cela a été fait par les axiomes de la cinématique mécanique et résistance des matériaux et logiciels (SolidWorks) Pour voir simulations bras des forces de levage et d'impact qui lui sont appliquées.

L'étude sera fonction de l'importance du projet dans le centre industriel en raison de l'importance de potence de levage dans l'atelier et de ses installations dans le chargement et le déchargement des matériaux et augmenter le rythme de travail de l'étude doit être et la conception optimale du projet.

Summary

In this study, we designed a lifting bracket with two transmissions and 360 ° according to the specifications of the conditions in question. This was done by the axioms of the drive mechanics and strength of materials and software (SolidWorks) To see simulations arm lifting forces and impact applied thereto.

The study will be based on the project's importance in the industrial center because of the importance of lifting shank in the studio and its facilities in the loading and unloading of materials and increase the pace of work of the study and should be the optimal design of the project.

I-1-Introduction :

Les appareils de levage sont classés en différent groupe suivant le service qu'ils assurent. Les deux facteurs pris en considération pour déterminer le groupe auquel appartient un appareil son la classe d'utilisation et l'état de charge.

II-2-Présentation de la potence

La potence est une structure constitue d'un bras horizontal qui pivote sur son axe et sur lequel est place un appareil ou un accessoire de levage .elle peut comprendre également une colonne sur laquelle est alors fixe le bras horizontal, dans le cas contraire,

Ainsi donc, nous avons décidé de concevoir d'un potence industrielle tournant à 360°

I-2-1-Caractéristique de la potence :

Charge à soulever……..1.6T

Hauteur de levage :…….5m

Portée :……3m

Vitesse de levage :…….6m/mn

Vitesse de déplacement du chariot :…….15m/mn

Groupe FEM :……3m

Facteur de marche :…….…….40%

Alimentation en triphasé :…….…..220/380

Lieu d'implantation :……..a l'abrit

Durée de fonctionnement :……..12500 heure

I-3-Classe d'utilisation:

Elle caractérise la fréquence d'utilisation de l'appareil dans son ensemble au cours de son service .cette notion pourrait être représentée par un nombre de cycle de manœuvres que l'appareil devrait accomplir au cours de sa vie. Ce nombre de cycle étant inconnu, il est convenu de repartir les appareils en quatre classes d'utilisation de pendant de la fréquence d'utilisation du mouvement de levage, définie dans le tableau suivant :

Classe d'utilisation	Fréquence d'utilisation du mouvement de levage	Nombre conventionnel de cycle de levage
A	Utilisation occasionnelle non régulière suivies de longue période de repos	$6.3*10^4$
B	Utilisation régulière en service intermittent	$2*10^5$
C	Utilisation régulière en service intensif	$6.3*10^5$
D	Utilisation en service intensif sévère assuré par exemple plus d'un poste	$2*10^6$

Tableau(I-1): Classe d'utilisation.

Remarque :

- Un cycle de levage commence lorsqu'on lève la charge et se termine à l' instant auquel l'appareil recommence le levage suivant :

D'après le tableau (I-1), notre appareil est classe comme suite :

- Classe d'utilisation : B.
- Fréquence d'utilisation du mouvement de levage : utilisation régulière en service. intermittent.
- Nombre de cycle de levage : $2.10^{5.}$

I-4-L'état des charges :

L'état des charges levées précise dans quelle mesure l'appareil soulevé la charge maximale ou seulement une charge réduite.

Cette notion est caractérisée par un spectre de la charge levée indiquant le nombre de cycle pour lesquelles une certaine fraction de la charge maximale est atteinte où dépasses. C'est l'un des éléments importants, caractérisant la sévérité du service de l'appareil.

Pratiquement, on considère quatre états conventionnels de charge caractérises par la valeur « p »représentant la plus petite charge, par rapport à la charge maximale, qui égale ou dépasse a tous les cycles.

Les quatre états de charge, désigne par les valeurs p =1 ; p =2/3 ; p =1/3, sont définis par le tableau suivant :

Etat de charge	Définition	Spectre correspondant
0 Très léger	Appareil soulevant exceptionnellement la charge nominale et couramment des charges très faibles	P =0
1 Léger	Appareils ne soulevant que rarement la charge nominale et couramment les charges de l'ordre de 1/3 de la charge nominale	P = 1/3
2 moyen	Appareils soulevant assez fréquemment la charge nominale couramment les charges comprise entre 1/3 et 2/3 de la charge nominale	P = 2/3
3 Lourd	Appareils régulièrement charges au voisinage de la charge nominale	P = 1

Tableau(I-2): L'état des charges.

D'après le tableau (I-2)on a :

- Etat de charge : 2 moyens.
- Définition : élément soumis assez fréquemment a la charge nominale et couramment a des charges comprises entre 1/3 et 2/3 de la charge nominale.
- Spectre correspondant : p = 2/3.

I-5-Classement de l'appareil :

A partir des classes d'utilisions et des états de charges levées, ou des états de contraintes pour les éléments on classe les appareils ou leurs éléments en 6 groupe suivant le tableau :

Etat des charges levées ou état des contraintes pour un élément	Classe d'utilisation et nombre conventionnel de cycle de levage ou de cycle de contrainte pour un élément			
	A $6.3*10^4$	B $2*10^5$	C $6.3*10^5$	D $2*10^6$
0-tres léger p=0	1	2	3	4
1-leger p=1/3	2	3	4	5
2-moyen p=2/3	3	4	5	6
3- lourds p= 1	4	5	6	6

Tableau(I-3): Classement de l'appareil.

Groupe de l'appareil :

D'après le tableau(I-3), on attribue à notre appareil :

- Etat de charge : 2m
- Classe d'utilisation B
- Nombre de cycle de levage 2.10^5

} notre appareil est classe dans le groupe 4

I-6-Classement de mécanisme en fonction des services :

Les mécanismes sont classes en différents groupes suivant le service qu'ils assurent. Les deux facteurs pris en considération pour choisir le groupe auquel appartient un mécanisme déterminé sont :

- la classe de fonctionnement.
- L'état de sollicitation.

I-7-Classe de fonctionnement :

Elle caractérise le temps moyen de fonctionnement quotidien présume en heures. Un mécanisme n'est considère comme étant en fonctionnement que lorsqu'il est en mouvement.

Etats de sollicitation	Temps moyen de fonctionnement quotidien présumé en heures	Duré totale théorique d'utilisation en heures
V 0,25	≤0,5	≤ 800
V 0,5	>0,5 et ≤ 1	1600
V 1	>1 et ≤ 2	3200
V 2	>2 et ≤ 4	6300
V 3	>4 et ≤ 8	12500
V 4	>8 et ≤ 16	25000
V 5	>16	50000

Tableau (I-4): classe de fonctionnement pour le mécanisme.

le tableau(I-4) relatif à la classe de fonctionnement des mécanismes on aura D'après les résultats suivant :

Classe de fonctionnement : v3.

Temps moyen de fonctionnement : 4h T 8h.

Durées totale théorique d'utilisation en heures : 12500.

I-8-L'état de sollicitation :

L'état de sollicitation précise dans quelle mesure un mécanisme ou un élément de mécanisme est soumis à sa sollicitation maximale ou seulement a des sollicitations réduites.

On distingue trois état de sollicitation caractérise par définition du tableau suivant :

Etat de sollicitation	Définition	K moyens cubiques conventionnels
1 P=0	Mécanisme ou élément de mécanisme qui ne sont qu'exceptionnellement soumis à la sollicitation maximale et couramment soumis à des sollicitations nettement inferieurs	0.53
2 P=1/3	Mécanisme ou élément de mécanisme soumis pendant des temps sensiblement égaux a des sollicitations faibles moyennes et maximales	0.67
3 P=2/3	Mécanisme ou élément de mécanisme soumis surtout à des sollicitations voisines de la sollicitation maximale	0.85

Tableau(I-5): L'état de sollicitation.

On admet que notre appareil est soumis pendant des temps sensiblement égaux à des sollicitations faibles, moyennes et maximales, ainsi donc :

- état de sollicitation : 2.
- moyenne cubique conventionnelle : K=0.67.

I-9-Groupe du mécanisme :

A partir de la classe de fonctionnement et de l'état de sollicitation, on classe notre mécanisme d'après le tableau suivant:

Temps moyen journalier de fonctionnement en heures		≤ 0,5	≤ 1	≤ 2	≤ 4	≤ 8	≤ 16	> 16
Classe de fonctionnement		V 0,25	V 0,5	V 1	V 2	V 3	V 4	V 5
Etat de sollicitation	Léger			1 Bm	1 Am	2 m	3 m	4 m
	Moyen		1 Bm	1 Am	2 m	3 m	4 m	5 m
	Lourd	1 Bm	1 Am	2 m	3 m	4 m	5 m	
	Très lourd	1 Am	2 m	3 m	4 m	5 m		

Tableau(I-6): classement des mécanismes.

Relatif au classement des mécanismes, comme suite :

- Classe de fonctionnement : V3.
- Etat de sollicitation : 2.
- Ainsi donc, on aura le groupe 3m.

II-1-Introduction :

Les potences, qu'elles soient murales ou sur colonne sont des moyens de manutention rationnels et économiques : ne nécessitant aucune modification du bâtiment lors de leur installation, elles sont peu encombrantes, et permettent cependant le déplacement de charges dans les trois dimensions.

Utilisables dans toutes industries : fonderie, chaudronnerie, mécanique, industrie du papier, etc. elles sont le complément idéal des pontes roulantes qui desservent l'ensemble d'un atelier. Elles personnalisent chaque poste de travail et permettent aux utilisateurs d'augmenter leur propre cadence.

II-2- Différents type de potence :

On distingue généralement deux types de potence :

- Potence murale
- Potence sur colonne

II-2-1-Potence murale :

Ce sont les potences les plus économiques lorsqu'on dispose d'un mur ou d'un poteau a proximité du poste de travail à alimenter.

La hauteur sous fer n'est limitée que par la hauteur du bâtiment existant. L'élément principal est le fut pour garantir une rotation facile, il s'articule sur 2 rotules prisonnières des deux supports d'applique formant plaque d'encrage. Voir figure suivante :

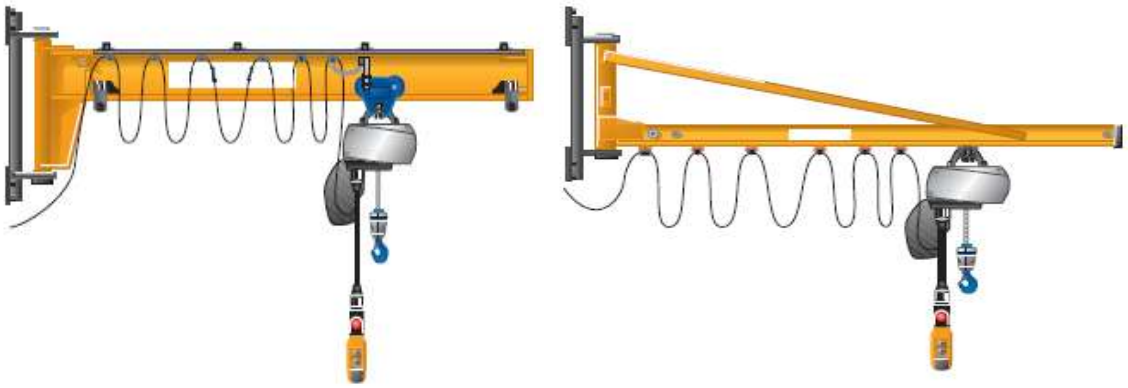


Figure (II-1): potence murale.

II-2-2-Potence sur colonne :

II-2-2-1-Potence sur colonne a révolution partielle :

Ce sont des potence fixées a une colonne en tube d'acier reposant sur une plaque d'assise carre ou rond. Renforcée par des nervures.

Elles sont totalement indépendantes du bâtiment. Ancrées dans le sol, elles nécessitent la réalisation d'un massif.

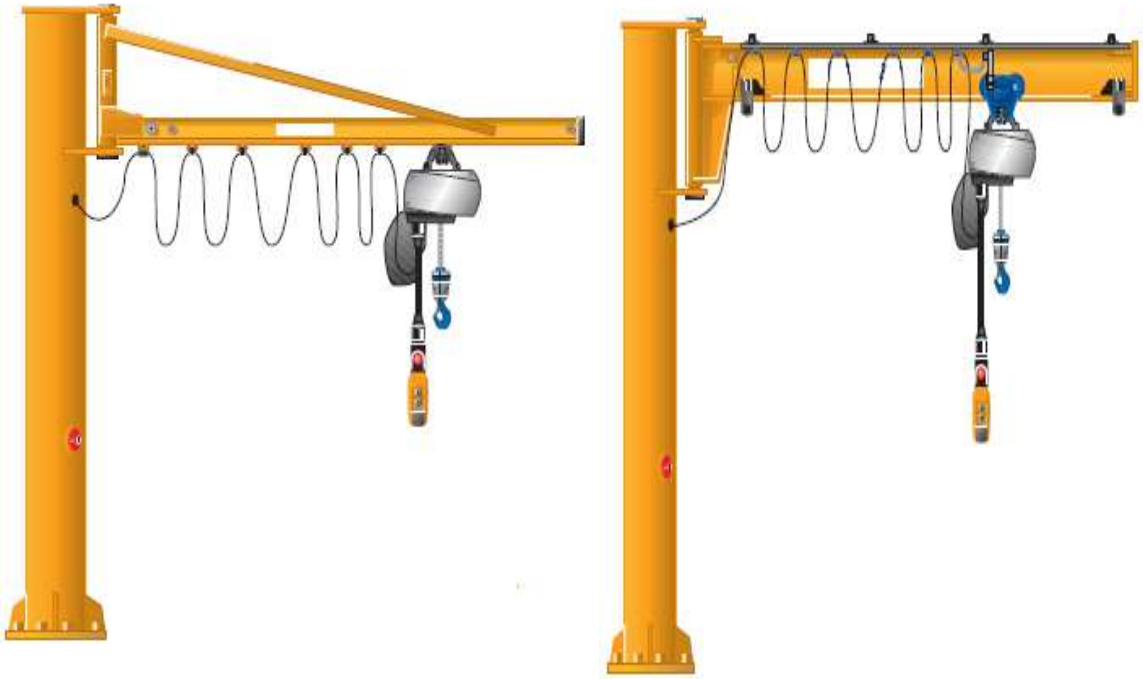


Figure (II-2): Potence sur colonne a révolution partielle.

II-2-2-2-Potence sur colonne a révolution totale :

Ces potences ont un encombrement minimal pour une hauteur de levage maximal, elles sont composées de trois éléments :

- Une colonne tubulaire en acier, solidaire d'une plaque d'assise soudée, renforcée par des nervures.
- Un corps mécano-soude forment la tête de la potence, tourillonnent autour de la colonne.
- Une flèche en profile solidaire du corps.

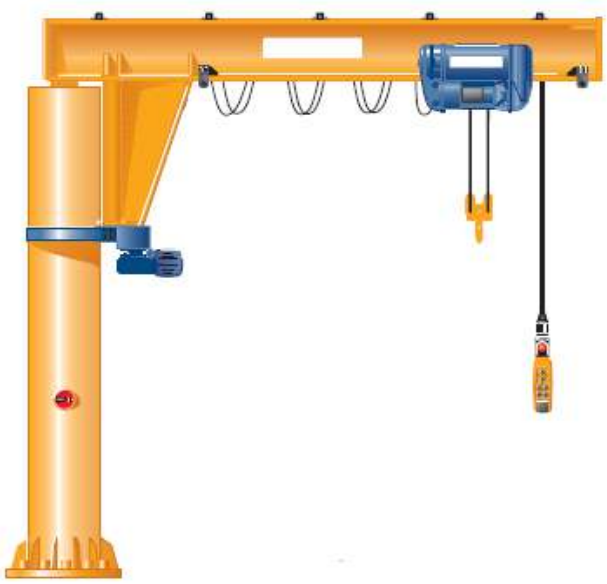


Figure (II-3): Potence sur colonne a révolution totale.

II-3-Sollicitation devant intervenir dans le calcul de la charpente :

D'après FEM, notre appareil est classe dans le cas I, c'est-à-dire appareil travaillant en service sans vent.

Les sollicitations qui interviennent dans le calcul sont :

1. Sollicitation statique dues aux poids propre SG
2. Sollicitation dues à la charge de service SL.
3. Sollicitation dues aux accélérations ou décélérations sur le mouvement de levage.

L'ensemble de ces sollicitation doit être multiple par le coefficient de majoration M vise à l'article. FEM soit pour le groupe 3m M=1.

II-4-Matériaux de la charpente :

Pour la conception de notre potence nous choisissons l'acier au carbone E24 avec une contrainte élastique σ_e = 24 daN/mm

$$[\sigma_a] = \frac{\sigma_e}{n_0} \quad \text{(II-1)}$$

Avec :

n_0 : Coefficient dépendant du cas de sollicitation.

Pour le cas I n_0 =1.5

Ainsi donc : $$[\sigma_a] = \frac{2400}{1.5} = 1600 \ \frac{daN}{cm^2} \quad \text{(II-2)}$$

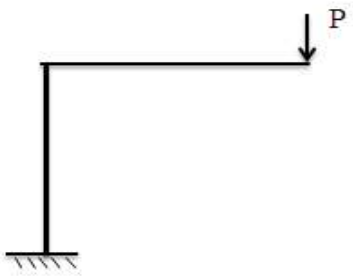
La contrainte admissible au cisaillement :

$$\tau_a = \frac{[\sigma_a]}{\sqrt{3}} = \frac{1600}{\sqrt{3}} = 924 \text{ daN/cm}^2 \quad \text{(II-3)}$$

II-5-Détermination de l'effort p_2 :

P2 : est l'effort du a la charge à soulever et aux poids du palan.

P2= 1600kg + 250kg =1850kg



figure(II-4) : Détermination de l'effort p_2.

II-6-Calcul du bras de potence :

Le bras de la potence est assimilé à une poutre encastrée d'un cote et libre de l'autre cote. Il est soumis à un effort p à la cote libre.

Ainsi donc, le bras est sollicité la flexion plane.



figure(II-5) : Calcul du bras de potence.

III-6-1-Calcul de résistance :

Détermination de l'effort tranchant et moment fléchissant :

$$\sum F/x=0 \rightarrow Rx=0 \qquad \text{(II-4)}$$

$$\sum F/y=0 \rightarrow Ry=0$$

Ty= -p $\qquad M(x)=-p*x \qquad$ (II-5)

x = L donc M_{max} = -555000 daN*cm

Condition de résistance :

$\sigma_c \leq \sigma_e$

Avec : $\sigma_c = \left|\frac{M_{max}}{W}\right|$

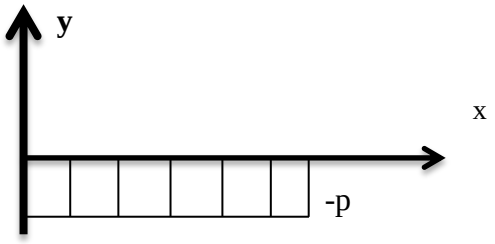


Figure (II-6): l'effort tranchant.

$$\left|\frac{M_{max}}{W}\right| \leq \sigma_e = 2400 \text{ kg/cm}^2. \qquad \text{(II-6)}$$

$$\rightarrow W \geq \frac{M_{max}}{\sigma_e} = 555000/2400 = 231{,}25 \text{ cm}^3.$$

Du tableau des normes, on choisit un profile IPN280:

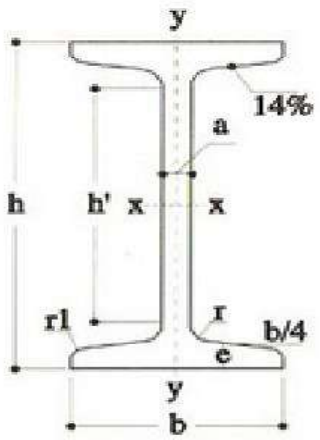


Figure (II-7): profile IPN280.

Profile	A	P	h	b	a	e	r	rl	Ix	s	W
IPN 280	61.1	48	280	119	10.1	15.2	10.1	6.1	7590	316	542

Tableau(II-1) : profile IPE 280.

II-6-2-Vérification :

II-6-2-1-Vérification a la résistance :

Condition de résistance :

$$\sigma_{cmax} = \frac{M_{max}}{W} \leq \sigma_a \rightarrow \frac{555000}{542} = 1023.98 \text{ daN/cm} \quad < 1600 \text{ daN/cm.} \quad \text{(II-6)}$$

→ la condition est vérifiée.

II-6-2-2Vérification au cisaillement :

Condition de résistance $\tau_{max} \leq \frac{\sigma_e}{1.50}$ (II-7)

avec :

$$\tau_{max} = \frac{S_3 * P_2}{I_x * b} \quad \text{(II-8)}$$

P_2=1850kg.

S_3: moment statique S_3=316cm^3.

I_x=7590cm4

b= 1.01cm.

AN:

$$\tau_{max}= \frac{1850*316}{7590*1.01} =76.25 \text{ daN/cm}^2$$

$$76.25 < 2400/1.54 \text{ kg/cm}^2$$

→ La condition est Vérifiée.

II-6-2-3-Critère de déformabilité :

Vérification de la flèche :

$$f_{max} \leq f_{adm} \quad \text{(II-9)}$$

f_{adm} =L1/100 pour une poutre encastre.

Flèche due à la charge :f_c.

D'après l'aide-mémoire de RDM :

$$f_c= \frac{P_2*L_1^3}{3LI}= \frac{1850*300^3}{3*2.1*10^6*7590} = 1.04 \text{ cm.} \quad \text{(II-10)}$$

Fleche due au poids propre de la poutre :

$$M(x) =- \frac{q_1-x^2}{2}$$

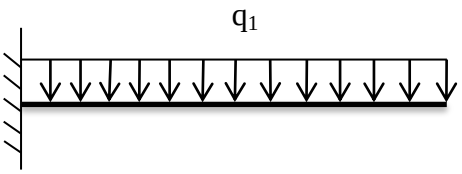


figure (II-8): poids propre de la poutre

Avec :

q1 : masse d'un mètre de longueur de la poutre.

q1 =48 kg/m = 0.48daN/m.

D'après l'aide-mémoire de RDM :

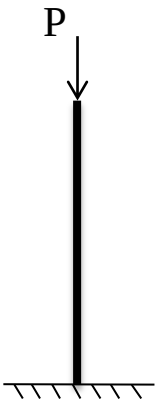
$$f_p = \frac{qL_1^3}{8EI} = \frac{0.48*300^2}{8*2.1*10^6*7590} =1.04*10^{-4} \text{ cm} \quad \text{(II-11)}$$

La flèche totale étant :

$$f_{max}=f_c+f_p=1.04 +1.01*10^{-4} = 1.04< f_{adm} \quad \text{(II-12)}$$

II-7-Calcul de la colonne de la potence :

La colonne est assimilée à une poutre rigide ayant un profile lamine circulaire a paroi mince encastre dans un cote et soumise à un effort « p » applique axialement. Dans l'action de l'effort p, la colonne est soumise à la flexion d'un cote, du au moment fléchissant et au flambage du certainement à la force qui agit verticalement.



figure(II-9) : Calcul de la colonne de la potence.

II-7-1-Choix de la colonne :

Calcul de résistance :

La condition de résistance impose :

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W} < \sigma_e \qquad \text{(II-6)}$$

$$M_{max} = P_2 * L_2 \qquad \text{(II-5)}$$

$$W \geq \frac{M_{max}}{\sigma_e} = 1850*500/2400 = 385.4\ cm^3 \qquad \text{(II-6)}$$

$$W \geq 385.4\ cm^3$$

$$f_{max} \leq f_{adm} = L_2/100 = 500/100 = 5 \qquad \text{(II-12)}$$

$$\frac{p_{2*}L_2^3}{3E*I} \leq 5 \longrightarrow I \geq \frac{p_{2*}L_2^3}{15\,E} \quad \text{avec: } E = 2.1*10^6 \qquad \text{(II-10)}$$

D'où $I \geq \frac{1850*500^3}{15*2.1*10^6} \longrightarrow I \geq 7341.26\ daN/cm^{2.}$

Pour un tube a paroi mince :

$$W = \frac{t_1 * \pi * D_{c_1}^2}{4} \quad I = \frac{t_1 * \pi * D_c^3}{8} \qquad \text{(II-13)}$$

$$D_c \geq 2 * I / W \qquad \text{(II-14)}$$

AN: $D_c \geq \frac{2 * 7341.26}{385.4} = 38.09$ cm

$D_c \geq 38.09$ cm

D'après la norme française NF EN 10219, on choisit un diamètre normalise

$D_c = 40.6$ cm

II-7-2-Caractéristique du profile :

Diamètre extérieur : $D_c = 40.6$ cm

Epaisseur : t= 2 cm

Nuance : E24.

Limite d'élasticité : σ_e=2400 daN/cm^2

Résistance à la traction : Rm=3400 à 4700 daN/cm^2

Allongement : 26%

Aire de la section : A_2=243 cm^2.

Moment d'inertie de flexion : I=45432 cm4

Module de flexion élastique : W= 2989 cm3

Rayon giration i= 13.7 cm

Masse linéaire : m_c= 191 kg/m

II-7-3-Calcul de vérification

II-7-3-1-Vérification a la flexion :

$$f_{max} = \frac{p_2 * L_2^3}{3 * I\ E} \leq f_{adm} \quad \text{(II-12)}$$

$$f_{max} = \frac{1850 * 500^3}{3 * 2.1 * 10^6 * 45432} = 0.8\text{cm} \leq 5\text{cm}.$$

La condition est vérifiée.

II-7-3-2-Vérification au flambement :

On utilise la méthode de M.dutheil qui consiste a vérifié la condition de résistance au flambage d'une poutre donnée connaissant ces caractéristique géométrique de sa section, sa longueur libre de flambage, les caractéristique mécanique de son matériau.

- Caractéristique géométrique de la colonne :
  - A_2 =243 cm^2
  - I= 45432 cm^4
  - Longueur L2 =500 cm.
  - Longueur libre de flambage : L=2*L2 =1000 cm.
  - Effort axial de compression P2 = 1850 daN.

- Caractéristique du matériau :
  - Acier E24.
  - σ_e= 2400 daN/cm^2.
  - E= $2.1*10^6$ daN/cm^2.

1) Calcul de la contrainte uniforme de compression :

$$\sigma_c = \frac{P_2}{A_2} = \frac{1850}{243} = 7.61\ daN/cm^2 \quad \text{(II-15)}$$

2) Charge critique d'Euler :

$$P_E = \frac{\pi^2 * E * I}{L^2} = \frac{3.14^2 * 2.1 * 10^6 * 45482}{1000^2} = 9.42 * 10^5\ daN \quad \text{(II-16)}$$

3) Contrainte critique d'Euler :

$$\sigma_E = \frac{P_E}{A_2} \qquad \sigma_E = \frac{9.42 * 10^5}{243} = 3876.54\ daN/cm^2 \quad \text{(II-17)}$$

4) Calcul de la contrainte intermédiaire:

$$\sigma_4=1/2(\sigma_E+1.3*\sigma_e). \quad \text{(II-18)}$$

$$\sigma_4=1/2(3876.54+1.3*2400).$$

5) Calcul de la contrainte d'affaissement:

$$\sigma_s=\sigma_4-\sqrt{\sigma_4^2-\sigma_E-\sigma_e} \quad \text{(II-18)}$$

σ_s=1785.32 daN/cm^2 .

Condition de résistance:

$$\sigma c\leq 2/3\ \sigma_S \longrightarrow 7.61\ \text{daN/cm}^2\leq 2/3\ \sigma s . \quad \text{(II-20)}$$

$$2/3\ \sigma s=1190.2\ \text{daN/cm}^{2.}.$$

La résistance du poteau au flambage est vérifiée.

II-8-mécanisme de translation :

Ce mécanisme nous assure le déplacement horizontal de charge.il est composé d'un chariot porte palan, constitue de quatre galets se déplaçant sur un rail. Ce déplacement peut être effectue par pousse mais dans notre cas, on préfère utiliser un mono moteur. Le chariot est équipé d'un œillet sur lequel est suspendre le palan électrique.

II-8-1- Calculs et dimensionnement des galets :

Les galets destinés aux chariots sont des roues cylindriques, en nombre de quatre. Un galet moteur et trois galets fous. Ces galets sont prévus pour supporter les charges dans les conditions les plus difficiles. Ils sont utilisés comme chemin de roulement et élément porteur de chariot.

Le calcul des galets est fait à la base de la charge maximale supportée Fmax, en supposant que celle-ci est uniformément réparties sur les derniers.(FEM)

$$\frac{F_{max}}{b_1*D_{moy}}\leq P_L.C_1.C_2 \quad \text{(II-21)}$$

F : charge par galet.

$$F=\frac{M(\varphi Qu+Gm)+Gc}{4} \quad \text{(II-22)}$$

Gc : poids du chariot.

Pour Qu=16KN, la masse du chariot est estimée à 77kg d'où le poids du chariot :

Gc = 0.077 * 9.81=0.77KN.

D'où :

$$F=\frac{1*(1.05*16+0.07)+0.75}{4} = 4.4KN$$

Donc $F_{max}= K_4*F$

Avec K_4 : coefficient de sécurité $K_4=1.2$.

$$F_{max}=1.2*F=1.2*4.4=5.3KN . \quad (II-23)$$

Diamètre du galet :

$$Dg \geq \frac{F_{max}}{P_L(b1-2r)} \quad (II-24)$$

P_L : pression limite de contact.

Pour un acier moulé A60, on a $P_L=0.56kgf/mm^2=56daN/cm^2$.

F_{max} : charge maximale du galet=5.3KN.

On prend un galet normalisé de diamètre D_{moy}=100 mm.

b : longueur réel du contact.

Nous avons une poutre IPN 280.

B=119mm.

b=10.1mm.

$$b1=\frac{(B-b)}{4} = \frac{(119-10.1)}{4} = 28 \text{ mm} \quad (II-25)$$

AN : $$Dg \geq \frac{530}{(56*2.8)} = 3.4cm = 34mm.$$

On prend un galet normalisé de diamètre D_{moy}=100 mm.

Caractéristique du galet :

D_{moy}=100mm.

Dg=123mm.

L=40mm.

K=56.

Vérification du galet :

La condition de résistance impose :

$$\frac{F_{max}}{b_1 * D_{moy}} \leq P_L.C_1.C_2 \quad \ldots\ldots 1 \qquad \text{(II-21)}$$

Avec :

D_{moy} : diamètre du galet en mm D_{moy}=100mm.

F_{max} : charge maximale F_{max}=530daN.

P_L : pression limite de contact dépendant du matériau constituant le galet.

C_1 : coefficient dépendant de la vitesse de rotation du galet C1=0.72(FEM).

C_2 : coefficient dépendant du groupe dans lequel est classé le mécanisme.

C_2=0,9 (tableau T-2.5415-FEM).

b1 : largeur utile de rail en mm b1=28mm.

AN :

$$1 \longrightarrow \frac{530}{28*100} \leq 0.56*0.72*0.9$$

$$0.19 < 0.36$$

» La condition est vérifié.

Ainsi donc le galet choisit résiste à la pression de contact.

II-8-2- calculs du mécanisme d'enroulement :

Pour l'entrainement du mécanisme en translation, nous avons prévu un moto réducteur transmettant un mouvement de rotation aux galet grace à un système d'engrenage parallèle pignon –roue dentée.

Le diamètre du galet

$da_2 > D_g$ » da_2 >123mm.

On choisit une roue dentée de diamètre extérieur da=150mm avec un modèle m=2.5mm présentant les caractéristiques suivantes :

– Diamètre primitif :

dp2=da2-2m=150-2*2.5=145mm.

- Diamètre de pied :

  df2=dp2-2.5*m=145-2.5*2. 5=138.75mm.

- Le pas :

  P=π*m= π*2. 5=7.85mm.

- Le nombre de dents :

  Z_2=dp2/m=145/2.5=58 dents.

- Epaisseur de dents :

  S_2=P/2=7.85/2=3.9mm.

- Hauteur de dent :

  h_2=2.25*m=2.25*2. 5=5.625mm.

- Hauteur de tête :

  ha_2=m=2.5mm.

- Hauteur de pied :

  hf_2=1.25*m=1.25*2.5=3.125mm.

- Tableau récapitulatif des caractéristiques de l'engrenage :

Dénomination en mm	Symbole	valeur
Module normal d'engrènement	M	2.5
Pas d'engrènement	P	7.85
Diamètre primitif	dp2	145
Diamètre de tête	da2	150
Diamètre de pied	df2	138.75
Epaisseur de dent	S2	3.9
Hauteur de dent	h2	5.625
Hauteur de tête	ha2	2.5
Hauteur de pied	hf2	3.125
Nombre de dents	Z2	58

Tableau(II-2) : caractéristiques de l'engrenage.

II-8-3- Choix du châssis :

Nous allons choisir un châssis qui a 4 galets et un motoréducteur pour une charge de (1.85 t),

Pour notre cas on trouve un châssis catalogue(MHDA).

Pour (2 t) de dimensions suivantes :

- Entraxe : 100mm.
- G=500mm.
- Masse : 30kg.
- E24 .

II-8-4-calcul du pignon :

On a comme donnée :

- nombre de dents de la roue Z2=58dents.
- diamètre primitif de la roue dp2=145mm
- entraxe a=100mm
- module m=2,5mm

On a l'égalité :

$$a=\frac{dp2+dp1}{2} \rightarrow dp1=2a-dp2.$$

AN : $\rightarrow$ dp1=55mm.

II-8-4-1-Caractéristique du pignon :

- Le nombre de dents :

  $$Z_1=\frac{dp1}{m}=\frac{55}{2.5}=22 \text{ dents.}$$

- diamètre de tête :

  $dp_1=da_1+2m=55+2*2.5=60mm.$

- diamètre de pied :

  $df_1=dp_1-2.5*m=55-2.5*2.5=48.75mm.$

- le pas :

  $P=\pi*m=\pi*2.5=7.85mm.$

- épaisseur de dents :

  $S_1=P/2=7.85/2=3.9mm.$

- hauteur de dent :

  h_1=2.25*m=2.25*2.5=5.625mm.

- hauteur de tête :

  ha_2=m=2.5mm.

- hauteur de pied :

  hf_1=1.25*m=1.25*2.5=3.125mm.

Dénomination en mm	Symbole	valeur
Module normal d'engrènement	M	2,5
Pas d'engrènement	P	7.85
Diamètre primitif	dp1	55
Diamètre de tête	da1	60
Diamètre de pied	df1	48.75
Epaisseur de dent	S1	3.9
Hauteur de dent	h1	5.625
Hauteur de tête	ha1	2.5
Hauteur de pied	hf1	3.125
Nombre de dents	Z1	22

Tableau(II-3) : caractéristiques de l'engrenage.

II-8-5-Choix de la moto réductrice :

Nous allons choisir une moto réductrice selon deux conditions :

1. assurer une vitesse de 15 m/ mn pour le chariot.

2. une puissance nécessaire pour le déplacement.

1. condition de vitesse : $\frac{V_2}{\pi * D_{moy}}$ (II-26)

Vitesse de rotation de la roue

$N_2=V_2/(\pi * D_{moy})$ N_2=47.7 tr/mn.

Vitesse de rotation de pignon.

$\frac{N_1}{N_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$ $N_1=\frac{N_2*Z_2}{Z_1}$ N_1=125.75 tr/mn (II-27)

2-condition de puissance :

La puissance nécessaire pour le déplacement du chariot est donnée par la formule :

$$Pn= \frac{W1*Vd}{\eta} \quad \text{(II-28)}$$

Avec W1 : résistance au mouvement du chariot.

Vd : vitesse de direction Vd=15m/mn.

η : rendement global du mécanisme η=0.85.

W1= (Qu+Gm+Gc)*sin α.

Avec

Qu : charge à soulever =16KN.

Gm : poids du moufle Gm=0.07KN.

Sin α=0.14 (ponte de 14%).

AN :

W1= (16+0.07+0.75)* Sin α.

W1=2354.6N.

D'où

Pn=(2354.6*0.25)/0.85=0.69kw.

On choisit un motoréducteur de puissance catalogue 1.1kw caractéristique du moteur :

Puissance de moteur 1.1kw.

Vitesse de rotation de moteur N=1400 tr/mn.

Vitesse de rotation de sortie N1=131.3 tr/mn.

Rapport de transmission : 10.66.

Couple de sortie C=77 N.m.

Masse : 20.5 kg.

II-8-6-vérification de pignon :

II-8-6-1- Vérification de la flexion

$\sigma \leq \sigma_e$

$$\sigma = \frac{5.4 * T_t}{K_5 * m^2} \quad \text{(II-29)}$$

σ : contrainte de flexion.

σ : contrainte de flexion admissible.

Le matériau utilisé XC38 » σe=33 daN/mm².

Tt : constant compris entre 6 et 12, généralement K5=10.

m: module.

$$T_t = \frac{2C}{dp_1}. \quad \text{(II-30)}$$

C : couple de transmise.

dp_1 : diamètre primitif de pignon.

AN:

$T_t = \frac{2.77}{55 * 10^{-3}} = 2800N.$

$\sigma = \frac{5.4 * T_t}{K_5 * m^2} = . \frac{5.4 * 2800}{10 * 2.5^2 10 *} = 242N/mm^2.$

σ=24.2 daN/mm².

On a donc $\sigma \leq \sigma e$ la condition est vérifiée.

II-8-6-2-vérification du module.

$$m \geq 2.34 \sqrt{\frac{Tt}{k5 * \sigma e}}. \quad \text{(II-31)}$$

m=2.5 mm.

AN:

$$m \geq 2.34\sqrt{\frac{2800}{10*330}} = 2.1mm.$$

$$m \geq 2.1mm.$$

la condition est vérifiée.

II-8-7-Calcul de l'épaisseur de pignon :

C'est la longueur de dent

$$S_3 = K_5 * m. \qquad \text{(II-32)}$$

$$S_3 = 10*2.5 = 25mm.$$

C'est le même pour la roue.

II-9-mécanisme de rotation :

II-9-1-ensemble pivot :

Le mécanisme de rotation doit être bien conçu afin d'assurer une rotation à 360° du bras de potence et dans de bonne condition, tout en assurant un bon encastrement de ce mécanisme.

Notre mécanisme de rotation est constitué d'un pivot en E24 tournant autour d'un tourillon à 360° à l'aide de deux butées.

Tout le mécanisme est positionné sur le poteau de la potence par l'intermédiaire d'une plaque en tôle épaisse soudé bout avec la colonne.

Calcul de pivot :

Le pivot est soumis au moment de flexion M .l'effort de compression N. pour le calcul du pivot, on tient compte que de M.

La condition de résistance impose :

$$\sigma = \frac{M_{max}}{W} \leq \sigma_{a.}$$

$$\frac{M_{max}}{\pi * D_V^3 / 32} \leq \sigma a \quad D_V \geq \sqrt[3]{\frac{32*M_{max}}{\pi*\sigma_a}} \quad \text{.....} \rightarrow D_V \geq \sqrt[3]{\frac{32*555*10^3}{\pi*1600}}$$

» $D_v \geq 15.23cm$.

On prend D_v=16 cm.

Vérification à la résistance :

$$\frac{P_{max}}{A_v} + \frac{M_{max}}{W} \leq \sigma a \longrightarrow 1. \quad \text{(II-33)}$$

P_{max}=2190daN.

A_v : section du pivot.

$$A_v = \frac{\pi * D_v^2}{4} = \frac{\pi * 16^2}{4} = 200.96 cm^2.$$

D'où……. »$\frac{2190}{200.96} + \frac{555*10^3}{\pi*16^3/32}$ = 1391.76 daN /cm^2 < 1600 daN/cm^2

II-9-2-choix de la butée à bille :

Choisissons roulement à bille et butée à simple effet ce choix dépend de la charge statique.

$$C_0 = K_6 . P_{max}. \quad \text{(II-34)}$$

C0 : charge statique en daN.

K6 : coefficient de sécurité=1.2.

P_{max} : 1850daN.

AN :

C0=1.2*1850 =2220daN.

	D	d	H
roulement	130	50	53
butée	60	30	21

Tableau(II-4) : choix de la butée à bille

II-10-détermination du massif :

Pour ancrer une potence, il est essentiel de remplir deux conditions :

- il faut assurer la stabilité de l'ensemble potence +massif.
- limiter la pression sur le sol en fonction de la nature de celui-ci.

Le calcul du massif tient compte d'un sol courant, pouvant supporter une pression de 1kg/cm², d'une sollicitation maximale et d'un béton dosé à 250kg de ciment par m³.

Le dimensionnement du massif nécessite un calcul laborieux par un bureau d'étude spécialisé en génie civil.

D'après le catalogue PFM et pour une charge de 1600 kg nous avons un massif de dimensions.

L'*L'=1600*1600.

h'=1000.

Calage mise à niveau=60mm.

Ancrage l des boulons : l=900mm.

II-11-calcul de la plaque d'assise :

L'air minimal de la plaque est donnée par :

$$A_p \geq \frac{N}{[\sigma_{ecr}]} \qquad \text{(II-35)}$$

Avec :

N : l'effort dans la colonne.

$[\sigma_{ecr}]$: contrainte de d'écrasement de massif de fonction.

Calcul de l'effort dans la colonne : N

$$N=P_{max}+P_{pc} \qquad \text{(II-36)}$$

avec :P_{pc} poids de la colonne.

P_{pc}=936.85daN

P_{max} : charge maximal.

$$P_{max}=P_2+P_{pp}+P_m. \qquad \text{(II-37)}$$

P_{pp} : charge due au poids propre de la potence.

P_m : charge tous les éléments du mécanisme estimé à 100daN.

P_{max}=1850+0.48.500+100=2190daN.

P_{max}=2190 daN

D'où N=2190+936.85=3126.85 daN

N=3126.85 daN

II-11-1-Calcul de la contrainte d'écrasement du massif :

$[\sigma_{ecr}] = \beta.[\sigma_{comp}]$. Avec β : coefficient de majoration de béton.

β ∈ [1.4] » on prend β=1.5.

$[\sigma_{comp}]$: contrainte admissible du béton.

$[\sigma_{comp}]$ =45daN/cm².

Ainsi donc :

$[\sigma_{ecr}]$ =1,5.45=67,5 daN/cm².

D'où 1 …….» $A_p \geq \frac{N}{[\sigma_{ecr}]} = \frac{3126.85}{67.5}$ =46.32 cm².

Pour notre potence, on préfère une plaque d'assise circulaire ayant un orifice au centre de diamètre D_o=15cm.

Aire de plaque A_p :

$$A_p := (D_p^2 - D_0^2) \quad \text{(II-38)}$$

$$\longrightarrow \frac{4*A_p}{\pi} = D_p^2 - D_0^2 \longrightarrow D_P = \sqrt{(\frac{4*A_p}{\pi} + D_0^2)}.$$

.

$$D_P = \sqrt{\frac{4*46.32}{3.14} + 15^2} = 16.85\ cm.$$

⟶ $D_p \geq 16.85$cm.

Mais aussi le diamètre de la plaque doit être supérieur à celui de la colonne Or ;

Le diamètre de la colonne étant égal à 40.6 cm ainsi donc on choisit un diamètre de la plaque égale à 100 cm ; soit 1m de diamètre.

D_p=100 cm

II-11-2-Calcul de vérification :

La condition de résistance impose.

$$\sigma_{max}=\frac{N}{A_p}+\frac{M_{max}}{W}\leq[\sigma_{ecr}] \qquad \text{(II-39)}$$

$$\frac{N}{\pi*D_p^2/4}+\frac{M_{max}}{\pi*D_p^3/32}\leq[\sigma_{ecr}]$$

$$\frac{4*N}{\pi*D_p^2}+\frac{32*M_{max}}{\pi*D_p^3}\leq[\sigma_{ecr}]$$

$$\frac{4*3126.85}{3.14*100^2}+\frac{32*555*10^3}{3.14*100^3}=0.398+36.17=36.57\ daN/cm^2$$

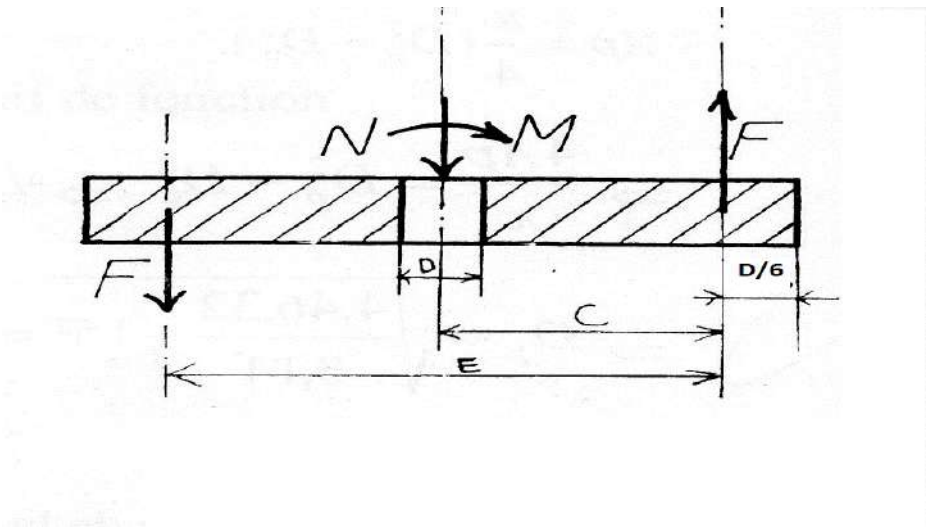
$\sigma_{max}=36{,}57\ daN/cm^2 < [\sigma_{ecr}]=67.5\ daN/cm^2$.

Ainsi donc la condition de résistance est vérifiée.

II-12-Détermination des boulons d'encrage :

La plaque d'assise est liée à la fondation par l'intermédiaire des boulons scelles dans le massif de fondation.

Le boulon est sollicité à la traction par le moment fléchissant.



Figure(II-10) : Plaque D'assise.

.

L'effort F qui agit sur les boulons est calculé comme suite :

$\sum M_{/B}=0$

M_{max}-N*c – F*E=0

$$F = \frac{M_{max} - N*c}{E} \quad \text{(II-5)}$$

$$C = \frac{D_p}{3} = \frac{1000}{3} = 333.3 \text{ mm} \quad \text{(II-40)}$$

$$E = \frac{2*D_p}{3} = \frac{2*1000}{3} = 666.6 \text{ mm}$$

D'où $$F = \frac{555*10^3 - 3162.5*333.3}{666.6}$$

F= 6762.58 daN.

La condition de résistance impose :

$$\sigma_{trac} = \frac{F}{S_b} \leq [\sigma_e] \quad \text{(II-40)}$$

$$S_b \geq \frac{F}{[\sigma_e]} = \frac{6762.58}{2400} = 2.81 \text{ cm}^2$$

$$S_b \geq 2.81 \text{ cm} \qquad \frac{\pi*d_b^2}{4} \geq 2.81 \text{ cm}^2$$

$$d_b \geq \sqrt{\frac{4*2.81}{\pi}} = 1.9 \text{ cm.}$$

$$d_b \geq 1.9 \text{ cm}$$

On choisit un diamètre normalise de $d_b = 30\text{mm}$.

Vérification a la résistance:

$$\frac{F}{S_b} \leq \sigma_e \longrightarrow \frac{6762.58}{\pi*3} = 957.1 \text{ daN/cm}^2 \leq 1600 \text{ daN/cm}^2.$$

D'où la condition est vérifiée.

II-13-Assemblage des différentes pièces de la potence :

II-13-1-Généralité :

Afin que notre potence soit conçue dans de bonne condition de transmission des efforts, nous allons procéder dans ce chapitre à l'étude de soudage qui est utilisé pour l'assemblage de différentes pièces.

Le soudage est une opération qui consiste à réunir deux ou plusieurs parties constitutive d'un assemblage, de manière à assurer la continuité entre les parties à assembler, soit par chauffage, soit par intervention de pression, soit avec ou sans métal d'apport dont la température de fusion et de même ordre de grandeur que celle du matériau de base . Le sondage fait partie de domaine de l'assemblage de fixation.

La différence entre les joints soudés et les autres assemblages est la continuité entre les pièces ainsi que les joints soudés sont donc non démontable le sondage à l'arc électrique est le procédé utilisé pour assembler les différentes pièces de notre potence.

La plus part des assemblages dans notre potence sont réaliser au moyen des soudures

D'angle ou bout à bout.

1) Hauteur de gorge a :

Distance minimale de la racine a la surface du cordon

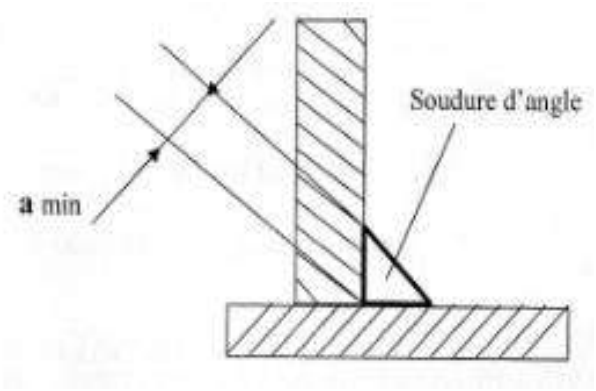


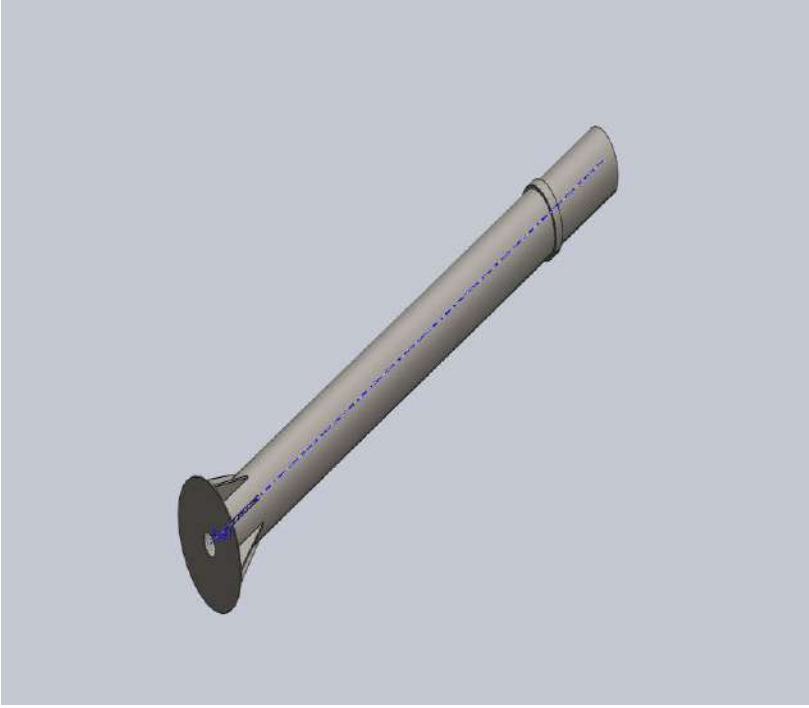
Figure (II-11): Soudage d'angle.

2) racine de la soudure :

Intersection entre plan de joint et limite de pénétration de la soudure.

3) longueur « l » de la soudure :

C'est la longueur utile pour le soudage de deux pièces.



IV-2-1-Description

Le Poteau supporte les charge suivants :(charge de service, poids de chariot porte-palan électrique et le poids de la poutre de roulement (flèche).

IV-2-Simulation de poteau

Date: lundi 24 juin 2013
Concepteur: maamar et mohamed
Nom de l'étude: poteau
Type d'analyse: Statique

Table of Contents

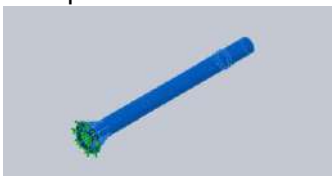
Description 59
Informations sur le modèle 60
Propriétés de l'étude 61
Unités 61
Propriétés du matériau 62
Actions extérieures 63
Informations sur le maillage 63
Forces résultantes 65
Résultats de l'étude 66

IV-2-2-Informations sur le modèle



Nom du modèle: poteau
Configuration actuelle: Défaut

Corps volumiques

Nom du document et référence	Traité comme	Propriétés volumétriques	Chemin/Date de modification du document
Répétition circulaire1 	Corps volumique	**Masse:1058.1 kg** **Volume:0.13479 m^3** **Masse volumique:7850 kg/m^3** **Poids:10369.4 N**	**G:\Pièce1.SLDPRT** Jun 22 20:36:24 2013

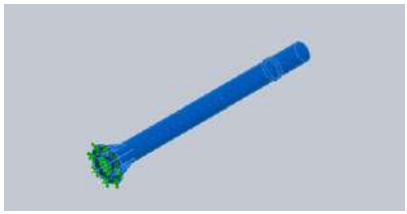
IV-2-3-Propriétés de l'étude

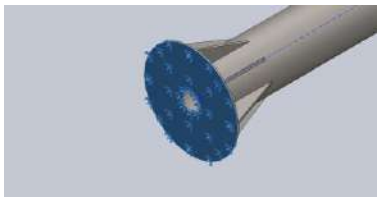
Nom d'étude	Etude 1
Type d'analyse	Statique
Type de maillage	Maillage volumique
Effets thermiques:	Activé(e)
Option thermique	Inclure des chargements thermiques
Température de déformation nulle	298 Kelvin
Inclure la pression du fluide calculée par SolidWorks Flow Simulation	Désactivé(e)
Type de solveur	FFEPlus
Stress Stiffening:	Désactivé(e)
Faible raideur:	Désactivé(e)
Relaxation inertielle:	Désactivé(e)
Options de contact solidaire incompatible	Automatique
Grand déplacement	Désactivé(e)
Vérifier les forces externes	Activé(e)
Friction	Désactivé(e)
Méthode adaptative:	Désactivé(e)
Dossier de résultats	Document SolidWorks (G:)

Unités

Système d'unités:	SI (MKS)
Longueur/Déplacement	mm
Température	Kelvin
Vitesse angulaire	Rad/sec
Pression/Contrainte	N/m^2

IV-2-4-Propriétés du matériau

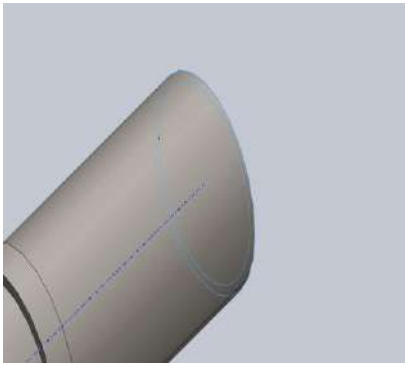
Référence du modèle	Propriétés		Composants
	**Nom:**	ASTM A36 Acier	Corps volumique 1(Répétition circulaire1)(Pièce1)
	Type de modèle:	Linéaire élastique isotropique	
	Critère de ruine par défaut:	Contrainte de von Mises max.	
	Limite d'élasticité:	2.5e+008 N/m^2	
	Limite de traction:	4e+008 N/m^2	
	Module d'élasticité:	2e+011 N/m^2	
	Coefficient de Poisson:	0.26	
	Masse volumique:	7850 kg/m^3	
	Module de cisaillement:	7.93e+010 N/m^2	
Données de la courbe:N/A			

Nom du déplacement imposé	Image du déplacement imposé	Détails du déplacement imposé
Fixe-1		**Entités:** 1 face(s) **Type:** Géométrie fixe

Forces résultantes

Composants	X	Y	Z	Résultante
Force de réaction(N)	-7.44658	2.6606	-17920.1	17920.1
Moment de réaction(N-m)	0	0	0	0

IV-2-5-Actions extérieures

Nom du chargement	Image du chargement	Détails du chargement
Force-1		**Entités:** 1 face(s) **Type:** Force normale **Valeur:** 18500 N

IV-2-6-Informations sur le maillage

Type de maillage	Maillage volumique
Mailleur utilisé:	Maillage standard
Transition automatique:	Désactivé(e)
Boucles automatiques de maillage:	Désactivé(e)
Points de Jacobien	4 Points
Taille d'élément	148.711 mm
Tolérance	7.43556 mm
Qualité de maillage	Haute

IV-2-7-Informations sur le maillage – Détails

Nombre total de noeuds	5986
Nombre total d'éléments	3145
Aspect ratio maximum	809.94
% d'éléments ayant un aspect ratio < 3	0.636
% d'éléments ayant un aspect ratio > 10	24.6
% d'éléments distordus (Jacobien)	0
Durée de création du maillage (hh;mm;ss):	00:00:12
Nom de l'ordinateur:	TOSHIBA-PC



IV-2-8-Forces résultantes

IV-2-8-1-Forces de réaction

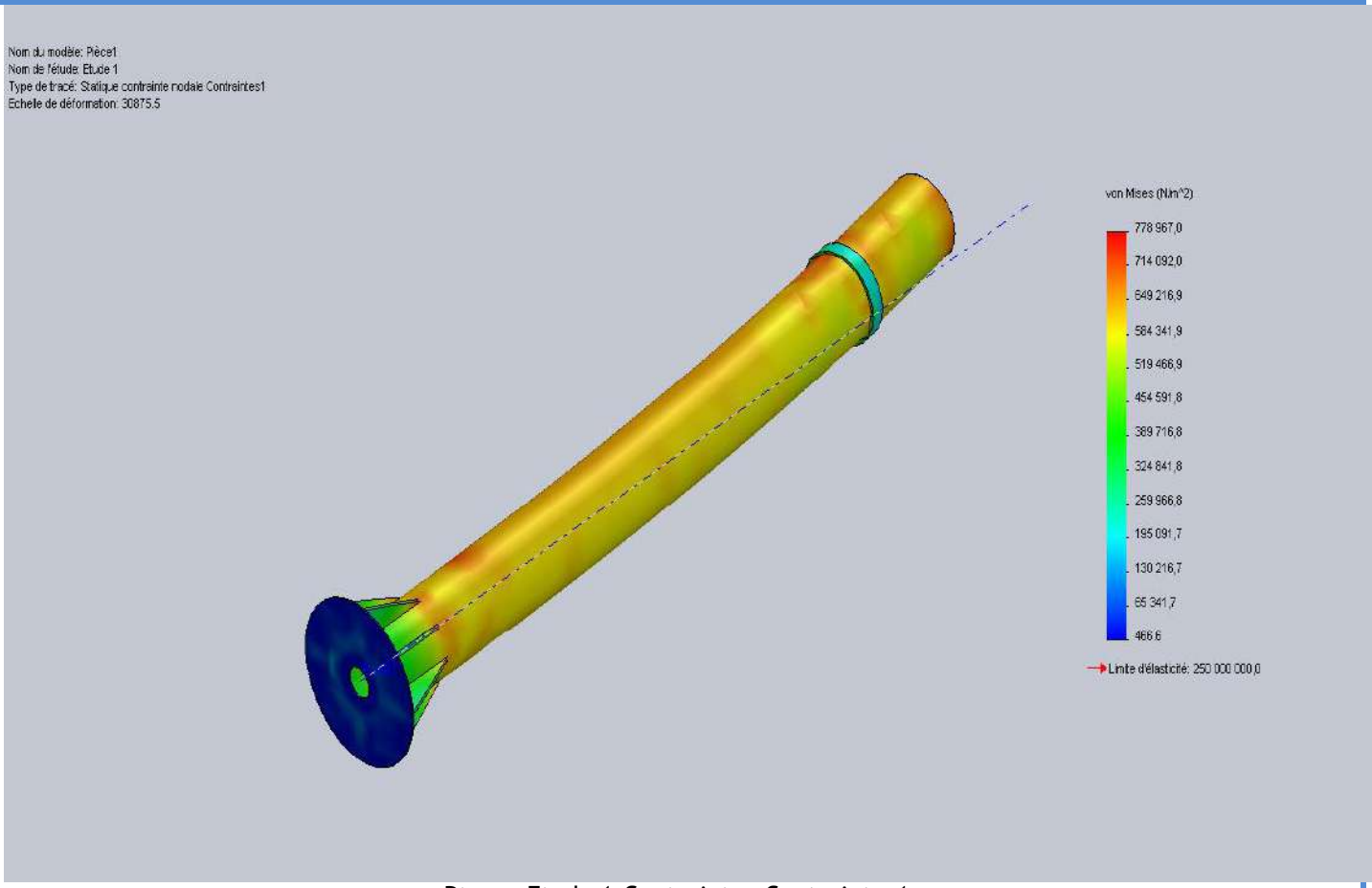
Ensemble de sélections	Unités	Somme X	Somme Y	Somme Z	Résultante
Modèle entier	N	-7.44658	2.6606	-17920.1	17920.1

IV-2-8-2-Moments de réaction

Ensemble de sélections	Unités	Somme X	Somme Y	Somme Z	Résultante
Modèle entier	N-m	0	0	0	0

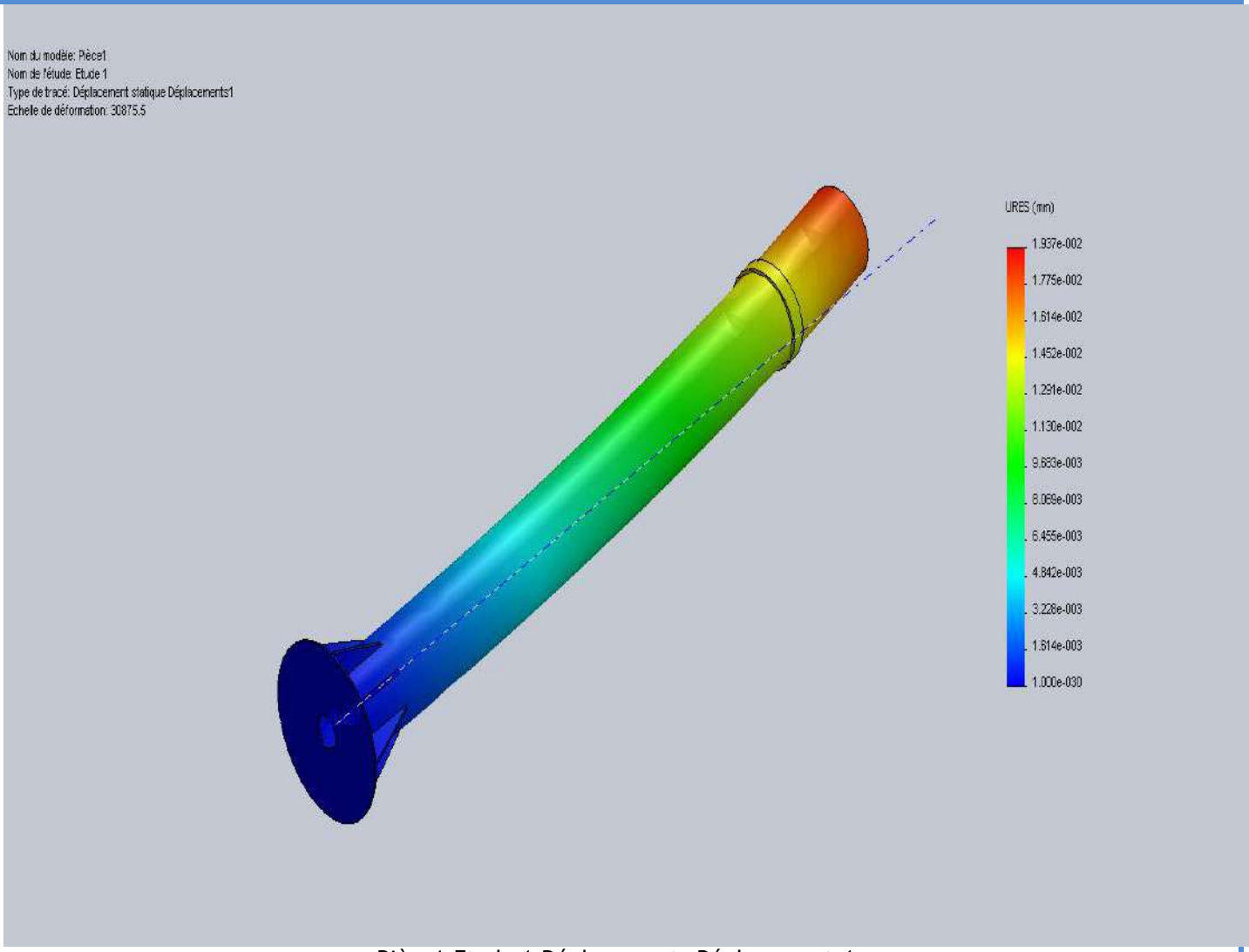
IV-2-9-Résultats de l'étude

Nom	Type	Min	Max
Contraintes1	VON: contrainte de von Mises	466.625 N/m^2 Noeud: 5831	778967 N/m^2 Noeud: 2945



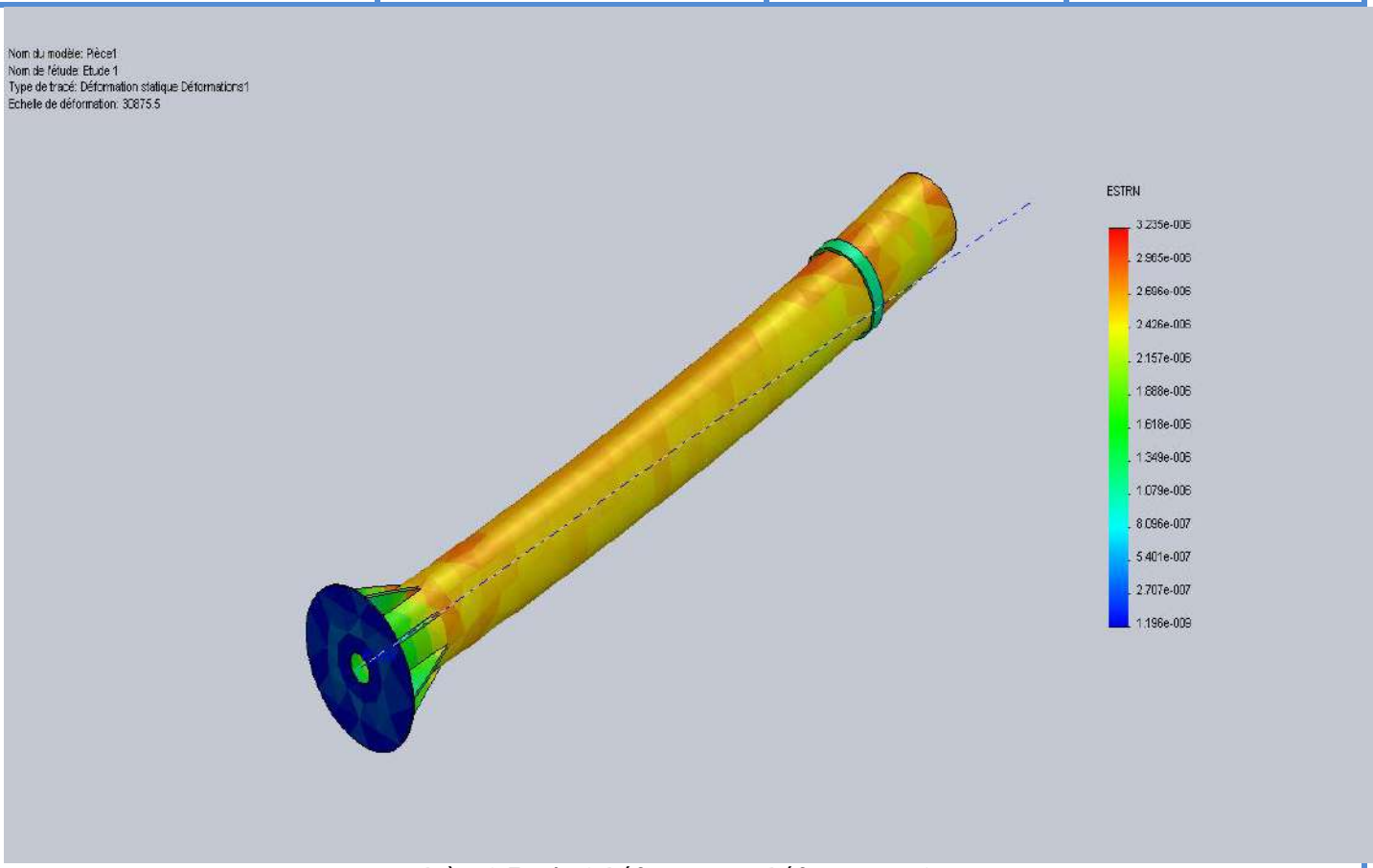
Pteau -Etude 1-Contraintes-Contraintes1

Nom	Type	Min	Max
Déplacements1	URES: Déplacement résultant	0 mm Noeud: 1	0.0193664 mm Noeud: 577



Pièce1-Etude 1-Déplacements-Déplacements1

Nom	Type	Min	Max
Déformations1	ESTRN: Déformation équivalente	1.19613e-009 Elément: 1900	3.23491e-006 Elément: 2554



Pièce1-Etude 1-Déformations-Déformations1

Conclusion

Dans cette partie .on utilisant la simulation sur le logiciel du solide Works on n'a conclu que le matériau choisi pour la conception du poteau de la potence est résistant et aussi il vérifie les critères du flambement.

III -1- Le câble :

III-1-1-Généralité :

Dans un appareil de levage le câble doit être considéré comme un élément consommable.il est fait en fils d'acier et âme centrale en textile ou en acier.les fils d'acier enroule en hélice auteur d'un fil central constituent un toron. Ces torons sont eux-mêmes enroules en hélice auteur d'une âme centrale.

Un câble à fils fins est plus souple qu'un câble a gros fils. Car il pourra s'enrouler dommage sur une poulie ou un tambour de plus faible de diamètre. On notera qu'ame centrale en textile augmente la souplesse des câbles.

Les câbles ont l'avantage d'être sept (7) a huit (8) fois plus légers qu'une chaine ayant supporter la même charge , et les poulies et tambour sur lesquels ils s'enroulent sont d'un encombrement moindre.

La durée de vie d'un câble de levage dépend de facteur inhérents, dune part a la construction interne du câble (âme, souplesse du fil, composition) et d'autre part aux conditions d'enroulement. Ainsi la durée de vie de câble best d'autant plus longue que les diamètres d'enroulement sont grands et l'effort de traction est faible.

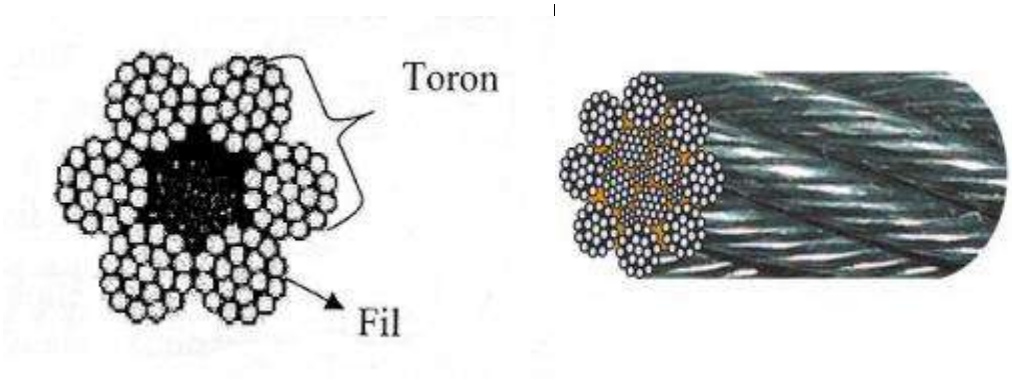


Figure (III.1) : Le câble.

III-1-2-Diamètre de câble :

Le diamètre minimal de câble est déterminé par la formule :

$$d = q\sqrt{T} \qquad \text{(III-1)}$$

Avec : d : diamètres extérieur du câble en mm

q : coefficient dépendant du groupe.

T : l'effort maximal de traction en dan s'exerçant sur le câble.

III-1-3-Détermination du coefficient q :

Le coefficient dépend du groupe dans lequel est classe le mécanisme correspondant ainsi que la nature du câble qu'il soit normal ou anti-giratoire.

Les valeurs minimales du coefficient q sont données par le tableau suivant:

Groupe du mécanisme	Valeur de q	
	Câble normal	Câble anti-giratoire
1bm	0 .265	0.280
1am	0.280	0.300
2m	0.300	0.335
3m	0.335	0.375
4m	0.375	0.425
5m	0.425	0.475

Tableau(III.1): Détermination du coefficient q.

D'après ce tableau, pour un câble anti-giratoire et un mécanisme de groupe 3m, on a q= 0.375.

III-1-4-Calcul de l'effort maximal de traction T:

L'effort T est donne par l'expression :

$$T= \frac{Q}{i_p * \eta_p} \qquad \text{(III-2)}$$

n=1.

i_p=n+1=1+1=2.

Avec : i_p : rapport de moufle

η_p : rendement de la suspension.

III-1-5-Rendement de la suspension :

Il exprime par :

$$\eta p = \frac{1-(\eta_e)^{ip}}{1-\eta_e * i_p} \qquad (III-3)$$

Ou :

η_e : étant le rendement d'une poulie η_e =0.98.

D'où: on aura $\eta_p = \frac{1-(0.98)^2}{1-0.98} * \frac{1}{2} = \frac{0.0396}{0.02} * \frac{1}{2} = 0.99$

η_p =0.99

On obtient alors l'effort T : $T = \frac{Q}{\eta_p * i_p}$ (III-2)

Avec :

$Q = Q_u + Q_m$

Q_u : charge utile.

Qm : poids de moufle.

$$T = \frac{1850+30}{2*0.99} = 949.49\text{kg}.$$

D ou: $d \geq q\sqrt{T} = 0.375\sqrt{949.49} = 11.55\text{mm}$.

On prend un câble anti giratoire de diamètre 13 mm.

III-1-6-Caractéristique du câble :

D'après NF A47-200, nous avons choisis un câble métallique flexible de :

- Diamètre nominale 13cm.
- Masse linéaire : 0.659 kg/m.
- Composition : 34 torons de 7 fils .
- Résistance du fil : 177 daN/mm2.
- Force de rupture min : 9810 daN.
- Diamètre du fil : 0.56 .

III-1-7-Masse totale du câble :

$$m_t=i_p.H.m_l \quad \text{(III-4)}$$

H : hauteur de levage.

m_l : masse linéaire. $m_t= 2 * 5 * 0.659 = 6.59$ kg*m.

III-1-8-vitesse du câble :

$$i_p=V_t / V_l \quad \text{(III-5)}$$

Avec :

V_t : vitesse du câble.

V_l : vitesse de levage =6m/mn.

$V_t= ip * V_l = 0.2$m/s.

III-1-9-Coefficient de sécurité du câble :

Il est indispensable de travailler avec un coefficient de sécurité .pour le groupe 3m on a s= 6

Vérification de « s » :

$$S=F_0/T=9810/924.24=11.91>6 \quad \text{(III-6)}$$

C'est vérifié.

III-1-10-Diamètre minimale d'enroulement :

Le diamètre minimal d'enroulement d'un câble est donne par la rotation suivant :

$$D_t> H_1.H_2.d. \quad \text{(III-7)}$$

D_t : diamètre d'enroulement sur la poulie.

H_1 : coefficient dépendant du groupe du mécanisme.

H_2 : coefficient dépendant du moufle.

d : diamètre du câble.

- **Coefficient H_1** : les valeurs de coefficient H_1 dépendant du groupe dans lequel est classe le mécanisme sont normalisées.

Pour notre cas / le groupe du mécanisme « 3m » et un câble anti-giratoire, on a H1=22.4

- **Coefficient H_2** : pour le tambour et la poulie d'équilibrage H2=1 quelque soit le type du moufle

D'où le diamètre du tambour :

$$D \geq H_1.H_2.d = 22.4*1*13=291.2mm$$

On prend un diamètre nominale D_t=300mm.

III-1-11-Vérification des contraintes dans le câble :

- **Calcul de la contrainte sommaire :**

$$\sigma_{\sum}=\sigma_1+\sigma_2 \quad \text{(III-8)}$$

σ_1 :contrainte due a la charge

σ_2 : contrainte d'incurvation

- **Calcul de σ_1:** $$\sigma_1=\frac{T}{n_1*\frac{\pi*\delta^2}{4}} \quad \text{(III-9)}$$

Ou t: tension du câble : t=924.24 daN

n_1: étant le nombre de fils constituant le câble.

δ : diamètre du fil δ=0.5mm

$$\sigma_1=\frac{924.24*4}{238*3.14*0.52} =19.78 \text{ daN/mm}^2$$

- **Calcul de σ_2:**

$$\sigma_2=\frac{3}{8}*E*\frac{\delta}{D_t} \quad \text{(III-10)}$$

3/8 : coefficient de réduction.

Avec : E : module d'élasticité longitudinale =22000daN/mm^2

δ: Diamètre du fil δ=0.56mm

D_t : diamètre du tambour D_t=300mm

AN :

$$\sigma_2 = \frac{3}{8} * 22000 * \frac{0.56}{300} = 15.4 \text{daN/ mm}^2$$

D'où

$$\sigma_{\sum} = \sigma_1 + \sigma_2 = 19.78+15.4=35.18 \text{ daN/mm}^2$$

D'après FEM : R_r =160daN/mm^2

$$\sigma_1 + \sigma_2 = 35.18 < R_r = 160 \text{ daN/mm}^2$$

III-1-12-Délai de service du câble :

D'après les normes FEM on a :

$$T_K = \frac{A_1}{K_1 * \sum x} \quad \text{(III-11)}$$

T_k : délai de service en année.

A_1 : capacité nominal du câble.

K_1 : coefficient tenant compte du câble choisi et des conditions de fonctionnement on prend K_1= 1.7

$\sum x = K_c * m_1$: nombre de flexion du câble sur les poulies au cours d'une année.

Dans notre cas : K_c =1,35+0,5

K_c : nombre de flexion du câble au cours d'un cycle ayant n poulie.

Nous avons une poulie n=1

D'où K_c= 1.35*1+0.5 =1.85

m_1 : quantité de cycle de levage en une année.

On prend m_1= 3279 pour une seul équipe en 24h

Donc : $\sum x$= 1.85*3279=6066.15

- **Calcul de A_1 :**

D' après la norme FEM, et pour un régime moyen on a :

$D \geq 16\ d$

Avec D : diamètre de poulie.

d : diamètre du câble.

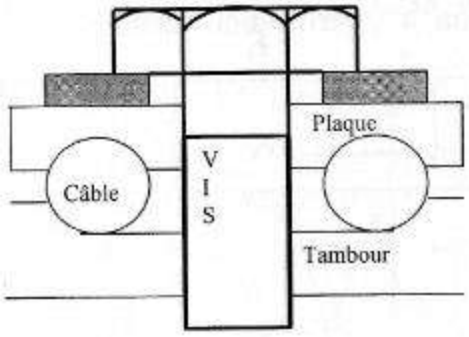
On a : D/d=11.53

On prend D/d=16 on trouve A1 = 33.10^3 des flexions

Donc $T_K=\frac{33*10^3}{6066.15*1.7}$ =3.2 année.

III-1-13-Fixation de câble sur tambour

La Fixation du câble sur tambour doit être faite avec beaucoup de précautions, tout en évitant les torsions, les boucles ou les plies entrainant la destruction prématurée du câble.



Figure(III-2)**:** Fixation de câble sur tambour.

III-2-Poulie

Les poulies sont des roues dont la jante est appelé gorge et peut recevoir un lien flexible du câble.

Une gorge est définie par:

- Sa largeur de jante.
- Le rayon du congé de la jante.

III-2-1-Choix de la poulie :

Le diamètre d'enroulement ou primitif D dépend du diamètre δ des fils qui constituent le câble.

D= (250….300) δ.

Ainsi donc D= 250*0.56=140 mm.

d: diamètre de chable, on prend p_g=(2 a 5)*d = 2.5*13=32.5 mm.

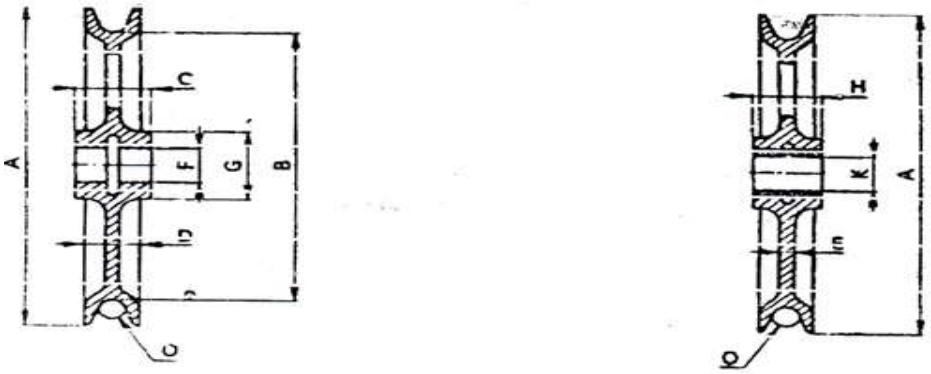
La valeur de l'angle « α » est comprise entre 70°<α<75° a fin d'éviter le frottement du câble contre les parois latérale de la gorge.

D'après le catalogue FEM, nous avons choisis une poulie réa acier moule.

Diamètre 150 mm ayant les paramètres suivant :

D=23	b=132	F=22	C=26
O=12	E=6	K=22	Poids en kg =1.50kg.
G=42	H=26	A=150	

Brut **usine**



Figure(III.2) : poulie réa en acier moule.

III-3-Moufle

Le moufle de levage est constitué par une combinaison de une ou plusieurs réas et de crochets.

Le nombre de réas est fonction du nombre de brins(exemple:2 brins ⟶ 1 réas,

4 brins ⟶ 2 réas), ils ont pour rôle de réduire la tension des fils enroules sur le tambour.

III-3-1-Rapport du moufle :

Il exprime par :

$i_p=n+1$ ou n : étant le nombre de poulies active pour les petites charges, on applique généralement une moufle a une seule poulie, ce qui diminue la tension du câble de sa moitié ainsi donc, il y a une seule poulie active, les autres sont des poulies de renvoi du câble.

D'où: on aura : n=1

Ainsi donc : $i_p=n+1=1+1=2$ $i_p=2$

III-3-2-Choix de la moufle :

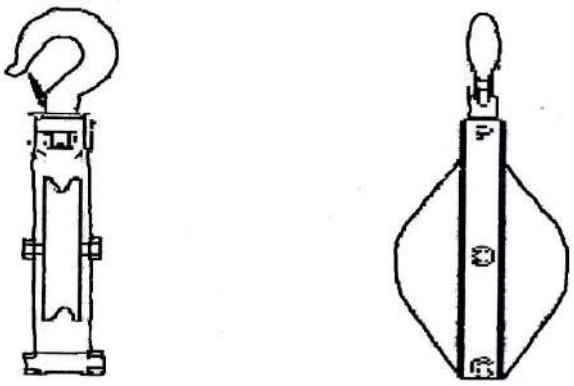
Elle assure la liaison crochet poulie, il se fait suivent la charge a soulever et le type de poulie, d'après le catalogue LORTEL série M 200 nous choisissons un moufle 1 réa désigne MF1R20.

Dimension :

Diamètre intérieur D_{in}= 150 mm

Diamètre extérieur D_{ix}= 180 mm

Diamètre de câble d= 13 mm



Figure(III.3) : moufle réa.

III-4-Le crochet :

En générale, on utilise le crochet, mais en réalité, il existe de nombreux dispositif d'accrochage correspondant à la grande diversité de marchandises à manutentionner. Il est important d'utilise le travail dans un minimum de temps, avec le minimum de mains-d'œuvre et s'adaptant a la nature de la matière à transporter. Pour des raisons de' sécurité, un crochet est muni d'un linguet.



Figure(III.4) : crochet en acier moule.

III-4-1-Choix du crochet :

Le choix du crochet est donné directement en fonction de la charge à soulever et du régime de fonctionnement.

Il existe des calculs de vérification qui ne peuvent être nécessaires dans notre cas, car le crochet est normalise.

D'après la norme DIN 15501, on a choisi un crochet en acier AST S2de classe 50, anti-vieillissant normalise type RSN avec bossage forge, fibre, fini en matrice, de numéro 1.6

III-5-Tambour :

III-5-1-Généralité :

Le tambour, pièce essentielle du mécanisme de levage sur lequel s'enroule le câble, a une surface utilise tubulaire.

En effet, il est obtenu à partir d'un tube mécanique constitué en acier soudable XC 38 suffisamment dur, ainsi les économies sur le poids sont appréciables, pour éviter les indentations crées par le câble ne viennent détériorer ce dernier, la rotation du tambour est assurée depuis l'arbre du réducteur par l'intermédiaire d'un accouplement élastique.

La norme française NF E25 121 précise les règles de construction, et particulièrement le tambour, qui permettra le montage, l'entretien et l'utilisation dans une bonne condition de sécurité, ainsi les tambours doivent être usiné pour ne présenter aucune aspérité, ils sont hélicoïdaux et ont l'inclinaison nécessaire pour faciliter l'enroulement correct du câble.

III-5-2-Profile de tambour :

Au cour de levage ou du déplacement d'une charge, le câble s'enrouler sur le tambour qui est un cylindre dans la surface peut être lisse ou a gorge.

L'adoption des gorge a pour effet non seulement de mieux dirigé le câble mais aussi de réduire la pression supporter par les fils d'acier et par la suite d'accroitre la durée de service du câble.

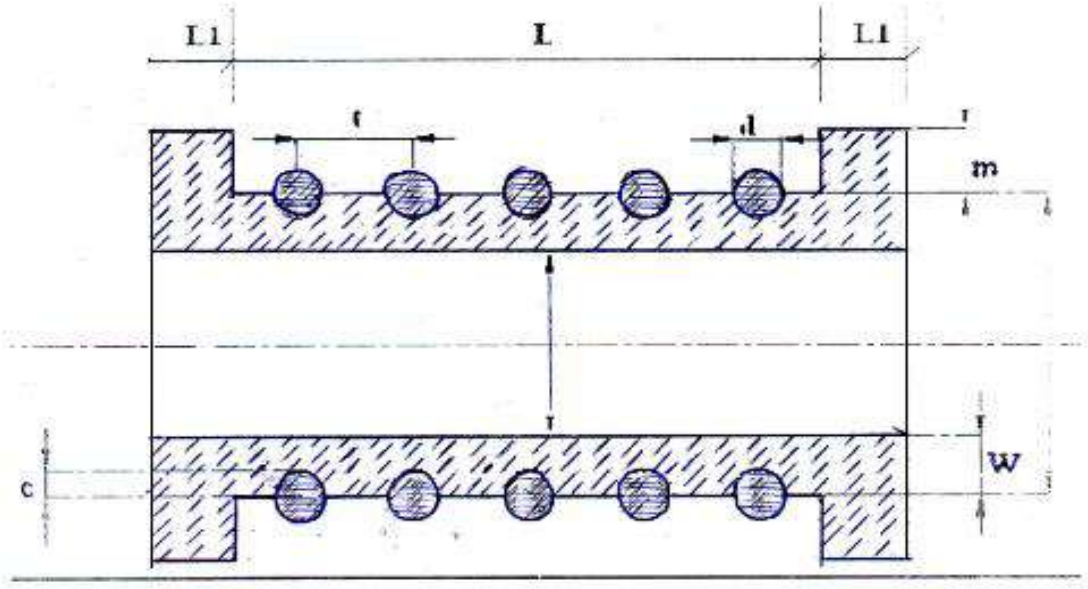


Figure (III.5) : le Tambour.

III-5-3-Différant paramètre du tambour :

- Diamètre d'enroulement sur le tambour

  Dt=300

- Epaisseur de la Jonte du tambour :

  δ_1=[0.9....2]∗d

Avec :

d: diamètre de câble

On prend : δ_1=1*d=13 mm

$$\delta_1=\frac{D_e-D_i}{2} \qquad \text{(III-12)}$$

Avec :

- D_e : diamètre extérieur du tambour.
- D_i : diamètre intérieur du tambour.

– Diamètre extérieur du tambour :

$D_e = D_t - d = 300-13= 287$ mm

– Diamètre intérieur du tambour :

$D_i = D_e - 2d = 287-2*13 = 261$ mm

– Pas d'enroulement de taillage t :

$t \geq d + (1 \text{ à } 3 \text{ mm})$

$t \geq 13+1 = 14$ mm

On prend : t = 14 mm

– Profondeur de gorge c :

C = (0.3 à 0.9) * d

C = 0.6 * d = 0.6*13 = 7.8 mm

On prend : c = 8 mm

– Rayon de la gorge :

r = (0.6 à 0.7)*d

r = 0.6*d = 0.6* 13 = 7.8 mm

Épaisseur des joues du tambour :

– $\delta_2 = d = 13$ mm.

Hauteur des joues du tambour :

– $H_3 \geq 2d = 26$ m = 27 mm

III-5-4-Matériaux :

Les tambours peuvent être en fonte, mais cette matière est désavantageuse vu le poids important du tambour, mauvaise résistance a l'usure. Ainsi donc, on préfère les tambours en acier moule dont les avantages sont :

– Prix de revient plus bas
– Bonne résistance à l'usure.

Des gorges hélicoïdales sont prévues sur tambour, dont l'inclinaison est assez suffisante pour faciliter l'enroulement du câble.

III-6-Palan électrique :

Un palan électrique est constitue :

- Un tambour a câble pour soulever la charge
- Un système de réduction entrainé par un moteur électrique.

Ils peuvent être fixe ou mobile .il peuvent être doté d'un mécanisme de translation, on les couchants sous un chariot qui peut se déplacer par l'intermédiaire d'un moteur électrique.



Figure(III.6) : Palan électrique.

III-6-1-Choix du moteur :

Les moteur les plus utilise pour les appareils de levage sont les moteurs électrique de type asynchrone.

Alimentes par un courant triphasé qui favorise un grand couple de démarrage et limite le courant rotorique et statorique.

Le choix du moteur est fait à la base de puissance nécessaire(P_n), du facteur de marche, et doit surtout assurer :

- Le temps convenable de démarrage.
- La non surchauffe qui dépend du couple nécessaire à fournir.

III-6-2-Réducteur:

III-6-2-1-Généralités:

Un réducteur est un organe mécanique qui transmet une puissance par l'intermédiaire d'un train d'engrenages ou plus.

Dans un réducteur de vitesses, on trouve deux arbres.

- Un arbre d'entrée tournant a une grande vitesse.
- Un arbre de sortie tournant à une vitesse réduite.

Ainsi, comme son nom l'indique, un réducteur est destiné à réduire une vitesse .on appelle rapport de réduction, le rapport (r) de la vitesse de sortie (Ws) et de la vitesse d'entrée(We) ($r = \frac{w_e}{w_s}$).

Grace au choix judicieux, des traitements thermiques et des aciers, ces réducteurs constituent des appareils très compacts et performants, d'une fiabilité totale, permettant de transmettre en toute sécurité, des couples élevés sous un encombrement réduit.

III-6-2-2-Caractéristique d'un réducteur:

Pour un réducteur il faut connaitre les quatre caractéristiques suivantes

- Le couple absorbe par la machine entrainée
- La vitesse de chaque arbre d'entrée et de sortie.
- Nature de la charge entrainée et de l'organe moteur.
- La durée du service journalier et la durée de vie.

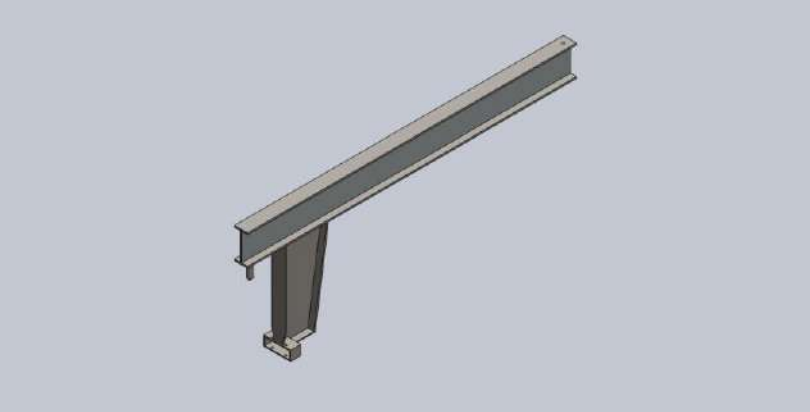
III-6-2-3-Choix d'un réducteur:

Pour choisir un réducteur il faut connaitre les caractéristiques suivant

- Le rapport de réduction($r = \frac{w_e}{w_s}$).
- Les vitesses de rotation entre et sortie(W_e, W_s).
- Le rendementη.
- La puissance d'entrée ou de sortie.

Apres avoir choisi un réducteur if faut que

- Le couple de sélection(Cs) soit inferieur ou égale au couple nominal du réducteur.
- La charge radiale calculée ne doit pas dépasser la charge radiale maximale du réducteur.



IV-1-Simulation de la fleche

Date: lundi 24 juin 2013
Concepteur: maamar et mohamed
Nom de l'étude: Etude 2
Type d'analyse: Statique

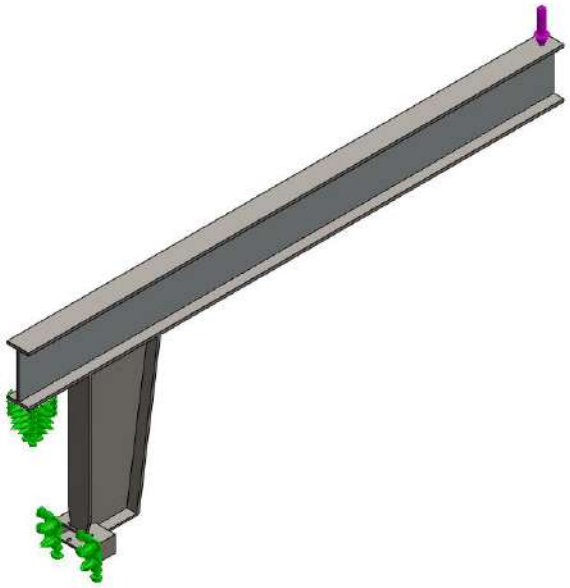
Table of Contents

Description 47
Informations sur le modèle 48
Propriétés de l'étude 49
Unités 49
Propriétés du matériau 50
Actions extérieures 51
Informations sur le maillage 51
Forces résultantes 53
Résultats de l'étude 54
Conclusion 57

IV-1-1-Description:

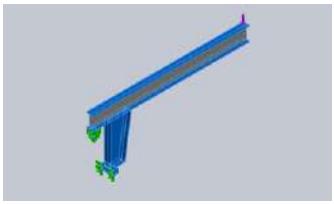
La poutre de (flèche) de notre potence est mont d'un cote sur un tourillon et libre de l'autre.

IV-1-Informations sur le modèle



Nom du modèle: piece 3
Configuration actuelle: Défaut

Corps volumiques

Nom du document et référence	Traité comme	Propriétés volumétriques	Chemin/Date de modification du document
Boss.-Extru.14 	Corps volumique	**Masse:195.432 kg** **Volume:0.0248958 m^3** **Masse volumique:7850 kg/m^3** **Poids:1915.24 N**	**C:\Users\Toshiba\Desktop\ piece 3.SLDPRT** Jun 24 04:44:19 2013

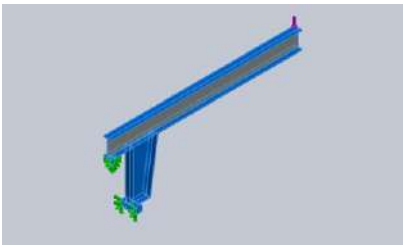
IV-1-Propriétés de l'étude

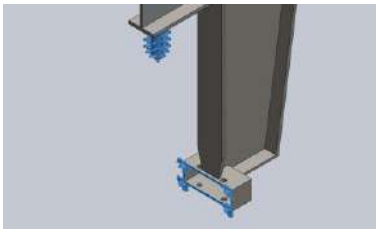
Nom d'étude	Etude 2
Type d'analyse	Statique
Type de maillage	Maillage volumique
Effets thermiques:	Activé(e)
Option thermique	Inclure des chargements thermiques
Température de déformation nulle	298 Kelvin
Inclure la pression du fluide calculée par SolidWorks Flow Simulation	Désactivé(e)
Type de solveur	FFEPlus
Stress Stiffening:	Désactivé(e)
Faible raideur:	Désactivé(e)
Relaxation inertielle:	Désactivé(e)
Options de contact solidaire incompatible	Automatique
Grand déplacement	Désactivé(e)
Vérifier les forces externes	Activé(e)
Friction	Désactivé(e)
Méthode adaptative:	Désactivé(e)
Dossier de résultats	Document SolidWorks (C:\Users\Toshiba\Desktop)

Unités

Système d'unités:	SI (MKS)
Longueur/Déplacement	mm
Température	Kelvin
Vitesse angulaire	Rad/sec
Pression/Contrainte	N/m^2

IV-1-Propriétés du matériau

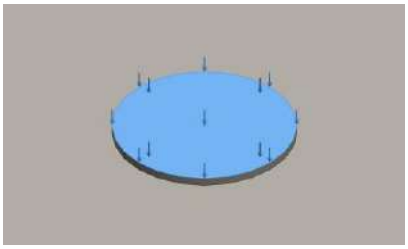
Référence du modèle	Propriétés		Composants
	**Nom:**	ASTM A36 Acier	Corps volumique 1(Boss.-Extru.14)(piece 3)
	Type de modèle:	Linéaire élastique isotropique	
	Critère de ruine par défaut:	Contrainte de von Mises max.	
	Limite d'élasticité:	2.5e+008 N/m^2	
	Limite de traction:	4e+008 N/m^2	
	Module d'élasticité:	2e+011 N/m^2	
	Coefficient de Poisson:	0.26	
	Masse volumique:	7850 kg/m^3	
	Module de cisaillement:	7.93e+010 N/m^2	
Données de la courbe:N/A			

Nom du déplacement imposé	Image du déplacement imposé	Détails du déplacement imposé
Fixe-1		**Entités:** 2 face(s) **Type:** Géométrie fixe

Forces résultantes

Composants	X	Y	Z	Résultante
Force de réaction(N)	0.488466	1850.95	-0.445979	1850.95
Moment de réaction(N-m)	0	0	0	0

IV-1-Actions extérieures

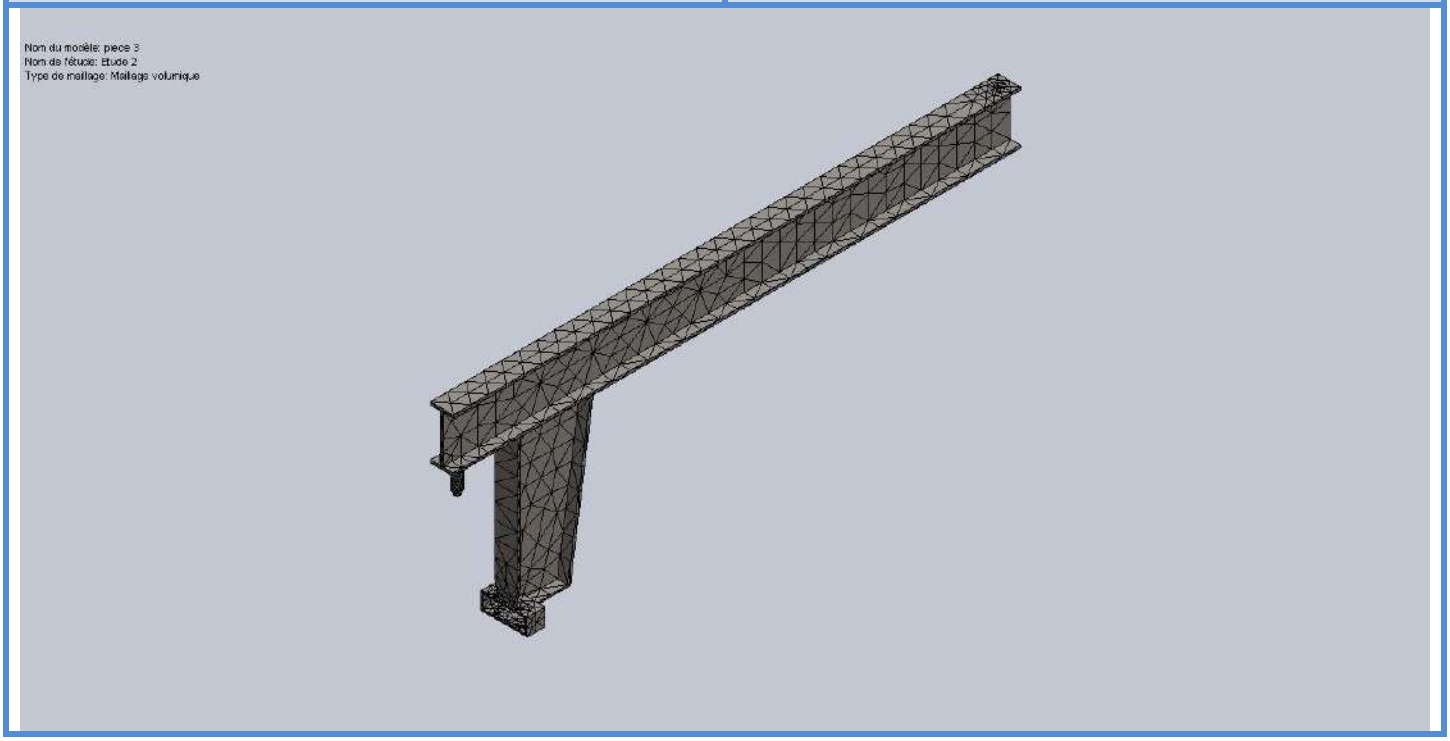
Nom du chargement	Image du chargement	Détails du chargement
Force-1		**Entités:** 1 face(s) **Type:** Force normale **Valeur:** 1850 N

IV-1-Informations sur le maillage

Type de maillage	Maillage volumique
Mailleur utilisé:	Maillage basé sur la courbure
Points de Jacobien	16 Points
Taille d'élément maximum	106.496 mm
Taille d'élément minimum	19.6609 mm
Qualité de maillage	Maillage de qualité moyenne

IV-1-Informations sur le maillage – Détails

Nombre total de noeuds	1225
Nombre total d'éléments	3437
Aspect ratio maximum	3849
% d'éléments ayant un aspect ratio < 3	25.7
% d'éléments ayant un aspect ratio > 10	13.8
Durée de création du maillage (hh;mm;ss):	00:00:02
Nom de l'ordinateur:	TOSHIBA-PC



IV-1-Forces résultantes

IV-1-Forces de réaction

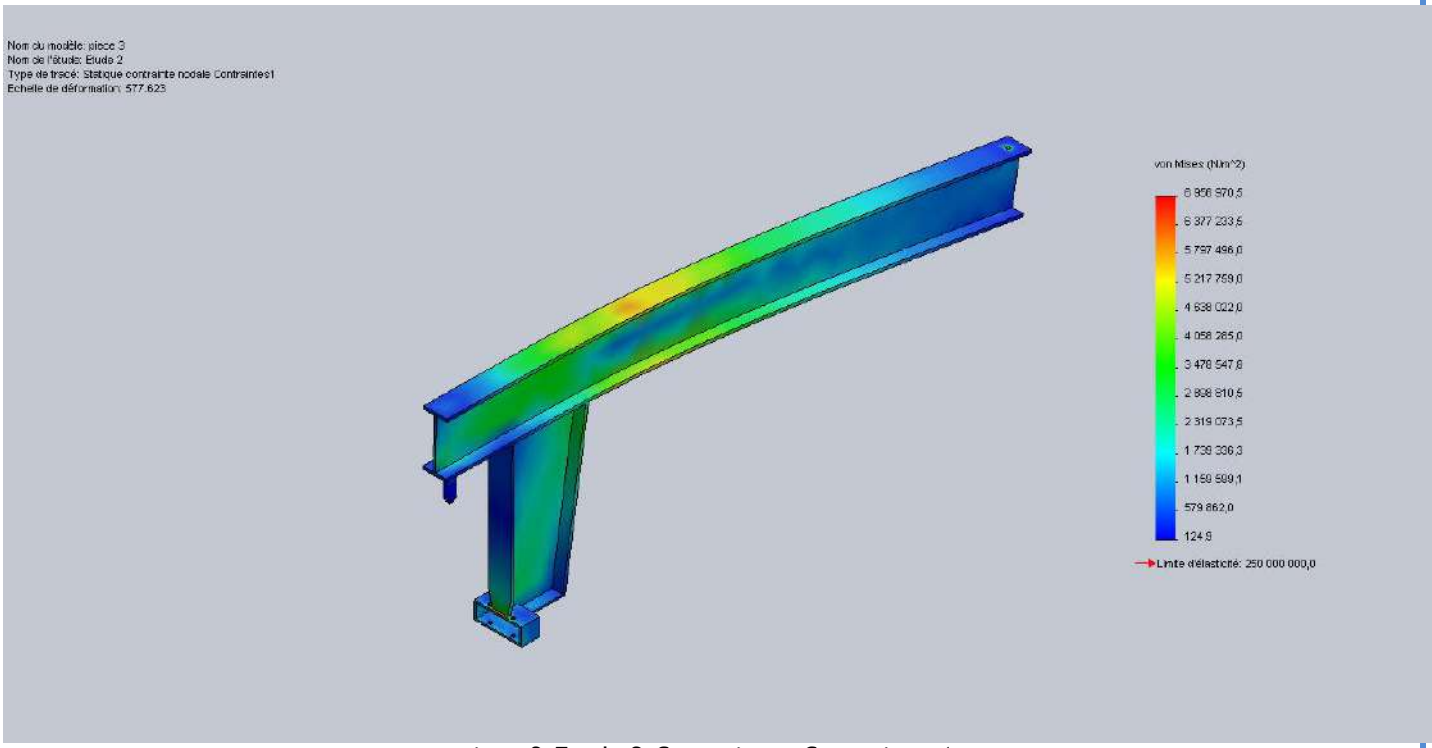
Ensemble de sélections	Unités	Somme X	Somme Y	Somme Z	Résultante
Modèle entier	N	0.488466	1850.95	-0.445979	1850.95

IV-1-Moments de réaction

Ensemble de sélections	Unités	Somme X	Somme Y	Somme Z	Résultante
Modèle entier	N-m	0	0	0	0

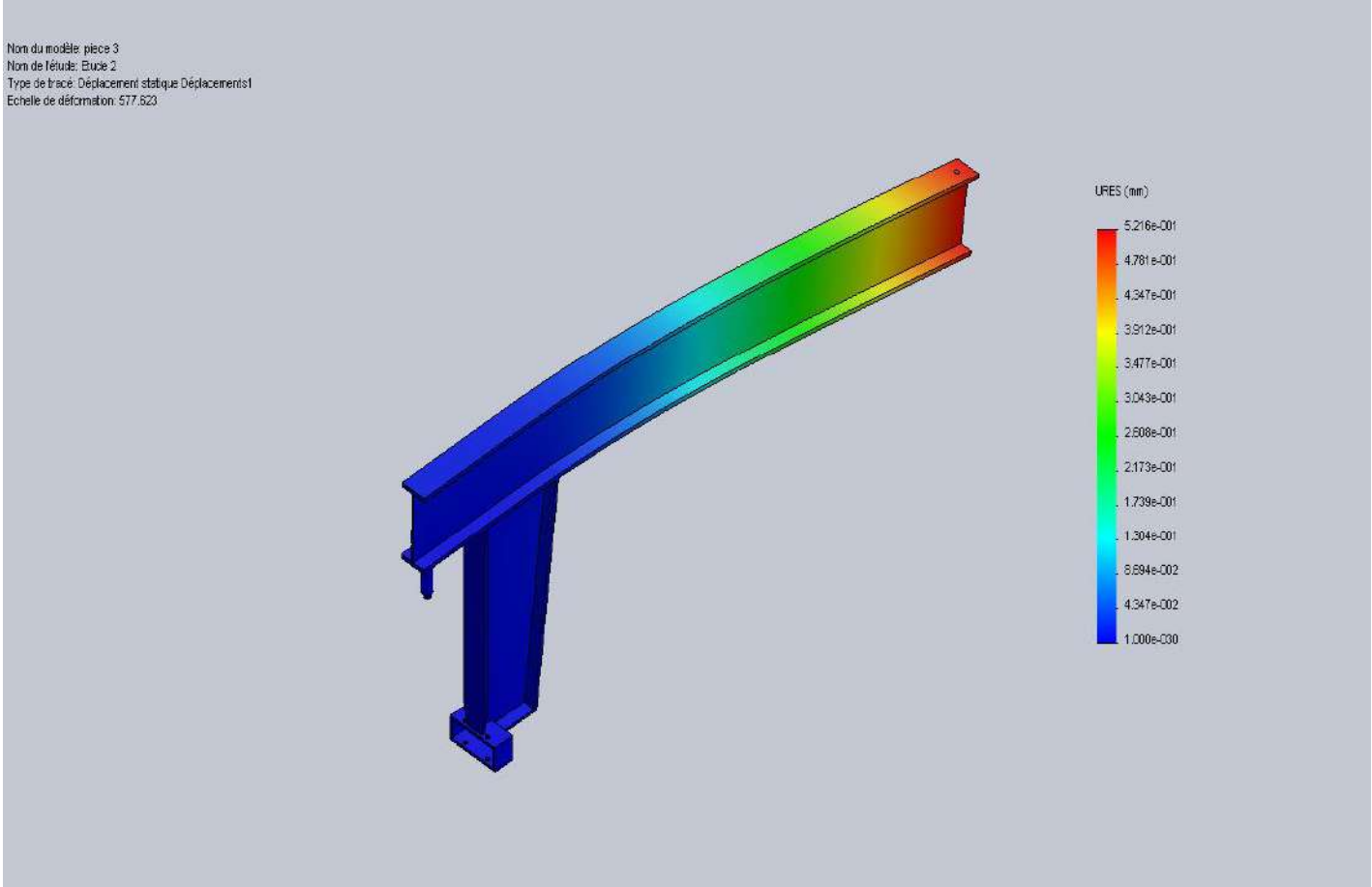
IV-1-Résultats de l'étude

Nom	Type	Min	Max
Contraintes1	VON: contrainte de von Mises	124.883 N/m^2 Noeud: 125	6.95697e+006 N/m^2 Noeud: 669



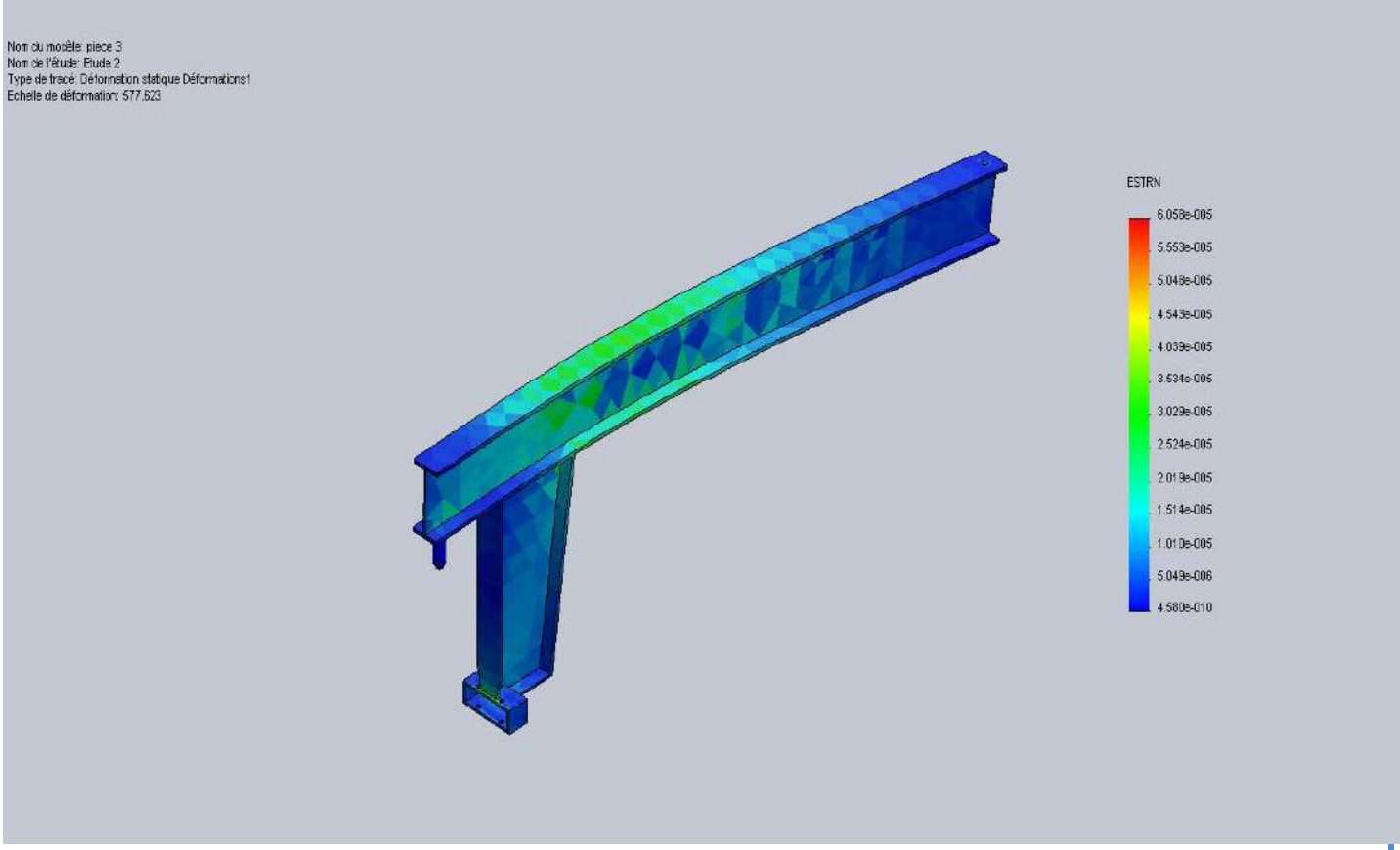
piece 3-Etude 2-Contraintes-Contraintes1

Nom	Type	Min	Max
Déplacements1	URES: Déplacement résultant	0 mm Noeud: 65	0.521611 mm Noeud: 26



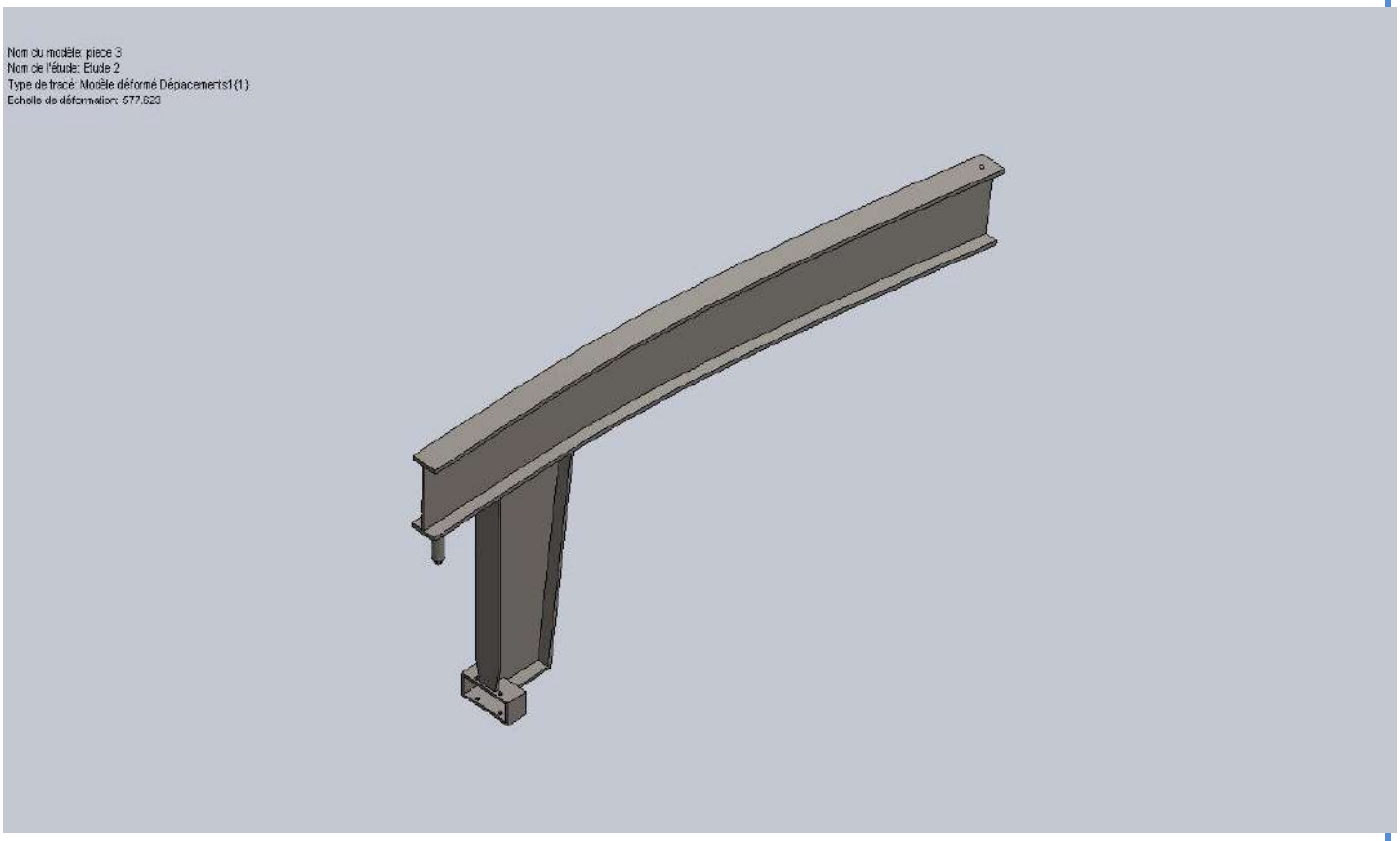
piece 3-Etude 2-Déplacements-Déplacements1

Nom	Type	Min	Max
Déformations1	ESTRN: Déformation équivalente	4.58045e-010 Elément: 2026	6.05776e-005 Elément: 191



piece 3-Etude 2-Déformations-Déformations1

Nom	Type
Déplacements1{1}	Modèle déformé



piece 3-Etude 2-Déplacements-Déplacements1{1}

Conclusion:

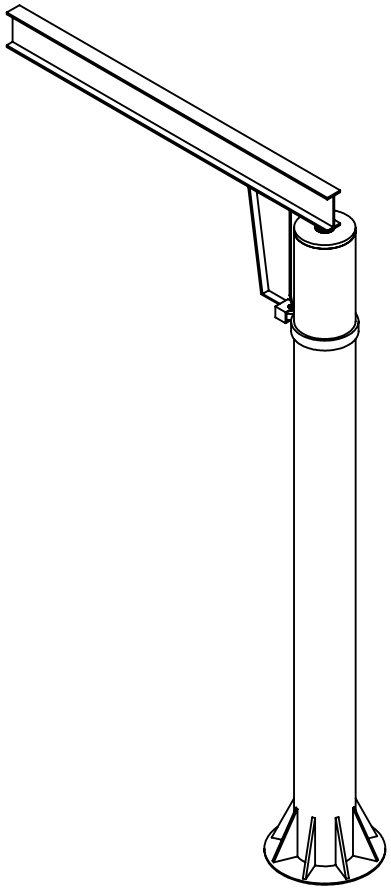
Dans cette partie .lors d'une simulation sur le logiciel du solide Works on a constaté que le matériau A36 utilisé pour la conception de la poutre est résistif et il vérifie les critères de flexion simple.

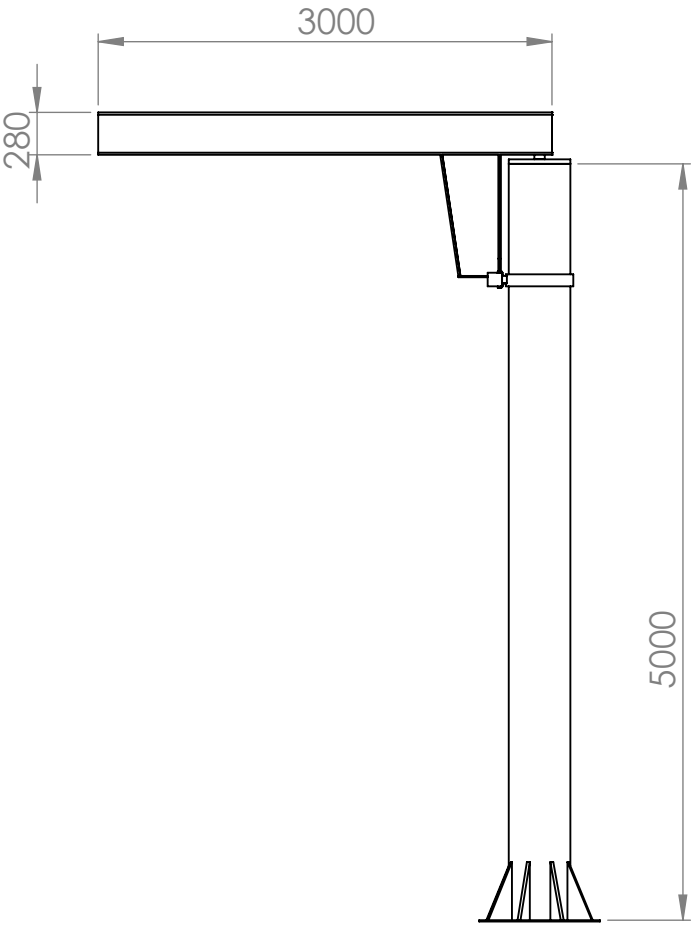
Conclusion

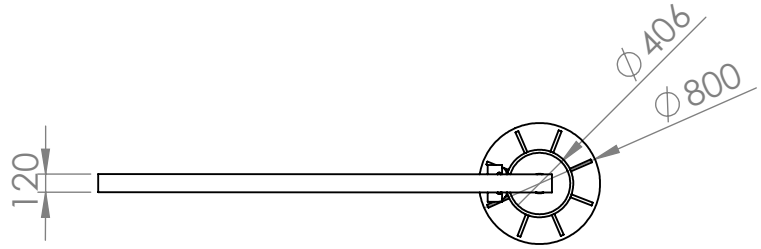
Tout ce que nous pouvons déduire de ce projet, pour construire un appareil de levage : l'étude qui très important c'est la vérification que l'appareil présente une sécurité suffisante par rapport aux cause de ruine

Cette étude base sur deux parties essentielle : partie mécanisme et partie structure métallique .les deux jeux un rôle très important dans le domaine de engin de manutention (appareil de levage)

Étude m'a permis de connaitre beaucoup de chose surtout dans le domaine structure métallique

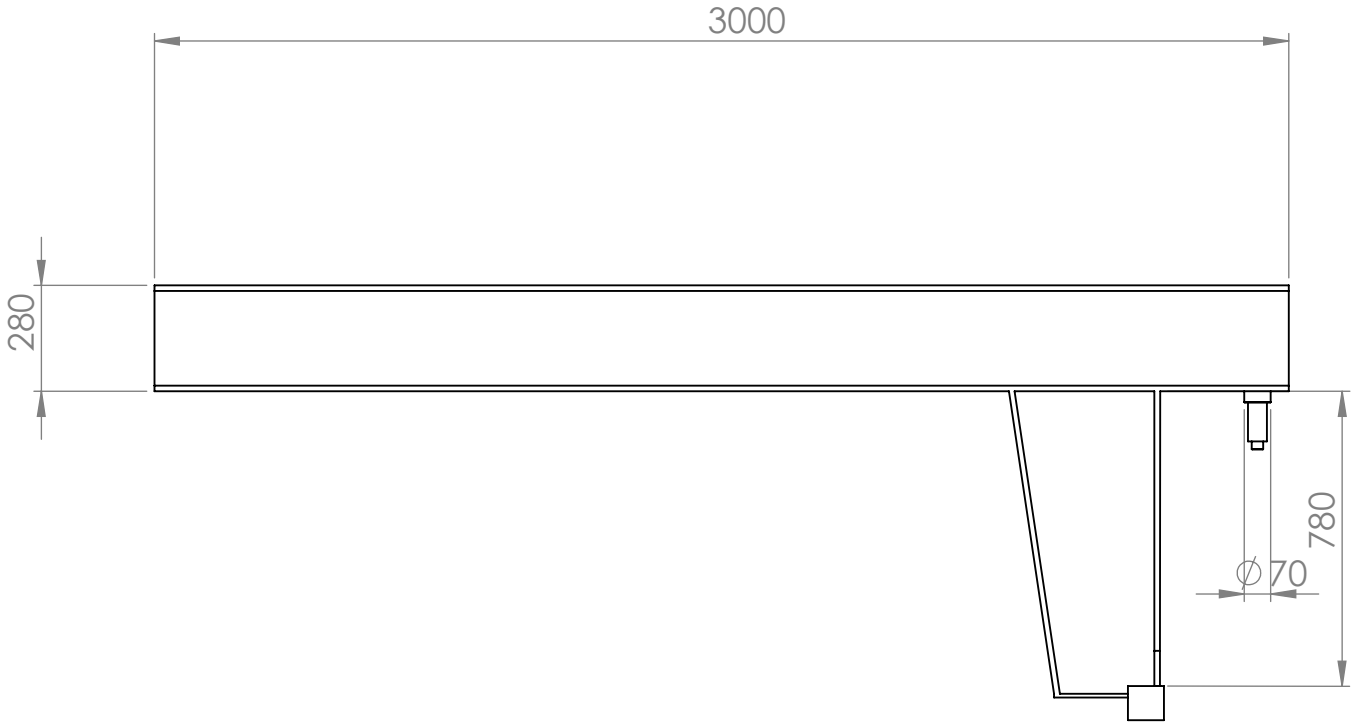


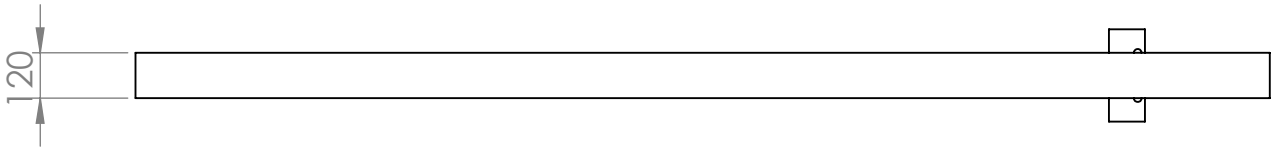




université de médea Dr. Yahia Fares

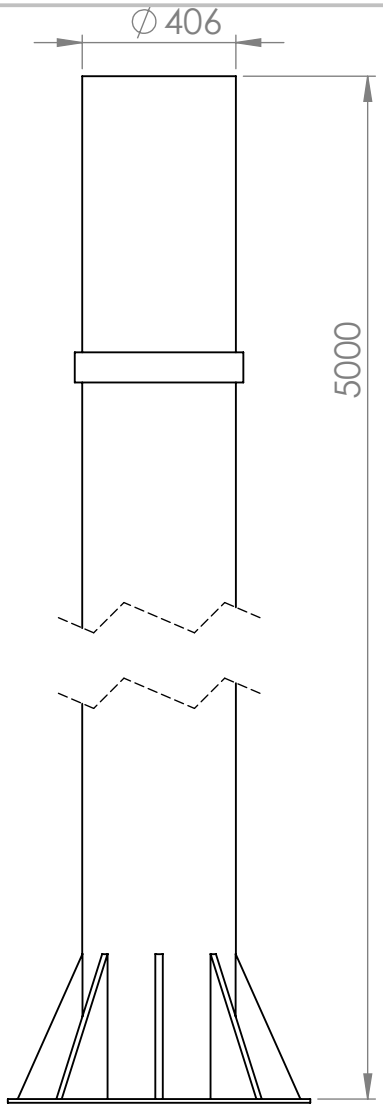
ECH 1:50	potence	maamar etmohamed
		E24
1		23/06/2013

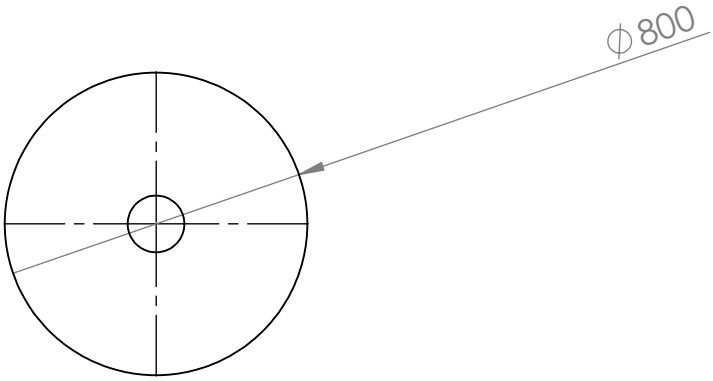




université de médea Dr. Yahia Fares

ECH 1:20	fleche	maamar et mohamed
		E24
3		23/06/2013





université de médea Dr. Yahia Fares

ECH 1:20	poteau	maamar et mohamed
		E24
2		23/06/2013

Eléments de charpente autres que les assemblages :

A) éléments sollicités en traction ou compression simple :

1°) cas des aciers pour les quels le rapport entre la limite élastique σ_E et la charge de rupture σ_R est inferieur à 0,7.

La contrainte calculée σ ne doit pas dépasser la contrainte limite admissible σ_a obtenue en divisant la contrainte de la limite d'élasticité σ_E par un coefficient υ_E dépendant du cas de sollicitation.

Tableau des valeurs de υ_E et des contraintes admissibles sont :

Valeur de υ_E	Cas 1 : 1,5	Cas 2 : 1,33	Cas 3 : 1,1
Contraintes admissibles	$\frac{\sigma_E}{1,5}$	$\frac{\sigma_E}{1,33}$	$\frac{\sigma_E}{1,1}$

Pour les aciers au carbone d'élaboration courante A.37 - A.42 – A.52 (appelés aussi E.24 – E.26 – E.36), la contrainte critique σ_E est conventionnellement celle qui correspond à un allongement de 0,2 %.

Tableau des valeurs de σ_E et σ_a pour les aciers A.37 - A.42 – A.52.

Aciers	Limite élastique : σ_E		Contrainte admissible : σ_a					
			Cas 1		Cas 2		Cas 3	
	Kgf /mm²	Tons /sq.in	Kgf /mm²	Tons /sq.in	Kgf /mm²	Tons /sq.in	Kgf /mm²	Tons /sq.in
E.24	24	15	16	10	18	11,2	21,5	13,5
(A.37)	26	16,5	17,5	11	19,5	12,2	24	24
E.26	36	22,5	24	15	27	17	32,5	20,5
(A.42)								
E.36								
(A.52)								

Tableau de classe de fonctionnement pour le mécanisme.

Etats de sollicitation	Temps moyen de fonctionnement quotidien présumé en heures	Duré totale théorique d'utilisation en heures
V 0,25	≤0,5	≤ 800
V 0,5	>0,5 et ≤ 1	1600
V 1	>1 et ≤ 2	3200
V 2	>2 et ≤ 4	6300
V 3	>4 et ≤ 8	12500
V 4	>8 et ≤ 16	25000
V 5	>16	50000

Tableau : classement des mécanismes.

Temps moyen journalier de fonctionnement en heures		≤ 0,5	≤ 1	≤ 2	≤ 4	≤ 8	≤ 16	> 16
Classe de fonctionnement		V 0,25	V 0,5	V 1	V 2	V 3	V 4	V 5
Etat de sollicitation	Léger			1 Bm	1 Am	2 m	3 m	4 m
	Moyen		1 Bm	1 Am	2 m	3 m	4 m	5 m
	Lourd	1 Bm	1 Am	2 m	3 m	4 m	5 m	
	Très lourd	1 Am	2 m	3 m	4 m	5 m		

Tableau : facteur de marche.

Groupe	1 Bm	1 Am	2 m	3 m	4 m	5 m
Facteur de marche	25 %	30%	40%	50%	60%	60%
Nombre de démarrage Types C-DA et E Type F	 150 150	 180 180	 240 240	 300 240	 360 240	 360 240

$$\text{Facteur de marche} = \frac{\text{temps de montée} + \text{temps de descente}}{\text{temps de montée} + \text{temps de descente} + \text{temps d'arrête}}.$$

Annexe

Bibliographie

- Règles pour le calcul des appareils de levage FEM section I : appareil lourds de levage et de manutention.
- Technique de l'ingénieur
- Résistance des matériaux

C.LMASSON

Catalogue OECMU.

- GUIDE du dessinateur industriel « A-chevalier »
- Elément de construction a l'usage de l'ingénieur tome 8 ;appareil de levage et de manutention