

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur
Et de la recherche scientifique

UNIVERSITE Abderrahmane MIRA BEJAIA
Faculté de Technologie
Département de Génie Mécanique

MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : fabrication mécanique et productique

Par :

Khireddine kousseila

Thème

Dimensionnement de la presse hydraulique

Soutenu le 31 octobre 2021 devant le jury composé de:

Mr. KHELFAOUI	Président
Mr. BELAMRI	Rapporteur
Mr. ADNANI	Examineur

Année Universitaire 2020-2021

Remerciements

Tout d'abord, je tiens à remercier Allah, le tout Puissant de m'avoir donné la force et le courage de mener à bien ce modeste travail.

Le travail présenté dans ce mémoire a été effectué dans le cadre de préparation du mémoire de Master en Génie Mécanique, option ''fabrication mécanique et productique'' au sein de la faculté des sciences et de la technologie de l'université de Bejaïa.

Au terme de ce projet,

*Je tiens à remercier sincèrement notre encadreur **Dr Abdelatif Belamri**,*

Pour ses encouragements, ses conseils précieux et sa disponibilité.

Je remercie également mes enseignants qui m'ont contribué à ma

Formation.

À tous les responsables de ma spécialité.

Enfin, j'adresse mes plus sincères remerciement à tous mes proches et

Amis, qui m'ont toujours soutenu et encouragé au cours de

La réalisation de ce travail.

Merci à tous et à toute.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail :

*A mes très chers parents que je remercie infiniment pour
leurs soutient et conseils tout au long de mes études.*

*A ma chère sœur Amira et chers frères, avec tous mes souhaits
de succès dans leur vie. A toute la famille, oncles, tantes,
cousins et cousines...*

A tous mes respectueux collègues,

Mes meilleurs amis Sofiane, Raouf, Boubeker, Ridha, Zakaria

Ma bien aimée Amira

A tous ceux que j'aime,

Je dédie Ce travail.

kousseila

Sommaire

Remerciement	i
Dédicaces	ii
Sommaire	iii
Liste des figures	vi
Liste des tableaux	viii
Nomenclature	ix
Introduction générale	1

CHAPITRE I : Généralités sur les presses

I.1 Introduction	2
I.2 Les types des presses	2
I.3 La presse mécanique.....	2
I.3.1 La presse mécanique à vis.....	3
I.3.2 Les presses excentrique	4
I.3.3 Avantages	4
I.3.4 inconvénients.....	5
I.4 La presse hydraulique	5
I.4.1 principe de fonctionnement de la presse hydraulique	5
I.4.2 Types des presses hydrauliques	6
I.4.3 Avantages	7
I.4.4 inconvénients	7
I.4.5 Les éléments de la presse hydraulique	7
I.5 La différence entre la presse mécanique et la presse hydraulique	8
I.6 Les différents bâtis et modes d'entraînement de la presse	8
I.7 Caractéristique d'une presse	9
I.8 Exigence de choix d'une presse	9
I.9 Conclusion	10

CHAPITRE II : Structures métalliques

II.1 Introduction	11
II.1.1 Les Profilés laminés	12

II.2 Les poutres	12
II.2.1 Les modèles des poutres en acier.....	13
II.2.2 Les profils de la poutre	13
a. Les poutrelles en I	13
b. Les poutrelles en U	14
c. Les poutrelles HE (gamme européenne)	14
II.2.3 L'utilisation de la poutre en acier	15
II.3 Les laminés marchands	15
II.3.1 La cornière	16
II.3.2 Rôle de la cornière	17
II.4 Matériau des éléments de la presse	17
II.4.1 Matière S235 Signification (Désignation ou Définition)	17
II.4.2 Caractéristiques des aciers de construction	17
II.4.2.1 Propriétés physiques	17
II.4.2.2 Propriétés mécaniques	18
II.5 Assemblages mécaniques	19
II.5.1 Définition de l'assemblage.....	19
II.5.2 Types d'assemblages.....	19
a. Assemblage démontable	19
i. Les boulons	19
b. Assemblages permanent (non démontables)	20
i. Le soudage	20
ii. Calcul des joints de soudure	21

CHAPITRE III : Etude et simulations de la structure

III. 1. Introduction	23
III.2 Résistance de la vis à la traction	24
III.3 Dimensionnement de la traverse	25
III.3.1 Les réactions R_a et R_b et les moments M_a et M_b	25
III.3.2 Calcul des efforts intérieurs N_1 , T_1 , M	27
III.3.3 Diagramme des efforts intérieurs T_1 , M	28
III.3.4 Détermination de la flèche maximale	28
III.3.5 Le choix du profil idéal pour la structure	29
III.4 Flambement de poutre	33

III.5 Dimensionnement de la plaque de fixation	35
III.5.1 Les réactions Ra et Rb	35
III.5.1 Calcule des efforts intérieurs N_2 , T_2 , M	36
III.5.3 Diagramme des efforts intérieurs T_2 , M	37
III.5.4 Détermination de la flèche maximale	37
III.5.5 Le choix du profil	38
III.6 Résistance de la barre au cisaillement	41
III.7 Modèle final de la structure	43
III.8 les composantes de la structure	44
III.9 conclusion	44
Conclusion générale	45
Bibliographie	

Liste des figures

Chapitre I

Figure I.1 : Presse mécanique	3
Figure I.2 : Presse mécanique à vis	3
Figure I.3 : presse mécanique excentrique	4
Figure I.4 : presse hydraulique	5
Figure I.5 : principe de pascal	6
Figure I.6 : éléments de la presse hydraulique	8
Figure I.7 : presse à bâti monobloc	9
Figure I.8 : presse à C-bâti	9

Chapitre II

Figure II.1 : Poutre métallique en double Té	11
Figure II.2 : Poteau métallique en double Té	11
Figure II.3 : opérations de laminage à chaud pour profilés en double Té et larges plats	12
Figure II.4 : poutrelle en I	14
Figure II.5 : poutrelle en U.....	14
Figure II.6 : poutrelle en H.....	15
Figure II.7 : Cornière à ailes égales.....	16
Figure II.8 : Cornière à ailes inégales.....	16
Figure II.9 : courbe contraintes déformations selon la nuance (ou bien la teneur en carbone)..	18
Figure II.10 : schémas d'assemblage mécanique par boulon avec écrou	20
Figure II.11 : Joints de soudure.	21
Figure II.12 : Déformation de retrait.....	21
Figure II.13 : Soudure en bout.	21
Figure II.14 : Soudure en angle.....	22

Chapitre III

Figure III.1 : La structure de la presse à dimensionner	23
Figure III.2 : l'effort applique sur la vis	24

Figure III.3 : Modélisation de la traverse sollicitée en flexion simple	25
Figure III.4 : diagramme des efforts intérieurs T_1 , M	28
Figure III.5 : flèche maximale de la poutre UPN 140	30
Figure III.6 : flèche maximale de la poutre UPN 160	31
Figure III.7 : flèche maximale de la poutre IPE 160	31
Figure III.8 : flèche maximale de la poutre HEA 100	32
Figure III.9 : flèche maximale de la poutre HEB 100	33
Figure III.10 : flambement de la poutre encasté	34
Figure III.11 : Modélisation de la plaque de fixation sollicitée en flexion simple.....	35
Figure III.12 : diagramme des efforts intérieurs M , T_2	37
Figure III.13 : flèche maximale de la poutre UPN 260	39
Figure III.14 : flèche maximale de la poutre IPE 270	39
Figure III.15 : flèche maximale de la poutre HEA 140	40
Figure III.16 : flèche maximale de la poutre HEB 120	40
Figure III.17 : cisaillement de barre	41
Figure III.18 : La structure de presse après dimensionnement	43

Liste des tableaux

Tableau II.1 : sections transversales de quelques laminés marchands.....	16
Tableau III.1 : La longueur de la traverse nécessaire pour chaque profilé..	33
Tableau III.2 : La longueur de la plaque de fixation nécessaire pour chaque profilé	41
Tableau III.3 : Relation entre Re et Reg	42

NOMENCLATURE

Symboles	Définition	Unité (SI)
ρ	: La masse volumique	Kgf/m ³
ρ_{acier}	: Le poids spécifique ou volumique de l'acier	Kg / m ³
α	: Le coefficient de dilatation thermique de l'acier	-
K	: La conductibilité thermique	Kcal / (m h °C)
ε	: Déformation élastique	-
E	: Le module d'Young ou d'élasticité longitudinale	MPa
f_y	: La contrainte limite d'élasticité	MPa
f_u	: La contrainte limite à la rupture	MPa
ε_y	: L'allongement relatif élastique	-
ε_u	: L'allongement relatif ultime	-
G	: Module de cisaillement	-
ν	: Le coefficient de poisson	-
R_r	: La limite de rupture	N/mm ²
R_e	: Limite élastique du matériau	N/mm ²
I	: L'inertie	cm ⁴
Ω	: La surface de matière dans la section	cm ²
λ	: L'élancement	-
τ	: Contrainte tangentielle en tout point de la section S	N/mm ² ou MPa
S	: Aire de la section droite cisailée de la pièce	mm ²
T	: Effort tangentiel (tranchant)	N
R_{eg}	: Résistance élastique au glissement	N/mm ² ou MPa
S	: Coefficient de sécurité	-
R_{pg}	: Résistance pratique au glissement	N/mm ² ou MPa

Introduction Générale

Introduction Générale

Les constructions métalliques constituent un domaine important d'utilisation des produits laminés. Elles emploient, en particulier, des tôles et des profilés. Leurs domaines d'application sont très nombreux. Ils concernent les bâtiments industriels ou résidentiels et les ouvrages d'art, les ponts et les passerelles, les pylônes de transports d'énergie électrique et des réseaux de télécommunications et mettent en lumière l'intérêt de la rapidité du montage. La réalisation de telles structures s'effectue suivant des normes de conception qui permettent d'obtenir un ouvrage assurant la sécurité des personnes et des biens et bénéficiant d'une durabilité cohérente avec l'investissement consenti.

Dans ce travail nous intéressons au dimensionnement des éléments de la structure de la presse hydraulique basé sur la méthode analytique et numérique avec le logiciel RDM6 applicable aux structures métalliques constituées de poutres reliées entre elles par des assemblages par boulons ou par soudage. Nous nous limiterons aux profils laminés en U, H, I et les cornières qui se trouvent dans le marché national. On suppose aussi, étudier des sections brutes sans trous de fixation.

Le premier chapitre est dédié aux généralités sur les presses que ce soit mécaniques ou hydrauliques, et les différents types, aussi les avantages et les inconvénients sur les presses les plus utilisées.

Le deuxième chapitre sera consacré sur les types des profilés existants ainsi, que leurs matériaux de fabrication, et les méthodes d'assemblage.

Le troisième chapitre fait l'objet d'une étude de dimensionnement et de résistance des différents éléments de la structure de la presse hydraulique 10 tonnes analytiquement et avec d'autres profilés ensuite les comparer avec les résultats obtenus par le logiciel RDM6. À la fin on a choisi les profilés idéales pour la structure et faire l'assemblage des éléments avec le logiciel de conception « SolidWorks ».

Chapitre I

Généralités sur les presses

I.1 Introduction

Les presses sont des machines industriels qui trouvent leurs applications dans plusieurs Domaines technologique de fabrication mécanique qui permettent de changer la forme d'une pièce en exercent une force ou une contrainte sur une surface donnée, elle est composée essentiellement de deux plateaux susceptibles de se rapprocher par commande mécanique ou hydraulique, pour comprimer ce qui est placé entre eux.

Les presses sont des machines utilisées pour le traitement de la tôle, capables de générer une pression continue et progressive, afin de couper ou déformer le matériau placé dans le moule. Généralement sont composées d'une base, d'un cadre, de colonnes de guidage, de moteurs pour la génération de la force et de systèmes de gestion et de contrôle de la phase de moulage.

[1]

Les presses peuvent être classés suivant :

- Leur mécanisme : hydraulique, mécanique, pneumatique.
- Leur fonction : presse de forgeage, presse d'estampage, presse plieuse, etc.
- Leur structure : presse à genouillère, presse à vis.
- Leur contrôlabilité : conventionnelle, servo-presses.

I.2 Les types des presses :

Il existe trois types des presses basées sur les principes physiques universels :

- La presse mécanique
- La presse hydraulique
- La presse pneumatique

I.3 La presse mécanique :

Une presse mécanique est une machine qui utilise un mécanisme pour faire fonctionner les matrices à la vitesse appropriée, et leur donner l'énergie suffisante pour découper, percer, et obtenir la forme désirée. Les éléments estampés sont faits par profilage, emboutissage, découpage ou perçage d'un métal – tôle ou bobine – entre deux demis (supérieur et inférieur) d'un outil presse appelé : matrice, l'élément supérieur est attaché au poinçon et l'élément inférieur est serré ou boulonné à la plaque d'appui ou au banc de la presse. La matrice est conçue pour créer la forme de la pièce en un travail de série de façon à satisfaire les demandes de production. La force (charge) et la précision sont nécessaires pour atteindre les demandes de la tolérance et de quantité de la pièce estampée et pour garantir un bon assemblage des parties de la pièce finale. [2]



Figure I.1 : presse mécanique [1]

La presse mécanique c'est le type de presse le plus simple à réaliser sur train, elle est divisées à leur tour en deux catégories : Les presses à vis ou les presses excentriques.

I.3.1 Presse mécanique à vis :

Les presses à vis sont principalement utilisées pour l'extrusion de tôles et les opérations de forgeage à chaud. Les presses à vis sont équipées d'un coulisseau porte-outil, déplacé par une vis qui s'insère dans l'écrou fixe du cadre celui-ci illustré par la figure I.2. La course est obtenue en tournant la vis alternativement dans un sens ou dans l'autre. [3].



Figure I.2 : Presse mécanique à vis [2]

I.3.2 Les presses excentriques :

Les applications de base des presses excentriques sont des opérations technologiques de poinçonnage, découpage et extrusion à faible profondeur. Avec une attention particulière dans la manipulation ou le réglage, il est possible d'effectuer aussi les opérations technologiques de baguage, formation et serrant. En utilisant les outils spéciaux, il est possible de combinaison de toutes les opérations technologiques énumérées. [4]

Les propriétés des presses excentriques modernes sont :

- ✓ rigidité de construction,
- ✓ cycle de vie long
- ✓ entretien simple
- ✓ commandes électromagnétiques,
- ✓ Protection maximale de l'opérateur au travail,
- ✓ Sécurité des parties mobiles des presses contre la Crash, cela peut arriver sous la surcharge (le casting une pièce fusible a été intégrée au compresseur, cela peut être facilement remplacé si ça plante) [4]



Figure I.3 : presse mécanique excentrique

I.3.3 Avantages :

- Les pannes de la presse mécanique sont facilement détectables.
- Le tonnage de la presse mécanique est facilement ajusté.

-Les presses mécaniques sont plus précises dans les tolérances géométriques des pièces forgées.

-elle est facile a réalisé.

I.3.4 Inconvénients :

- La presse mécanique est plus chère que la presse hydraulique.

- La difficulté d'arrêt du coulisseau en cas de danger.

- réglage d'approche du coulisseau difficile.

I.4 La presse hydraulique

Une presse hydraulique est une machine avec un circuit hydraulique qui fournit une Grande force de compression. [5] Elle permet de transmettre un effort démultiplié et un déplacement, servant à écraser, déformer un objet ou soulever une pièce lourde. [6]

D'autre coté on peut dire que la presse hydraulique c'est une presse qui fonctionne par un fluide liquide la plupart des cas c'est l'huile.

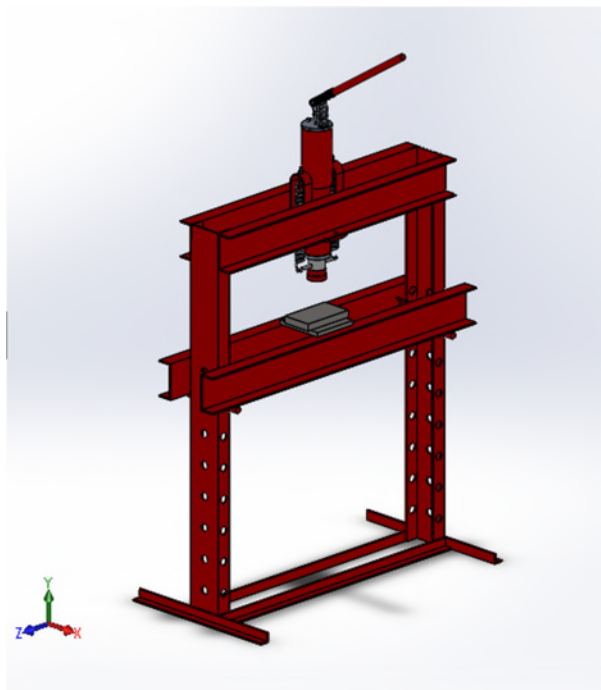


Figure I.4 : presse hydraulique

I.4.1 principe de fonctionnement de la presse hydraulique

Une presse hydraulique est une machine qui utilise un liquide sous pression pour créer une force. Ces machines sont composées d'un simple mécanisme à cylindre et piston. La presse est composée d'un grand cylindre avec un grand piston et d'un petit cylindre avec un petit piston. Le grand cylindre et le petit cylindre sont reliés l'un à l'autre par un tuyau. Les deux

cylindres et le tuyau qui les relie sont remplis d'un liquide. La fonction de la presse hydraulique dépend du principe de pascal.

Le principe de pascal stipule que lorsque la pression est ajoutée à un liquide au repos, il se produit une augmentation identique de la pression en tous points.

L'application de ce principe à la presse hydraulique signifie que toute force ajoutée au piston de le plus petite cylindre sera transféré au piston dans le plus grand cylindre, avec un niveau d'effort proportionnellement accru. Cela permet une presse hydraulique de produire beaucoup de force en appliquant une petite quantité de force au petit piston.

L'augmentation de la force produite par le plus gros piston est proportionnellement plus grande que la force exercée sur le plus petit piston. Le montant de l'augmentation dépend du rapport entre les tailles des pistons. Le rapport des surfaces des deux pistons est multiplié par la force appliquée sur le petit piston afin de déterminer la force que le plus gros piston peut produire. [7]

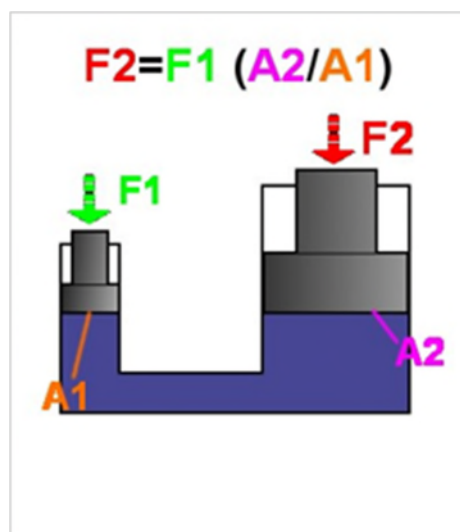


Figure I.5 : principe de pascal

I.4.2 Types des presses hydrauliques :

Parmi les presses hydrauliques, il y a : [5]

- presses à calibrer
- presses à cintrer et à dresser
- presses à compression pour les matériaux thermodurcissables
- presses à compression pour les matériaux thermoplastiques
- presses à forger

- presses à matricer
- presses hydrauliques à arcade
- presses hydrauliques à bâti en col de cygne
- presses hydrauliques à deux et quatre colonnes
- presses hydrauliques à double effet

I.4.3 Avantages

- Les presses hydrauliques sont très robustes. Elles peuvent créer une grande quantité de tonnage pression.
- Elles sont idéales pour l'hydroformage qui est une technique de formation des métaux nécessitant la présence d'un agent liquide.
- Elles sont lentes ce qui donne suffisamment de temps au métal pour se former.
- Une grande souplesse d'utilisation.

I.4.4 Inconvénients

- Les presses hydrauliques demandent beaucoup de maintenance. L'huile doit toujours être présente à l'intérieur de la presse, de plus, elles comportent plusieurs appareils pour le contrôle de la pression à fin d'assurer le bon fonctionnement de la presse.
- Motricité humaine
- La maintenance de la presse hydraulique est plus difficile.

I.4.5 Les éléments de la presse hydraulique

1. Traverse (poutre en u)
2. Plaque de fixation
3. Pied (cornière)
4. écrous (barre)
5. Une plaque d'acier
6. vérin
7. leviers
8. colonne (poutre en u)

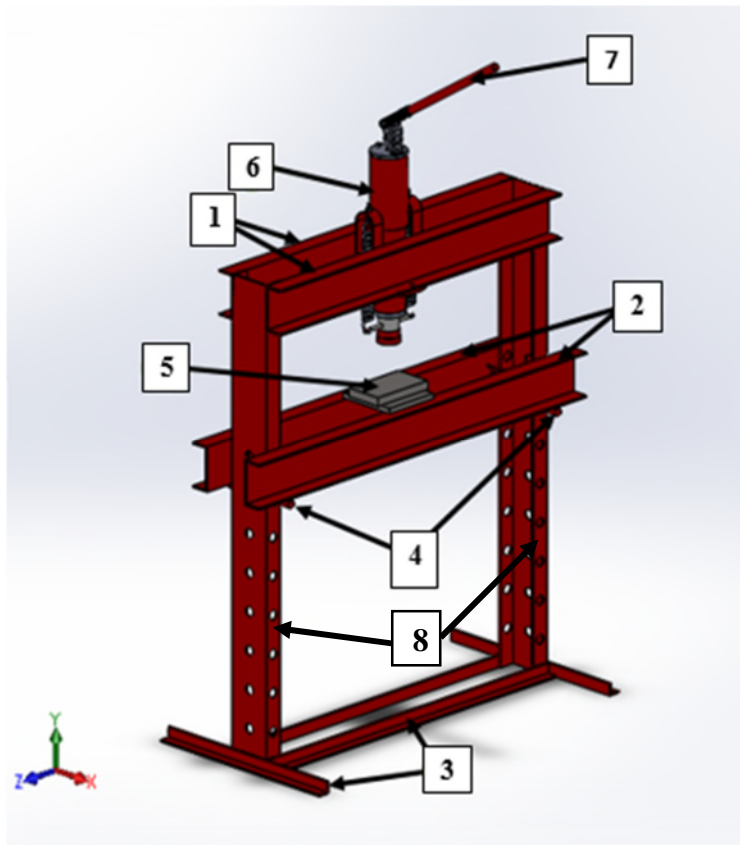


Figure I.6 : éléments de la presse hydraulique

I.5 La différence entre la presse mécanique et la presse hydraulique :

- Les presses hydrauliques peuvent assurer beaucoup de caractéristiques.
- Une autre différence est que les presses hydrauliques nécessitent plus de temps et d'efforts à entretenir que les presses mécaniques.
- Les presses mécaniques sont entraînées par la puissance musculaire ou des moteurs électriques, et la force est transmise par des cinématiques, telles que des crémaillères, des engrenages, des poulies et des roues excentriques.
- La presse hydraulique est entraînée par un liquide, de l'eau ou de l'huile par une pompe soit manuelle, électrique ou à chaleur, et la puissance est générée par un vérin. Ce type de presse produit plus de force qu'un système mécanique. [8]

I.6 Les différents bâtis et modes d'entraînement de la presse :

Les presses sont divisées en 3 catégories : mécanique, hydraulique et pneumatique. Chaque catégorie prend son nom du mode d'entraînement qui génère la pression (force) sur la matrice pour donner la forme finale. Chaque une de ces catégories peut être divisée en une ou deux différents types de conception du bâti : bâti monobloc et C-bâti.

Les presses avec un bâti monobloc ont une plus grande rigidité et résistance à la déflexion. Les presses avec un C-bâti ont la forme de la lettre C ou G et ils sont généralement manuellement exploité. Comme il s'agit d'une forme ouverte, les presses en C-bâti sont soumises à des flexions plus importantes sous une charge excentrique que la presse avec un bâti monobloc.



Figure I.7 : presse à bâti monobloc



Figure I.8 : presse à C-bâti

I.7 Caractéristique d'une presse :

Sur une presse on peut effectuer une ou plusieurs opérations, mais elle ne peut être universelle. La presse porte certains nombres de caractéristiques qui peuvent se résumer à :

- Sa capacité (tonnes) ;
- La course de son coulisseau (mm) ;
- La cadence (nombre de coupe/mn) ;
- La dimension du coulisseau (mm²) ;
- La hauteur de l'outil fermé (mm). [9]

I.8 Exigence de choix d'une presse :

La sélection d'une presse pour la réalisation d'une opération est en fonction des critères ci-dessous :

- Type de travail à envisager ;
- L'effort nécessaire (nature de transmission de mouvement) ;
- Dimension de l'outil et de la pièce ;
- Longueur de course des coulisseaux ;
- Cadence nominale de fonctionnement. [9]

I.9 Conclusion

Les presses peu importe leurs types sont très importantes dans l'industrie et sont largement utilisés pour concevoir beaucoup de produit qu'on utilise quotidiennement.

Pour engendrer un mouvement on utilise soit la méthode mécanique, hydraulique ou pneumatique et chaque méthode a ses avantages et ses inconvénients et le choix d'une méthode se fait suivant la tâche et le taux de production prévus.

Les presses ont beaucoup développé et elles sont actuellement contrôlées numériquement.

Chapitre II

Structures métalliques

II.1 Introduction

La particularité des éléments de structures métalliques réside dans le fait qu'ils soient composés uniquement de parois. Le terme paroi désigne ici l'élément dont l'épaisseur est relativement faible devant ses autres dimensions (sa largeur et sa longueur). A titre d'exemple, une poutre métallique horizontale (connue sous le nom d'IPE ou de HEA que nous verrons plus loin) est généralement constituée de (figure II.1) : [10]

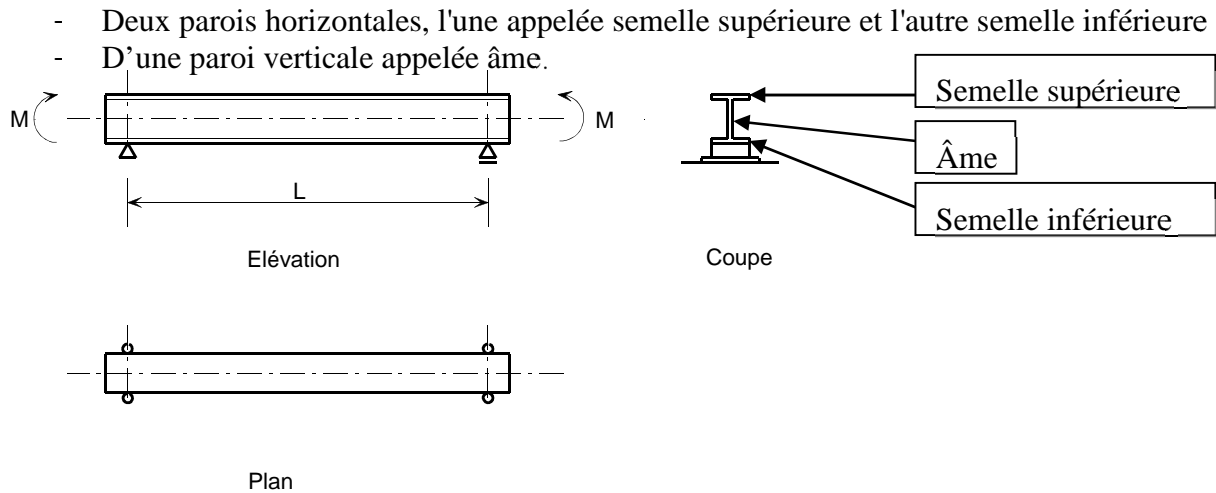


Figure II.1 : Poutre métallique en double Té [10]

L'autre exemple que nous pourrions citer, est celui d'un poteau vertical constitué de (voir figure II.2) :

Deux parois verticales et parallèles appelé semelles

D'une paroi verticale appelée âme.

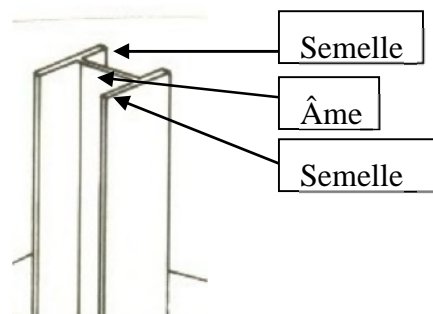


Figure II.2 : Poteau métallique en double Té [10]

Cette forme de section métallique "en parois" est due aux deux principales caractéristiques de l'acier, à savoir : sa grande densité (matériau lourd dont la masse volumique $\rho \approx 7850 \text{ Kg/m}^3$) et sa haute résistance (généralement comprise entre 230 et 500 MPa). Ainsi, il serait

inadmissible (voir aberrant) de concevoir un élément de structure métallique dont la section transversale soit de forme rectangulaire pleine ou circulaire pleine. [10]

II.1.1 Les Profilés laminés

La réalisation (ou l'obtention) de ce type d'élément à parois (appelé également profilé) peut être effectuée par une série de laminages successifs (figure II.3) qui peuvent se faire soit à chaud (pour les éléments à parois épaisses appelés profilés laminés à chaud ou PAC), soit à froid (pour les éléments à parois minces appelés profilés laminés à froid ou PAF). Il est à noter que l'épaisseur de ce dernier type de profilé laminé à froid ne doit pas dépasser une épaisseur d'environ 3 mm. [10]

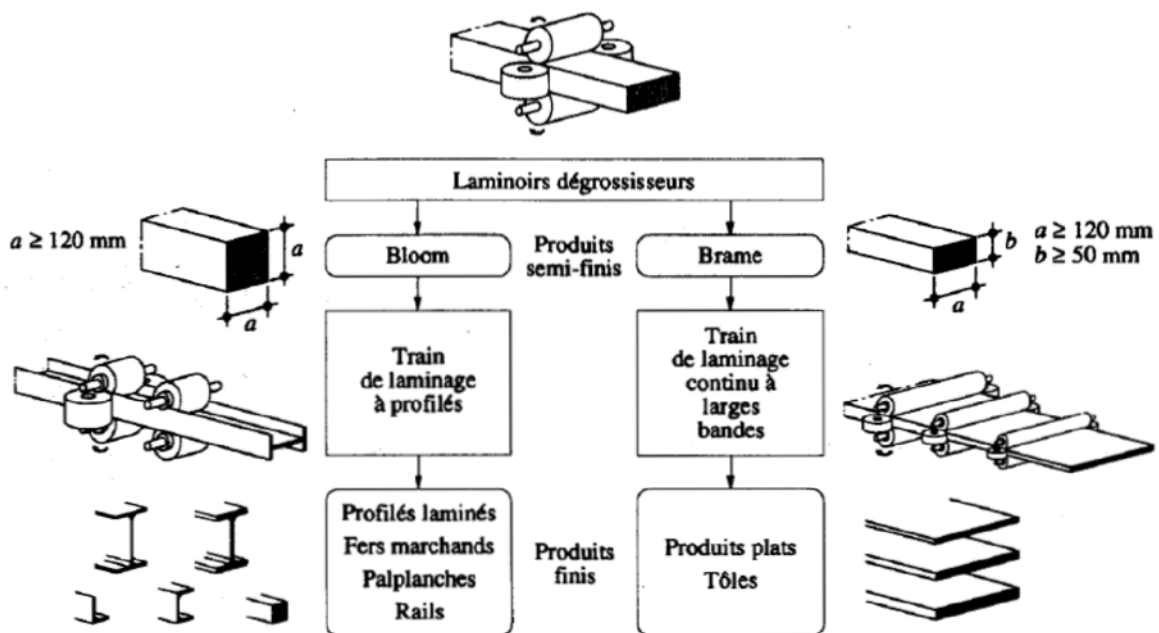


Figure II.3 : opérations de laminage à chaud pour profilés en double T et larges plats [10]

II.2 Les poutres

Les poutres sont des éléments la plupart du temps horizontaux qui doit reprendre essentiellement des efforts de flexion. Leur section doit par conséquent présenter une inertie adaptée dans le sens de la flexion et donc une certaine hauteur. La flexion comporte une composante de traction et une composante de compression que l'on retrouve aux extrémités de chaque section. Ces efforts transmis dans les membrures hautes et basses sont d'autant plus faibles que la hauteur de la poutre est plus importante. Schématiquement, doubler la hauteur de la poutre divise par quatre les efforts auxquels elle est soumise. La section des membrures

est par conséquent capitale pour calculer le poids de l'acier à utiliser. Cette caractéristique très importante pour les poutres en treillis usuelles se retrouve dans les structures spatiales. [11]

II.2.1 Les modèles des poutres en acier

Qu'il s'agisse de réaliser une charpente, une ossature, un pilotis ou un linteau, la poutre en acier associe de nombreuses qualités dont la rigidité, la résistance, la longévité et la facilité de mise en œuvre. Que vous soudiez, boulonniez ou rivetiez, l'acier reste un matériau facile à travailler qui, s'il est correctement traité à la mise en place, peut durer de nombreuses décennies sans entretien, même inaccessible dans la construction, noyée, intégrée, coffrée... On distingue les différentes poutres d'acier entre elles selon leur profil. Ensuite les dimensions varient aussi bien dans l'épaisseur de l'acier employé pour former la poutre, que les cotes de son profil et enfin de la longueur d'un élément. [12]

II.2.2 Les profils de la poutre

Le profil de la poutre en acier est classé en fonction de son apparence et généralement selon la lettre de l'alphabet que dessine(nt) la/les semelle(s) – branches de part et d'autres de l'âme – par rapport à l'âme. On distingue les profils en U, les profils en I, en H, en T, etc., avec également des profils carrés ou rectangulaires dits profils caissonnés.

Il existe des profils symétriques où les semelles sont de même largeur et des profils dissymétriques où les semelles sont de largeur différente, mais aussi des poutres à semelle variable (largeur de la semelle progressive). Quasiment toutes les déclinaisons sont possibles puisqu'il s'agit de confection à façon par laminage de l'acier. [12]

a. Les poutrelles en I

Les poutrelles en I sont de deux sortes :

- IPN : poutrelles en I normales. Les ailes sont d'épaisseur variable, ce qui entraîne des petites difficultés pour les attaches ;
- IPE : poutrelles en I européennes. Les ailes présentent des bords parallèles, les extrémités sont à angles vifs (seuls les angles rentrants sont arrondis). Les IPE sont un peu plus onéreux, mais plus commodes et sont d'usage courant. [11]



Figure II.4 : poutrelle en I

b. Les poutrelles en U

Il existe aussi deux sortes de profilés, les UPN, les UAP et les UPE. De la même façon, les UPE présentent des ailes à bords parallèles et tendent à supplanter les UPN, moins commodes à mettre en œuvre. Les hauteurs vont de 80 à 400 mm. [11]



Figure II.5 : poutrelle en U

c. Les poutrelles HE (gamme européenne)

Elles se décomposent en trois séries : HEA, HEB et HEM, suivant l'épaisseur relative de leur âme et de leurs ailes. Leur section s'inscrit approximativement dans un carré (la semelle a une largeur sensiblement égale à la hauteur du profil jusqu'à 300 mm de hauteur). Les ailes présentent toujours des bords parallèles. Les hauteurs varient de 100 à 1100 mm. Les profils HEA, les plus légers, présentent le meilleur rapport performance/poids en général et sont donc les plus utilisés. [11]

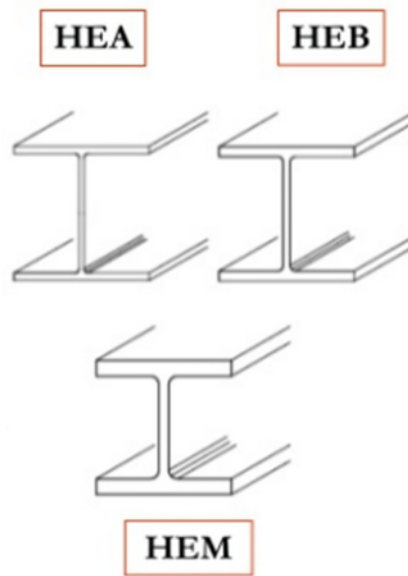


Figure II.6 : poutrelle en H

II.2.3 L'utilisation de la poutre en acier









On la trouve pratiquement dans toutes les étapes de la construction, en rénovation et aussi dans les travaux d'extension. La poutre en acier se positionne comme un élément porteur, en structure, en renfort ou en complément de structure. On peut également l'utiliser dans un projet d'aménagement, toitures terrasses, cloisonnements, poutres en treillis ...

La poutre en acier a toute sa place là où on a besoin d'une poutre horizontale ou un poteau vertical quand la place est restreinte mais que la charge est importante.

II.3 Les laminés marchands

Ce sont des éléments à petites sections qu'on peut trouver facilement sur le marché. Ces produits sont généralement utilisés par les ferronniers. Ce sont les ronds, les carrés, les hexagones, les fers plats, les petits U, les cornières, les Tés. Tous ces produits ont une section pleine.

Tableau II.1 : sections transversales de quelques laminés marchands

	Cornières à ailes égales	20 × 20 × 3 à 200 × 200 × 24
	Cornières à ailes inégales	30 × 20 × 3 à 200 × 100 × 14
	Petits fers U	30 × 15 × 3 à 70 × 40 × 6
	T égaux à congés	25 × 25 × 3 à 80 × 80 × 9
	Plats d'usage général	16 × 5 à 150 × 10
	Ronds d'usage général	∅ 12 à 250
	Carrés d'usage général	8 à 90
	Hexagones	sur plat 8 à 24

II.3.1 La cornière

Une cornière est une barre métallique courbée en équerre. On l'emploie dans de nombreux domaines, et on en trouve de toutes sortes. Certaines ont des branches que l'on appelle également « ailes » et qui peuvent être de taille identique ou non. Particulièrement employées en charpentage métallique, leur gabarit est normalisé. On les fabrique par compression, nommée aussi laminage, ou par pliage à froid. [13]

**Figure II.7** : Cornière à ailes égales**Figure II.8** : Cornière à ailes inégales

II.3.2 Rôle de la cornière

La cornière permet l'assemblage d'une structure et sa consolidation, tout particulièrement au niveau de ses angles. Le terme « cornière » couvre de nombreux domaines d'activités comme le mobilier, l'imprimerie, l'urbanisme. [13]

II.4 Matériau des éléments de la presse :

Les poutres et les cornières sont fabriquées avec de l'acier S235 qui est une nuance d'acier de construction au carbone non allié, selon la norme EN 10025-2, le matériau S235 a principalement 3 degrés de qualité : **S235JR (1.0038)**, **S235J0 (1.0114)**, **S235J2 (1.0117)**.

Matière S235 à de bonnes caractéristiques mécaniques, telles que la plasticité, la ténacité et la soudabilité, une certaine résistance et de bonnes propriétés de flexion à froid. [14]

II.4.1 Matière S235 Signification (Désignation ou Définition) :

- “S” est l'abréviation de l'acier de construction. [14]
- “235” fait référence à la limite d'élasticité (MPa) minimale pour l'épaisseur d'acier ≤ 16 mm. [14]
- “JR” indique le niveau de qualité lié à la valeur énergétique de l'essai au choc Charpy ≥ 27 J, à température ambiante 20 °C. [14]
- “J0” signifie le test d'impact Charpy ≥ 27 J à 0 °C. [14]
- “J2” test d'impact Charpy ≥ 27 J à -20 °C. [14]

II.4.2 Caractéristiques des aciers de construction

a. Propriétés physiques

Les propriétés physiques sont caractérisées par la couleur, le poids spécifique, la température de fusion, le coefficient de dilatation thermique, la chaleur massique, la conductibilité thermique, électriques, acoustique, etc...

Le poids spécifique ou volumique de l'acier est $\rho_{\text{acier}} = 7800 \text{ kg / m}^3$

Le coefficient de dilatation thermique de l'acier $\alpha = 11 \cdot 10^{-6}$ (à 20°C)

La température de fusion comprise entre 1300 et 1550 °C

La conductibilité thermique de l'acier $k = 40$ à $45 \text{ Kcal / (m h } ^\circ\text{C)}$

La conductibilité thermique des alliages légers $k = 175 \text{ Kcal / (m h } ^\circ\text{C)}$

b. Propriétés mécaniques

Les propriétés mécaniques de l'acier sont déterminées par les essais de résistance aux sollicitations extérieures, en particulier :

- **l'essai de traction** qui est très significatif en raison de sa fiabilité reconnue à travers son isotropie et son homogénéité. En fonction de la teneur en carbone, l'essai de traction peut être représenté sur le graphe (la figure II.10) suivante :

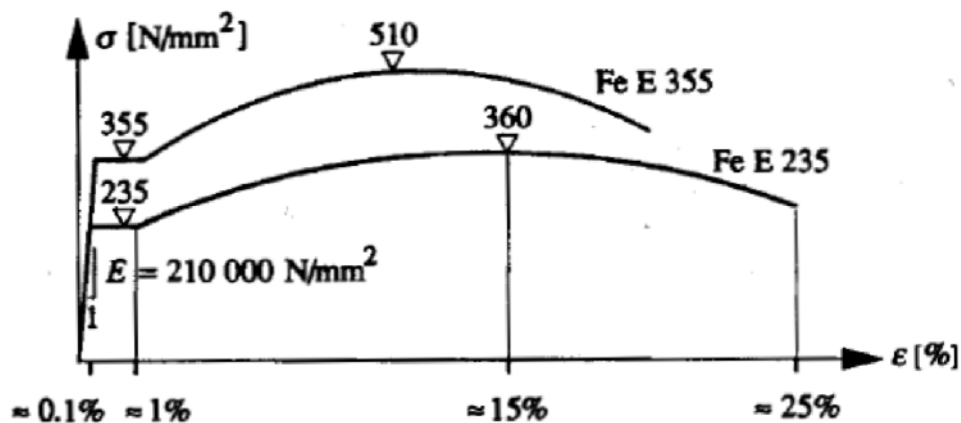


Figure II.9 : courbe contraintes déformations selon la nuance (ou bien la teneur en carbone)
(Extrait du traité de génie civil vol 10 EPFL auteurs : Manfred A Hirt et Rolf Bez)

Ces courbes présentent deux domaines différents : le premier élastique qui est restreint avec $0\% \leq \epsilon \leq 1\%$ et un second domaine dit plastique large $1\% \leq \epsilon \leq 20$ à 25% selon la nuance d'acier. Certains paramètres nécessaires pour effectuer les calculs, peuvent être relevés à savoir :

- le module d'Young ou d'élasticité longitudinale $E = 210\,000$ MPa
- la contrainte limite d'élasticité $f_y = 235$ MPa (pour l'acier de nuance S235) et $f_y = 355$ MPa (pour l'acier de nuance S355)
- la contrainte limite à la rupture $f_u = 360$ MPa (pour l'acier de nuance S235) et $f_u = 510$ MPa (pour l'acier de nuance S355)
- l'allongement relatif élastique $\epsilon_y \approx 1\%$ pour les deux nuances d'acier
- l'allongement relatif ultime $\epsilon_u \approx 25\%$ pour l'acier S235

Et $\epsilon_u \approx 20\%$ pour l'acier S355

A partir de cet essai, le coefficient de Poisson mesurant le rapport de la déformation transversale sur la déformation longitudinale $\nu = 0.3$ et en utilisant la formule

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)}$$

On aura $G = 80769.23$ MPa.

II.5 Assemblages mécaniques

II.5.1 Définition de l'assemblage

Un assemblage est un procédé permettant de lier entre elles plusieurs pièces pour former un ensemble, en utilisant différents moyens d'assemblage : par organes fileté, par collage, par soudage...

II.5.2 Types d'assemblages

a. Assemblage démontable :

Il est possible de supprimer la liaison sans détériorer les pièces ou les éléments liés.

i. Les boulons :

Les boulons peuvent être utilisés en atelier ou sur le chantier. Ils sont assez couramment mis en œuvre. Un boulon comporte une tête hexagonale, un corps cylindrique fileté qui constitue la vis et un écrou également hexagonal. Les rondelles, freins d'écrou, contre-écrou font partie des accessoires des assemblages. Les jeux dans les trous sont de 1 à 2 mm. Ils travaillent soit en traction, soit au cisaillement. Le serrage d'un boulon ordinaire se fait soit manuellement, soit avec une clé, soit pneumatique.

Les boulons à haute résistance (HR) et à serrage contrôlé sont plus efficaces. Le serrage d'un boulon HR crée entre deux pièces une pression qui s'oppose au glissement par frottement. Ce type de boulon est principalement utilisé pour assurer la liaison des composants dans des assemblages soumis à des moments de flexion et des efforts tranchants. Le serrage contrôlé de ce type de boulon se fait par une clé dynamométrique (munie d'un appareil de mesure de l'effort). L'assemblage par boulons HR est plus facile à mettre en œuvre sur un chantier que la soudure. Les boulons font l'objet d'une certification en matière de caractéristiques géométriques et mécaniques. [15]

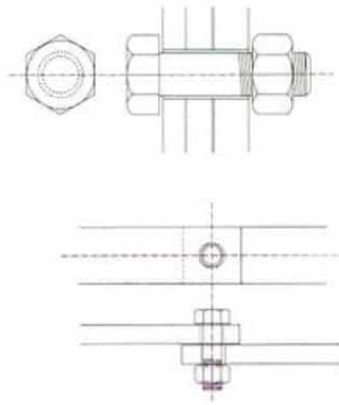


Figure II.10 : schémas d'assemblage mécanique par boulon avec écrou

b. Assemblages permanent (non démontables)

Une liaison permanente (non démontable) permet d'assembler des pièces en éliminant tout problème lié à la mise en position. Associé à cet avantage, un inconvénient très important, c'est l'impossibilité de démontage. En effet, et pour la neutralisation de cette liaison, il est nécessaire de détériorer l'une des pièces assemblées ou l'élément d'assemblage. Par conséquent, l'utilisation de cette solution constructive est classée parmi les derniers choix.

i. Le soudage

Le soudage consiste à fondre l'acier localement avec ou sans apport de métal (toujours de l'acier) de manière à reconstituer une continuité de la matière aussi parfaite que possible. Le procédé le plus courant en construction métallique est la soudure à l'arc qui utilise la chaleur produite par un arc électrique pour porter l'acier à la température de fusion.

Le soudage est un procédé très efficace mais qui peut exiger un contrôle a posteriori des pièces assemblées (examen visuel, rayons X...). Une partie des soudures est le plus souvent réalisée en atelier, parfois sur des bancs automatisés (par exemple pour les PRS). La plupart des entreprises de construction métallique est aujourd'hui bien équipée en bancs de soudage.

Les positions de soudage peuvent s'effectuer pour des pièces : **[15]**

- à plat bout à bout ;
- à plat superposé ;
- à plat d'angle.

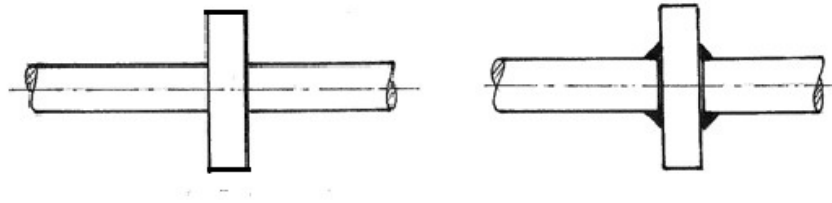


Figure II.11 : Joints de soudure.

Ainsi, pour fabriquer la pièce de la figure II.11, un usinage au tour nécessiterait l'enlèvement d'une quantité de matière supérieure à celle de la pièce, ce qui n'est pas économique. Mais il est également possible de la réaliser par soudage. Cependant, à ces propriétés avantageuses, il faut en ajouter d'autres qui le sont un peu moins. Le refroidissement du cordon de soudure s'accompagne d'un retrait, et celui-ci peut provoquer des déformations modifiant les positions ou les cotes des pièces (Figure II.12). Si ces déformations sont empêchées, il en résulte des contraintes résiduelles qui peuvent être dangereuses.

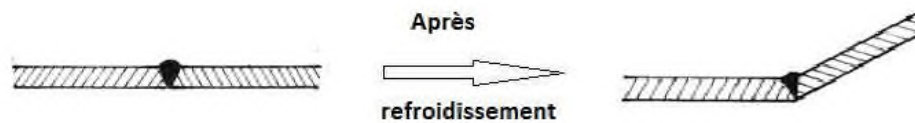


Figure II.12 : Déformation de retrait.

ii. Calcul des joints de soudure

- Dans le cas d'une soudure en bout, le cordon a sa racine d'un côté des pièces et son épaisseur a est égale à celle des tôles

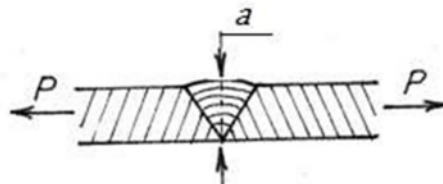


Figure II.13 : Soudure en bout.

- Dans le cas d'une soudure d'angle (Figure II.14), on définit l'épaisseur du joint a comme étant la plus petite distance de sa racine à la surface libre. Cependant, si le joint est

convexe, l'épaisseur est limitée à la corde du joint. La longueur l du joint est toujours limitée, au moins de $2a$, pour tenir compte des cratères d'extrémité.

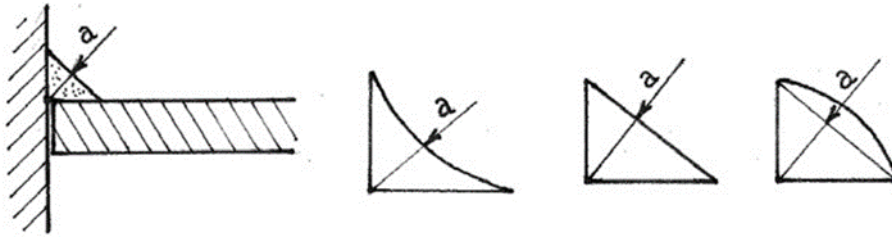


Figure II.14 : Soudure en angle.

En tenant compte du fait que le cordon de soudure, réalisé dans les règles de l'art, est plus résistant que le métal de base, la contrainte de référence est la limite de rupture R_r du métal de base. La contrainte enveloppe est indépendante de la direction de la force appliquée F . Dans tous les cas, on a :

$$\sigma_{env} = \sqrt{3} \frac{F}{a.l} \leq R_r$$

Remarquons ici qu'on utilise par le coefficient de sécurité car R_r est inférieure à la résistance de rupture du cordon de soudure. Notons aussi qu'à partir de cette relation simplifiée, on peut calculer que ce soit la force limite supportée par le joint ou les dimensions nécessaire de joint.

Chapitre III

Etude et simulation de la structure

III. 1. Introduction

Dans ce troisième chapitre, nous intéressons au dimensionnement de la structure de la presse hydraulique, ainsi que les différents composants (vis, barre d'acier), en doit d'abord calculer la résistance de la structure à la force appliquée par le vérin qui est de 10 tonnes ou 98100N, ensuite, les comparer avec les résultats obtenus numériquement par le logiciel RDM6, et vers la fin nous choisissons les profilés les mieux adaptés en limitant la longueur intérieure (l'espace de travail) entre les deux poutres en parallèles (colonnes) sur 800 mm.

L'étude de dimensionnement est faite sur ce modèle (modèle initiale) de structure qui est disponible dans notre université au niveau du hall technologie:

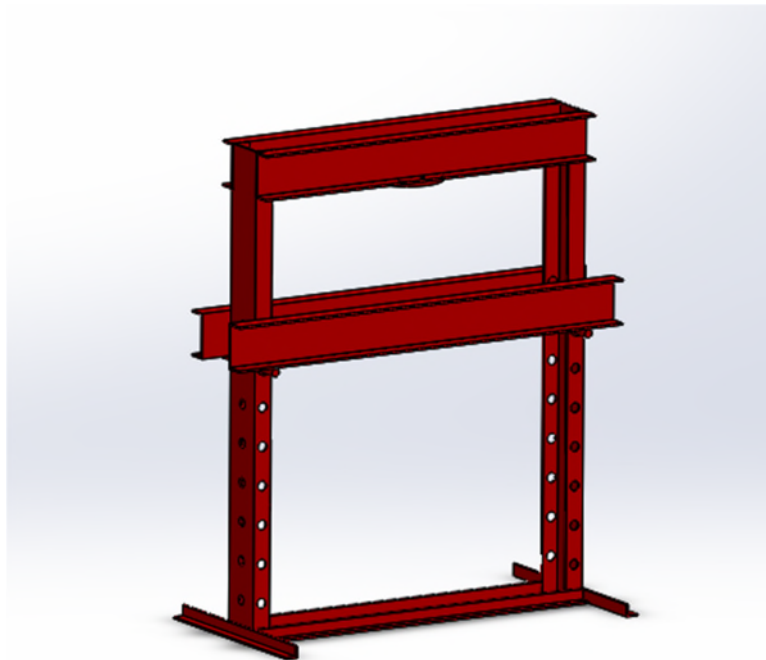


Figure III.1 : La structure de la presse à dimensionner

La structure qu'on va dimensionner est composée de :

- 2 boulons M12×27
- Traverses (2 poutres UPN140 de longueur 1150 mm)
- Colonnes (2 poutres UPN140 de longueur 1500 mm)
- Plaque de fixation (2 poutres UPN140 de longueur 1500 mm)
- Barre en acier de diamètre 30mm

III.2 Résistance de la vis à la traction :



Figure III.2 : l'effort appliqué sur la vis

Les deux vis sont soumises à un effort de traction (F) appliqué par le vérin qui est de 98100 N, Pour calculer la charge de traction (F_{maxi}) que peut supporter ces vis M12 de classe 6.8, nous utilisons la formule suivante :

$$F_{\text{maxi}} = 0,9 \cdot R_e \cdot N_b \cdot A_S$$

Tels que :

R_e : limite élastique du matériau (N/mm^2).

N_b : nombre de vis

A_S : section résistante de la tige filetée (mm^2).

$$\text{Et } A_S = \frac{\pi}{4} D_{eq}^2 \text{ Avec } D_{eq} = (d - 0,9382 \times P)$$

0,9 : taux de charge de 90 % (marge de sécurité de 10 %)

Alors pour la vis : $d = 12$ et $R_e = 6 \times 8 \times 10 = 480 \text{ MPa}$, le pas égale à 1,75

Donc :

$$F_{\text{maxi}} = 0,9 \times 480 \times 2 \times \frac{\pi}{4} (12 - 0,9382 \times 1,75)^2$$

$$F_{\text{maxi}} = 72806 \text{ N}$$

D'après le résultat $F \leq F_{\max}$, donc la vis M12 ne peut pas supporter la charge appliquée par le vérin, alors il faut trouver le diamètre minimal pour que la vis puisse résister à la charge appliquée par le vérin

- Calculer le diamètre minimal de la vis :

$$J'ai : F \leq 0,9.R_e.N_b.A_S$$

Avec $F = 98100 \text{ N}$, $R_e = 480 \text{ MPa}$ et $P = 1,75$ et $N_b = 2$

Alors

$$d_{\min} \geq \sqrt{\frac{4 \times F}{\pi \times 0,9 \times R_e \times N_b}} + 0,9382 \times P$$

$$d_{\min} \geq \sqrt{\frac{4 \times 98100}{3,14 \times 0,9 \times 480 \times 2}} + 0,9382 \times 1,75$$

$$d_{\min} \geq 12,02 + 1,64$$

$$d_{\min} \geq 13,66$$

Donc on prend deux vis M14 d'une classe 6.8 pour résister à l'effort appliqué par le vérin.

III.3 Dimensionnement de la traverse :

Pour dimensionner la traverse on doit d'abord déterminer la flèche maximale, dans notre cas la traverse c'est une poutre encastree dans les deux cotes, elle est representee par le schema suivant :

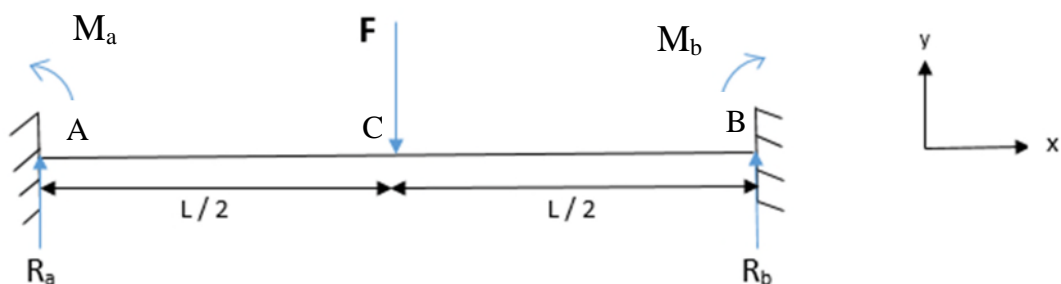


Figure III.3 : Modélisation de la traverse sollicitée en flexion simple

III.3.1 Les réactions R_a et R_b et les moments M_a et M_b :

Équations statiques :

$$\sum \vec{F}_{ext} = \vec{0}$$

$$\sum \vec{M}(F_{ext}) = \vec{0}$$

Nous avons :

$$\left[\begin{array}{l} \vec{R}_a + \vec{F}_c + \vec{R}_b = \vec{0} \\ \vec{M}(R_a)/A + \vec{M}(F_c)/A + \vec{M}(R_b)/A = \vec{0} \end{array} \right.$$

Avec

$$\vec{M}(R_a)/A = \vec{AA} \wedge \vec{R}_a + \vec{M}_a = \vec{M}_a$$

$$\vec{M}(R_b)/A = \vec{Ab} \wedge \vec{R}_b + \vec{M}_b$$

Donc on trouve :

$$\vec{R}_a + \vec{F}_c + \vec{R}_b = \vec{0}$$

$$\vec{M}_a + \vec{Ac} \wedge \vec{F}_c + \vec{Ab} \wedge \vec{R}_b + \vec{M}_b = \vec{0}$$

Projections sur les deux axes x et y

$$R_a - F_c + R_b = 0$$

$$M_a - \frac{1}{2} FL + R_b \times L + M_b = 0$$

Avec :

$$R_a = R_b = \frac{F}{2} \text{ (symétrie)}$$

Et $M_a = M_b$ (symétrie)

Le système est hyperstatique d'ordre 1, tout d'abord il faut chercher M_a et M_b :

On calcule le moment fléchissant quand $0 < x < \frac{L}{2}$:

$$MF_Z = R_a \times x - M_a$$

Nous utilisons de l'expression de la déformée $EI_{GZ}Y'' = MF_Z$

$$\text{Donc } EI_{GZ}Y'' = R_a \times x - M_a$$

Par la première intégration on trouve l'équation de la rotation

$$EI_{GZ}Y' = R_a \times \frac{x^2}{2} - M_a \times x + C_1$$

La rotation au point C est nulle c'est-à-dire ($X = \frac{L}{2}$) et $Y'(0) = 0$ donc $C_1 = 0$

$$\text{Alors : } EI_{GZ} Y' = R_a \times \frac{x^2}{2} - M_a \times x = 0$$

$$\text{Soit } Y' \left[\frac{L}{2} \right] = \frac{F}{2} \times \frac{L^2}{2 \cdot 4} - M_a \times \frac{L}{2} = 0$$

$$\frac{FL^2}{16} - M_a \times \frac{L}{2} = 0 \implies M_a = \frac{FL}{8}$$

Nous remplaçons M_a par sa valeur et on trouve $M_b = -\frac{FL}{8}$

III.3.2 Calcule des efforts intérieurs N_1 , T_1 , M :

- Tronçon 1 : $0 \leq X \leq \frac{L}{2}$:

$$N_1 = \sum F_x = 0$$

$$T_1 = \sum F_y = -R_a = -\frac{F}{2}$$

$$MF_Z = \sum M = R_a \times x - M_a$$

$$MF_Z = \frac{F}{2} \times x - \frac{FL}{8}$$

$$\text{À } X=0 \implies MF_Z = -\frac{FL}{8}$$

$$X = \frac{L}{2} \implies MF_Z = \frac{FL}{4} - \frac{FL}{8} = \frac{FL}{8}$$

- Tronçon 2 : $0 \leq X \leq L$:

$$N_2 = \sum F_x = 0$$

$$T_2 = \sum F_y = -R_a + F = -\frac{F}{2} + F = \frac{F}{2}$$

$$MF_Z = \sum M = R_a \times x - M_a - F \left(x - \frac{L}{2} \right)$$

$$= -\frac{F}{2} \times x + \frac{3FL}{8}$$

$$\text{À } X = \frac{L}{2} \implies MF_Z = \frac{FL}{4} - \frac{FL}{8} = \frac{FL}{8}$$

$$X = L \implies MF_Z = -\frac{FL}{2} + \frac{3FL}{8} = -\frac{FL}{8}$$

III.3.3 Diagramme des efforts intérieurs T_1, M :

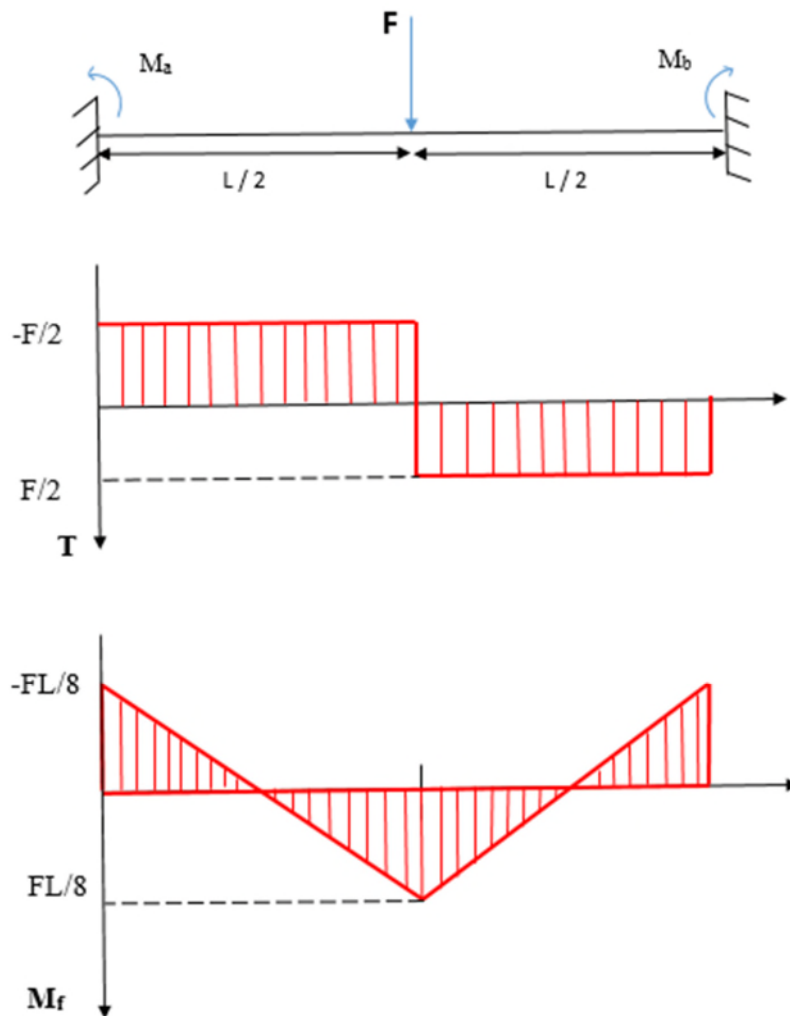


Figure III.4: diagramme des efforts intérieurs T_1, M

III.3.4 Détermination de la flèche maximale :

On admet la relation suivante qui permet le calcul de la déformée:

$$EI_{GZ}Y''(x) = MF_Z$$

Avec :

$Y''(x)$ est la dérivée seconde de la flèche par rapport à x

MF_Z : le moment fléchissant de la section

E : le module d'élasticité longitudinale (module d'Young).

I : le moment d'inertie de la section

$$\text{Nous avons : } MF_Z = \frac{F}{2} \times x - \frac{FL}{8}$$

$$EI_{GZ}Y'''(x) = \frac{F}{2} \times x - \frac{FL}{8}$$

Première intégration

$$EI_{GZ}Y'(x) = EI_{GZ}\theta(x) = \frac{F}{4} \times x^2 - \frac{FL}{8} \times x + C_1$$

Deuxième intégration

$$EI_{GZ}Y(x) = \frac{F}{12} \times x^3 - \frac{FL}{16} \times x^2 + C_1 \times x + C_2$$

Recherche de C_1 et C_2

- **condition d'appuis :**

$$Y'(0) = 0 \quad \Rightarrow C_1 = 0$$

$$Y(0) = 0 \quad \Rightarrow C_2 = 0$$

Donc

$$EI_{GZ}Y(X) = \frac{F}{12} \times x^3 - \frac{FL}{16} \times x^2$$

Nous remplaçons X par $\frac{L}{2}$ pour avoir la flèche maximale au point C

$$EI_{GZ}Y\left(\frac{L}{2}\right) = \frac{F}{12} \times \frac{L^3}{8} - \frac{FL}{16} \times \frac{L^2}{4}$$

$$EI_{GZ}Y\left(\frac{L}{2}\right) = \frac{FL^3}{96} - \frac{FL^3}{64} = \frac{2FL^3}{192} - \frac{3FL^3}{192}$$

Donc :

$$Y\left(\frac{L}{2}\right) \Rightarrow f_{\max} = -\frac{FL^3}{192EI_{GZ}}$$

III.3.5 Le choix du profil idéal pour la structure :

On fixe la flèche maximale f_{MAX} à 1 mm et on calcule la longueur pour chaque profilé.

Dans notre cas nous utilisons 5 différents types qui sont : UPN140, UPN160, IPE160, HEA100, HEB100, Après on les compare avec les résultats obtenue par le logiciel de résistance des matériaux RDM6. Enfin, nous choisissons le profilé qui nous conviens.

Donc on a :

$$L = \sqrt[3]{\frac{192 \times f_{MAX} \times E \times I_Z}{F}}$$

Avec :

Le module d'élasticité $E = 210000 \text{ MPa}$

La force appliquée $F = 49050 \text{ N}$

- POUR UPN 140 :

Le moment d'inertie $I_z = 62,7 \times 10^4 \text{ mm}^4$

$$L = \sqrt[3]{\frac{192 \times 1 \times 210000 \times 62,7 \times 10^4}{49050}}$$

$$L = 801,75 \text{ mm}$$

La flèche maximale de la poutre UPN140 est représentée dans la figure ci-dessous :

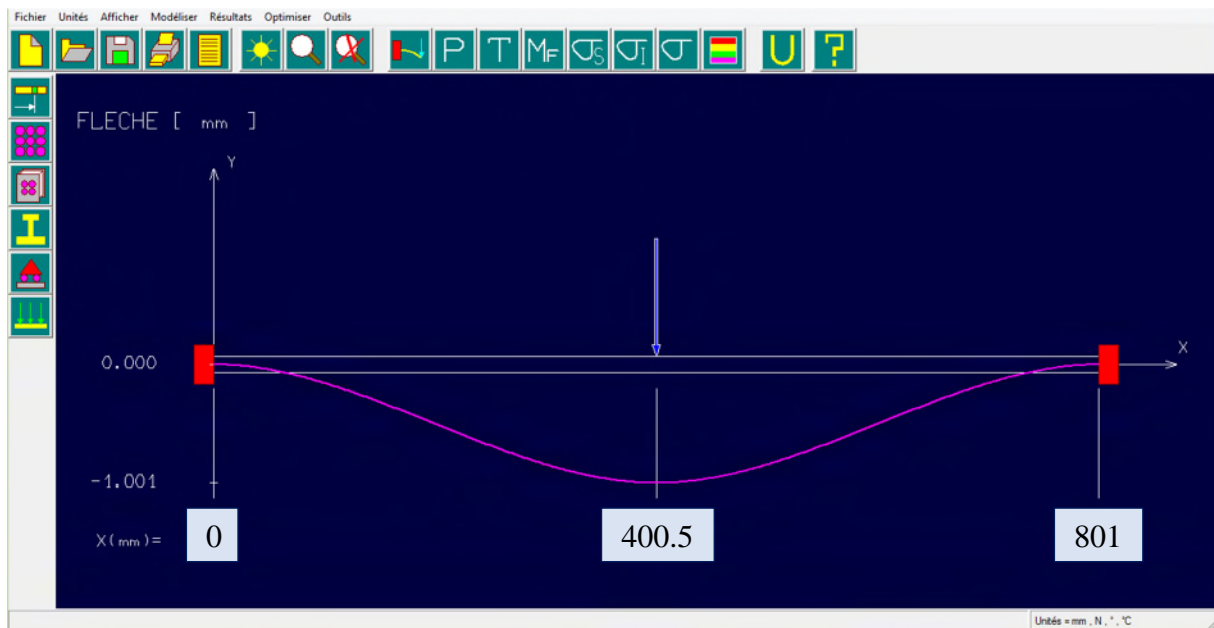


Figure III.5 : flèche maximale de la poutre UPN 140

- POUR UPN 160 :

Le moment d'inertie $I_z = 85,3 \times 10^4 \text{ mm}^4$

$$L = \sqrt[3]{\frac{192 \times 1 \times 210000 \times 85,3 \times 10^4}{49050}}$$

$$L = 888,4 \text{ mm}$$

La flèche maximale de la poutre UPN160 est représentée dans la figure ci-dessous :

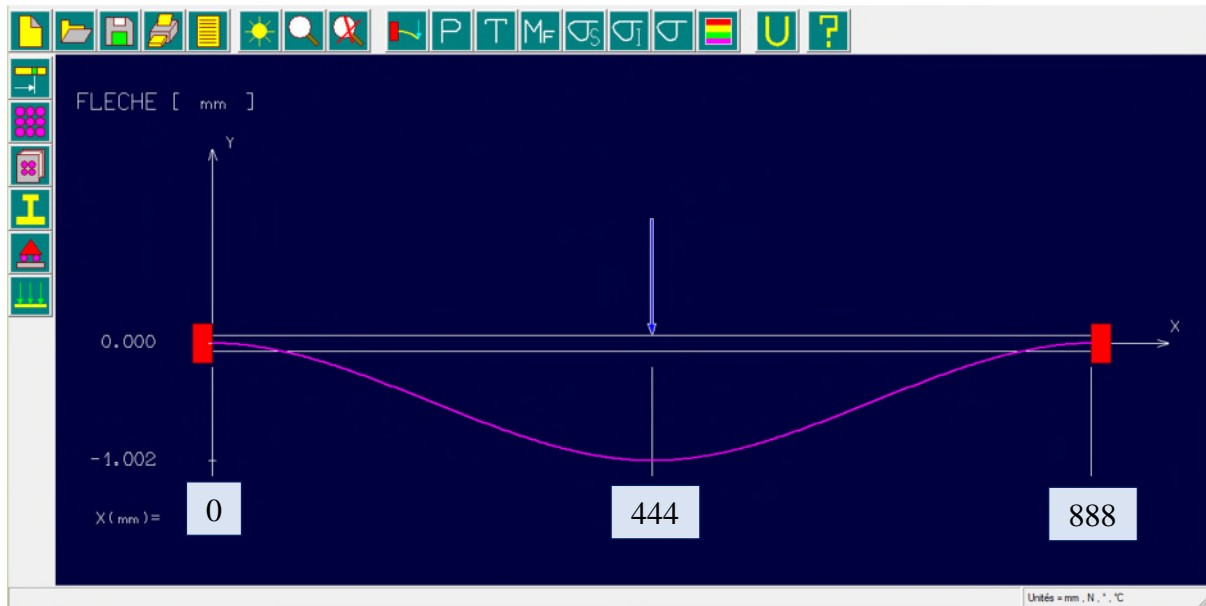


Figure III.6 : flèche maximale de la poutre UPN 160

- POUR IPE 160 :

Le moment d'inertie $I_z = 61,31 \times 10^4 \text{ mm}^4$

$$L = \sqrt[3]{\frac{192 \times 1 \times 210000 \times 61,31 \times 10^4}{49050}}$$

$$L = 825 \text{ mm}$$

La flèche maximale de la poutre IPE160 est représentée dans la figure ci-dessous :

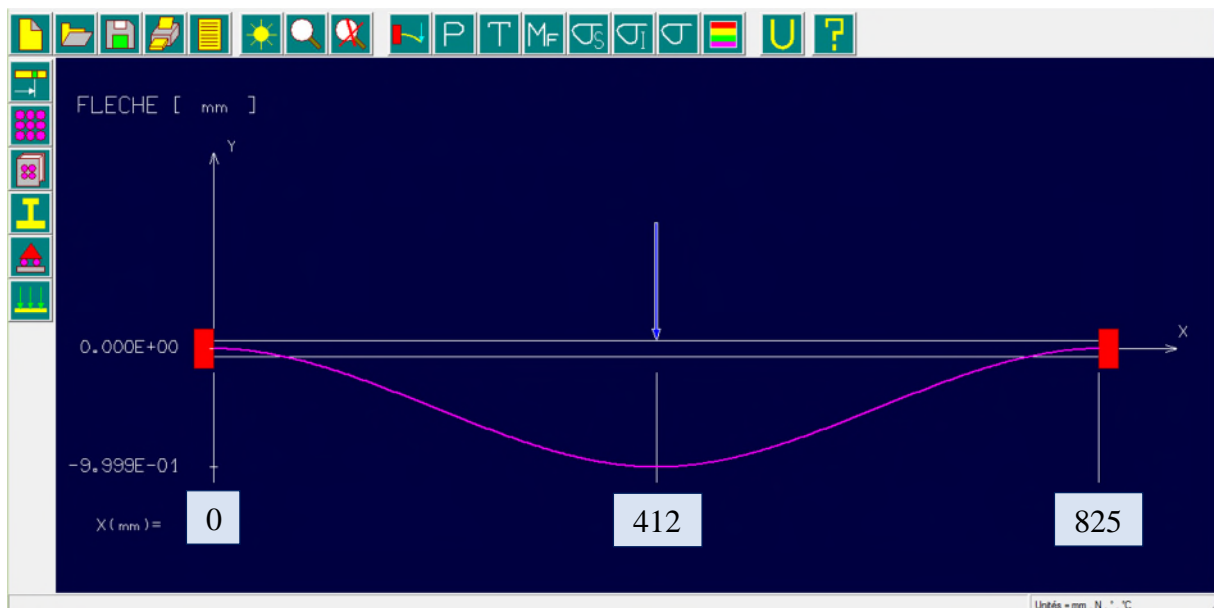


Figure III.7 : flèche maximale de la poutre IPE 160

- POUR HEA 100 :

Le moment d'inertie $I_z = 133,8 \times 10^4 \text{ mm}^4$

$$L = \sqrt[3]{\frac{192 \times 1 \times 210000 \times 133,8 \times 10^4}{49050}}$$

$$L = 1032 \text{ mm}$$

La flèche maximale de la poutre HEA100 est représentée dans la figure ci-dessous :

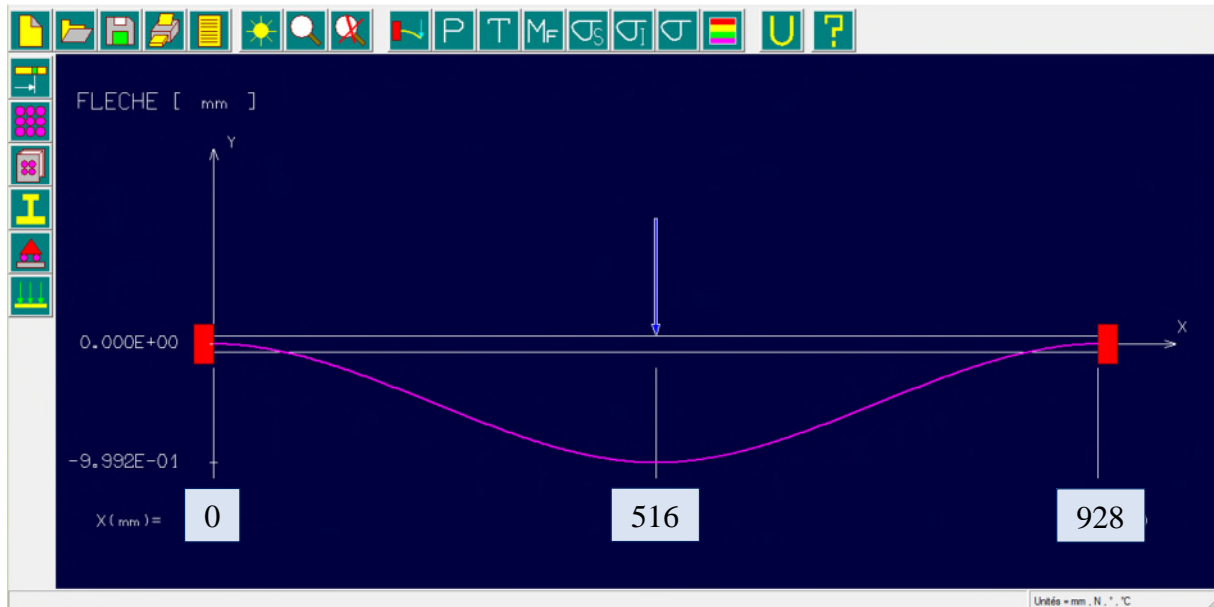


Figure III.8 : flèche maximale de la poutre HEA 100

- POUR HEB 100 :

Le moment d'inertie $I_z = 167,3 \times 10^4 \text{ mm}^4$

$$L = \sqrt[3]{\frac{192 \times 1 \times 210000 \times 167,3 \times 10^4}{49050}}$$

$$L = 1112 \text{ mm}$$

La flèche maximale de la poutre HEB100 est représentée dans la figure ci-dessous :

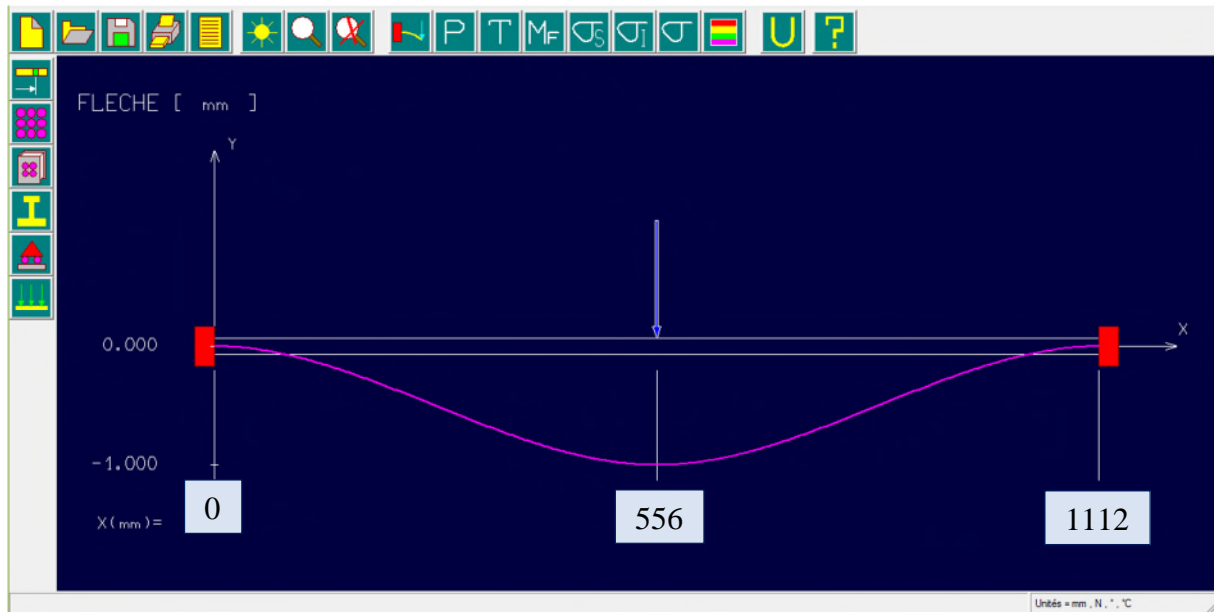


Figure III.9: flèche maximale de la poutre HEB 100

D'après les calculs trouvés analytiquement et les calculs obtenus numériquement par le logiciel RDM6, on a constaté que les résultats sont les même dans les deux cas pour chaque type de profilé.

Les résultats obtenus sont représenté dans le tableau suivant :

Tableau III.1 : La longueur de la traverse nécessaire pour chaque profilé

Type de profilé	H (mm)	I_z (mm ⁴)	L (mm)
UPN 140	140	$62,7 \times 10^4$	801,76
UPN 160	160	$85,3 \times 10^4$	888,40
IPE 160	160	$68,31 \times 10^4$	825
HEA 100	100	$133,8 \times 10^4$	1032
HEB 100	100	$167,3 \times 10^4$	1112

D'après les résultats trouvés, et en comparant les différents profilés nous choisissons l'UPN 140, parce que c'est la poutre la plus petite tellement on a fixé la longueur sur 800 mm, en plus c'est celle qui conviens notre structure. Donc c'est la plus idéale et légère, de plus c'est la moins chère par rapport aux autres poutres.

III.4 Flambement de poutre

Le dimensionnement de la poutre suivant les normes actuelles repose sur les notions suivantes :

1- la longueur de flambement (L_0) (cette longueur est la longueur de la colonne réduite ou augmentée en fonction des conditions de liaison à ses extrémités), dans notre cas la poutre est encastée dans les deux extrémités, Alors $L_0 = 0.5 L$

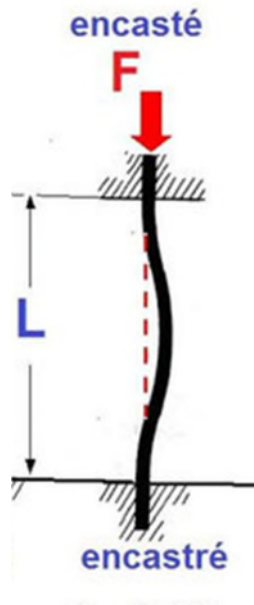


Figure III.10 : la longueur de flambement L_0 en fonction de la longueur réelle L

Avec $L = 1300$ mm donc $L_0 = 650$ mm

2- les caractéristiques géométriques de la section exprimées par le rayon de giration (i). Le rayon de giration exprime l'éloignement de la matière par rapport au centre de gravité de la section.

Les rayons de giration des différents profilés métalliques (I, H, tubes,...) sont donnés dans les tableaux et catalogues reprenant les caractéristiques de ces profilés.

$$i = \sqrt{I / \Omega}$$

Où,

I est l'inertie (cm^4)

Ω la surface de matière dans la section (cm^2)

Pour la poutre UPN140 :

$$I = 605 \text{ cm}^4 \text{ et } \Omega = 20.4 \text{ cm}^2$$

$$i = \sqrt{(605 \div 20.4)}$$

$$i = 5.44 \text{ cm} = 54.4 \text{ mm}$$

3- Le rapport longueur de flambement / rayon de giration appelé l'élancement structural de la colonne (λ). Le risque de flambement est d'autant plus important que l'élancement est grand.

En première approximation on peut considérer que si l'élancement (λ) est inférieur ou égal à 25 il n'y a pas de risque de flambement. Alors le calcul de la section colonne est identique à celui de la suspenne.

$$\lambda = L0 / i$$

$$\lambda = 650 / 54.4$$

$$\lambda = 11.44$$

$\lambda \leq 25$ Donc y'a pas de risque de flambement.

III.5 Dimensionnement de la plaque de fixation

Pour dimensionner la plaque de fixation on doit d'abord déterminer la flèche maximale, dans notre cas la plaque est une poutre sur deux appuis simple, elle est représentée par le schéma suivant :

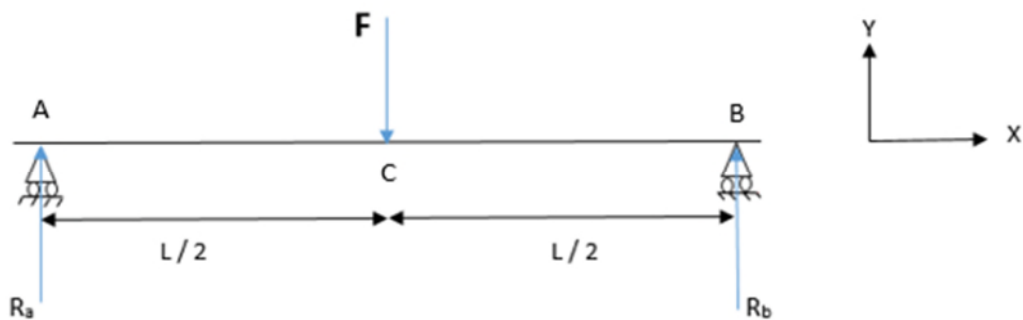


Figure III.11 : Modélisation de la plaque de fixation sollicitée en flexion simple

III.5.1 Les réactions R_a et R_b :

Équations statiques :

$$\sum \vec{F}_{ext} = \vec{0}$$

$$\sum \vec{M}(F_{ext}) = \vec{0}$$

Projections sur les deux axes x et y :

$$R_a - F + R_b = 0$$

$$F \times \frac{L}{2} - R_b \times L = 0$$

Trouver R_a et R_b

$$F \times \frac{L}{2} - R_b \times L = 0 \Rightarrow R_b = \frac{F}{2}$$

$$R_a = F - R_b = \frac{F}{2}$$

$$\text{Alors : } R_a = R_b = \frac{F}{2}$$

III.5.1 Calcul des efforts intérieurs N_2 , T_2 , M :

Tronçon 1 : $0 \leq X \leq \frac{L}{2}$:

$$N_1 = \sum F_x = 0$$

$$T_1 = \sum F_Y = R_a = \frac{F}{2}$$

$$\begin{aligned} MF_Z &= \sum M = -R_a \times x \\ &= -\frac{F}{2} \times x \end{aligned}$$

$$\hat{A} \quad X=0 \Rightarrow MF_Z = 0$$

$$X = \frac{L}{2} \Rightarrow MF_Z = -\frac{FL}{4}$$

Tronçon 2 : $\frac{L}{2} \leq X \leq L$:

$$N_2 = \sum F_x = 0$$

$$T_2 = \sum F_Y = R_a - F = \frac{F}{2} - F = -\frac{F}{2}$$

$$\begin{aligned} MF_Z &= \sum M = -R_a \times x + F \left(x - \frac{L}{2} \right) \\ &= -\frac{F}{2} \times x - \frac{FL^2}{2} \end{aligned}$$

$$\hat{A} \quad X = \frac{L}{2} \Rightarrow MF_Z = -\frac{FL}{4}$$

$$X = L \Rightarrow MF_Z = 0$$

III.5.3 Diagramme des efforts intérieurs T_2 , M :

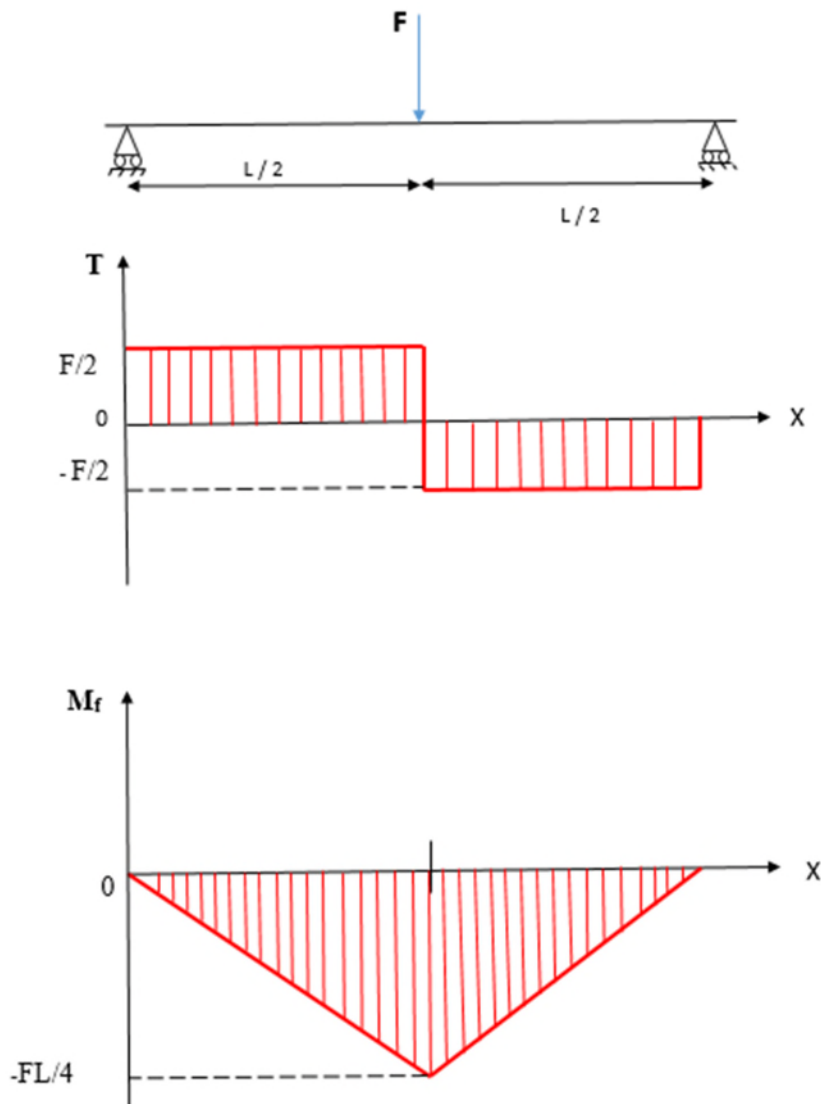


Figure III.12 : diagramme des efforts intérieurs M , T_2

III.5.4 Détermination de la flèche maximale :

Nous avons : $MF_Z = -\frac{F}{2} \times x$

Et l'équation de la déformée : $EI_{GZ}Y''(x) = MF_Z$

$$EI_{GZ}Y''(x) = -\frac{F}{2} \times x$$

Première intégration

$$EI_{GZ}Y'(x) = EI_{GZ}\theta(x) = -\frac{F}{4} \times x^2 + C_1$$

Deuxième intégration

$$EI_{GZ}Y(x) = -\frac{F}{12} \times x^3 + C_1 \times x + C_2$$

Recherche de C_1 et C_2

- **condition d'appuis :**

$$X = 0 \quad \Rightarrow Y(0) = 0$$

$$X = \frac{L}{2} \quad \Rightarrow Y' \left(\frac{L}{2} \right) = 0$$

Donc

$$EI_{GZ} Y' \left(\frac{L}{2} \right) = -\frac{FL^2}{16} + C_1 = 0$$

$$C_1 = \frac{FL^2}{16}$$

$$EI_{GZ} Y' (0) = C_2 = 0$$

Alors

$$EI_{GZ} Y' (X) = -\frac{F}{12} \times X^3 + \frac{FL^2}{16} \times X$$

On remplace X par $\frac{L}{2}$ pour trouver la flèche maximale

$$EI_{GZ} Y \left(\frac{L}{2} \right) = \frac{F}{12} \times \frac{L^3}{8} - \frac{FL}{16} \times \frac{L}{2}$$

$$EI_{GZ} Y \left(\frac{L}{2} \right) = \frac{2FL^3}{96}$$

$$Y \left(\frac{L}{2} \right) \Rightarrow f_{\max} = \frac{FL^3}{48EI_{GZ}}$$

III.5.5 Le choix du profil :

Comme on a fait pour la poutre précédente, on fixe la flèche maximale f_{MAX} à 1 mm et on calcule la longueur pour chaque profilé, à condition que la longueur soit supérieure à 860 mm. Nous utilisons 4 différents types qui sont : UPN260, IPE270, HEA140, HEB120, Après on les compare avec les résultats obtenue par le logiciel de résistance des matériaux RDM6. Enfin, nous choisissons le profilé qui nous conviens.

Donc on a :

$$L = \sqrt[3]{\frac{48 \times f_{MAX} \times E \times I_Z}{F}}$$

Avec :

Le module d'élasticité $E = 210000$ MPa

La force appliquée $F = 49050$ N

- POUR UPN 260 : $I_Z = 317 \times 10^4$ mm⁴

$$L = \sqrt[3]{\frac{48 \times 1 \times 210000 \times 317 \times 10^4}{49050}}$$

$$L = 866,88 \text{ mm}$$

La flèche maximale de la poutre UPN 260 est représentée dans la figure ci-dessous :

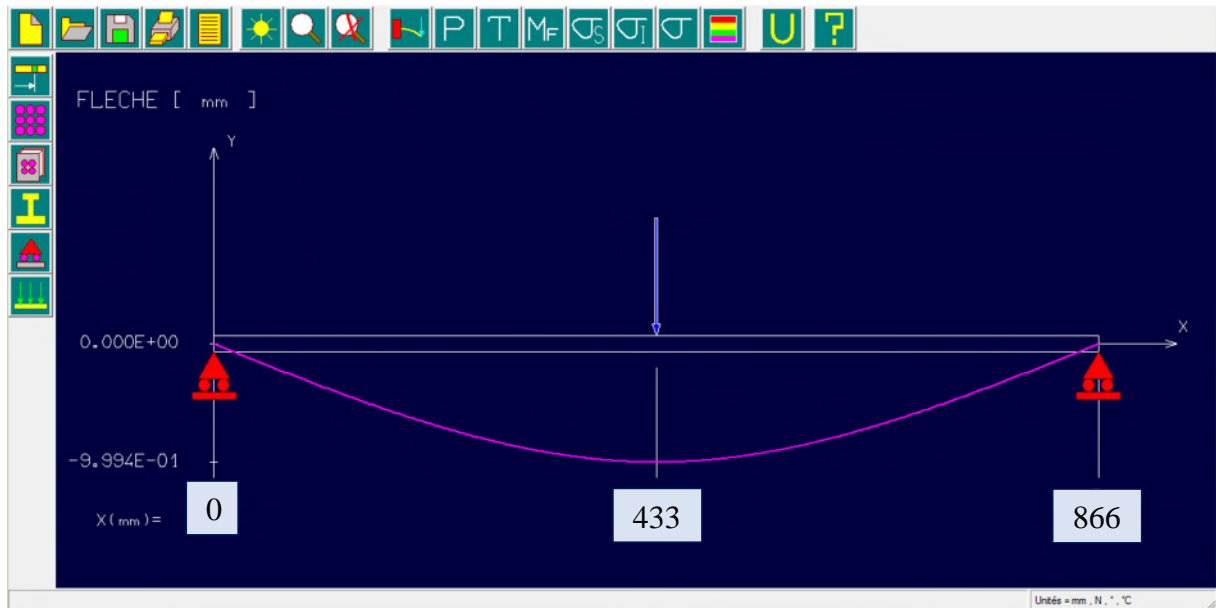


Figure III.13: flèche maximale de la poutre UPN 260

- POUR IPE 270 : $I_z = 419,9 \times 10^4 \text{ mm}^4$

$$L = \sqrt[3]{\frac{48 \times 1 \times 210000 \times 419,9 \times 10^4}{49050}}$$

$$L = 952 \text{ mm}$$

La flèche maximale de la poutre IPE 270 est représentée dans la figure ci-dessous :

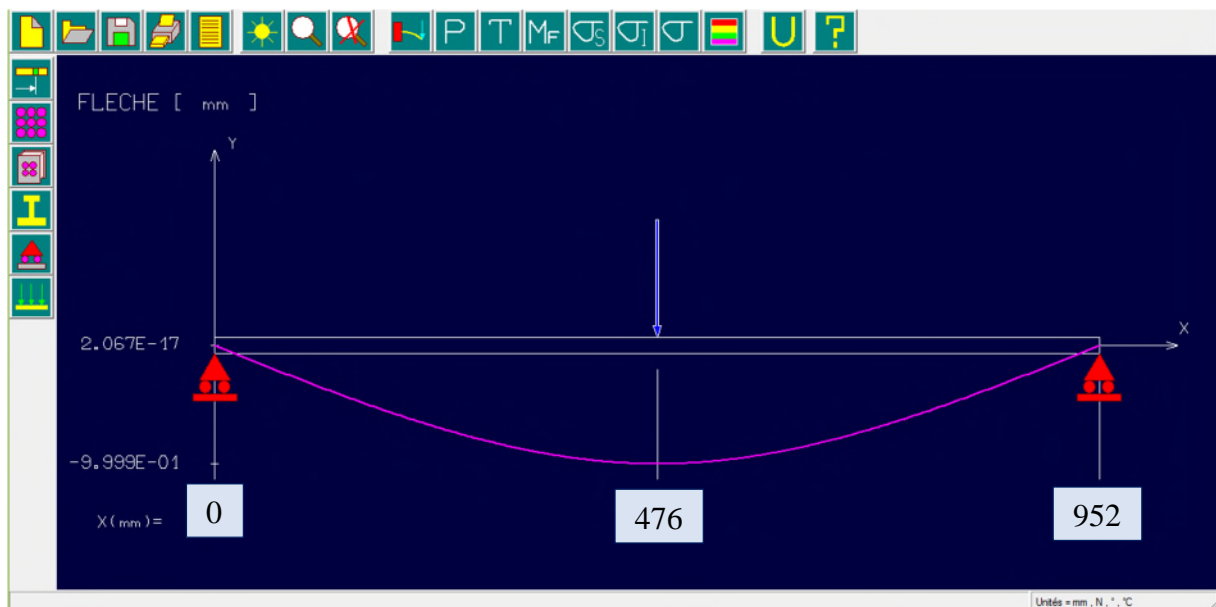


Figure III.14: flèche maximale de la poutre IPE 270

- POUR HEA 140 : $I_z = 389,3 \times 10^4 \text{ mm}^4$

$$L = \sqrt[3]{\frac{48 \times 1 \times 210000 \times 389,3 \times 10^4}{49050}}$$

$$L = 928 \text{ mm}$$

La flèche maximale de la poutre HEA 140 est représentée dans la figure ci-dessous :

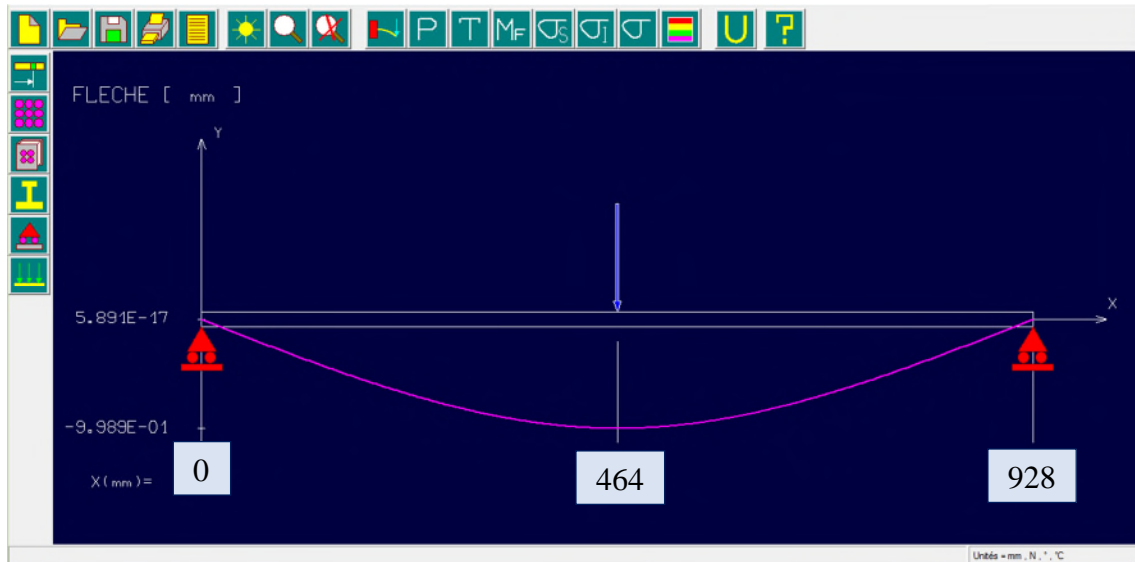


Figure III.15: flèche maximale de la poutre HEA 140

- POUR HEB 120 : $I_z = 317,5 \times 10^4 \text{ mm}^4$

$$L = \sqrt[3]{\frac{48 \times 1 \times 210000 \times 317,5 \times 10^4}{49050}}$$

$$L = 867.33 \text{ mm}$$

La flèche maximale de la poutre HEB 100 est représentée dans la figure ci-dessous :

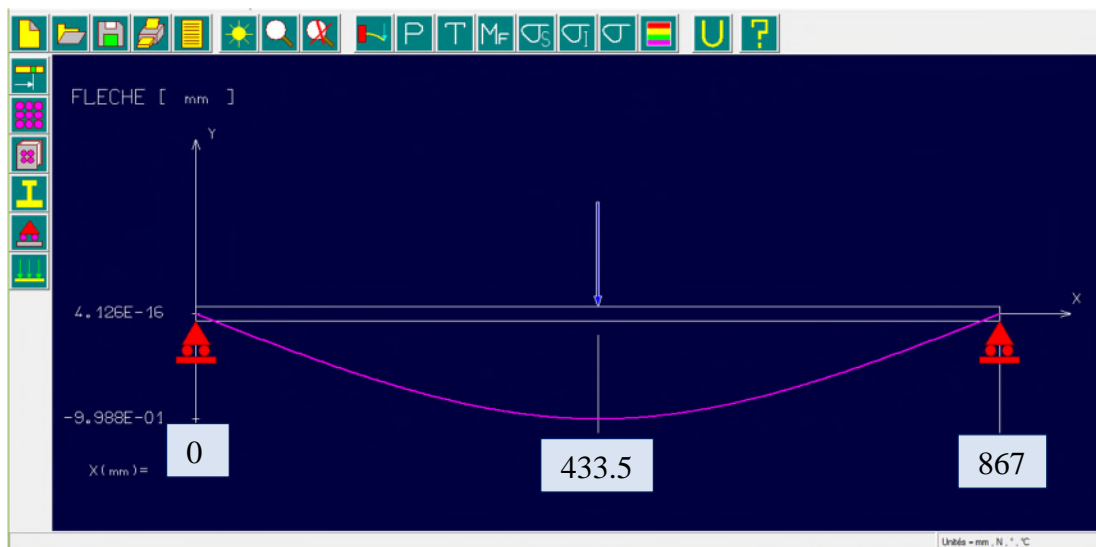


Figure III.16: flèche maximale de la poutre HEB 120

En comparons les résultats trouvés analytiquement par des calculs de résistance des matériaux avec les calculs obtenus numériquement par le logiciel RDM6, on a constaté que les résultats sont les mêmes dans les deux cas pour chaque type de profilé.

D'après les calculs, les résultats obtenus sont regroupés dans ce tableau :

Tableau III.2 : la longueur de la plaque de fixation nécessaire pour chaque profilé

Type de profilé	H (mm)	Iz (mm ⁴)	L (mm)
UPN 260	260	317×10^4	866.88
IPE 270	270	$419,9 \times 10^4$	952
HEA 140	140	$389,3 \times 10^4$	928
HEB 120	120	$317,5 \times 10^4$	867,33

D'après les résultats trouvés, et en comparant les différents profilés nous choisissons HEB 120, parce que c'est celle qui a la plus petite section ce qui veut dire qu'elle est légère par rapport aux autres type de profilé, logiquement c'est la moins chère.

III.6 Résistance de la barre au cisaillement :

La barre est sollicitée au cisaillement simple lorsqu'elle est soumise à deux forces directement opposées, perpendiculaire à la ligne moyenne, et qui tendent à la cisailer.

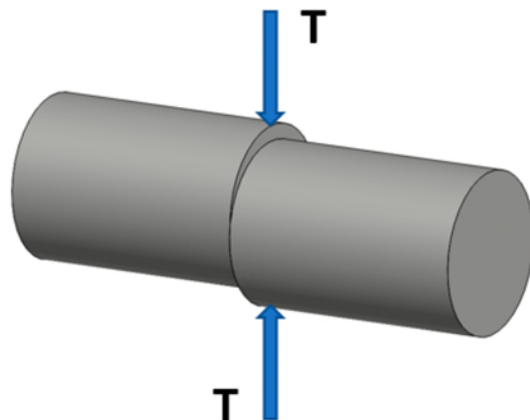


Figure III.17 : cisaillement de barre

Pour la barre de section S , sollicitée au cisaillement simple la valeur de la contrainte tangentielle est égale au rapport de l'effort tranchant T par la section S .

$$\tau = T / S$$

τ : Contrainte tangentielle en tout point de la section S (N/mm² ou MPa) ;

S : aire de la section droite cisailée de la pièce (mm²) ;

T : effort tangentiel (tranchant) (newton, N).

Afin qu'une pièce résiste au cisaillement, il faut être certain de rester dans la zone de déformation élastique.

Pour des raisons de sécurité la contrainte tangentielle τ doit rester inférieure à une valeur limite appelée résistance pratique au glissement R_{pg} .

La condition de résistance d'une pièce au cisaillement est : $\tau \leq R_{pg}$

R_{pg} : résistance pratique au glissement (N/mm² ou MPa) ;

$$R_{pg} = R_{eg} / S$$

R_{eg} : résistance élastique au glissement (N/mm² ou MPa) ;

S : coefficient de sécurité (sans unité).

Donc, on a : $\tau = T / S \leq R_{pg} = R_{eg} / S$

Relations entre la résistance élastique à l'extension R_e et la résistance élastique au glissement R_{eg} :

Tableau III.3 : Relation entre R_e et R_{eg}

Relations entre la résistance élastique à l'extension R_e et la résistance élastique au glissement R_{eg} :	
Matériaux	Relation entre R_e et R_{eg}
Aciers doux, alliages d'aluminium ($R_e \leq 270$ MPa)	$R_{eg} = 0,5 \times R_e$
Aciers mi-durs ($320 \leq R_e \leq 520$ MPa)	$R_{eg} = 0,7 \times R_e$
Aciers durs, fontes ($R_e \geq 600$ MPa)	$R_{eg} = 0,8 \times R_e$

1. Détermination de l'effort tranchant T dans la section cisailée

On a la force appliquée

$$T = 24525 \text{ N}$$

2. la résistance pratique au glissement R_{pg} :

L'acier utilisé c'est l'acier S235 donc $R_e = 235$ MPa, et d'après les tableaux 1 :

$$R_{eg} = 0.5 \times 235 = 117.5 \text{ MPa et } S = 2$$

Alors :

$$R_{pg} = \frac{R_{eg}}{S} = \frac{117.5}{2}$$

$$R_{pg} = 58.75 \text{ MPa}$$

3. Calcule de la contrainte tangentielle τ :

$$\tau = \frac{T}{S} = \frac{T}{\pi r^2},$$

$$\tau = \frac{24525}{3,14 \times (15)^2} = 34,71 \text{ MPa}$$

D'après les calculs on a trouvé que $\tau \leq R_{pg}$ ce qui signifie que la barre peut résister au cisaillement.

III.7 Modèle final de la structure :

A partir les résultats trouvés par les calculs de résistance des matériaux et les comparer avec les résultats obtenue dans le logiciel RDM6, on a choisi les dimensions nécessaire pour chaque élément de la structure.

On veut maintenant de faire l'assemblage de ces pièces pour construire la structure de la presse complet, donc on va insérer tous les pièces sur une page d'assemblage puis on regroupe ces dernière par un soudage jusqu'à l'obtention de cadre qui on a besoin comme suivant :

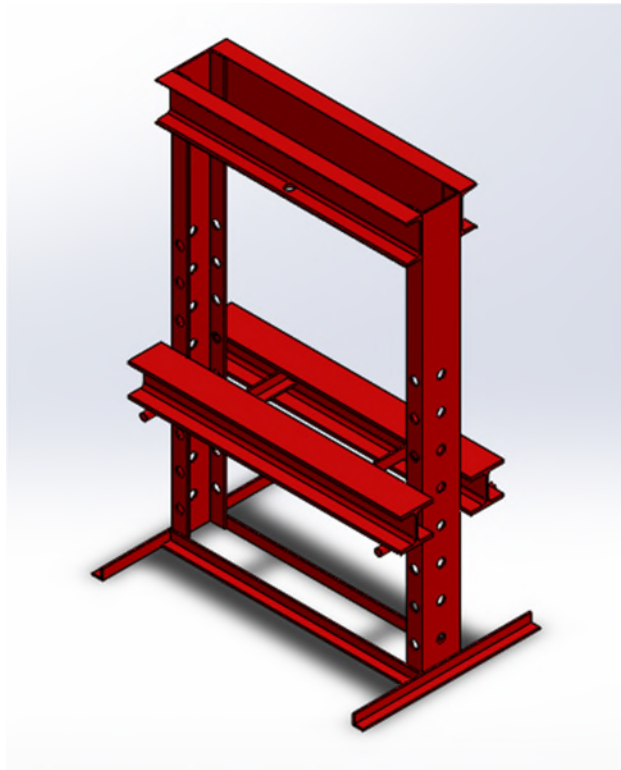


Figure III.18 : La structure de presse après dimensionnement

III.8 les composantes de la structure :

À cette étape on a déjà donné un visage de notre structure et par conséquent on va détailler les composantes essentielles de la structure comme suit :

- Traverses: deux poutres en acier type UPN140 sont identiques de longueur : 920 mm, hauteur : 140 mm.
- Colonnes: deux poutres en acier type UPN140 sont identiques de longueur : 1500 mm, hauteur : 140 mm.
- deux boulons M14
- Plaques de fixation : deux poutres en acier type HEB 120 sont identiques de longueur : 1000 mm, hauteur : 120 mm.
- Quatre cornières de dimensions 40×40, deux cornières de longueur : 920 mm, et les deux autres de longueur : 650 mm.
- Une barre d'acier de diamètre 30 mm

III.9 conclusion :

Dans ce chapitre nous avons pu dimensionner toute notre structure métallique notamment à l'aide d'un calcul de résistance des matériaux. À l'aide de cette étape de dimensionnement,

nous avons pu améliorer nos compétences en calculs RDM. Une fois la partie de dimensionnement réalisée et comparé avec les résultats obtenus par le logiciel RDM6 on a choisi le profil le mieux adapté pour notre presse. Cette étape nous a permis de découvrir et maîtriser mieux le logiciel de conception.

Conclusion Générale

Conclusion Générale

Le travail présenté dans ce mémoire s'est principalement intéressé à une étude de dimensionnement de la structure pour résister à la force appliquée par le vérin de la presse hydraulique 10 tonnes.

Nous avons commencé par des généralités et des différents types des presses, avec leurs avantages et inconvénients.

Ensuite, on a parlé sur les types de profils de la poutre en acier, ainsi que les matériaux utilisés pour la fabrication de cette dernière et le domaine d'utilisation, avec les types d'assemblages mécaniques.

Puis, une étude a été réalisée sur la structure de la presse hydraulique par les calculs de résistance des matériaux et vérifiée par le logiciel RDM6.

Enfin, les résultats sont présentés et interprétés. On a choisi les éléments idéaux qui conviennent à notre structure, et on a terminé notre étude par la fabrication de l'assemblage des pièces avec le logiciel SolidWorks.

Références Bibliographiques

Références Bibliographiques

- [1] <https://www.commerce-machines-occasion.fr/qu-est-ce-qu-une-presse-mecanique-ou-hydraulique-et-comment-fonctionne-elle/>
- [2] https://www.academia.edu/4641779/Presses_m%C3%A9canique_hydrauliques_et_pneumatiques
- [3] Smaïl BOUTABBA, « CONTRIBUTION A LA MISE AU POINT D'UNE PLATE-FORME POUR L'IDENTIFICATION EXPERIMENTALE DES PARAMETRES DE FROTTEMENT EN MATRIÇAGE AXISYMETRIQUE », THESE, ANNABA 2015
- [4] Živković, Dragan, Predrag Dašić, and Milorad Rančić. "EFFECTS OF INTRODUCING THE INFORMATICS SYSTEM IN ECCENTRIC PRESSES MAINTENANCE." *Proceedings of International Scientific Conference UNITECH*. Vol. 3.
- [5] Presse hydraulique *Source* : <http://fr.wikipedia.org/w/index.php?oldid=70344942>
Contributeurs : Cjp24, Dodoïste, Enguerrand VII, Syntex, Thielleux, Wanderer999, Xlory, Xofc, Zivax, 6 modifications anonymes
- [6] Pr LOUNIS Mourad, « étude et réalisation d'un moteur Stirling couplé à un concentrateur solaire », mémoire master 02, université Djilali Bounaama khmis Miliana, 2014/2015
- [7] <https://fr.harsle.com/Comment-fonctionne-la-presse-hydraulique-id3583255.html>
- [8] Erdman, A.G., Sandor, G.N.: Mechanism Design: Analysis and synthesis, 1st ed...Prentice-Hall, New Jersey, 1984.
- [9] HADDADOU Mahdi, AICHOUN Mohammed « **Etude et conception de deux outils de découpage-poinçonnage et de pliage pour clapet air bruleur** », mémoire de master II en construction mécanique, UMMTO 2013
- [10] SAHALI.A, support de cour (Critères généraux de conception d'une charpente métallique), Bejaia, consulté juin 2021.
- [11] Marc Landowski Bertrand Lemoine « Concevoir et construire en acier» Arcelor, Luxembourg, 2005
- [12] <https://construction-maison.ooreka.fr/astuce/voir/658939/poutre-en-acier>
- [13]: <https://www.futura-sciences.com/maison/definitions/maison-corniere-10611/>
- [14] <https://materiaudumonde.com/acier-s235-s235jr-matiere-1-0038/>
- [15]: <https://www.construiracier.fr/technique/solutions-constructives/structures/assemblag>

Résumé

Dans ce travail nous intéressons au dimensionnement de la structure de la presse hydraulique, ainsi que ces différents composants à la force appliquée par le vérin qui est de 10 tonnes, en limitant la longueur intérieure (l'espace de travail) entre les deux poutres en parallèles (colonnes) sur 800 mm et une flèche maximale des poutres f_{MAX} qui égale à 1 mm. L'étude de dimensionnement est faite sur un modèle (modèle initiale) de structure qui est disponible dans notre université au niveau du hall technologie.

Abstract

In this work we are interested in the dimensioning of the structure of the hydraulic press, as well as these different components to the force applied by the cylinder which is 10 tons, by limiting the interior length (the space work) between the two parallel beams (columns) over 800 mm and maximum deflection of the beams f_{MAX} which equals 1 mm. The sizing study is made on a model (initial model) of structure which is available in our university at the level of the technology hall.

ملخص

في هذا العمل نحن مهتمون بأبعاد هيكل المكبس الهيدروليكي، وكذلك المكونات المختلفة للقوة المطبقة بواسطة الأسطوانة والتي تبلغ 10 أطنان، عن طريق تحديد الطول الداخلي (مساحة العمل) بين العارضتين المتوازيين (الأعمدة) التي يزيد ارتفاعها عن 800 مم واقصى انحراف للحزم f_{MAX} يساوي 1 مم. يتم إجراء دراسة الحجم على نموذج (نموذج أولي) للهيكل المتاح في جامعتنا على مستوى قاعة التكنولوجيا.