

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE

Présenté pour

L'obtention du diplôme de

MASTER

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Fabrication Mécanique et Productique

Par :

MADI Syphax

&

MATEM Nabil

Thème

Conception et modélisation d'une presse

Hydraulique de 20 tonnes.

Soutenu le 20/09/2022 devant le jury composé de :

Mr. BENSAID

Président

Mr. S. BOUTANI

Rapporteur

Mr. HARROUCHE

Examineur

REMERCIEMENTS

*Nous remercions ALLAH le tout puissant de nous avoir donné le courage, la volonté et la patience de terminer ce modeste travail. Nous tenons à adresser nos remerciements à notre encadreur monsieur Dr **BOUTAANI** d'avoir accepté de diriger ce travail et d'avoir mis à notre disposition tous les moyens qui nous ont permis de mener à terme cette étude et pour ses précieux conseils et encouragements. Enfin, un grand merci à tous les enseignants de Génie Mécanique, et particulièrement à ceux que nous avons eu le plaisir d'avoir en Parcours de Master qui n'ont ménagé aucun effort pour le bon déroulement de notre formation. Que toute personne ayant contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail trouve ici toute notre gratitude.*

Dédicace

Je dédie ce modeste travail aux êtres qui me sont les

Plus chers au monde ; mes parents à qui je

Dois mon existence et mes succès

Que Dieu le tout puissant les protège.

à mes très chers frères que j'aime

à ma sœur et mon neveu Raouf

*à tous mes amis (es) Belkacem, Amer, Larbi, Lynda, mazigh
et Youyou*

À tous les gens qui m'aiment.

Syphax

Dédicace

Je dédie ce travail

À mes chers parents

Qui m'ont toujours poussé et motivé dans mes études et qui n'ont jamais cessé de formuler des prières à mon égard, de me soutenir et de m'épauler pour que je puisse atteindre mes objectifs.

À mes chers amis : djalale, nadjib, lahcen, faycal et ikram sans oublier rachid, nacer et kenza f lghaybiya

Pour leurs aides et supports dans les moments difficiles et à qui je souhaite plus de succès.

À tous les gens que j'aime et qui ont toujours été présents dans ma vie.

Nabil

Sommaire

Sommaire

Remercîment.....	i
Dédicace.....	ii
Sommaire	iii
Liste des figures	viii
Liste des tableaux	xi
Table des symboles.....	xii
Introduction générale.....	1
I.1. Introduction.....	2
I.2. Définition	2
I.3. Classification de la presse	3
I.3.1 Les presses selon le mode de transmission d'énergie	3
I.3.1.1 Les presses mécaniques.....	3
A. Principe de Fonctionnement de la presse mécanique	4
B. Avantages	4
C. Inconvénients.....	4
I.3.1.2 Les presses hydrauliques	4
A. Principe de fonctionnement	5
B. Avantages.....	5
C. Inconvénients	6

Sommaire

I.3.1.3 La différence entre la presse mécanique et la presse hydraulique	6
I.3.1.4 La presse pneumatique	6
A. Caractéristiques de presse pneumatique	7
I.3.2 Les types de presse selon la forme de bâti	8
I.3.2.1. Presse à col de cygne	8
I.3.2.2. Presses à arcade.....	9
I.3.2.3. Presse à colonnes	9
I.3.2.4. Presses à montants droits	10
I.3.2.5. Presses à table mobile et bigorne	10
I.3.3 Les types de presse selon le nombre de coulisseaux.....	11
I.3.3.1. Simple effet	11
I.3.3.2. Double effet.....	11
I.3.3.3. Triple effet.....	12
I.4. Critères de choix d'une presse	13
I.5. Sécurité sur les presses	14
I.6. Le mécanisme de la presse hydraulique.....	16
I.7. Verin hydraulique	16
I.8. Types des verins hydrauliques	17
I.8.1. Vérin simple effet.....	17
I.8.2. Vérin à double effet.....	18
I.9. Conclusion	18

Sommaire

II.1. Introduction	19
II.2. Notion de paroi	19
II.3. Les Profilés laminés.....	20
II.4. Les poutres.....	21
II.4.1. Les modèles des poutres en acier	21
II.4.2. Les profils de la poutre.....	22
a. Les poutrelles en I.....	22
b. Les poutrelles en U	23
c. Les poutrelles HE (gamme européenne).....	23
II.5. Résistance de la visse au cisaillement	24
II.6. Dimensionnement de la plaque de fixation	25
II.6.1. Les réactions R_a et R_b :.....	26
II.6.2. Calcul des efforts intérieurs N_2 , T_2 , M	26
II.6.3. Diagramme des efforts intérieurs T_2 , M	27
II.6.4. III.3.4 Détermination de la flèche maximale	28
II.7. Vérification par le logiciel RDM6.....	29
II.8. Flambement de la poutre	30
II.8.1. Définition du flambement	30
II.8.2. Calcul sur le flambement	30
II.9. Résistance de la barre au cisaillement	32
II.10. Conclusion	34

Sommaire

III.1. Introduction.....	35
III.2. Rappel du Cahier des charges	35
III.3. Diagramme des fonctions de la presse	35
III.4. Contraintes	37
III.5. Choix des éléments de base	38
III.6. Avantage des presses avec des profilés standards	38
III.7. Logiciel de conception et d'étude	38
III.7.1. Solidworks.....	39
III.8. Matériau	39
III.9. Conception de la presse.....	40
III.9.1. Poutres horizontales du châssis	41
III.9.2. Poutres verticales et les goupilles.....	41
III.9.3. Traverse (support horizontale)	42
III.9.4. Plaque de fixation.....	43
III.9.5. Outillage	43
III.9.6. Verin hydraulique.....	44
III.10. Modélisation globale la presse	45
III.11. Simulation de la structure	46
III.11.1. Application du chargement	46
III.11.2. Résultats de l'étude	47
III.11.2.1. Répartition des contraintes	47

Sommaire

III.11.2.2. Distribution du coefficient de sécurité.....	48
III.11.2.3. Répartition des déplacements	49
III.11.2.4. Comparaison des trois types de contact géométrique entre la plaque et les goupilles	50
III.11.3. Génération du maillage	51
III.12. Les résultats	51
III.12.1. Déformation équivalente élastique (1 ^{er} cas).....	52
III.12.2. Déformation équivalente élastique (2eme cas).....	53
III.12.3. Déformation équivalente élastique (3eme cas).....	55
III.13. Analyse des résultats.....	56
III.14. Conclusion	56
Conclusion générale.....	57
Annexe.....	58
Bibliographie.....	64

Liste des figures

Liste des figures

Figure I. 1: presse mécanique.....	3
Figure I. 2 : Presse hydraulique	5
Figure I. 3 : Presse pneumatique	7
Figure I. 4: Presse à col de cygne	8
Figure I. 5: Presse à arcade	9
Figure I. 6: Presse à colonnes	10
Figure I. 7: Presse à table mobile et bigorne.....	11
Figure I. 8: Presse à double effet.....	12
Figure I. 9: Presse à triple effet.....	13
Figure I. 10: Presse à barrage immatériel.....	14
Figure I. 11: presse à protection bi manuelle.....	15
Figure I. 12: presse avec un isolons de la zone dangereuse	15
Figure I. 13: schématisation d'un vérin à simple effet.....	18
Figure I. 14: schématisation d'un vérin à double effet	18
Figure II. 1: Poutre métallique en double Té.....	19
Figure II. 2 : Poteau métallique en double Té	20
Figure II. 3 : opérations de laminage à chaud pour profilés en double Té et larges plats	21
Figure II. 4: poutrelle en I	22

Figure II. 5: poutrelle en U	23
Figure II. 6: poutrelle en H	23
Figure II. 7 : l'effort de cisaillement applique sur la vis	24
Figure II. 8: Modélisation de la plaque de fixation sollicitée en flexion simple	25
Figure II. 9: diagramme des efforts intérieurs M, T₂	27
Figure II. 10: contrainte normal de la place de travaille sur le logiciel RDM6.	29
Figure II. 11: le flambement.	30
Figure II. 12: la longueur de flambage L₀ en fonction de la longueur réelle L	31
Figure II. 13: cisaillement de barre.	32
Figure III. 1: Graphe des interactions	35
Figure III. 2: profile U du châssis de la presse.	41
Figure III. 3: profiles I du châssis de la presse.	41
Figure III. 4 : poutre verticale	42
Figure III. 5: goupille cylindrique.	42
Figure III. 6: plaque supérieure	42
Figure III. 7: plaque de travail	43
Figure III. 8: Outil de fixation	44
Figure III. 9: vérin hydraulique à simple effet.	44
Figure III. 10: éléments de la presse hydraulique.	45
Figure III. 11: Représentation du Chargements appliqués sur la structure.	46
Figure III. 12: Contrainte Von Mises sur SolidWorks.	47

Figure III. 13: Distribution du coefficient de sécurité.	48
Figure III. 14: Déplacement total.	49
Figure III. 15: Déformation équivalente élastique.	50
Figure III. 16: Génération du maillage.	51
Figure III. 17: Répartition des Déplacements de 1^{er} cas.	52
Figure III. 18: Répartition des déformations sur SolidWorks dans le 1^{er} cas	52
Figure III. 19: Illustration des Déformation dans le 2em cas.	53
Figure III. 20: Répartition des déformations sur SolidWorks dans le 2em cas.	54
Figure III. 21: Déplacement total de la troisième plaque dans le (3eme cas).	55
Figure III. 22: Déformation de la troisième plaque sur SolidWorks dans le 3eme cas....	55

Liste des tableaux

Liste des tableaux

Tableau II. 1: Relation entre R_e et R_{eg}	33
Tableau III. 1: Caractéristique mécanique du matériau S275JR.....	40
Tableau III. 2: Propriétés chimique de l'acier S275JR.	40

Table des symboles

Table des symboles

τ	Contrainte tangentielle en	(N/mm ² ou MPa)
S	aire de la section droite cisailée de la pièce	mm ²
T	effort tangentiel	newton (N)
σ_{\max}	contrainte maximal	MPa .
M _{fz}	Moment de flexion maximal	N.mm
I	Moment d'inertie	mm ⁴
L ₀	la longueur de flambement	mm
I	Le rayon de giration	
Ω	la surface de matière dans la section	cm ²
λ	de l'élanement colonne	

Introduction générale

Introduction générale

Les presses sont des machines industrielles qui trouvent leurs applications dans plusieurs domaines technologiques de fabrication mécanique tel que le secteur de fabrication et de réparation d'automobile, l'avionique, recherche scientifique... Une presse c'est toute machine qui permet d'exercer une force ou une contrainte sur une surface donnée. Elle peut être mécanique, hydraulique ou pneumatique, qui fonctionne en mode automatique, semi-automatique ou encore manuel.

Dans ce projet de master nous intéressons au dimensionnement et la modélisation de la structure de la presse hydraulique pouvant exercer une force qui peut atteindre les 20 tonnes en utilisant le logiciel de conception SolidWorks tout en limitant notre conception sur les profils laminés U, I ET H.

L'objectif de ce projet est né d'un besoin de vérification de fiabilité et de la sécurité d'un modèle de presse qu'on a trouvé au niveau d'un l'atelier de fabrication mécanique, pour expliquer notre démarche de conception nous avons réparti ce travail en trois chapitres : Le premier chapitre sera consacré aux généralités sur les presses que ce soit Hydraulique, pneumatique ou mécanique.

Le deuxième chapitre fait l'objet d'une étude analytique sur le dimensionnement et résistance des différents éléments de la structure de la presse hydraulique 20T, puis compris les résultats trouvés avec les résultats obtenus avec celles de logiciel RDM6. Dans le troisième, ne présenterons la presse réalisée, sa forme et ses différentes parties seront détaillées une par une en utilisant le logiciel de conception SolidWorks nous allons également présenter les trois modèles de plaques de fixation et on a comparé entre eux à travers des simulations numériques afin de choisir la plaque la mieux adaptée à notre presse enfin ne terminerons avec une conclusion générale et quelques perspectives.

Chapitre I

Généralités sur les presses

I.1. Introduction

Afin de concevoir un produit et de pouvoir transformer des tôles en pièces de précision, plusieurs étapes et opérations sont nécessaires, comme le poinçonnage et l'emboutissage, pour lesquels on utilise ce qu'on appelle des "presses". Ils sont très importants dans la mise en forme de pièces industrielles et mécaniques.

Dans ce chapitre, nous allons découvrir les différents types de presses à imprimer qui existent et leur fonctionnement.

Une presse est un ensemble de pièces mécaniques, constitué essentiellement de deux plateaux qui peuvent être rapprochés par une commande mécanique ou hydraulique pour comprimer ce qui est placé entre eux. Ces presses sont constituées d'une partie mobile (chariot) qui porte le poinçon et d'une partie fixe (châssis) qui porte la matrice.

I.2. Définition

Les presses sont des machines permet de changer la forme d'une pièce à partir d'une tôle, en appliquant une pression. Elles sont essentiellement composées de deux plateaux qui peuvent se rapprocher par commande mécanique ou hydraulique, pour comprimer ce qui est placé entre eux, elles ont deux parties, un mobile quand appelle (coulisseau), et qui porte le poinçon, et l'autre c'est la partie fixe qui porte la matrice appelée (bâti). Ainsi un ensemble d'organes mécaniques modelés pour réaliser de différents travaux par déformation plastique de la tôle, elles sont actuellement commandées numériquement.

Les presses peuvent être classées à partir de plusieurs paramètres comme :

- ✓ Leur mécanisme : le mode de transmission d'énergie soit hydraulique, mécanique ou pneumatique.
- ✓ Leur fonction : presse de forgeage, d'estampage, plieuse...
- ✓ Leur forme de bâti et leur structure : presse à genouillère, presse à vis.
- ✓ le nombre de coulisseaux.
- ✓ Leur contrôlabilité : conventionnelle, servo-presses.

I.3. Classification de la presse

I.3.1 Les presses selon le mode de transmission d'énergie

On distingue trois types de presses :

- Mécaniques.
- Hydrauliques.
- Pneumatique.

I.3.1.1 Les presses mécaniques

Une presse mécanique est une machine qui utilise un mécanisme (commandés mécaniquement) pour faire fonctionner les outils à la vitesse appropriée, et leur donner l'énergie suffisante pour découper, percer, ...etc. Cette dernière est ensuite transmise au coulisseau en mouvement de translation par un volant et un mécanisme nécessaire.

Il est impératif d'utiliser un mécanisme de commande Pour obtenir ce mouvement rectiligne à partir d'un mouvement de rotation. [1]



Figure I. 1: presse mécanique. [2]

A. Principe de Fonctionnement de la presse mécanique

La presse mécanique est alimentée par un moteur électrique qui tourne un grand volant d'inertie, ce dernier stocke l'énergie cinétique qui est ensuite transmise au coulisseau par un système précis en un mouvement de translation.

B. Avantages

- Le tonnage de la presse mécanique est facilement ajusté.
- Permet des opérations avec petit tonnage pour les matrices fragiles et la vitesse d'emboutissage reste constante pendant toute la course.
- Les pannes de la presse mécanique sont facilement détectables.

C. Inconvénients

- La presse mécanique est plus chère que la presse hydraulique
- La presse mécanique ne peut pas être surchargée car le système est protégé par deux soupapes de décharge séparément ajusté.

I.3.1.2 Les presses hydrauliques

Une presse hydraulique est une machine avec un circuit hydraulique qui fournit une grande force de compression. Elle permet de transmettre un effort démultiplié et un déplacement, servant à écraser, déformer un objet ou soulever une pièce lourde. Il est préférable d'utiliser une presse hydraulique plutôt qu'une presse mécanique, lorsqu'il est indispensable de réguler la pression et de la maintenir constante pendant un certain laps de temps. [3]



Figure I. 2 : Presse hydraulique. [2]

A. Principe de fonctionnement

Le fonctionnement de la presse hydraulique se repose sur le principe de Pascal qui dit : « dans un liquide en équilibre de masse volumique uniforme, la pression est la même en tout point du liquide et cela aussi longtemps que ces points sont à la même profondeur ».

La presse hydraulique est alimentée par une pompe hydraulique à un vérin qui entraîne la glissière. Suivant sa conception et ses applications. Actuellement, elle est commandée automatiquement grâce aux nouvelles technologies et aux développements de l'électronique. Elle est particulièrement adaptée pour l'emboutissage profond.

B. Avantages

- _ Les presse hydraulique est très robuste et fiable. Elle peut créer une grande quantité de tonnage pression. Elle est idéale pour l'hydroformage qui est une technique de formation des métaux nécessitant la présence d'un agent liquide. Elle est lente ce qui donne suffisamment de temps au métal pour se former.

- _ Le tonnage de la presse est facilement ajusté ce qui permet des opérations avec petit tonnage pour les matrices fragiles, et la vitesse d'emboutissage reste constante pendant toute la course.

- _ La presse hydraulique est moins chère que les autres types, et son moteur est plus puissant.

C. Inconvénients

- _ La presse hydraulique demande beaucoup de maintenance. L'huile doit toujours être présente à l'intérieur de la presse, de plus, elle comporte plusieurs appareils pour le contrôle de la pression à fin d'assurer son bon fonctionnement.

- _ Un moteur plus puissant que celui de la presse mécanique parce qu'il n'y a pas un volant d'inertie pour stocker l'énergie.

- La maintenance de la presse hydraulique est plus difficile. [4]

I.3.1.3 La différence entre la presse mécanique et la presse hydraulique

Les presses hydrauliques peuvent assurer beaucoup de caractéristiques.

Une autre différence c'est que la presse hydraulique demande plus de temps et d'énergie pour la maintenance que la presse mécanique.

Une presse mécanique est mue par la force musculaire ou avec un moteur électrique et la transmission de l'effort se fait avec une cinématique ex : crémaillère, engrenages, poulies, excentriques.

Une presse hydraulique est mue par un fluide, eau, huile, avec une pompe soit manuelle soit électrique ou thermique et l'effort est produit par un vérin, ce type de presse permet d'obtenir des efforts plus importants que les systèmes mécaniques. [5]

I.3.1.4 La presse pneumatique

La presse pneumatique est une machine qui fonctionne avec l'air comprimé, on le manipulant selon le principe bien connu

$$P = \frac{F}{S} \text{ ou } F = P * S$$

Avec

(P = pression ; F = force ; S = surface).

L'air est forcé dans un tube jusqu'à ce qu'il est plein ensuite il applique une pression permettant de déplacer la presse, alors Pour avoir une force importante il faut donc une grande pression et une grande surface.

Une fois la course est terminée l'air est évacué à travers les valves et les ressorts entraînent la pompe de se déplacer vers le haut.



Figure I. 3 : Presse pneumatique. [6]

A. Caractéristiques de presse pneumatique

La presse pneumatique est caractérisée par sa grande vitesse, Elle peut fonctionner dix fois plus que la presse hydraulique.

Elle peut aussi stopper à n'importe quel moment, il suffit juste d'ouvrir la valve pour dégager l'air.

I.3.2 Les types de presse selon la forme de bâti

I.3.2.1. Presse à col de cygne

Les bâtis à col de cygne est pour les presses de petites et moyennes puissance jusqu'à, 100 tonnes environ elles sont souvent employées pour découpage, pliage et souvent pour des petites pièces de grandes séries. La forme de bâti dégage complètement les côtés de la presse et permet de passer les bandes latéralement ; le bâti est ouvert également à l'arrière.

La plupart des bâtis à col de cygne sont inclinables, c'est-à-dire que la machine peut travailler dans sa position droite ou dans une position inclinée, dans ce dernier cas, la pièce découpée s'évacue, à l'arrière de la presse par son propre poids ou par gravité Les bâtis à col de cygne se déforment élastiquement sous l'effet de charge, ce qui provoquera le déplacement angulaire des deux parties de l'outil et préjudice leur bon fonctionnement, c'est pour cela ils sont réservé aux presses développent au maximum 2000 KN d'effort.



Figure I. 4: Presse à col de cygne. [6]

I.3.2.2. Presses à arcade

Les bâtis à arcades est pour les presses de moyennes et grosses puissance ce qui leurs permet de supporter des efforts importants tout en assurant une grande précision dans le guidage des outils

Dans cette forme de bâti, on trouve les presses à une bielle et les presses a deux bielles ; et leurs avantage c'est que leur système de construction évite le phénomène de déflexion et limite largement les déformations de structure en plus la maintenance des outils utilisés est réduite tout en donnant au produit un haut degré de finition.



Figure I. 5: Presse à arcade. [6]

I.3.2.3. Presse à colonnes

Ces presses sont équipées de quatre colonnes cylindriques qui lient les deux parties supérieures et inférieure et qui entraîne le coulisseau, elles sont généralement employées pour le forgeage et le matriçage.



Figure I. 6: Presse à colonnes. [6]

I.3.2.4. Presses à montants droits

Ces presses sont de grande puissance et peuvent atteindre des dimensions importantes, le bâti à montant droit se compose de trois éléments qui sont la table le chapiteau et le montant et selon le travail à exécuter on choisit la distance entre le chapiteau et la table, et entre les montants.

I.3.2.5. Presses à table mobile et bigorne

Grace à sa table mobile et réglable en hauteur, il est facile de monter l'outil d'une hauteur importante dans ce type de presses. Par simple rotation de la table on monte la bigorne qui permet d'effectuer des poinçonnages latéraux, de gros emboutis.

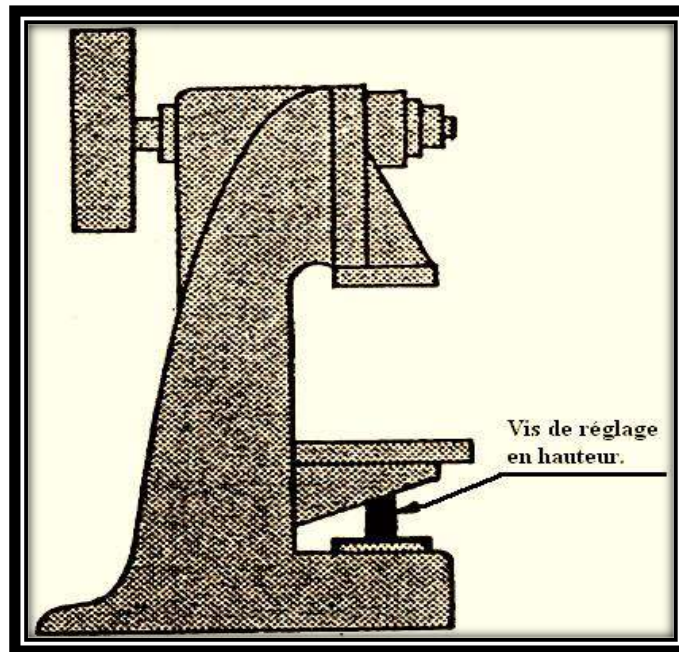


Figure I. 7: Presse à table mobile et bigorne. [1]

I.3.3 Les types de presse selon le nombre de coulisseaux

I.3.3.1. Simple effet

De type de presse contient un seul coulisseau qui reçoit son mouvement d'une ou plusieurs bielles, elles sont équipées d'un coussin inférieur, destiné à assurer l'effet du serre-flan.

I.3.3.2. Double effet

Ces presses se prêtent particulièrement à l'exécution d'emboutissage profond, elles sont munies des deux mouvements qui constituent le double effet, celui du coulisseau intérieur, destinée à l'emboutissage, et celui du coulisseau extérieur destiné au découpage du flan Les deux coulisseau sont actionné par le même arbre moteur à l'aide d'un mécanisme qui procure deux cinématiques différentes.



Figure I. 8: Presse à double effet. [6]

I.3.3.3. Triple effet

Généralement ce type de presse est utilisé pour les contres-emboutis peu profonds et leurs principes est le même avec le double effet mais avec un troisième coulisseau inferieur qui as sa propre cinématique, et leurs utilisations évite l'opération de reprise sur une autre presse.

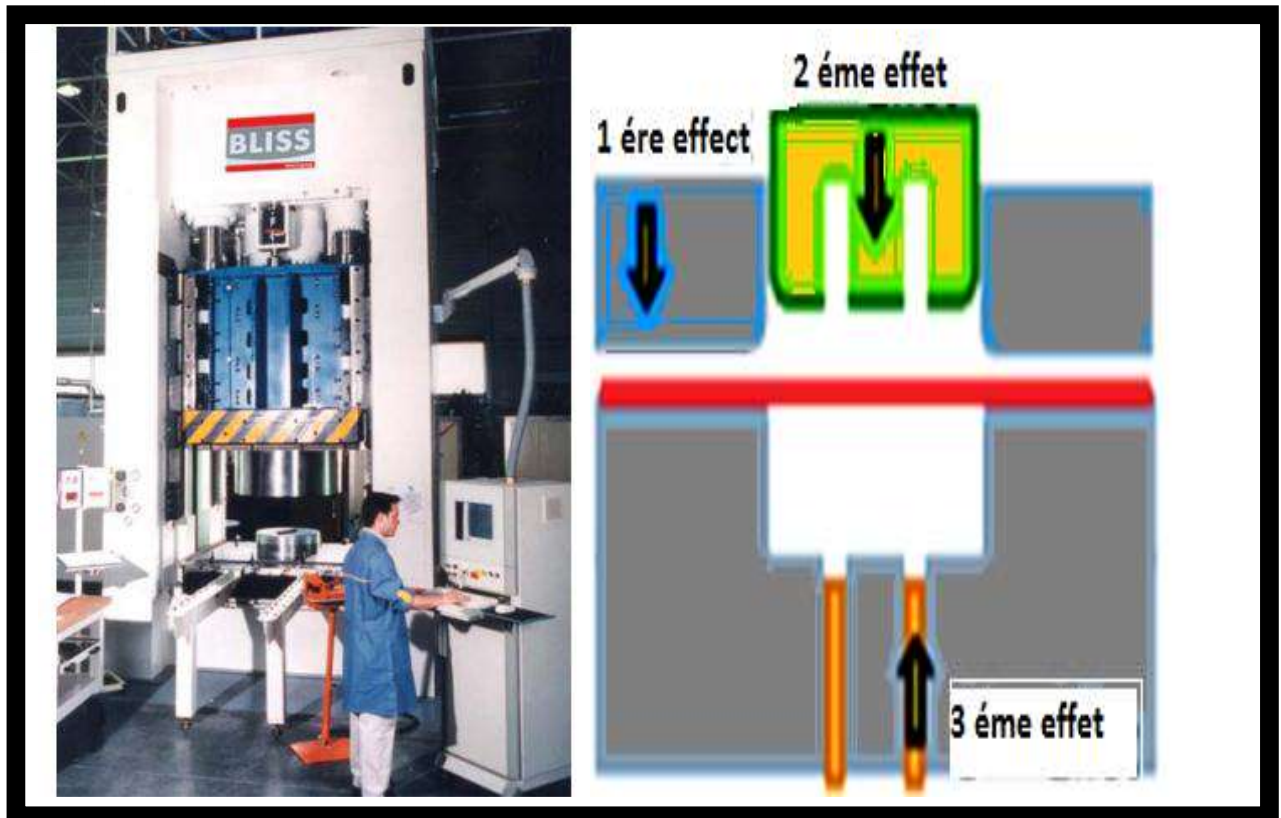


Figure I. 9: Presse à triple effet. [1]

I.4. Critères de choix d'une presse

Pour choisir une presse sur laquelle on travaille, nous devons prendre en considération les principaux facteurs suivants :

- Type de travail à faire.
- La capacité de la presse qui dépend de l'effort nécessaire pour la réalisation des opérations.
- Les dimensions de l'outil et de la pièce.
- La longueur de déplacement des coulisseaux.
- La cadence de production.
- Entretien et mise en œuvre.

Le choix de la presse à utiliser dans les travaux des métaux en feuille dépend essentiellement de plusieurs paramètres tel que :

- L'effort de la presse doit être supérieur aux efforts utilisés.
- La longueur et la largeur de la table, suffisamment supérieur à celle de l'outil.

- La hauteur libre entre la table et le coulisseau doit être supérieure à la hauteur de l'outil fermé.
- La nature des opérations à réaliser. Pour notre cas, il s'agit de découpage et poinçonnage.
- Une presse mécanique est mieux indiquée.

I.5. Sécurités sur les presses [7]

La sécurité au sein de l'atelier est un paramètre très important qui permet de travailler en toute sécurité. Les constructeurs des machines ont mis divers dispositifs qui assurent la protection des utilisateurs :

- Alimentation automatique : le dispositif d'alimentation automatique est indispensable lorsqu'il s'agit de satisfaire aux impératifs de sécurité et de la productivité.
- Protection par appareil à bracelets : protection efficace pour les mains dans la mesure où aucun risque d'accrochage n'est possible.
- Protection optique : la machine s'arrête automatiquement si la main de l'opérateur traverse les rayons lumineux.



Figure I. 10: Presse à barrage immatériel. [1]

- Protection bi manuelle : la commande du coulisseau nécessite l'action simultanée sur deux boutons.



Figure I. 11: presse à protection bi manuelle. [1]

- Protection à l'aide d'une cage qui isole l'opérateur de la zone dangereuse.

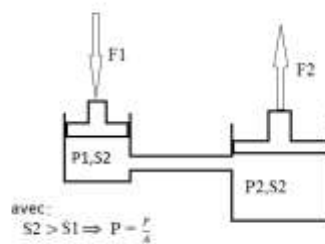


Figure I. 12: presse avec un isolons de la zone dangereuse. [1]

I.6. Le mécanisme de la presse hydraulique [8]

Le fonctionnement des presses hydrauliques repose sur le principe de balaise pascal (1623-1662), qui s'annonce de la façon suivante : un liquide en équilibre transmet intégralement et en tous ses points toute variation de pression produit en un point quelconque de ce liquide.

La veut dire que on peut utiliser un liquide pour démultiplier les forces comme on le ferait avec un bras de levier, c'est jouer avec la conservation de l'énergie, pour une presse hydraulique on utilise deux piston qui vont avoir une surface de pression différente.



Tout force exercée sur le petit piston sera transmis au grande, mais les rapports étant différent la force transmis et la distance parcourue seront différents pour calculer la pression finale sur le grand piston on utilise la formule :

$$P_2 = \frac{F_2}{A_2} \quad \text{avec :} \quad F_2 = F_1 \times \frac{S_2}{S_1}$$

- Dont

F : la force en newtons (N).

S : la surface en mètre carré (m²).

P : la pression en pascal.

Cette équation démontre comment peut-on multiplier la force 2 en augmentant la surface de deuxième piston.

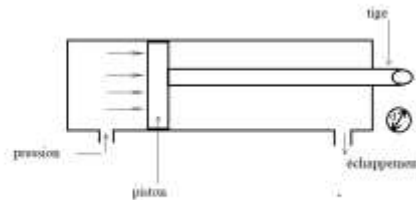
I.7. Vérin hydraulique [8]

Un vérin hydraulique est un dispositif qui convertir l'énergie hydraulique en énergie mécanique entraînée par un mouvement rectiligne.

Energie hydraulique \longrightarrow Transformation \longrightarrow énergie mécanique

Ils utilisent l'huile sous pression jusqu'à 350 bars en usage courant, par rapport au vérin pneumatique, ils sont plus coûteux développent des efforts beaucoup plus important, des vitesses de tige plus précises et permettent des applications plus sophistiquées régulation

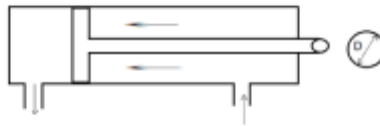
- Lors de la sortie de la tige le travail s'effectue en poussée et agit sur la surface totale de piston.



$$S_p = \frac{\pi \times D^2}{4} \longrightarrow F = P \times \frac{\pi \times D^2}{4}$$

- Lors de la rentrée de la tige le travail s'effectue en traction agit sur une surface réduite du piston, car il faut réduire la section de la tige.

$$F = P \times \frac{\pi}{4} \times (D^2 - d^2)$$



I.8. Types des vérins hydrauliques [8]

Vérin à simple effet : c'est un récepteur linéaire dont le piston ne reçoit le débit en provenance de la pompe que sur un seul de ses surfaces, la course retour est réalisée par un ressort de rappel ou par une charge extérieure quelconque.

I.8.1. Vérin simple effet [8]

Ils utilisent de l'air comprimé, généralement de 2 à 10 bars ils sont abondant dans les systèmes d'automatisation industrielle en raison de la simplicité de mise en œuvre.

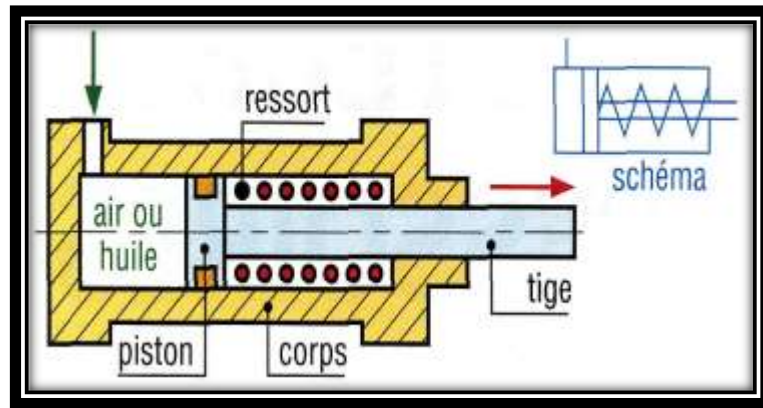


Figure I. 13: schématisation d'un vérin à simple effet. [8]

I.8.2. Vérin à double effet [8]

C'est un récepteur linéaire dont le piston est en mesure de recevoir le débit en provenance de la pompe sur chacune de ses surfaces.

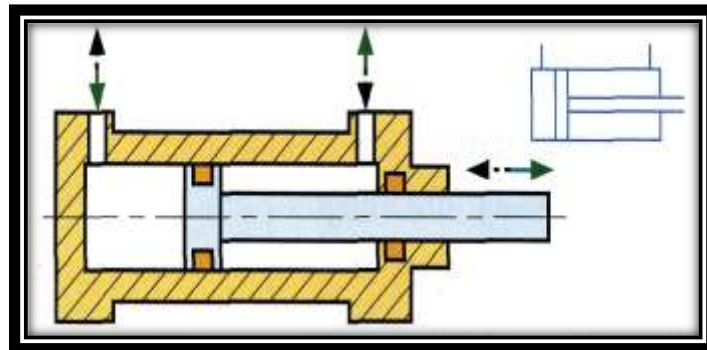


Figure I. 14: schématisation d'un vérin à double effet. [8]

I.9. Conclusion

Ce chapitre donne un aperçu général et global des presses utilisées dans l'industrie, de leurs principes de fonctionnement et de leur classification en différents types selon plusieurs paramètres tels que la méthode de conversion d'énergie, la construction ou le nombre de coulisseaux.

Chapitre II

dimensionnement de la structure de la presse hydraulique

II.1. Introduction

Dans ce deuxième chapitre, nous tenons à faire le dimensionnement de la structure de la presse hydraulique à 20 tonnes, en doit d'abord calculer la résistance de la structure à la force appliqué par le vérin qui est de 20 tonnes ou 196133N, puis, les comparer avec les résultats obtenue numériquement par le logiciel RDM6, en suite avec une étude théorique nous vérifions la possibilité de flambement, et on finirons par la vérification de la résistance de la goupille au cisaillement.

II.2. Notion de paroi

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) est généralement constituée de (figure ...) : [9]

- Deux parois horizontales, l'une appelée semelle supérieure et l'autre semelle inférieure.
- D'une paroi verticale appelée âme.

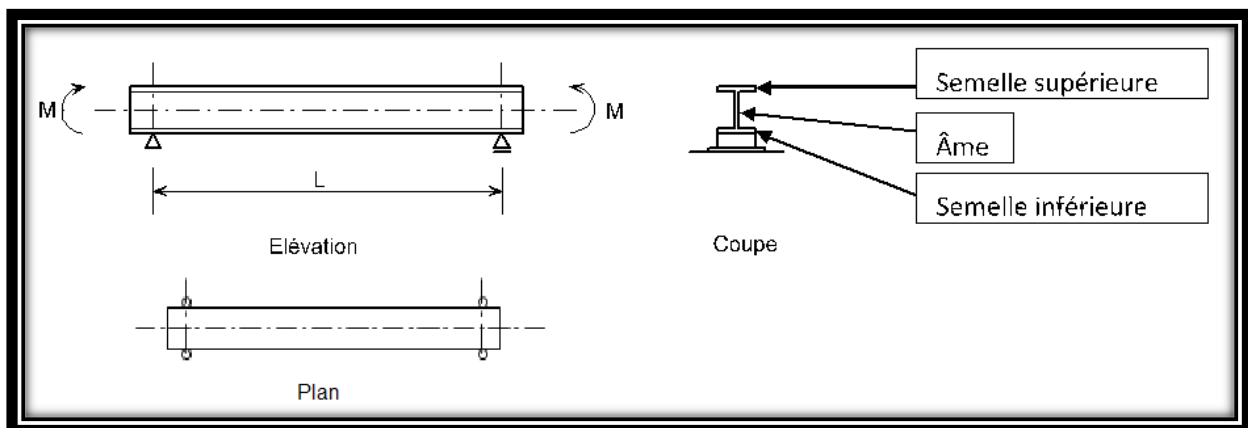


Figure II. 1: Poutre métallique en double T. [9]

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.

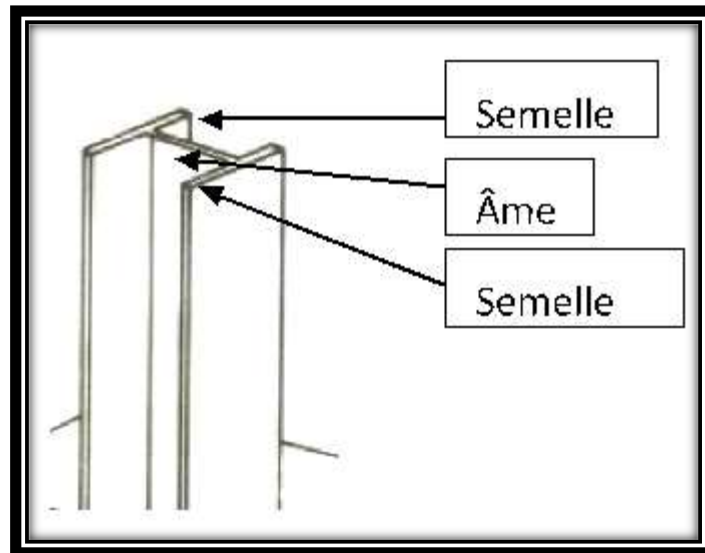


Figure II. 2 : Poteau métallique en double T. [9]

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. [9]

II.3. 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 [9]

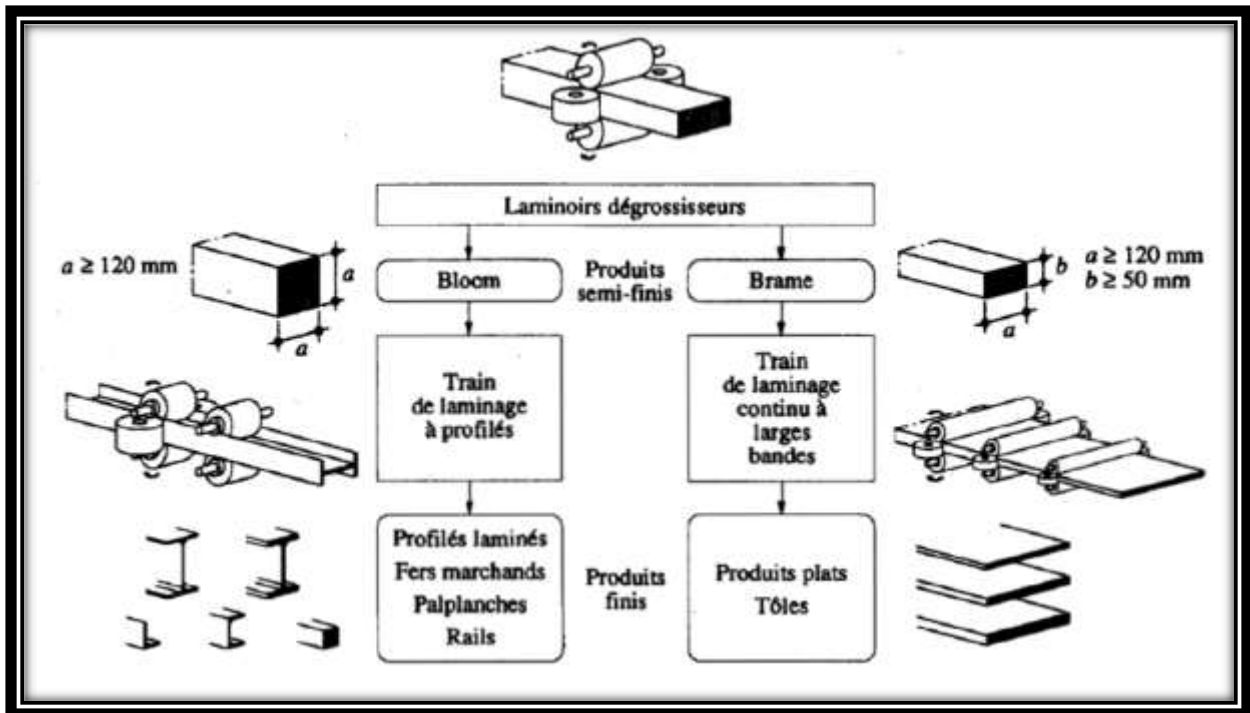


Figure II. 3 : opérations de laminage à chaud pour profilés en double T et larges plats.

[9]

II.4. Les poutres

Les poutres sont des éléments la plupart du temps horizontaux qui doivent 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. [10]

II.4.1. 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, boulonnez 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. [11]

II.4.2. 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. [11]

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. [10]

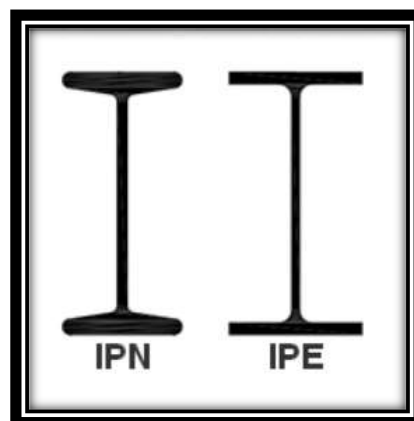


Figure II. 4: poutrelle en I.

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 [10]

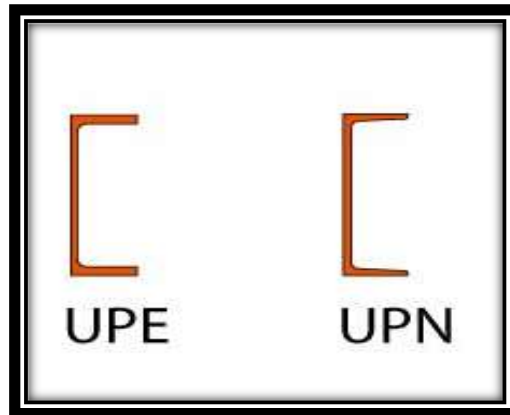


Figure II. 5: poutrelle en U.

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. [10]

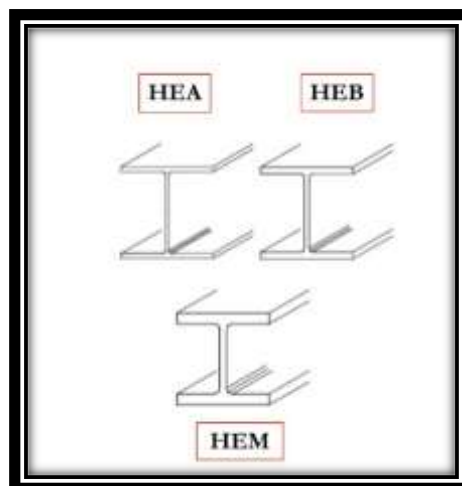


Figure II. 6: poutrelle en H.

II.5. Résistance de boulon au cisaillement

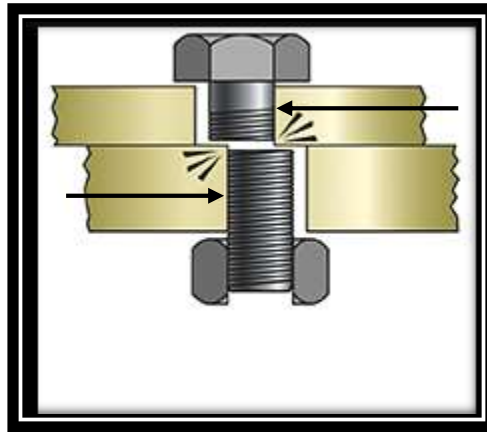


Figure II. 7 : l'effort de cisaillement appliqué sur le boulon.

Les filets de boulon tendent à être arrachés par cisaillement appliqué par le vérin qui a une force de 196133 N

Dans notre cas on a utilisés le boulon M20 (vis de construction à tête hexagonale, grade C ISO7411) de classe 3.8

On a la loi suivante de la contraint tangentielle qui est égale au rapport de l'effort tranchant T par la section S.

$$\tau = T / S * n$$

τ : Contrainte tangentielle en (N/mm² ou MPa) ;

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

T : effort tangentiel (newton, N).

N : nombre de section

$$T = \frac{196133}{2} \text{ N} ; T = 98066,5$$

$$\tau = \frac{98066,5}{(3.14 \times (20)^2)} \times \frac{1}{16} = 4,87$$

Pour une pièce sollicitée au cisaillement, la valeur de la contrainte τ ne doit pas dépasser la valeur de la contrainte maximale admissible appelée encore résistance pratique au glissement

R_{pg}

$$(R_{pg} = R_{eg}/S).$$

Dont :

R_{eg} : résistance élastique au glissement.

S : le coefficient de sécurité.

D'où la condition de résistance d'une pièce au cisaillement : $T \leq R_{pg}$

$R_{eg} = 0.5 \times 180 = 90$ MPa (voir tableau 01) et $S = 1,9$

$$\text{Alors : } R_{pg} = \frac{R_{eg}}{S} = \frac{90}{1,9}$$

$$R_{pg} = 47,36 \text{ MPa}$$

Alors La condition de résistance d'une pièce au cisaillement est bien confirmée ($\tau \leq R_{pg}$)

II.6. 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.

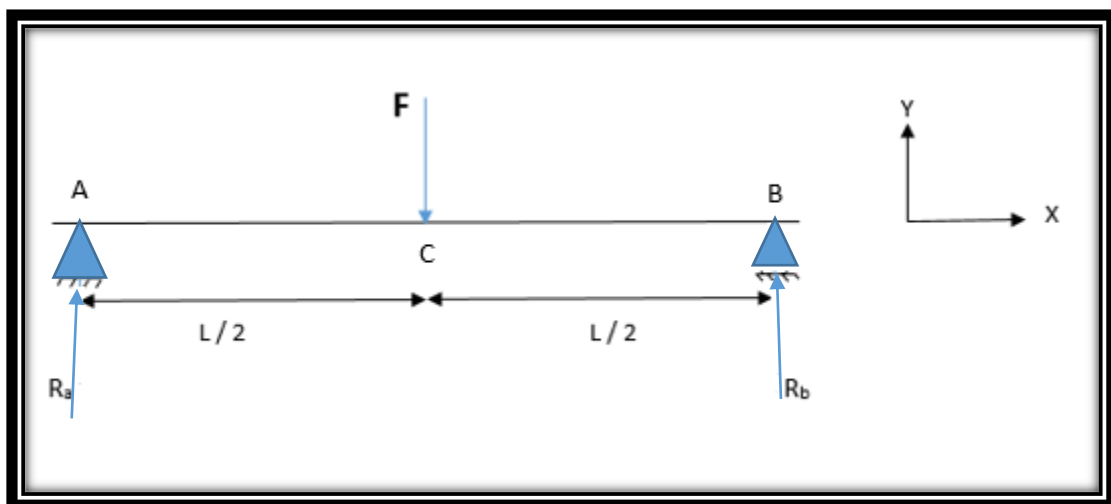


Figure II. 8: Modélisation de la plaque de fixation sollicitée en flexion simple.

II.6.1. Les réactions R_a et R_b :

Équations statiques :

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum \vec{F}_{ext} = \vec{0} \\ & \& \\ \sum \vec{M}(F_{ext}) = \vec{0} \end{array} \right.$$

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

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

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

II.6.2. Calcule des efforts intérieurs N_2 , T_2 , M

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

$$N_1 = \sum F_x = 0$$

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

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

$$= -\frac{F}{2} \times x$$

$$\text{À } X=0 \Rightarrow MF_Z = 0$$

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

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

$$N_2 = \sum F_x = 0$$

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

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

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

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

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

II.6.3. Diagramme des efforts intérieurs T_2, M

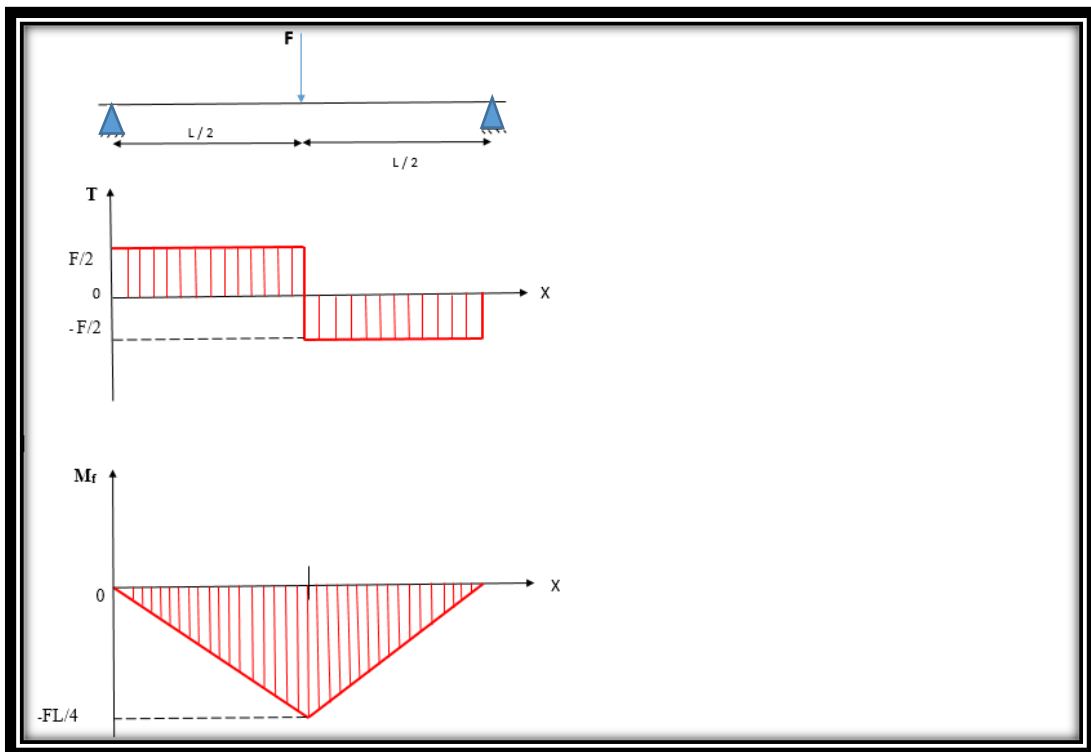


Figure II. 9: diagramme des efforts intérieurs M, T_2 .

II.6.4. III.3.4 Détermination de la flèche maximale :

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

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

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

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

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

II.7. Vérification par le logiciel RDM6

Vérification par le calcul de contrainte maximal :

$$\sigma_{(\max)} = \frac{Mfz}{I/e}$$

Avec :

Mfz : Moment de flexion maximal qui est (F), Mfz= 19613300 N.mm

I : Moment d'inertie, $I = 4$

e : h / 2 vu que le h c'est la longueur de notre surface

$$\sigma_{(\max)} = \frac{Mfz}{I/e} ; I = \frac{b \times h^3}{12} = \frac{25 \times 201^3}{12} = 16\,917\,918,8 \text{ mm}^4$$

$$\sigma_{(\max)} = \frac{FL/4}{16\,917\,918,8/100,5} = 238,85 \text{ MPa}$$

Nous confirmons les résultats trouvés avec le logiciel (RDM6)

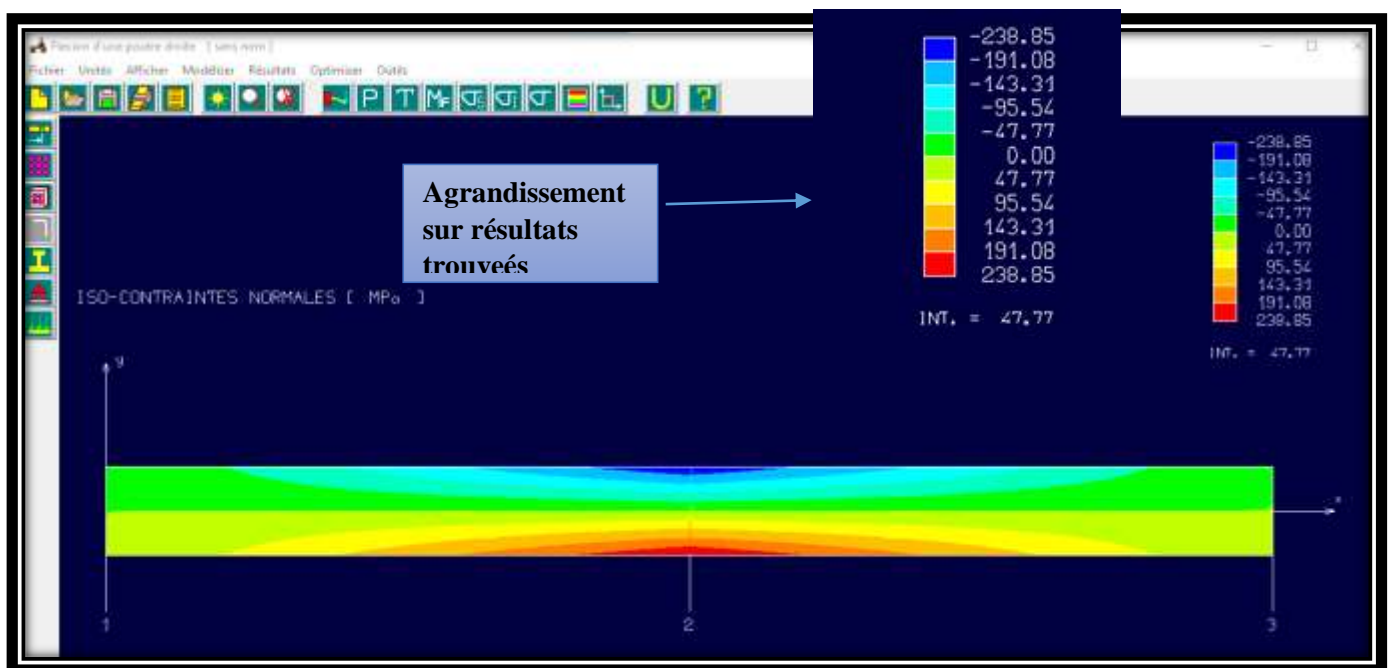


Figure II. 10: contrainte normal de la place de travail sur le logiciel RDM6.

On trouve que la contrainte maximale égale à 238,85 MPa alors on a le même résultat trouvé en haut, c'est à dire notre plaque de travail résiste à la force appliquée.

II.8. Flambement de la poutre

II.8.1. Définition du flambement

Le flambage est un phénomène physique relevant des principes de la résistance des matériaux. Lorsqu'une structure est comprimée dans le sens de la longueur, elle a tendance à fléchir perpendiculairement à l'axe de la force appliquée.

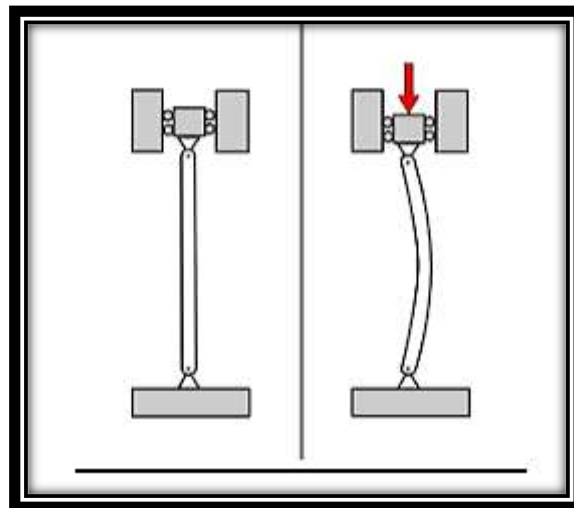


Figure II. 11: le flambement.

II.8.2. Calcul sur le flambement :

Le dimensionnement de la poutre est sur trois parties

1. Dans notre cas la poutre est encastree sur les deux cotés alors, la longueur de flambement
 $L_0 = 1/2 L$
L : la longueur de la poutre

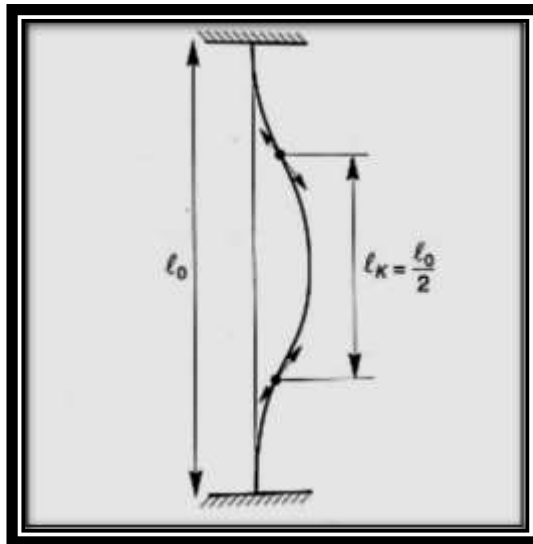


Figure II. 12: la longueur de flambage L_0 en fonction de la longueur réelle L .

A.N : $L_0 = 0.5 \times 1430$ $L_0 = 715$ 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.

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

I : est l'inertie (cm^4)

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

D'après un tableau normalisé des moments d'inertie on a :

$$I = 605 \text{ cm}^4 \text{ [16]}$$

D'après le calcul de la surface on a trouvée $\Omega = 39.75 \text{ cm}^2$

$$i = \sqrt{(605 \div 39.75)} \quad ; \quad i = 3,91 \text{ cm} = 39,1 \text{ mm}$$

3. Calcul de l'élancement 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 86,77 il n'y a pas de risque de flambement. Alors le calcul de la section colonne est identique à celui de la suspenso.

$$\lambda = L0 / i$$

$$\lambda = 715 / 54 = 13,2$$

Le calcul de 86.77 :

On à la loi suivant : $\lambda k = \pi \sqrt{E} / \sqrt{\sigma k} = \pi \sqrt{\frac{210000}{275}} = 86.77$

$\lambda \leq 86,77$ Donc y'a pas de risque de flambement.

II.9. Résistance des goupilles au cisaillement

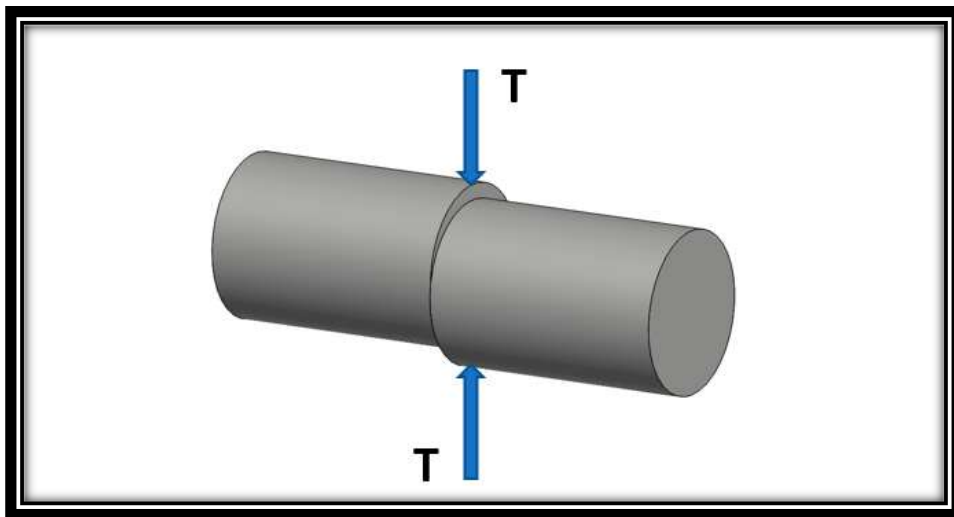


Figure II. 13: cisaillement des goupilles.

Tout d'abord on doit calculer la contrainte tangentielle qui est égale au rapport de l'effort tranchant T par la section S.

$$\tau = T / S * n \text{ [17]}$$

τ : Contrainte tangentielle en (N/mm² ou MPa) ;

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

T : effort tangentiel (newton, N).

N : nombre de section

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

Chapitre II

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).

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

Puis on met entre nos mains un tableau qui démontre la relation entre la résistance élastique à l'extension R_e et la résistance élastique au glissement 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)	$R_{eg} = 0,8 \times R_e$

Tableau II. 1: Relation entre R_e et R_{eg} . [17]

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

On a la force appliquée

$T = \frac{196133}{2}$ N ; $T = 98066,5$ N on a partagée sur deux par ce que on fait notre calcul sur l'un des côtés de la plaque de travail.

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

L'acier utilisé c'est l'acier S275JR donc $R_e = 275$ MPa, et d'après le tableau précédent

$$R_{eg} = 0.7 \times 275 = 192.5 \text{ MPa et } S = 1,9$$

Alors :

$$R_{pg} = \frac{R_{eg}}{S} = \frac{192.5}{1,9}$$

$$R_{pg} = 101,31 \text{ MPa}$$

3. Calcule de la contrainte tangentielle τ :

$$\tau = \frac{T}{S} = \frac{T}{\pi r^2} \times \frac{1}{4}$$

$$\tau = \frac{98066,5}{3,14 \times (30)^2} \times \frac{1}{4}$$

$$= 8,67 \text{ MPa}$$

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

II.10. Conclusion

Dans ce chapitre on a arrivé à faire tous les dimensionnements de notre presse à l'aide d'un calcule RDM, ainsi on a fait un grand rappelle sur nos compétences en RDM.

Une Fois on a terminé la partie de calcule on a fait la confirmation avec le logiciel RDM6 qui est un point de plus pour nos compétences des logiciels, à la fin on a vérifié la possibilité de cisaillement.

Chapitre III

Conception de la presse

III.1. Introduction

Afin de s'assurer qu'un produit peut répondre aux besoins des clients, le service qu'il fournit doit être priorisé. Le secteur industriel présente une grande variété de types de presses. Chaque type est adapté à une activité spécifique. Entre autre, pour obtenir une conception appropriée, nous devons choisir le type qui convient le mieux à la suite du projet.

Dans ce chapitre, nous intéressons à la conception de la structure de la presse hydraulique, ensuite, nous allons faire une étude des simulations numériques pour satisfaire une bonne résistance et un bon comportement mécanique.

III.2. Rappel du Cahier des charges

Rédiger un cahier des charges pour superviser tout type de projet est essentiel. Un cahier des charges est un document qui vise à définir de manière exhaustive les spécifications de base du produit ou service à réaliser.

III.3. Diagramme des fonctions de la presse

Le graphe des interactions ou le diagramme pieuvre est un schéma qui représente la relation entre un produit/service et son environnement. C'est un outil d'analyse utilisé dans le cadre de méthode APTE (Application aux Techniques d'Entreprise).

La figure ci-après montre le graphe des interactions pour la réalisation d'une presse hydraulique.

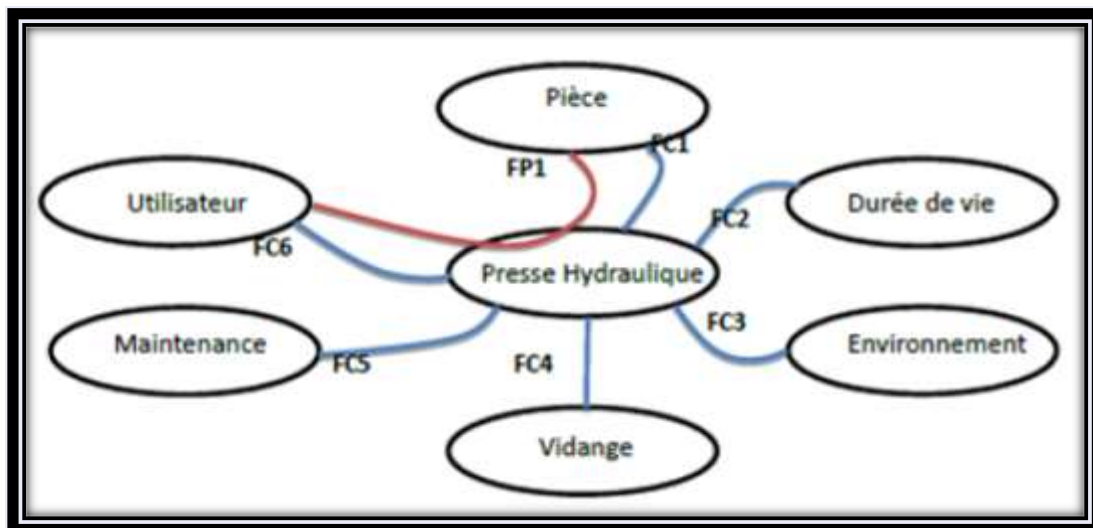


Figure III. 1: Graphe des interactions.

La fonction principale (FP) :

Correspond à une relation entre deux ou plusieurs éléments extérieurs avec le produit ou par son intermédiaire.

Les fonctions contraintes (FC) :

La contrainte c'est la limitation à la liberté de choix du concepteur réalisateur d'un produit.

Réf : afnor.

FP1	la presse doit permettre au technicien de presser, plier une pièce avec une Force de 20 tonnes.
FC1	la presse doit s'adapter à la pièce et la maintenir en position.
FC2	la presse devra avoir une longue durée de vie.
FC3	la presse devra résister à la corrosion et respecté son environnement.
FC4	la vidange du vérin devra être accessible.
FC5	la presse devra être montable, démontable pour la maintenance et le transport.
FC6	La presse doit être sécurisée pour l'utilisateur, en termes de dimension et en protection des mains.

Caractérisation des fonctions

Fonctions	Critère d'appréciation	<u>Niveau</u>
FP1	<ul style="list-style-type: none"> - Force de pression - Résistance du bâti 	<ul style="list-style-type: none"> - 20 Tonnes - Acier

FC1	Plateau de maintien ajustable horizontal	<ul style="list-style-type: none"> - Largeur 82 cm - Ajustable tous les 201 mm en hauteur
FC2	Bâti résistant au temps	<ul style="list-style-type: none"> - Longue durée de vie
FC3	Revêtement	
FC4	Vérin à portée de main	
FC5	Système de montage	<ul style="list-style-type: none"> - Boulons
FC6	Presse à hauteur d'utilisation	

III.4. Contraintes

❖ Contraintes techniques :

- Hauteurs de travail se situant dans les champs visuels.
- Le contact entre le châssis et le sol s'effectue à travers de deux poutres parallèles.

❖ Contraintes économiques :

- Réaliser le produit à moindre coût possible.
- Simplifier les procédures de fabrication dont le but d'agir sur le coût.
- La majorité de la matière première à utiliser doit être disponible dans le marché local algérien.

❖ Contraintes industrielles :

- Simplifier les procédures de fabrication.
- Les machines à utiliser doivent exister dans l'industrie locale.
- Respect de l'environnement : les matériaux utilisés ne sont pas interdits et offrent la possibilité de recyclages.

❖ Autres contraintes :

- Simple à utiliser.

- Être esthétique.

Pour résumer, il est nécessaire de concevoir une presse hydraulique capable d'exercer une force équivalente à 20 tonnes, démontable, durable, et d'une hauteur de travail à portée de vue.

III.5. Choix des éléments de base

La conception effectuée nous a semblé vraiment réaliste de ce qui se fait dans le commerce. Par conséquent, nous choisissons de conserver ce type de presse mais nous vérifierons ces dimensions avec une simulation numérique et des calculs RDM.

Pour commencer la conception de la presse, nous allons au début choisir les types des profils convenables sur lesquels on va entamer notre travail. Ces profils doivent :

- Être rigide et supportent les charges jointre.
- Être normalisés et disponibles dans le marché local algérien.
- Porterent les mêmes dimensions que la presse réalisée.

Donc pour une presse de haute qualité adapté sur mesure à ces conditions, nous somme arriver à réaliser la conception de la presse en se basant principalement sur des poutrelles de construction (mécano-soudé).

III.6. Avantage des presses avec des profilés standards

- Une très grande variété de forme.
- Simplification des principaux types de connexion.
- Moins des points de soudure pour ce type de poutrelles.
- Réduit le poids de la structure.
- Meilleure résistance et bonne rigidité.
- Moins cher

III.7. Logiciel de conception et d'étude

Pour la conception de la presse, nous avons choisi le logiciel SolidWorks comme un logiciel de conception assisté par ordinateur (CAO) puisqu'il est connu par une interface très développée pour la conception et l'étude de différentes structures.

III.7.1. Solidworks

SolidWorks est un logiciel de conception assisté par ordinateur, appartenant à la société Dassault Système. Il utilise le principe de conception paramétrique et génère trois types de fichiers qui sont liés : la pièce, l'assemblage, et la mise en plan. Ainsi toute modification sur un de ces trois fichiers sera répercutée sur les deux autres [12].

Avantages :

Le logiciel SolidWorks permet de :

- Concevez des objets 3D avec une grande précision.
- Développement de produits [12].
- Vérifiez la conception du fichier [12].
- Avoir une bibliothèque de fichiers 3D [12].
- Mettre en place des dessins 2D [12].
- Créez des images et des animations d'objets 3D [12].
- Estimez le coût de fabrication des objets 3D [12].

Inconvénients :

Ce logiciel nécessite plus de ressources de l'ordinateur pour une meilleure performance de logiciel. En dehors de cela, il n'y a aucune caractéristique d'aversion à mentionner [12].

III.8. Matériau

Pour l'étude et la réalisation de la structure de la presse nous utilisons l'acier S275JR comme matériau de fabrication. Nous l'avons choisi car cet acier est couramment utilisé dans les structures mécaniques et métalliques générales assemblées ou soudées [13].

Le tableau suivant indique les propriétés du matériau S275JR [14] :

Nom	1.0044 (S275JR)
Type du modèle	Linéaire élastique isotrope

Module d'élasticité (MPa)	210000
Coefficient de poisson	0.28
Masse volumique (Kg/m³)	7800
Limite de la traction (MPa)	410
Limite d'élasticité (MPa)	275

Tableau III. 1: Caractéristique mécanique du matériau S275JR.

La composition chimique de l'acier S275JR est montrée par le tableau suivant [14] :

%C	%Mn	%P	%S	%N	%Cu
0.22	1.50	0.035	0.035	0.012	0.55

Tableau III. 2: Propriétés chimique de l'acier S275JR.

III.9. Conception de la presse

Nous allons faire la conception de la structure de la presse en se basant sur des différentes poutrelles En respectant les dimensions mesurées de la presse, pour la conception de chassais de la presse on a utilisé deux poutrelles de UPN 100×50×500 (100mm de hauteur, 50mm de largeur, 500mm de longueur).

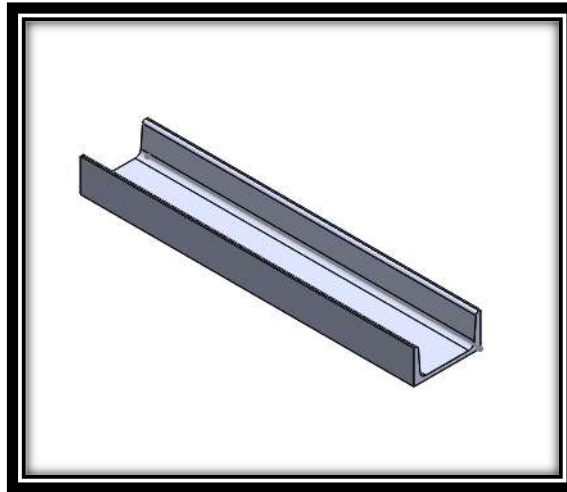


Figure III. 2: profile U du châssis de la presse.

III.9.1. Poutres horizontales du châssis

Pour la conception des poutres horizontales nous avons utilisé des poutrelles de IPN 160×74×1000 (160mm de hauteur, 74mm de largeur, 1000mm de longueur).

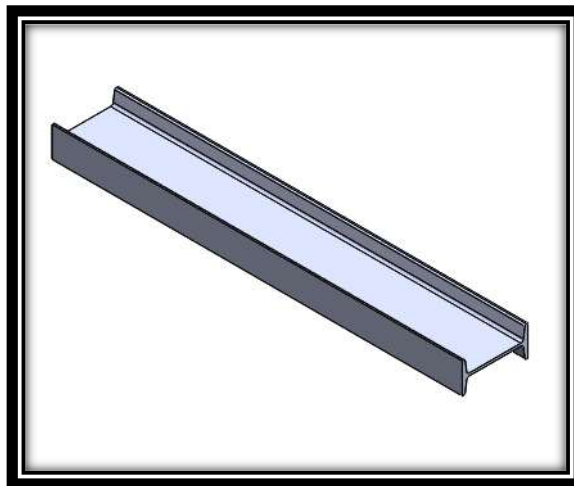


Figure III. 3: profiles I du châssis de la presse.

III.9.2. Poutres verticales et les goupilles

Dans cette partie nous allons dimensionner les poutres verticales et les goupilles :

Notre système sera composé de deux goupilles en acier de forme cylindrique qui servent à immobiliser la pièce, dimensionnées en 275mm de longueur et 30mm de diamètre.

Les poutres se seront des HP section (175mm de hauteur, 160mm de largeur, 1430mm de longueur).

Nous avons pris en compte que le plateau de maintien horizontal est ajustable tous le 201mm en hauteur.

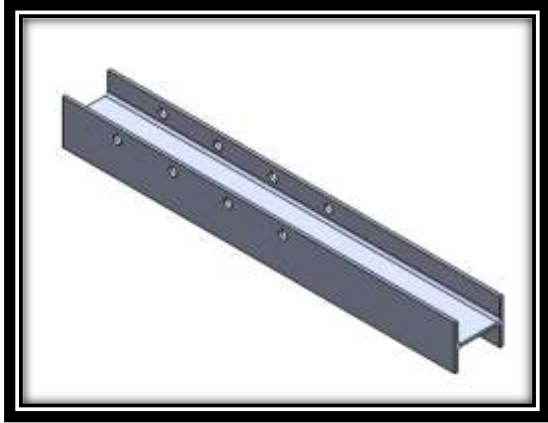


Figure III. 4 : poutre verticale.

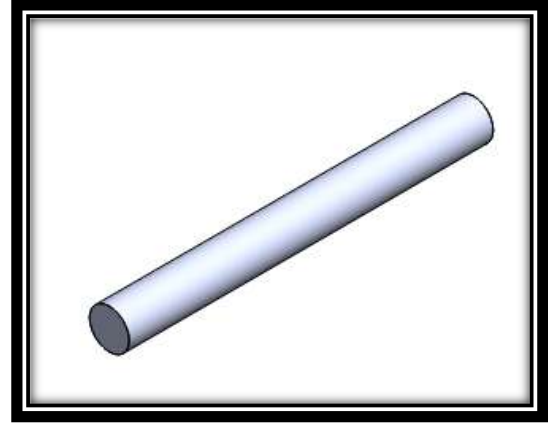


Figure III. 5: goupille cylindrique.

III.9.3. Traverse (Support horizontale)

Dans cette partie de la presse on utilise une plaque en acier de dimensions (201mm de hauteur, 1000mm de longueur, 25 mm d'épaisseur), prenant en compte la répartition des alésages qui permettent de fixer les poutres verticales aux deux plaques horizontales au moyen des boulons.

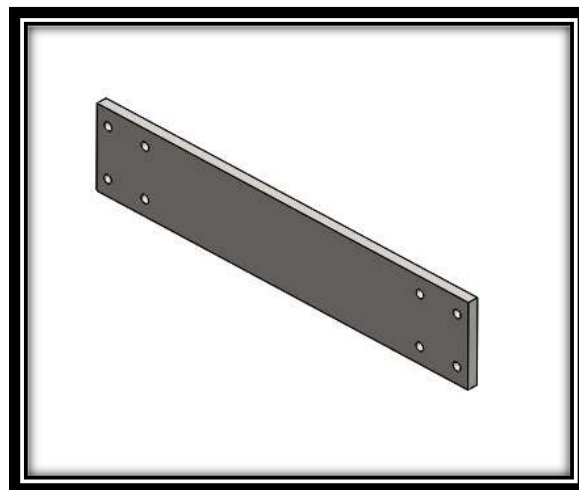


Figure III. 6: plaque supérieure.

III.9.4. Plaque de fixation

C'est l'élément qui subit à la majorité des charges créées lors de la mise en fonctionnement de système, ce qui fait d'elle l'organe le plus important dans notre étude de simulation.

Pour sa conception on a pris une plaque de (201mm de hauteur, 820mm de longueur, 25mm d'épaisseur). L'assemblage entre les deux plaques s'effectuera par des boulons.

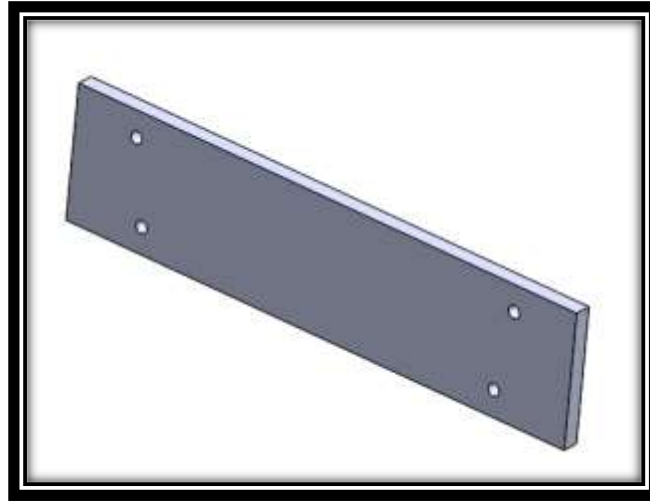


Figure III. 7: plaque de travail.

III.9.5. Outillage

Pour que la presse arrive à exécuter ses tâches sur des pièces à divers formes, il est nécessaire de concevoir un élément de fixation, dont ce dernier doit avoir une forme qui permet la fixation de différents formes (tubes, pièces prismatique ...) aussi qui répond aux exigences en terme de résistance aux sollicitations créées, pour cela on à réaliser l'outil présenter dans le figure ci-après dont les dimensions sont de (100mm de hauteur, 150mm de largeur, 225mm de longueur, 20mm d'épaisseur).

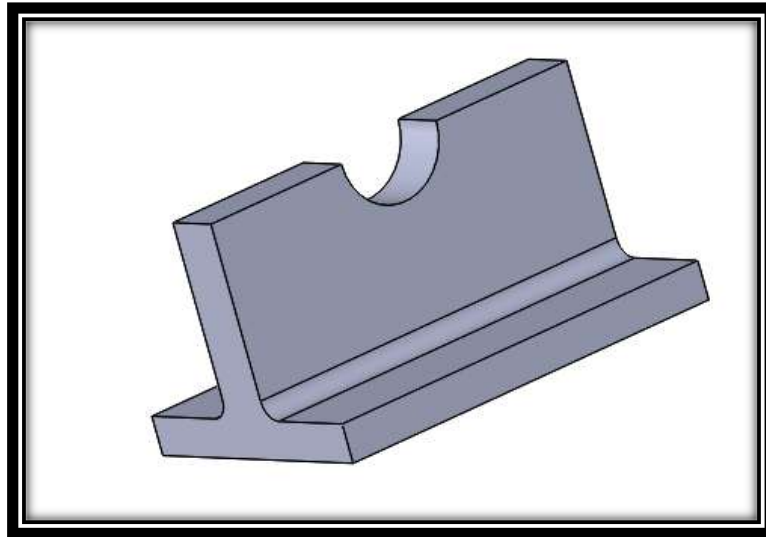


Figure III. 8: Outil de fixation.

III.9.6. Vérin hydraulique

Le dernier composant qui on a réalisé c'était le vérin, pour cet article nous avons deux critères à respecter :

- Vérin hydraulique à simple effet 20T.
- Système de rappel basé sur 2 ressorts.

Nous avons donc réalisé le vérin suivant (figure 15).

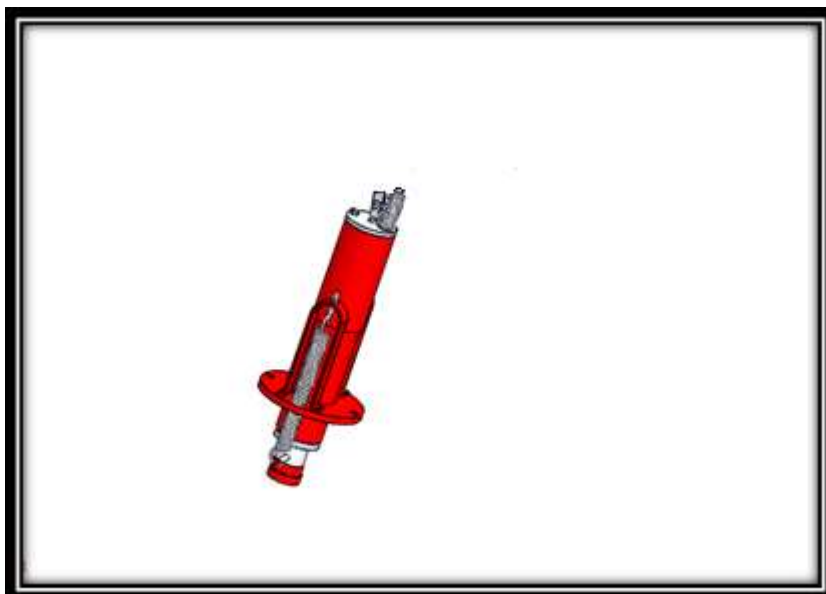


Figure III. 9: vérin hydraulique à simple effet.

III.10. Modélisation globale la presse

Lorsque toutes les différentes pièces de la presse ont été réalisées, nous avons fait un assemblage démontable qui offre la possibilité de supprimer la liaison sans détériorer les pièces ou les éléments liés.

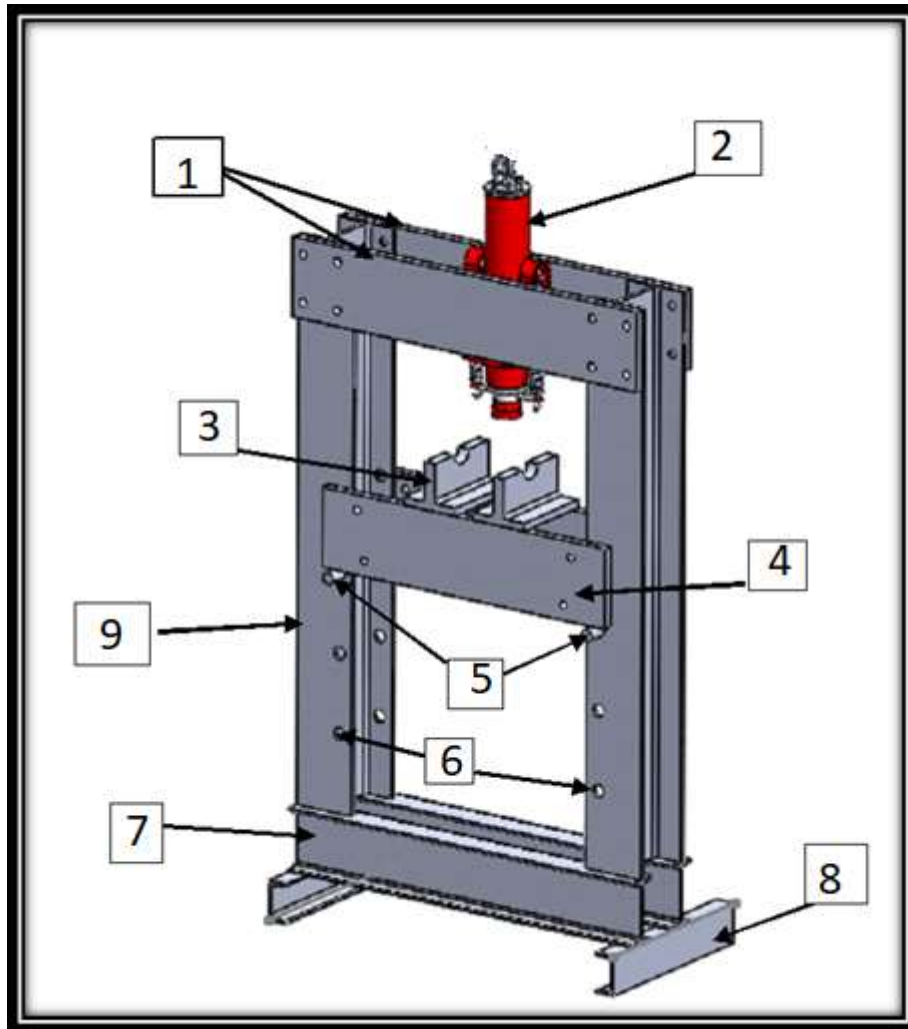


Figure III. 10: éléments de la presse hydraulique.

- | | |
|-------------------------------------|-------------------------------------|
| 1. Traverse (Support horizontale). | 6. alésages d'ajustement. |
| 2. vérin. | 7. Poutres horizontales du châssis. |
| 3. Outillage (élément de fixation). | 8. Pied. |
| 4. Une plaque d'acier. | 9. Cadre (Poutres verticales). |
| 5. les goupilles. | |

III.11. Simulation de la structure

III.11.1. Application du chargement

Dans un premier temps nous étudierons le comportement mécanique de la presse en appliquant un chargement de 20 tonnes.

Avec :

- Flèche rouge : Représente la force de gravité 9.81 m/s^2 .
- Flèche verte : Représentation de la fixation rigide.
- Flèche mauve : Représentation de chargement reparti de 196 200 N.
- Matériau : acier S275JR

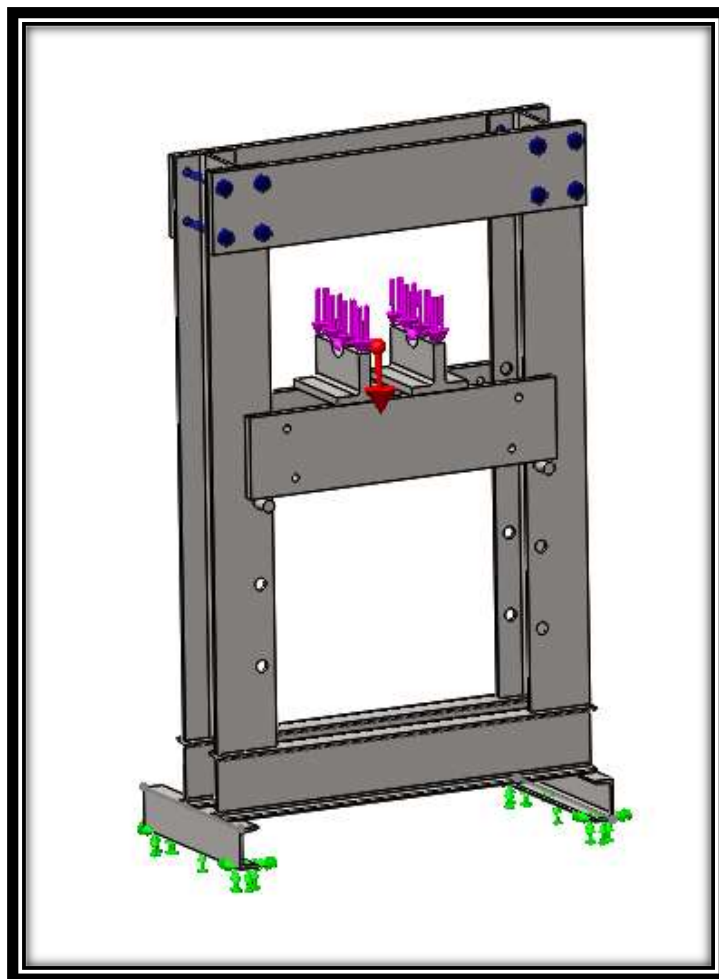


Figure III. 11: Représentation du Chargements appliqués sur la structure.

III.11.2. Résultats de l'étude

III.11.2.1. Répartition des contraintes

Le logiciel Solid Works nous permet de calculer et visualiser les contraintes de Von Mises et leur répartition le long de la presse.

La figure suivante montre les résultats de visualisation de la contrainte Von Mises.

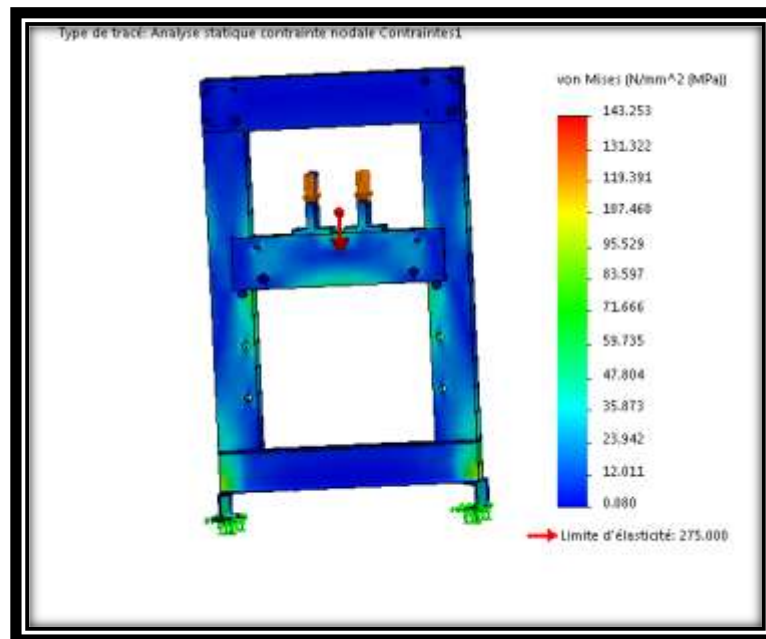


Figure III. 12: Contrainte Von Mises sur SolidWorks.

Nous obtenons une contrainte maximale de 143MPa (donc inférieure à la limite élastique de l'acier qui est de 275MPa). Notre presse est ainsi parfaitement dimensionnée, en effet les poutres résisterait bien au chargement maximal.

III.11.2.2. Distribution du coefficient de sécurité

La figure suivante montre la distribution du coefficient de sécurité :

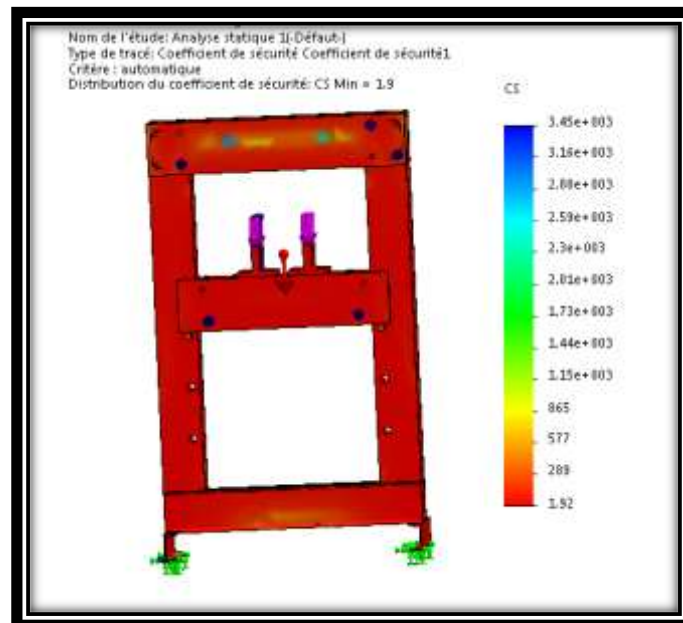


Figure III. 13: Distribution du coefficient de sécurité.

Lors de cette étape, nous devons vérifier la tenue et le comportement mécanique de la presse envers les chargements appliqués. Alors, nous devons comparer la contrainte maximale de Von Mises obtenue lors de la simulation numérique et la contrainte admissible.

Avec, la contrainte admissible est égale à :

$$\sigma_{ad} = \frac{Re}{S} = \frac{275}{1,9} = 144.73 \text{ MPa}$$

Avec:

- ✓ Re : limite d'élasticité du matériau (S275JR).
- ✓ S : coefficient de sécurité (1.9).

Le logiciel de simulation nous donne un résultat de la valeur de la contrainte de flexion :

$$\sigma_{max} = 143.25 < \frac{Re}{s} = \frac{275}{1,9} = 144.73 \text{ MPa}$$

Alors, on peut constater que la contrainte de Von Mises est suffisamment inférieure à la contrainte admissible que l'acier S275JR peut la supporter. Donc, y'aura pas de danger sur la structure de la presse.

III.11.2.3. Répartition des déplacements

La figure suivante nous montre les résultats de visualisation de déplacement total.

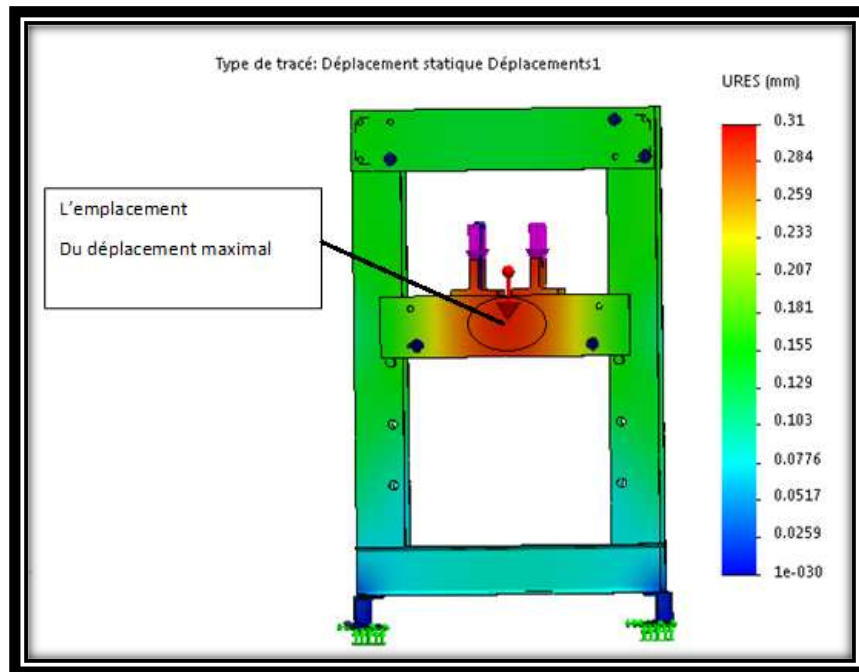


Figure III. 14: Déplacement total.

Le logiciel de simulation SolidWorks nous donne :

Déplacement = 0.31 mm Donc, nous constatons que le déplacement est faible.

➤ Déformation équivalente élastique

Les résultats sont montrés par la figure suivante

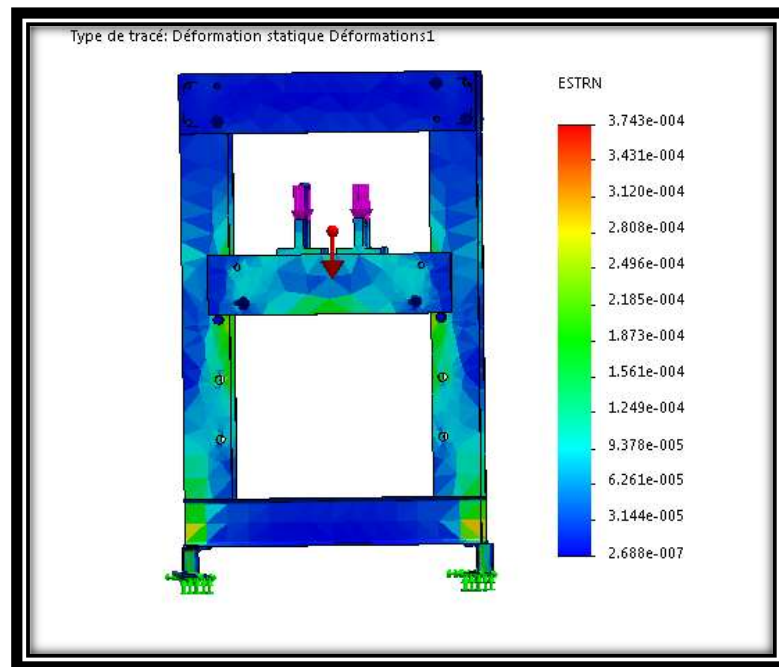


Figure III. 15: Déformation équivalente élastique.

Le logiciel nous donne :

Déformation = 3.743×10^{-4} . On voit que la déformation est presque nulle donc notre montage est bien dimensionné par rapport au poids de la presse avec notre coefficient de sécurité.

III.11.2.4. Comparaison des trois types de contact géométrique entre la plaque et les goupilles

Afin de choisir la plaque de fixation la mieux adaptée à notre presse en terme de résistance aux efforts jointre par le vérin, nous avons fait une comparaison sur trois plaques dont :

- 1^{er} cas : la plaque est en contact linéaire avec les deux goupilles.
- 2eme cas : le contact c'est fait entre les goupilles et plaque creuse (rayon de la zone de contact égale à 10mm).
- 3eme cas : le contact c'est fait entre les goupilles et plaque creuse (rayon de la zone de contact égale à 15mm).

Avec $F = 98066,5 \text{ N} = 10\text{T}$ (Car la force est repartie sue deux plaques).

III.11.3. Génération du maillage :

Le maillage est généré automatiquement par le logiciel le type d'éléments standard et les paramètres sont choisis par défaut mais qui peuvent être modifiés en cas de besoin.

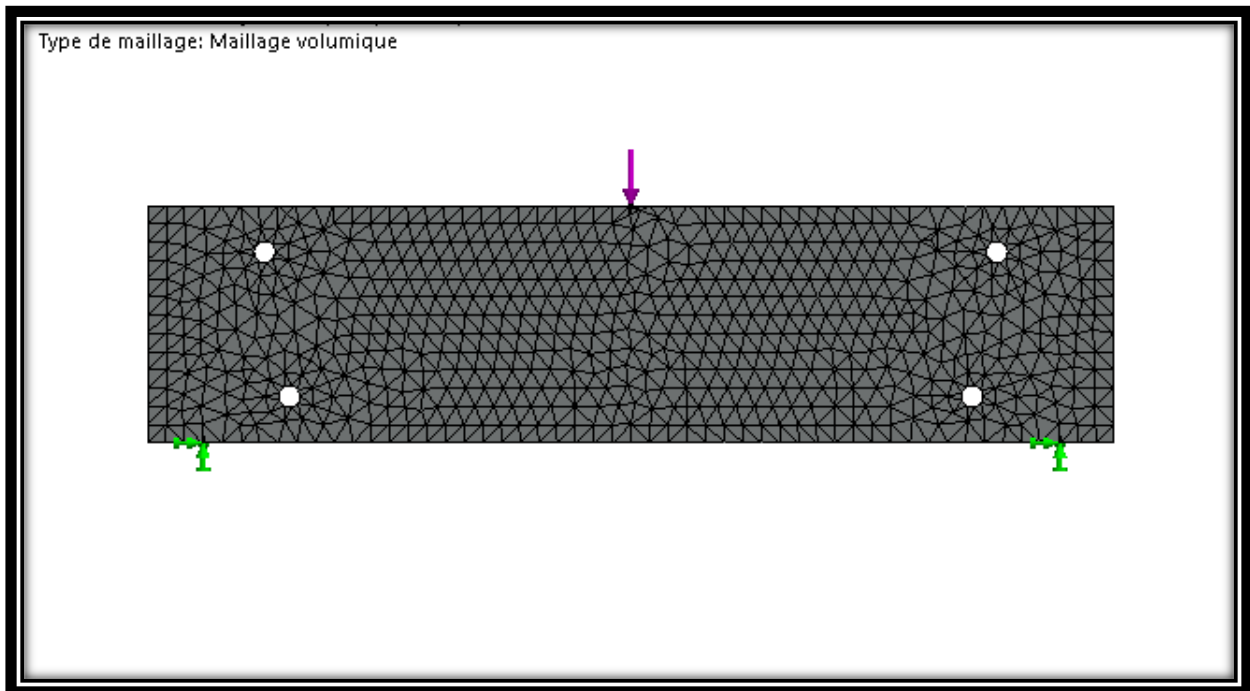


Figure III. 16: Génération du maillage.

III.12. Les résultats

1^{er} cas : contact linéaire

➤ **Déplacement total (1^{er} cas)**

La figure suivante nous montre les résultats de visualisation de déplacement total

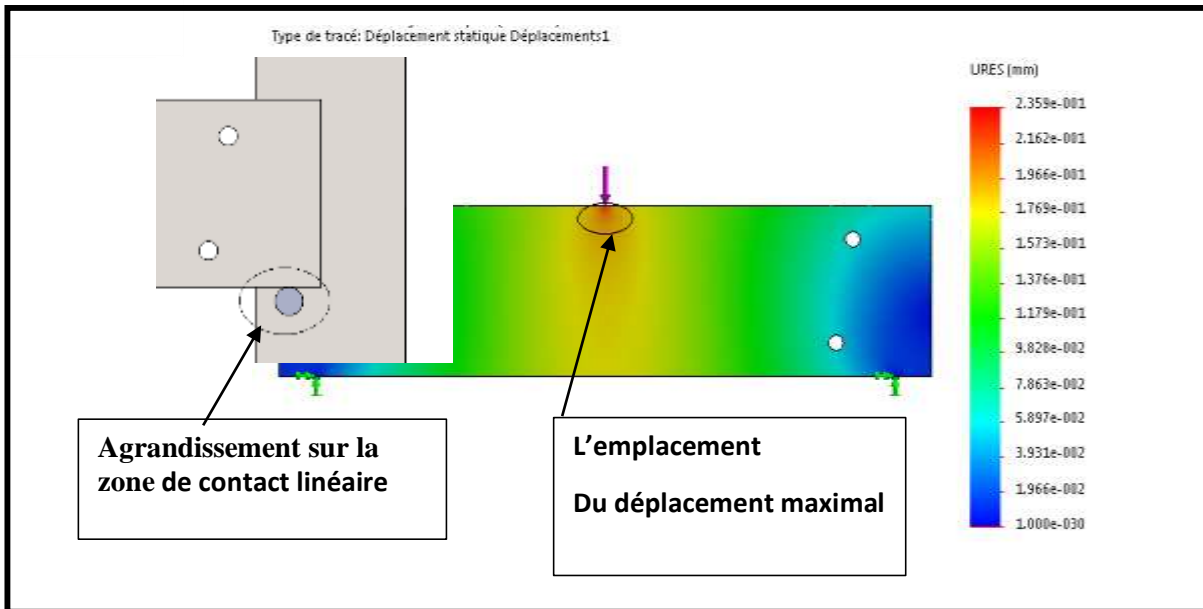


Figure III. 17: Répartition des Déplacements de 1^{er} cas.

Le logiciel de simulation SolidWorks nous donne :

Déplacement = 0.23mm. Donc, nous constatons que le déplacement est faible.

III.12.1. Déformation équivalente élastique (1^{er} cas)

Les résultats sont montrés par la figure suivante

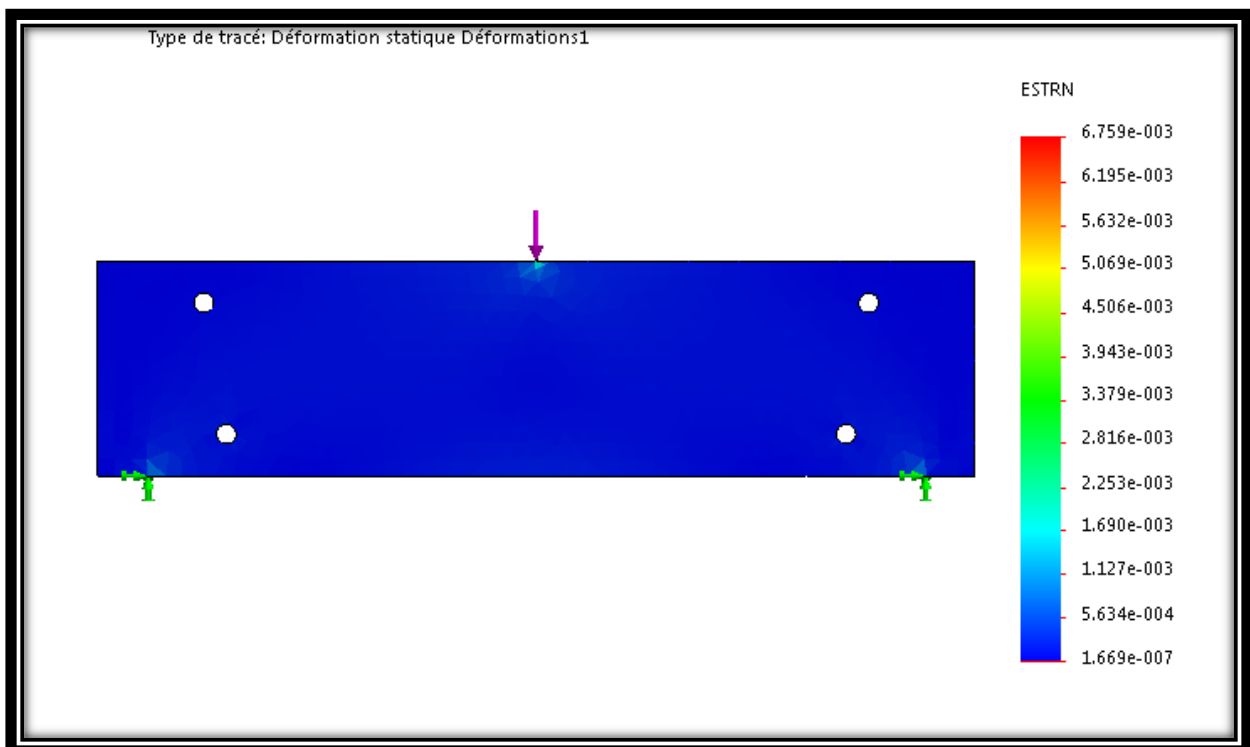


Figure III. 18: Répartition des déformations sur SolidWorks dans le 1^{er} cas .

Le logiciel nous donne :

Déformation = 6.759×10^{-3} . On peut voir sur l'image que la déformation est presque nulle. Alors, n'y aura pas de danger.

2eme cas : rayon de la zone de contact égale à 10mm

➤ **Déplacement total (2eme cas)**

La figure suivante nous montre les résultats de visualisation de déplacement total

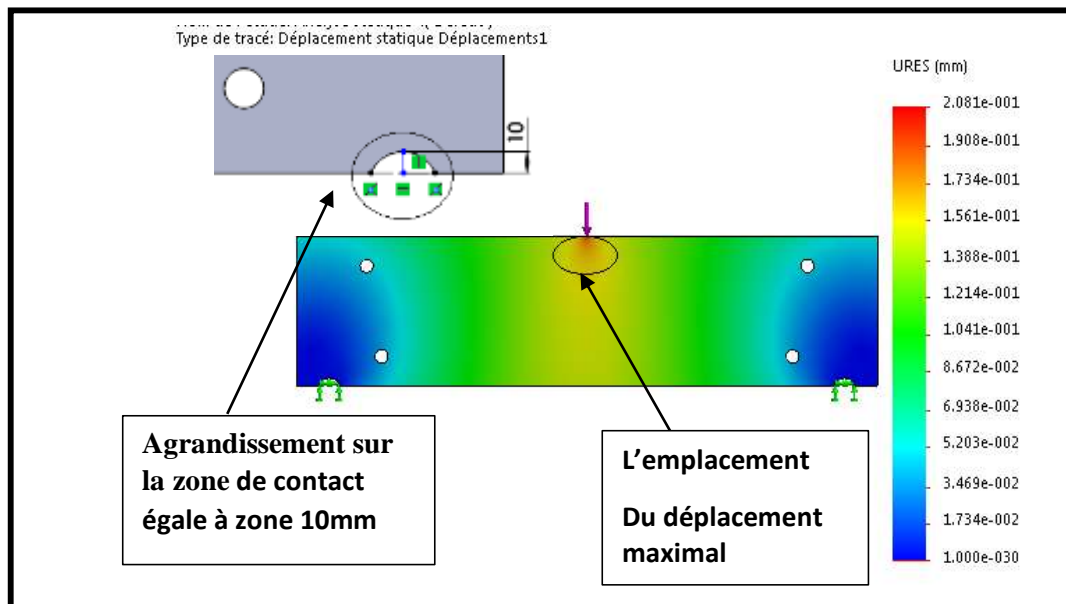


Figure III. 19: Illustration des Déformation dans le 2em cas.

Le logiciel de simulation SolidWorks nous donne :

Déplacement = 0.208mm. Donc, nous constatons que le déplacement est faible.

III.12.2. Déformation équivalente élastique (2eme cas)

Les résultats sont montrés par la figure suivante

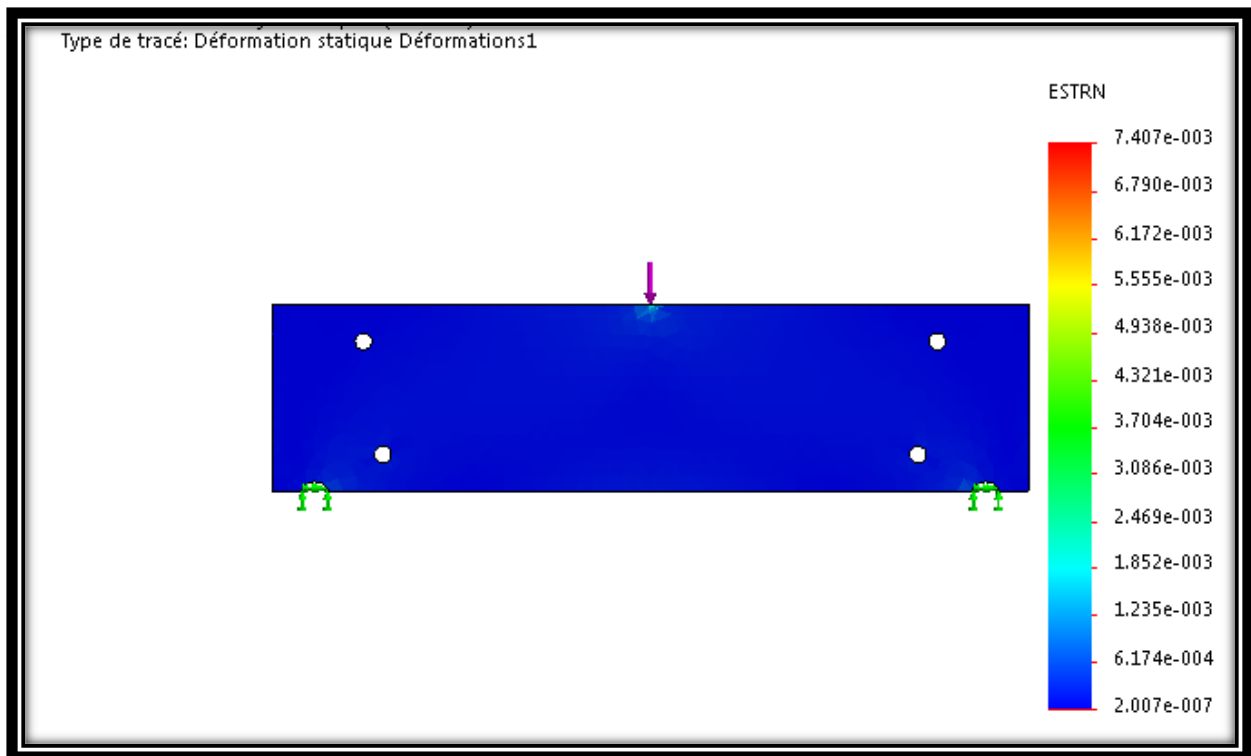


Figure III. 20: Répartition des déformations sur SolidWorks dans le 2em cas.

Le logiciel nous donne :

Déformation $= 7.407 \times 10^{-3} \text{ mm}$. On peut voir sur l'image que la déformation est presque nulle.
Alors, n'y aura pas de danger.

3eme cas : rayon de la zone de contact égale à 15mm.

➤ **Déplacement total (3eme cas)**

La figure suivante nous montre les résultats de visualisation de déplacement total

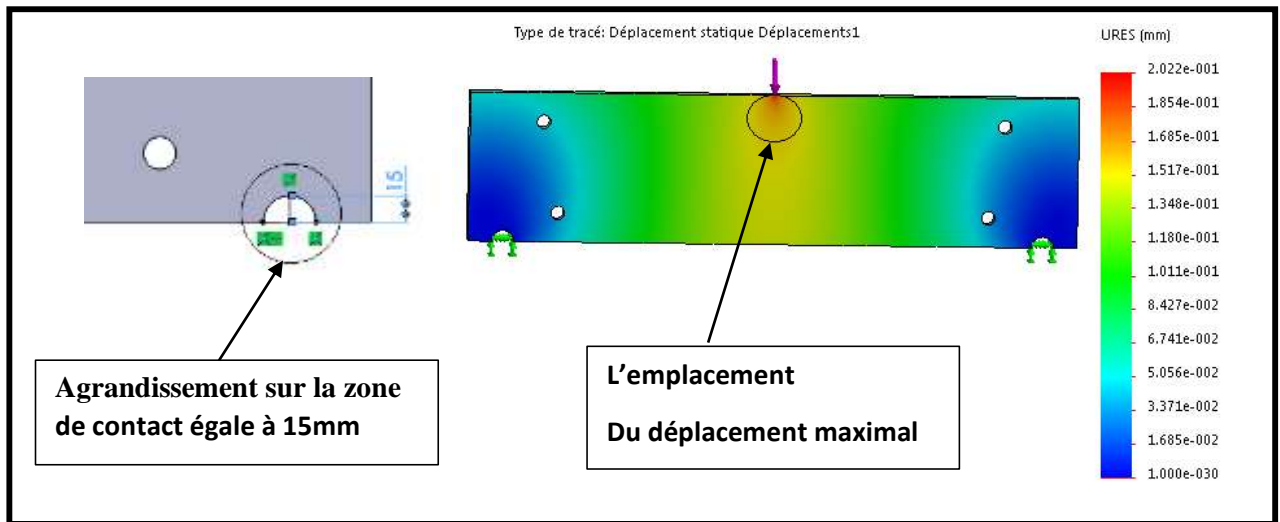


Figure III. 21: Déplacement total de la troisième plaque dans le (3eme cas).

Nous remarquons que le déplacement maximal est de 0.202mm, Donc, nous constatons que le déplacement est très faible.

III.12.3. Déformation équivalente élastique (3eme cas)

Les résultats sont montrés par la figure suivante

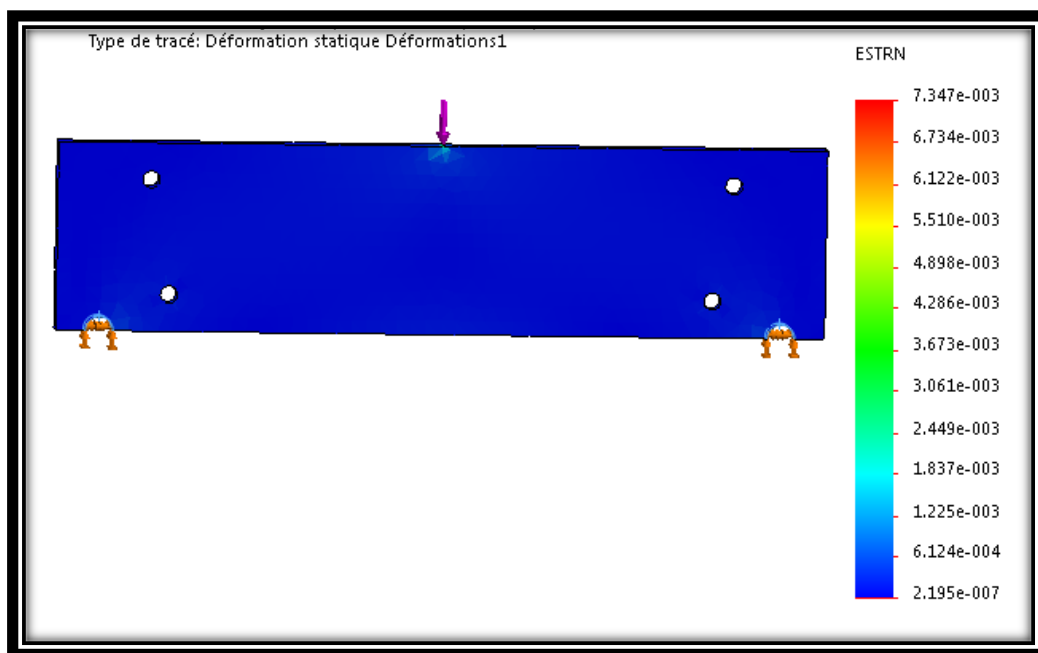


Figure III. 22: Déformation de la troisième plaque sur SolidWorks dans le 3eme cas.

Le logiciel nous donne :

Déformation $=7.347 \times 10^{-3}$ mm. Nous pouvons voir une déformation presque nulle sur l'image, il n'y a donc aucun danger.

III.13. Analyse des résultats

D'après ces trois simulations faites par le logiciel, et après l'analyse des résultats trouvés, on atteint l'objectif d'avoir le modèle de plaque le mieux adapté à notre presse.

Les trois cas d'analyse statique montrent que la plaque dont la zone de contact égale à 15mm (**3eme cas**) est la plus résistante aux efforts crée par le vérin est donc la mieux adapté à notre projet.

III.14. Conclusion

Après toutes ces études complètes et bien détaillées de la structure de la presse, on peut conclure que la presse a une bonne résistance aux forces extérieures et une bonne rigidité. Donc, cette presse est très solide, légère et capable d'assurer toutes ces fonctions principales. Nous avons fini par comparer les trois types de contacts imposés entre la plaque de travail et les goupilles, Cette étape nous a permis de découvrir et maitriser mieux le logiciel de conception.

Conclusion générale

Conclusion générale

Nous allons maintenant conclure notre travail, d'abord durant tout ce mémoire on a parlé principalement sur la conception et la modélisation d'une presse hydraulique à 20 tonnes.

Ensuite, on a exposé des généralités et les différents types des presses, avec leurs avantages, inconvénients et leur fonctionnement.

Après, à l'aide d'un calcul RDM, on a arrivé à déterminer tous les dimensionnements de notre presse et on les a confirmés par le logiciel RDM6, puis la vérification de flambement et de cisaillement.

En fin, nous allons travailler sur la conception de la structure de la presse hydraulique et nous allons fait une étude des simulations numériques pour s'assurer une bonne résistance et un bon comportement mécanique.

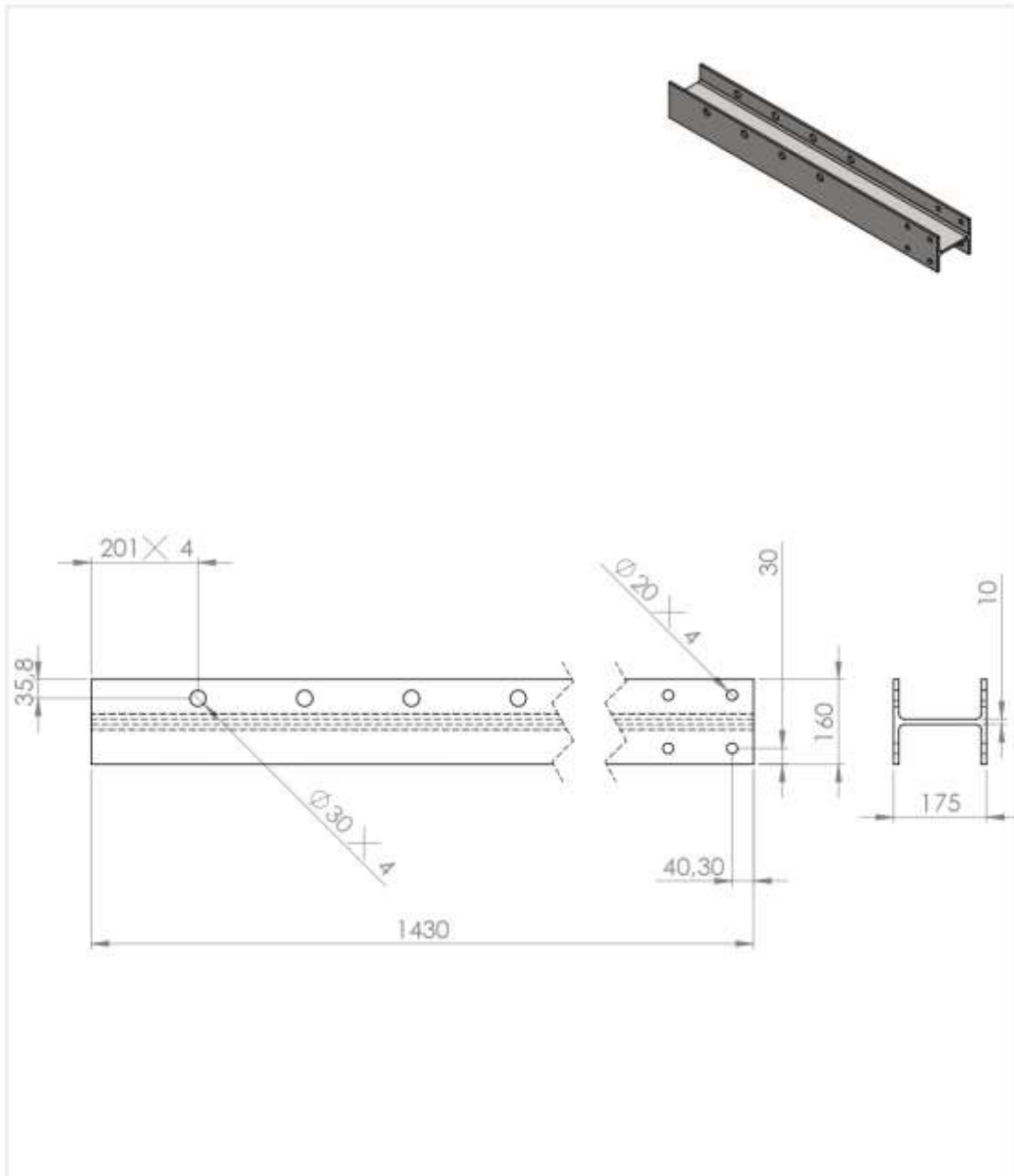
ANNEXE



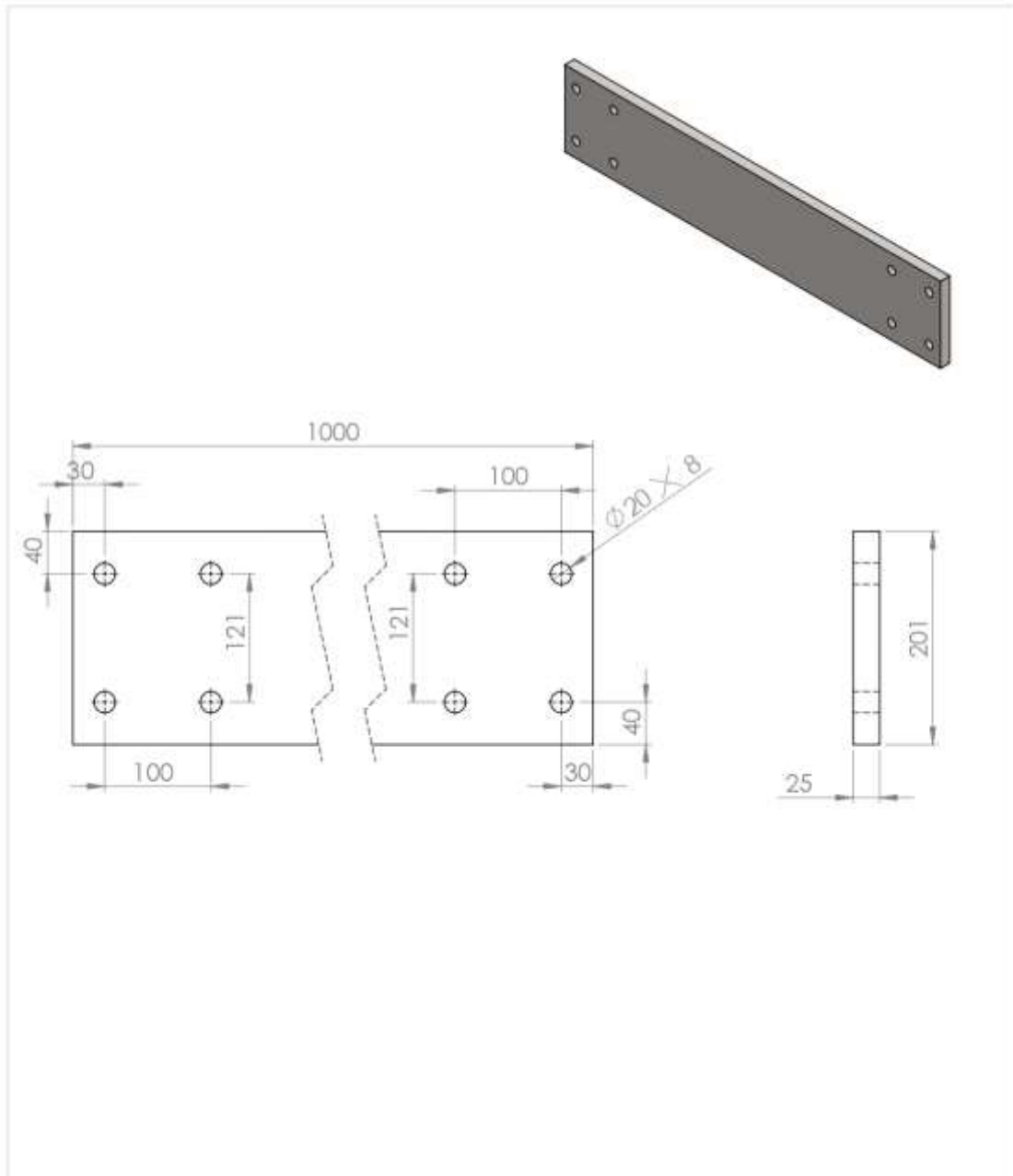


 Université Abdrahman Mira de Béjaia		
Concepteurs : MADI Syphax MATEM Nabil	Materieau: Acier S275JR	Titre : Poutre UPN 160
Date : 12/07/2022		No de plan : Pt.UPN.Pr.Hyd1
	Masse : 5246.91 g	Echelle : 1:1.5
		Feuille: 1/1





 Université Abderrahman Mira de Béjaia			
Concepteurs : MADI Syphax MATEM Nabil		Materieau: Acier S275JR	Titre : Poutre HP Section
Date : 12/07/2022		No de plan : Pt.HPS.Pr.Hyd1	
		Masse: 6833.57g	Echelle : 1:10 Feuille: 1/1



 Université Abderrahman Mira de Béjaia		
Concepteurs : MADI Syphax MATEM Nabil	Matériau: Acier S275JR	Titre : Support horizontale
Date : 12/07/2022		No de plan : SPH.Pr.Hyd1
	Masse: 38704.91g	Echelle : 1:5 Feuille: 1/1



Bibliographie

Bibliographie

[1]: Mr T.SAADI, Etude et conception d'un outil à suivre à bande, Mémoire de fin d'études, Université Mouloud Mammeri-Tizi-Ouzou, 2014.

[2] : <https://www.commerce-machines-occasion.fr/qu-est-ce-qu-une-presse-mecanique-hydraulique-et-comment-fonctionne-elle/>

[3] : Dridi Mohamed Salah, Guendouzi Abdelghani, Conception d'une presse mécanique pour emboutissage de 40 tonnes, mémoire de fin d'étude, Université Mohammed Seddik Ben Yahia – Jijel, 2019.

[4] : Haug, E.J., Aurora, J.S.: Applied optimal design: Mechanical and structural systems, 1st ed., Wiley, New York, 1979.

[5] : Erdman, A.G., Sandor, G.N.: Mechanism Design: Analysis and synthesis, 1st ed., Prentice-Hall, New Jersey, 1984.

[6] : Mr BEHTANI Amar, Mme DJOUAHIR Fetta, Étude et conception d'un outil de poinçonnage - emboutissage pour la fabrication d'une pièce de cuisinière en acier, mémoire de fin d'étude, Université Mouloud Mammeri-Tizi-Ouzou, 2017/2018.

[7] : Mr O. TEBANI, Mr L. MEGHENEM et Mr S. LOUNAS. Etude et conception d'un outil à bande pour la réalisation de la patte de fixation de la nouvelle poignée cuisinière.

[8] : <https://www.techno-science.net/definition/1855.html>.

[9] : SAHALI.A, support de cour (Critères généraux de conception d'une charpente métallique), Bejaia, consulté juillet 2022.

[10] : Marc Landowski Bertrand Lemoine « Concevoir et construire en acier » Arcelor, Luxembourg, 2005.

[11] : <https://construction-maison.ooreka.fr/astuce/voir/658939/poutre-en-acier>.

[12] : : mémoire fin de cycle Dimensionnement de la presse hydraulique FMP université de bejaia 2020-2021.

[13] : « SolidWorks : Logiciel de modélisation 3D par conception paramétrique », *Sculpteo*. <https://www.sculpteo.com/fr/glossaire/solidworks-definition-fr/>. (Consulté juin 2022).

[14] : « Soudage à l'arc : Dossier complet | Techniques de l'Ingénieur ». <https://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/mecanique-th7/assemblage-des-materiaux-par-soudage-42512210/soudage-a-l-arc-b7730/>. (Consulté juin 2022).

[15] : <http://www.trafileriamauri.com/wp-content/uploads/PDF/S275JR-fr.pdf> (consulté juin 2022).

[16]: <http://www.cdacier.fr/page-1092.html>.

[17] : mémoire de fin de cycle (étude conception d'un outil de poinçonnage – emboutissage pour la fabrication d'une pièce de cuisinière ENIEM) université de mouloud Mammeri Tizi-Ouzou.

[18] : <https://mechanicale.com/calculators/column-bukling>

Résumer

Après une visite effectuée à un atelier de fabrication mécanique nous avons eu un doute sur la rigidité d'une presse hydraulique qui se trouve au niveau de cet atelier.

Dans ce travail nous avons tout d'abord effectué le dimensionnement en gardant les mêmes mesures et la même architecture de la presse par la suite nous avons appliqué des calculs RDM pour vérifier la résistance de cette dernière au changement appliqué qui peut atteindre les 20T. Finalement on a clôturé notre travail par une simulation numérique et une comparaison entre les trois types de contact imposé entre la plaque de fixation et les goupilles.

Abstract

After a visit to a mechanical manufacturing workshop, we had doubts about the rigidity of a hydraulic press located at this workshop.

In this work we first carried out the dimensioning by keeping the same measurements and the same architecture of the press then we applied MR calculations to check the resistance of the latter to the applied change which can reach 20T. Finally, we closed our work with a numerical simulation and a comparison between the three types of contact between the fixing plate and the pins.