



## RAPPORT DE PROJET DE FIN D'ETUDES

*Pour l'Obtention du*

**Diplôme de Master Sciences et Techniques**  
**Spécialité : Génie Mécanique et Productique**

**Thème :**

### CONCEPTION D'UN SYSTEME DE LEVAGE DES BULLS D11 & D9

*Présenté par :*

*(Sami ELMLOUKHI et Hicham HACHIMI)*

*Encadré par :*

- Mohammed EL MAJDOUBI, Professeur département Génie Mécanique, FST Fès
- Soufiane ETTARAK, Encadrant de la société OCP Khouribga

*Effectué à : OCP Khouribga*

*Soutenu le : 16 Juin 2017*

**Devant le jury :**

• Pr. M. El Majdoubi	Faculté des Sciences et Technique de Fès
• Pr. A.Elkhalfi	Faculté des Sciences et Technique de Fès
• Pr.A.El barkany	Faculté des Sciences et Technique de Fès
• Pr. A. Seddouki	Faculté des Sciences et Technique de Fès

**Année Universitaire : 2016-2017**



## *Dédicaces*

*A ceux que personne ne peut compenser les sacrifices qu'ils ont consentis pour mon éducation et mon bien être :*

*Mes très chers parents,*

*A mes amis,*

*Je dédie ce modeste travail avec hommage*

*SAMI ELMLOUKHI*

*Je dédie le fruit des efforts investis dans ce travail ainsi que ceux de toute ma formation à :*

*Toute Ma famille,*

*Mes amis (es).*

*HICHAM HACHIMI*



## REMERCIEMENTS

*Nous tenons, Au terme de ce modeste travail, à exprimer nos profondes gratitudee au corps professoral du Département Génie Mécanique, et en particulier aux encadrants professionnel et académiques pour les efforts qu'ils déploient pour assurer la réussite de notre PFE.*

*Nous remercions également la Direction de Parc 7900, représenté par le service 325 de Maintenance des engins. Et par l'occasion, je remercie considérablement ;*

*-Le service 325 désigné par :*

✓ *Le chef de service : M. ETIARAK;*

✓ *Le chef d'atelier : M. FARROUJ;*

✓ *Les Chefs de sections : M.Kebbar,*

*M.Bahil, M.Dahbi.*

✓ *Le service secrétariat : M.Bendella*

*-Tous les agents sans exception pour les efforts qu'ils ont consentis pour nous orienter, pour la qualité de leurs explications et l'intérêt des illustrations qu'ils nous ont proposées.*

*Enfin, nous tenons à gratifier tous ceux qui ont collaboré près ou de loin à la réalisation de ce travail.*



*Merci.*

*SAMI ELMLOUKHI et HICHAM HACHIMI*

### Résumé

Notre projet de fin d'étude se rattache sur la conception d'un système de levage des bulldozers D11 et D9, au sein de service de maintenance mécanique de la mine MERA dans la démarche d'accroissement de la productivité de l'extraction du gisement minier de phosphate. Le service de maintenance mécanique de l'extraction MERA, nous a soumis ce sujet afin de pouvoir développer un pôle de compétence sur la maintenance des engins, la diminution des temps d'indisponibilité et les risques au niveau de l'exécution à fin d'aider l'ensemble des collaborateurs, évoluant sur le site, à monter en compétence pour une meilleure réduction des coûts d'indisponibilité des engins. Les prés requis techniques pour le projet englobent la maîtrise des bases de méthodologie de conception à travers la variété des solutions trouvés, le choix des matériaux, le dimensionnement ainsi la connaissance en hydraulique industrielle et une familiarité avec la maintenance industrielle.



### Abréviation

**OCP** :office chérifien de phosphates

**MEA** :merah el ahrache

**ADRPT** : analyse des risques liés au poste de travaux

**FAST** : Function analysis system

**FP/FC** : fonction principale /contrainte

**2D/3D** : 2 ou 3 dimension

**Pe** : pression entrée

$\eta_{ve}$  : rendement vérin

$P_{max}$  : pression max

**Cy** : cylindrée de la pompe

**Q** : le débit

**N** :fréquence de rotation

$M_{(f,z)max}$  : le moment de flexion maximal

**M** : moment

**R** : réaction



$W_{\text{él},y}$  : module de flexion élastique

$\sigma_{fmax}$  : la contrainte maximal de flexion

MPa : méga pascal

FS :facteur de sécurité

$\sigma_{adm}$  : contrainte admissible

$R_e$  : la limite élastique

HS: hors service

CCTP : Le cahier des clauses techniques particulières

## LISTES DES FIGURES

<u>Figure I.1 : organigramme de la direction générale de l'OCP</u> .....	15
<u>Figure I.2 organigramme de la direction de production de Khouribga</u> .....	16
<u>Figure I.3 Présentation du secteur MEA</u> .....	17
<u>Figure I.4 Organigramme du secteur MEA.</u> .....	18
<u>Figure I.5 : Les étapes d'extraction du phosphate.</u> .....	19
<u>Figure I.6 : Méthode de décapage d'un bulldozer.</u> .....	26
<u>Figure II.1 : Diagramme bête à corne</u> .....	29
<u>Figure II.2 : Diagramme de pieuvre</u> .....	30
<u>Figure II.3 : Diagramme FAST</u> .....	31
<u>Figure II.4 : les étapes du concept 6</u> .....	37
<u>Figure III.1 : concept 5</u> .....	40
<u>Figure III.2 : calcul RDM 6</u> .....	40
<u>Figure III.3 : DCL de la plateforme.</u> .....	41
<u>Figure III.4 : Liste des matériaux pour l'indice de performance <math>I_m</math></u> .....	43
<u>Figure III.5 : Modèle géométrique de la plateforme</u> .....	47
<u>Figure III.6 : maillage 2D de la plateforme</u> .....	47
<u>Figure III.7 : conditions aux limites de la plateforme</u> .....	48
<u>Figure III.8 : résultat premier maillage</u> .....	48
<u>Figure III.9 : raffinement locale du maillage</u> .....	49
<u>Figure III.10 : le champ de déplacement après raffinement du maillage pour l'acier.</u> .....	50
<u>Figure III.11 : le champ de contraintes après raffinement du maillage pour l'acier.</u> .....	50
<u>Figure III.12 : le champ de déplacement après raffinement du maillage pour la fonte ductile</u> .....	51
<u>Figure III.13 : le champ de contraintes après raffinement du maillage pour la fonte ductile</u> .....	51
<u>Figure III.14 : Modélisation 3D de la 1/4 plateforme améliorée</u> .....	52
<u>Figure III.15 : maillage de la plateforme</u> .....	53



<u>Figure III.16 : contrainte de VAN MISES</u> .....	53
<u>Figure III.17 : le déplacement maximal</u> .....	53
<u>Figure III.18 : Fondation en semelle isolée (sous un poteau)</u> .....	7343
<u>Figure III.19 : Fondation en semelle filante (sous un mur)</u> .....	55
<u>Figure III.20 : géométrie de la semelle</u> .....	55
<u>Figure III.21 : Modèle géométrique de la semelle sous ROBOT</u> .....	59
<u>Figure III.22 : les armatures supérieures et inférieurs de la semelle</u> .....	59
<u>Figure III.23 : position du Fût dans la semelle</u> .....	60
<u>Figure III.24 : vérin hydraulique double effet</u> .....	61
<u>Figure III.25 : flambement de la tige</u> .....	61
<u>Figure III.26 : diamètre tige et piston</u> .....	62
<u>Figure III.27 : cotation des raccords</u> .....	65
<u>Figure III.28 : exemple d'une centrale hydraulique</u> .....	66
<u>Figure III.29 : courbes caractéristiques <math>D=f(P)</math></u> .....	66
<u>Figure III.30 : Courbes caractéristiques de <math>P_m=f(P)</math></u> .....	67
<u>Figure III.31 : positions des filtres dans un circuit hydraulique</u> .....	68
<u>Figure III.32 : Code ISO de propreté</u> .....	69
<u>Figure III.33 : Emplacement des filtres selon leur code de propreté et l'élément filtrant</u> .....	72
<u>Figure III.34 : Désignation du limiteur de pression</u> .....	73
<u>Figure III.35 : soupape d'équilibrage</u> .....	74
<u>Figure III.36 : Distributeur 4/3 à commande électrique</u> .....	7343
<u>Figure III.37 : schéma du circuit hydraulique et circuit de commande</u> .....	78
<u>Figure III.38 : Concept 6</u> .....	79
<u>Figure III.39 : modélisation du treillis</u> .....	80
<u>Figure III.40 : DCL du poutre A</u> .....	80
<u>Figure III.41 : le moment de flexion maximal</u> .....	81
<u>Figure III.42 : Moment de flexion maximale sous RDM 6</u> .....	81
<u>Figure III.43 : modélisation du profile HEA 300</u> .....	82
<u>Figure III.44 : Dimension du section HEA 300</u> .....	83
<u>Figure III.45 : maillage du profile HEA 300</u> .....	83
<u>Figure III.46 : conditions au limite chargement</u> .....	84
<u>Figure III.47 : les zones d'encastrement</u> .....	84
<u>Figure III.48 : contrainte équivalente</u> .....	84
<u>Figure III.49 : le déplacement maximal</u> .....	84
<u>Figure III.50 : le facteur de sécurité</u> .....	85
<u>Figure III.51 : la force appliquée au poutre B</u> .....	85
<u>Figure III.52 : Modèle géométrique de la semelle sous ROBOT2RA</u> .....	86
<u>Figure III.53 : les points d'amarrages</u> .....	86
<u>Figure III.54 : le centre de gravité du bulldozer</u> .....	87
<u>Figure III.55 : les réactions des appuis</u> .....	87
<u>Figure III.56 : dimension raccordement</u> .....	91
<u>Figure III.57 : schéma du circuit hydraulique et électrique du concept 6</u> .....	92



## LISTES DES TABLEAUX

<u>Tableau I.1 : les différentes étapes d'extraction de phosphates</u>	20
<u>Tableau I.2: fréquence d'arrêt et temps d'arrêt annuel</u>	22
<u>Tableau I.3 extrait analyse du risque aux postes de travaux (ADRPT)</u>	24
<u>Tableau I.4 : les différentes composantes de l'engin</u>	25
<u>Tableau I.5 effectif des bulldozers de secteur MEA</u>	26
<u>Tableau II.1 : recherche des fonctions</u>	29
<u>Tableau II.2 : caractérisations des fonctions</u>	32
<u>Tableau II.3 : génération des concepts</u>	33
<u>Tableau II.4 : Avantages et Inconvénients des concepts</u>	37
<u>Tableau II.5 : sondage</u>	38





<u>Tableau III.1:Module de Young, Masse volumique et indice de performance des huit matériaux.</u>	44
<u>Tableau III.2:Rapport <math>\rho/\sqrt[3]{E}</math>, coût relatif <math>c^-</math> et produit <math>c^-.\rho/\sqrt[3]{E}</math> pour les huit matériaux.</u>	44
<u>Tableau III.3 : propriétés des matériaux choisis pour la plateforme.</u>	45
<u>Tableau III.4 : calcul du côté a de la plateforme</u>	46
<u>Tableau III.5 : caractéristiques matériaux.</u>	52
<u>Tableau III.6 : Distance d'amortissement</u>	65
<u>Tableau III.7 : finesse de filtration de l'élément filtrant</u>	70
<u>Tableau III.8 : Perte de charge dans les filtres</u>	73
<u>Tableau III.9 : caractéristique flexible pompe -manifold</u>	76
<u>Tableau III.10 : caractéristiques flexibles vérins</u>	76
<u>Tableau III.11 : propriété du matériaux S355</u>	83
<u>Tableau III.12 : distance d'amortissement</u>	90
<u>Tableau IV.1 Bilan économique des composantes du concept 5</u>	95
<u>Tableau IV.2 : Bilan économique des composantes du concept 6</u>	97

## Table des matières

<u>Chapitre I : Présentation et contexte du projet</u> .....	14
<u>I.1 Présentation d'organisme d'accueil :</u> .....	14
<u>I.2 Site d'exploitations minières de Khouribga :</u> .....	15
<u>I.3 Présentation du service d'accueil IDK/ME/MB-325 (service 325) :</u> .....	20
<u>I.4 Présentation du projet :</u> .....	21



I.5	Présentation des bulldozers :	24
Chapitre II : étude fonctionnelle		28
II.1	Méthode de recherche intuitive :	28
II.2	Méthode de l'examen de l'environnement	29
II.3	Diagramme de pieuvre :	30
II.4	Diagramme de FAST (ordonnancement des fonctions) :	30
II.5	Caractérisation des fonctions :	31
II.6	Générations et sélection des concepts :	32
II.7	Conclusion :	37
Chapitre III : conception et Dimensionnement :		40
III.1	Introduction :	40
III.2	Conception et Dimensionnement du concept 5 :	40
2.1	Conception et Dimensionnement de la plateforme :	40
2.2	Amélioration de la conception de la plateforme :	52
2.3	Dimensionnement des semelles de fondation :	54
2.4	Dimensionnement des vérins :	60
2.5	Dimensionnement de la centrale hydraulique :	65
2.6	Détermination de la pompe hydraulique :	66
2.7	L'huile hydraulique :	68
2.8	Système de filtration :	68
2.9	Éléments de circuits : maîtrise des paramètres Pression et Débit	73
2.10	Choix du distributeur :	74
2.11	Choix des tuyauteries :	75
2.12	Réservoirs et accessoires de centrales hydrauliques :	77
2.13	Schéma hydraulique et électrique du circuit de commande sur AUTOMATION STUDIO :	78
III.3	Conception et Dimensionnement du concept 6 :	79
3.1	Conception et Dimensionnement des treillis :	80
3.2	Dimensionnement des vérins :	86
3.3	Dimensionnement de la centrale :	91
3.4	Schéma du circuit hydraulique et électrique sur AUTOMATION STUDIO :	91
Chapitre IV : Evaluation financière du projet :		93
IV.1	Introduction :	93
IV.2	Calcul des coûts d'investissement des différentes systèmes proposées :	94
IV.3	Conclusion :	97
Chapitre V : Conclusion générale		98



Université Sidi Mohammed Ben Abdellah - Fès  
FACULTE DES SCIENCES ET TECHNIQUES





## Introduction générale

Toute entreprise fait face aujourd'hui à plusieurs enjeux dans un contexte économique national et international exigeant et renforcé par l'accélération de l'évolution du marché (Investissement, mondialisation, concurrence, compétitivité).

Pour vaincre ces enjeux, une transformation s'impose aux entreprises afin de garantir une création de valeur durable. C'est dans cet esprit que s'inscrit notre projet de fin d'étude « Conception d'un système de levage des bulls D11 & D9 » qui aspire à diminuer le temps d'arrêt de l'engin ainsi que l'augmentation du taux de sécurité lors de la réparation.

Le présent document résume le travail réalisé dans le cadre de notre projet de fin d'études. Au niveau de ce rapport nous allons parcourir les chapitres suivants :

**Chapitre I : Présentation et contexte du projet :** Ce chapitre définit le contexte général du projet et porte sur deux points essentiels. Il présente dans un premier lieu l'organisme d'accueil, ensuite le sujet du stage en mettant l'accent sur l'objectif principal de notre travail.

**Chapitre II : Etude fonctionnelle :** Nous avons commencé, donc, par faire l'analyse fonctionnelle du système ainsi que la génération et sélection des concepts.

**Chapitre III : Conception et dimensionnement :** Dans cette partie, nous allons faire le dimensionnement et l'étude technique des deux solutions choisis, concept cinq et six, cette étude englobe le dimensionnement de la plateforme, des semelles de fondation, des vérins, centrale hydraulique, pompe hydraulique, système de filtration...etc.

**Chapitre IV : Etude technico économique :** Nous allons présenter dans ce chapitre le coût des différents organes pour l'installation du système de levage, et le choix du système qui est moins coûteux.

**Chapitre V : Elaboration du plan de maintenance :** Cette partie a pour but d'élaborer le plan de maintenance de notre système par l'application de la méthode AMDEC.

Le présent rapport présente les différentes étapes de réalisation du projet qui nous a été confié.



# 1

## Partie

### Présentation et contexte du projet

**Résumé:**

*“Dans ce chapitre nous avons d’abord présenté l’office Chérifien des Phosphates d’une façon générale. Ensuite, nous avons enchainé par la présentation du Service de maintenance mécanique 325 Division Minière Khouribga/ Extraction MEA (Organisme d’accueil), les différentes étapes de la chaine de chaine d’extraction du phosphate .Puis nous avons énoncé la problématique de notre projet. A la fin du chapitre, une description générale du bulldozer. ”*



## **: Présentation et contexte du projet**

### **Présentation d'organisme d'accueil :**

Le groupe OCP est spécialisé dans l'extraction, la valorisation et la commercialisation du phosphate et des produits dérivés. Chaque année, plus de 24 millions de tonnes de minerais sont extraites du sous-sol marocain qui recèle les trois-quarts des réserves mondiales.

Principalement utilisé dans la fabrication des engrais, le phosphate provient des sites de Khouribga, Benguézir, Youssoufia et Boucraâ-Laâyoune. Selon les cas, le minerai subit une 16 ou plusieurs opérations de traitement (criblage, séchage, calcination, flottation, enrichissement à sec...). Une fois traité, il est exporté tel quel ou bien livré aux industries chimiques du groupe, à JorfLasfar ou à Safi, pour être transformé en produits dérivés commercialisables : Acide phosphorique de base, acide phosphorique purifié, engrais solides.

Premier exportateur mondial de phosphate sous toutes ses formes, le groupe OCP écoule 95% de sa production en dehors des frontières nationales. Opérateur international, il rayonne sur les cinq continents de la planète.

Moteur de l'économie nationale, le groupe OCP joue pleinement son rôle d'entreprise citoyenne. Cette volonté se traduit par la promotion de nombreuses initiatives, notamment en faveur du développement régional et de la création d'entreprise. Dans un contexte de concurrence accrue, le groupe OCP poursuit la politique de consolidation de ses positions traditionnelles et développe de nouveaux débouchés. Avec une exigence sans cesse réaffirmée: améliorer la qualité de ses produits tout en maintenant un niveau élevé en matière de sécurité et de protection de l'environnement.



Ce groupe est géré par plusieurs directions coiffées par une direction générale dont le siège social à CASABLANCA.

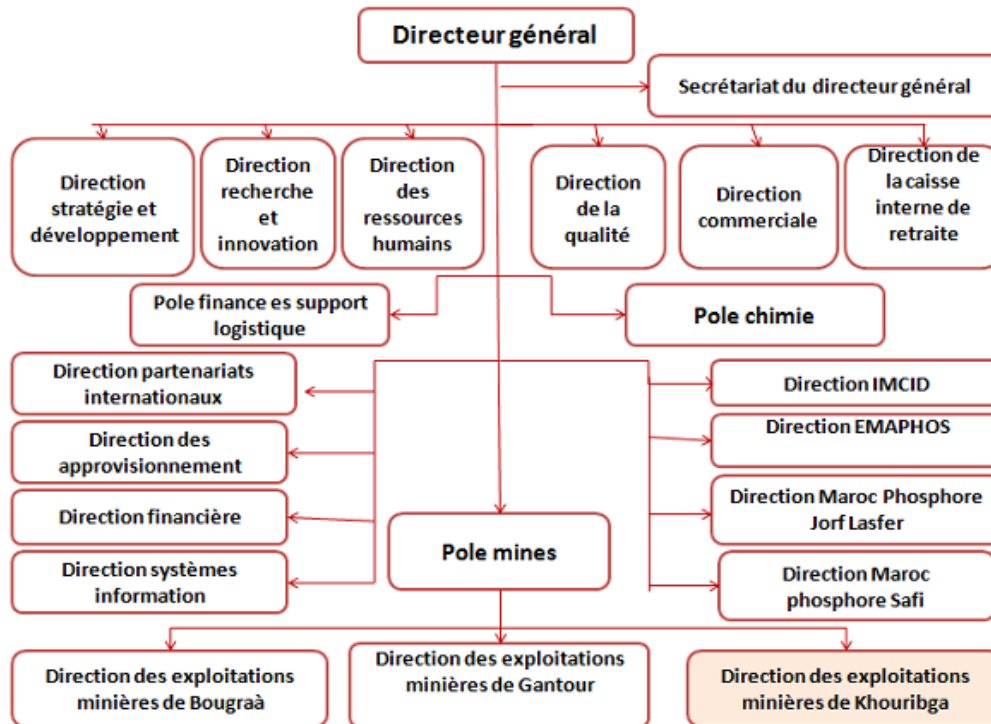


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..1 : organigramme de la direction générale de l'OCP

### Site d'exploitations minières de Khouribga :

À 120 km au sud-est de Casablanca, Khouribga constitue la plus importante zone de production du phosphate de groupe OCP. Le site minier comporte deux zones d'extraction MEA, Sidi Chennane et quatre zones de traitements :

- Opération de séchage : Oued Zem et Beny Idir ;
- Opération de lavage : Laverie MEA et la laverie Daoui.

Le gisement est de type sédimentaire et les réserves sont estimées à plus de 35 milliards de m<sup>3</sup>. Les premiers coups de pioche ont été donnés en 1921 par la méthode souterraine.

L'introduction de l'exploitation en « découverte » a débuté en 1951. Elle concerne actuellement 7 niveaux phosphatés. La capacité de production s'élève à 19 millions de tonnes par an.

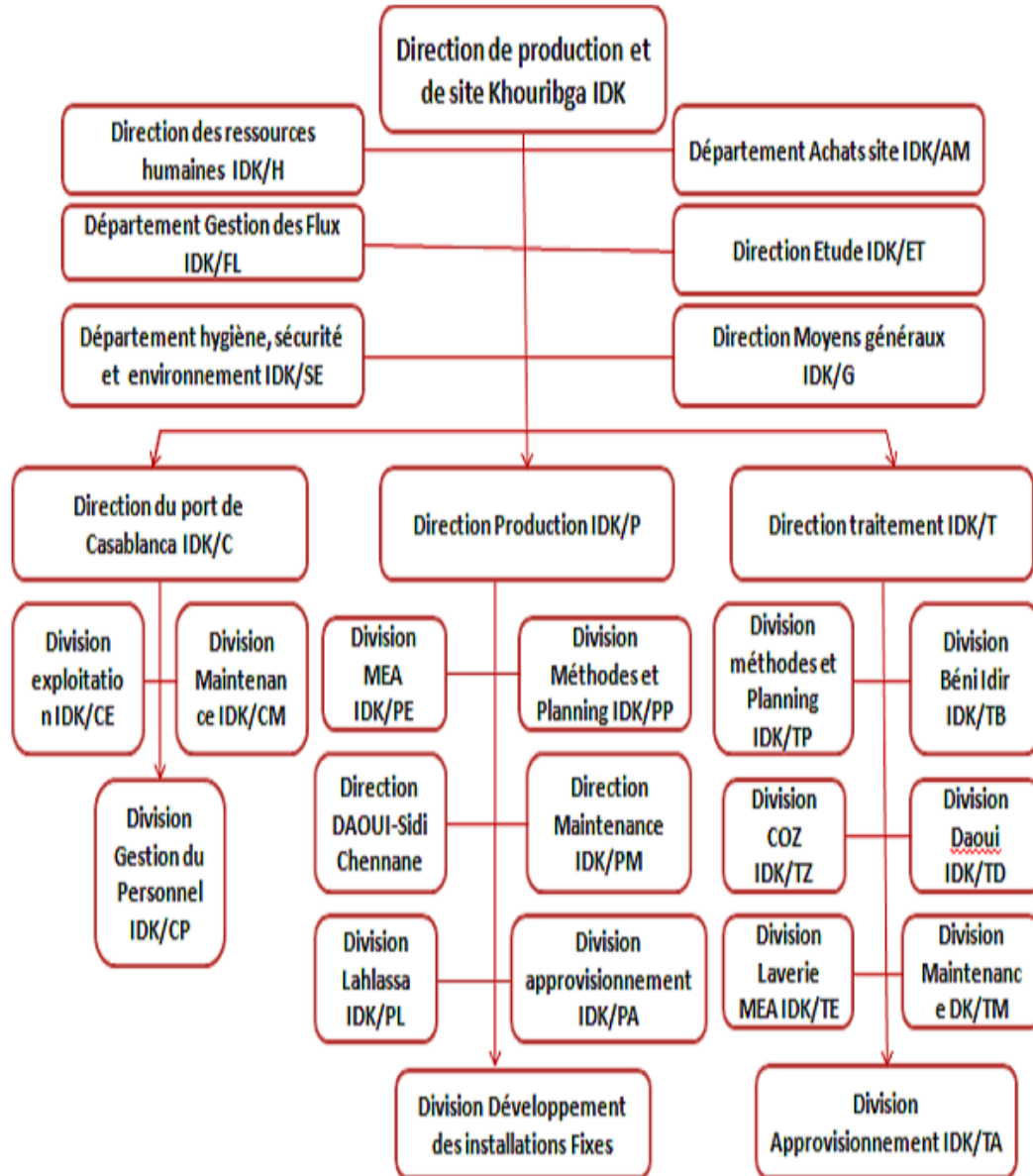


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..2 organigramme de la direction de production de Khouribga

- **Structure organisationnelle du site de production de Khouribga :**

- **Secteur d'extraction MEA :**

le secteur MEA s'étend sur une superficie de 6696 Ha, il possède une réserve de 338.7 Millions de Tonnes. Il se situe à 24 Km au Sud de Khouribga





sur la route nationale N°11 reliant Khouribga et Fqih Ben Saleh, son exploitation a démarré en 1965.

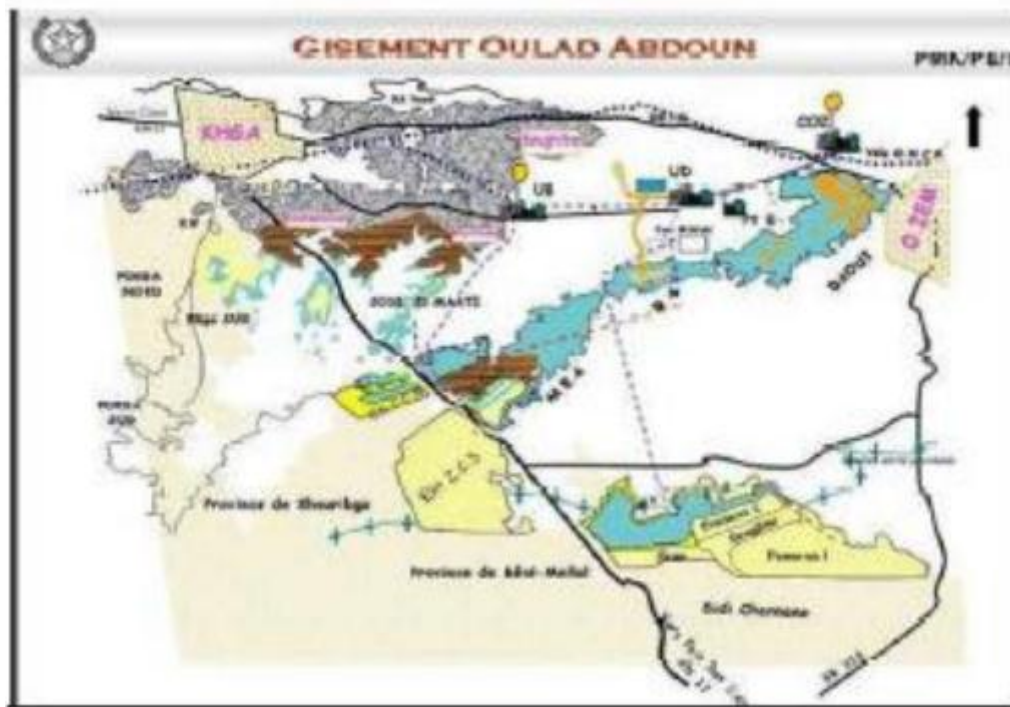


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..3 Présentation du secteur MEA

- **Organigramme du secteur MEA :**

La division d'extraction MEA (IDK/PE) est structurée en 3 services :

- Service d'exploitation (IDK/PE/E) ;
- Service méthode et planning (IDK/PE/P) ;

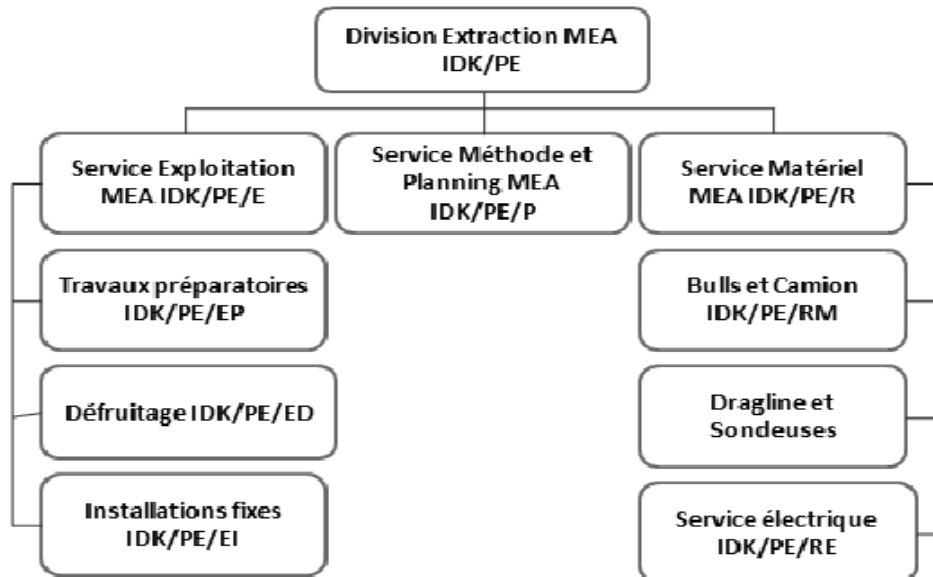
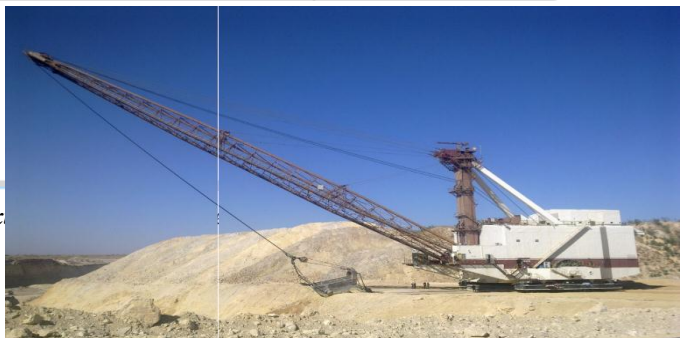
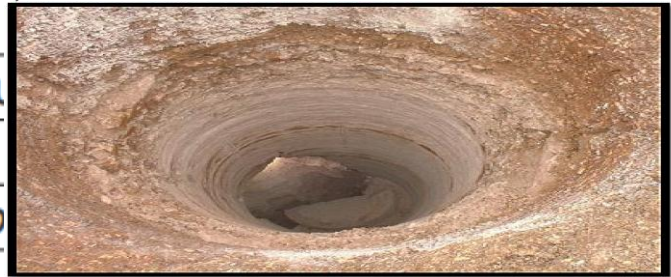


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..4 Organigramme du secteur MEA.  
- Service matériel (IDK/PE/R).

- **Organigramme de différentes étapes de production de l'OCP :**

Le phosphate n'est pas une matière facile à trouver, en effet pour l'extraire c'est tout un processus qui est entamé, ce dernier se compose de 5 étapes qui se présentes comme suit :



ligne théorique pour *Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte.*  
de la nature du terrain et son influence après  
l'explosif.

du phosphate.

**Défruitage :** C'est pour but d'enlever le  
fruit (phosphate) d'où l'appellation Défruitage.  
Le Défruitage est une opération qui consiste à  
récupérer le minerai est assurer son transport





vers les installations fixes pour son épierrage, son criblage, et son traitement par la suite.

**Transport :** Au Défruitage, les draglines et les chargeuses chargent le phosphate sur des camions vers la station d'épierrage (transport discontinu) et après certaines opérations subies par les traiteurs, le phosphate est transporté vers les stocks.

Le détail pour chaque étape est donné dans le tableau suivant :

*Tableau Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..1 : les différentes étapes d'extraction de phosphates*

### Présentation du service d'accueil IDK/ME/MB-325 (service 325) :

Le service IDK/ME/MB-325 lieu de mon stage s'occupe de la maintenance des bulls et des camions ; en pratiquant la maintenance sous toutes ses formes (préventive corrective conditionnelle) pour assurer la disponibilité, la fiabilité et la maintenabilité du parc machine ; enfin d'atteindre les objectifs qualités fixés au niveau du site de MEA. C'est l'une des tâches les plus délicates dans l'exploitation du phosphate.

- **Mission du Service 325 :**

La mission du service 325, est d'assurer la maintenance des engins de chantier, dans le but d'avoir une disponibilité élevée au moindre coût, l'accroissement de la fiabilité des équipements et la diminution des durées d'interventions, toute en conservant la sécurité du personnel et du matériel.

- **Les sections du service 325 :**

#### Section préparation :

- ✓ Gestion des personnels.
- ✓ Gestion des matériels.
- ✓ Préparation, prévision et suivi des sous-ensembles.

#### Section bulls et section camions :



- ✓ Dépannage des engins du chantier.
- ✓ Check List mécanique CLM (l'inspection).
- ✓ Travaux de soudure.

#### Section pneumatique :

- ✓ Réparation, suivi des pneus.
- ✓ Suivi usure des Pneus.
- ✓ Réparation des roues, jantes et des accessoires.

#### Section station-service :

- ✓ Ravitaillement des engins au chantier.
- ✓ Entretien systématique des engins.
- ✓ Suivi du gasoil et des huiles.
- ✓ Concentration d'eau du radiateur des engins.
- ✓ Les appoints au chantier.

#### Présentation du projet :

Certaines opérations de maintenance pour les engins D11 et D9, nécessitent pour les exécuter de positionner l'opérateur ou l'agent de maintenance au-dessous de l'engin.

Pour accéder à l'organe défaillant, il faut déposer la cartère de blindage qui a un rôle de protection, ce qui fait augmenter le temps d'arrêt de l'engin, en plus de la mauvaise condition de travail et de sécurité de l'opérateur. Le Tableau I.2 donne les différentes tâches de maintenance, le temps d'arrêt des engins, leurs fréquences annuelles. Leurs gravités sont données dans le Tableau I.3 extrait de l'ADRPT.

Taches	Fréquence annuel	Temps d'arrêts annuel (h)
Changement flexibles levage	178	1120,25
Changement flexibles tilt	13	56
Changement flexibles ventilateur	7	94,2



Dépose pompe hydraulique	8	80
Dépose moteur thermique	14	5357,54
Expertise moteur thermique	16	7985,3
Échange convertisseur	6	78,35
Échange balancier	2	34,05
<b>Totale</b>	<b>244</b>	<b>14805,69</b>

*Tableau Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..2: fréquence d'arrêt et temps d'arrêt annuel*

Taches	Opérations	Évaluation du risque sans Moyens de prévention				Moyens de prévention Existants	Évaluation du risque avec Moyens de prévention			
		E	G	P	R		E	G	P	R
dépose moteur thermique	* déposer carters de blindage	2	4	6	48	* port des EPI (casque, chaussure, gants ,ceinture dorsal ) * fiche de recul	2	1	6	12
		2	4	6	48	* port des EPI (lunettes de protection )	2	1	6	12
		2	4	6	48	* port des EPI (bouchon antibruit)	2	1	6	12
		2	7	6	84	* port des EPI * habilitation de conducteur * guidage pendant le stationnement des bulls	2	4	6	48
	* déposer module et	2	7	6	84	* port des EPI (casque , chaussure, gants )	2	4	6	48





	pose sur châssis					* fiche de recul * balisage lieu de travail				
		2	4	6	48	* port des EPI(casque, chaussure, gants, ceinture dorsal ) * fiche de recul	2	1	6	12
Échange balancier	Déposer les deux carters de blindages du balancier	1	7	6	42	Port des EPI ( gants de manutention) elingue conforme habilitation palan fiche de recul	1	4	3	12
		1	7		0	Port des EPI ( gants manutention, lunette de protection) position adéquat ceinture lombaire	1	4	3	12
Échange convertisseur	Déposer les deux carters de blindage de la Boite de vitesses	2	7	6	84	Port des EPI ( gants de manutention) position adéquat de travail	2	1	3	6
		2	25	6	150	Port EPI , habilitation palan utilisation table élévatrice	2	7	6	84
Dépose moteur thermique	* déposer carters de blindage	2	7	6	84	*port des EPI (casque,chaussure,gants de manutention ) * fiche de recul	2	4	6	48
		2	4	6	48	* port des EPI (casque,chaussure,gants,ceinture dorsal ) * fiche de recul	2	1	6	12
		2	4	6	48	* port des EPI ( lunettes de protection )	2	1	6	12
		2	4	6	48	* port des EPI (bouchon antibruit)	2	1	6	12



						* port des EPI				
						* habilitation de conducteur				
						* guidage pendant le stationnement des				
		2	7	6	84	bulls	2	4	6	48

Tableau *Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document.*3 extrait analyse du risque aux postes de travaux  
(ADRPT)

C'est la raison pour laquelle il nous a été demandé de concevoir un système de levage pour les bulls, qui a comme objectifs :

- ✓ Réduire le temps d'arrêts des engins : par une diminution de temps moyenne des taches.
- ✓ Faciliter l'exécution des opérations
- ✓ Minimiser les risques de travaux.

#### Présentation des bulldozers :

Un **bulldozer** (ou **bouteur**, en français du Canada), est un engin de terrassement à chenilles muni d'une lame frontale à l'avant et d'une défonceuse. La figure suivante montre les différentes composantes de l'engin :





- ✚ La pelle.
- ✚ Le barbotin (Réducteur final).
- ✚ Les vérins d'inclinaison de la pelle.
- ✚ Les vérins de levage de la pelle.
- ✚ Les bras de pelle.
- ✚ La cabine du conducteur.
- ✚ Le Ripper (Défonceuse).
- ✚ Les vérins du Ripper.
- ✚ Le châssis.
- ✚ La roue folle.
- ✚ La chenille.
- ✚ Les lames de pelle.
- ✚ Le moteur thermique.

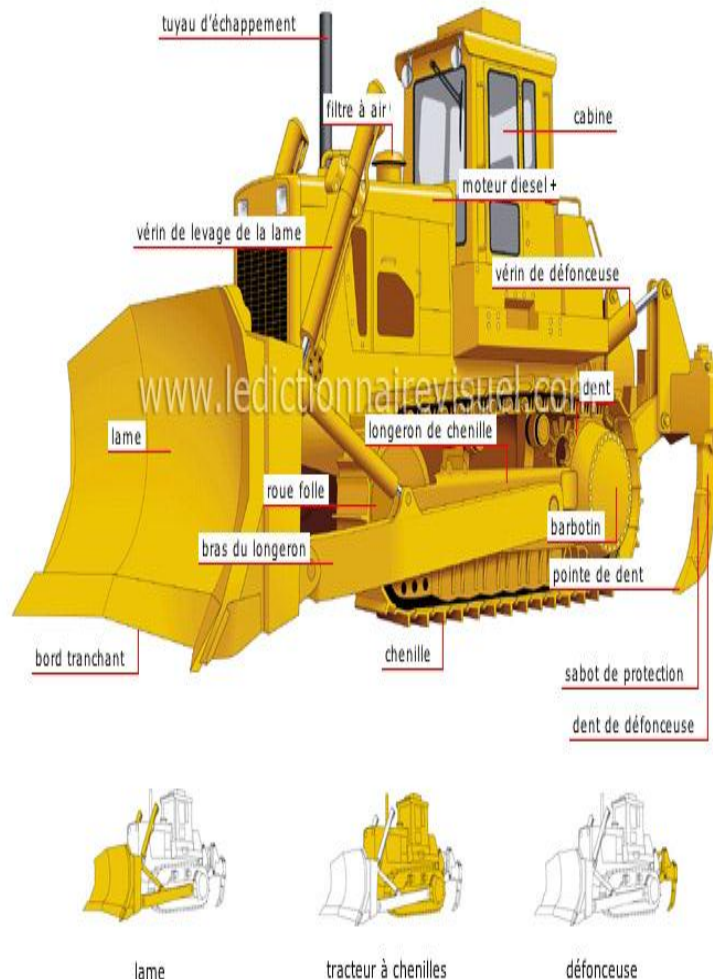


Tableau Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..4 : les différentes composantes de l'engin

• **Fonction :**

Un bulldozer son rôle est le décapage du produit, il consiste à pousser les terrains de recouvrement vers les tranchées déjà défruits ou à l'extérieur des affleurements.

Les Bulldozers sont généralement utilisés pour :

- ✓ Nivelier des terrains ;
- ✓ Décaper de la terre végétale ;
- ✓ Faire le régalage des terres ;
- ✓ Déboiser ;



- ✓ Pousser des décapeuses ;
- ✓ Tirer des charrues ;
- ✓ Faire du ripage.



Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..6 : Méthode de décapage d'un bulldozer.

- Les d

Le secteur MEA dispose de 40 Bulldozers, répartie en deux types les bulls D11 et D9 de différentes séries N, R et T destinés au décapage des stériles. Les effectifs des différentes séries des Bulldozers utilisés figurent dans le tableau suivant.

Bulldozers D11				
D11-N	D11-R	D11-T	D475	Autres
2	3	5	1	8
Bulldozers D9				
D9 R			Autres	
16			7	

Tableau Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..5 effectif des bulldozers de secteur MEA

Les différentes dimensions des bulldozers D11 et D9 pour chaque catégorie sont donné dans le tableau 1 de l'annexe 1.



# 2

# Partie

## Étude fonctionnelle

**Résumé:**

*“Dans ce chapitre nous avons suivi la méthodologie de conception. D’abord identification des fonctions de notre système. Ensuite ordonnancer puis trouver les solutions possibles pour chaque fonction. Enfin générer les concepts possibles et choisir le meilleur.”*



## : étude fonctionnelle

Dans ce chapitre nous essayons de faire une analyse fonctionnelle du système de levage, qui permet de recenser les différentes techniques utilisées actuellement et d'identifier nos contraintes quant à la conception de ce système. Pour cela il nous a été nécessaire de réaliser plusieurs types de diagrammes fonctionnels afin de définir les diverses tâches à réaliser, ainsi que les diverses contraintes liées au système de levage. Ainsi, nous avons adapté la méthode de recherche intuitive en se basant sur la méthode de brainstorming, puis la méthode de l'examen de l'environnement qui permet d'identifier les interacteurs du système et de le caractériser afin de trouver les fonctions d'adaptation d'interaction à l'aide des :

- ❖ Diagramme « bête à corne », qui schématise très simplement la fonction première du système de levage.
- ❖ Diagramme « pieuvre » schématisant l'environnement du système de levage et les diverses fonctions que celui-ci devra mettre en œuvre.
- ❖ Diagramme FAST du système de levage. Celui-ci témoigne de l'ensemble des pièces comprises sur le système et de la fonction de chacune.

Enfin on a trouvé la méthode d'utilisation des normes et des règlements pour trouver les fonctions des contraintes.

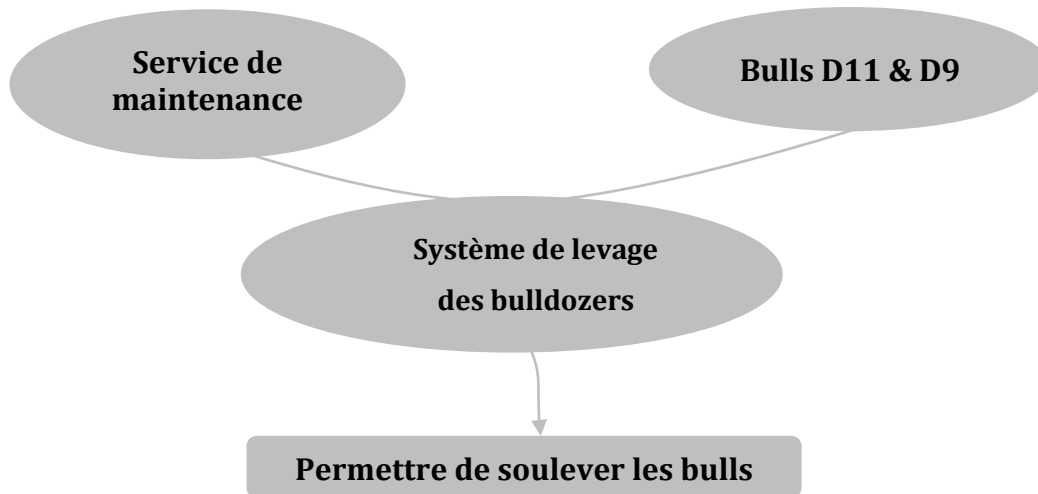
### Méthode de recherche intuitive :

Etre stable	Résister aux conditions extérieures
Etre facile à l'utilisation	Etre économique
Etre esthétique	Assurer la sécurité
Etre alimenter	Assurer la maintenabilité
Etre rigide	Soulever la charge



Tableau Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..6 : recherche des fonctions

### Méthode de l'examen de l'environnement



- **Diagramme bête à corne :**

Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..7 : Diagramme bête à corne

Cet outil de représentation est là pour répondre à trois questions fondamentales :

- A qui le produit rend-t-il service ? ; Il rend service au service de maintenance.
- Sur quoi s'agit-il ? ; Il agit sur les bulls D11 & D9.
- Dans quel but ? ; De servir à soulever les bulls pour l'entretien et la réparation.

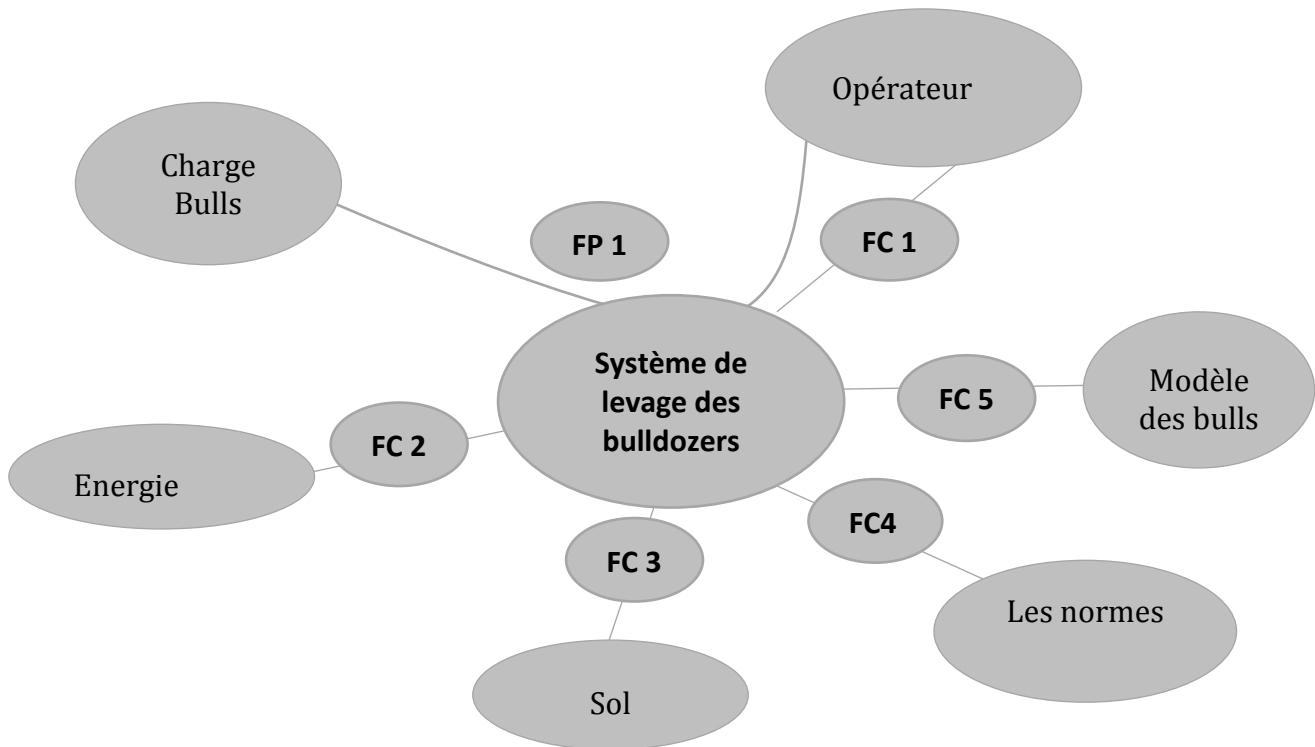


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..8 : Diagramme de pieuvre

FP1 : Soulever totalement le bulldozer par l'action de l'opérateur.

FC1 : Être facile d'utilisation et assurer la sécurité de l'opérateur.

FC2 : être alimenter en énergie.

FC3 : être adapté au sol et déplacer facilement.

FC4 : être conforme à la norme relative aux systèmes de levage.

FC5 : Adapter le système à la gamme des bulls utilisé.

FC6 : Résister aux conditions extérieures.

**Diagramme de FAST (ordonnancement des fonctions) :**

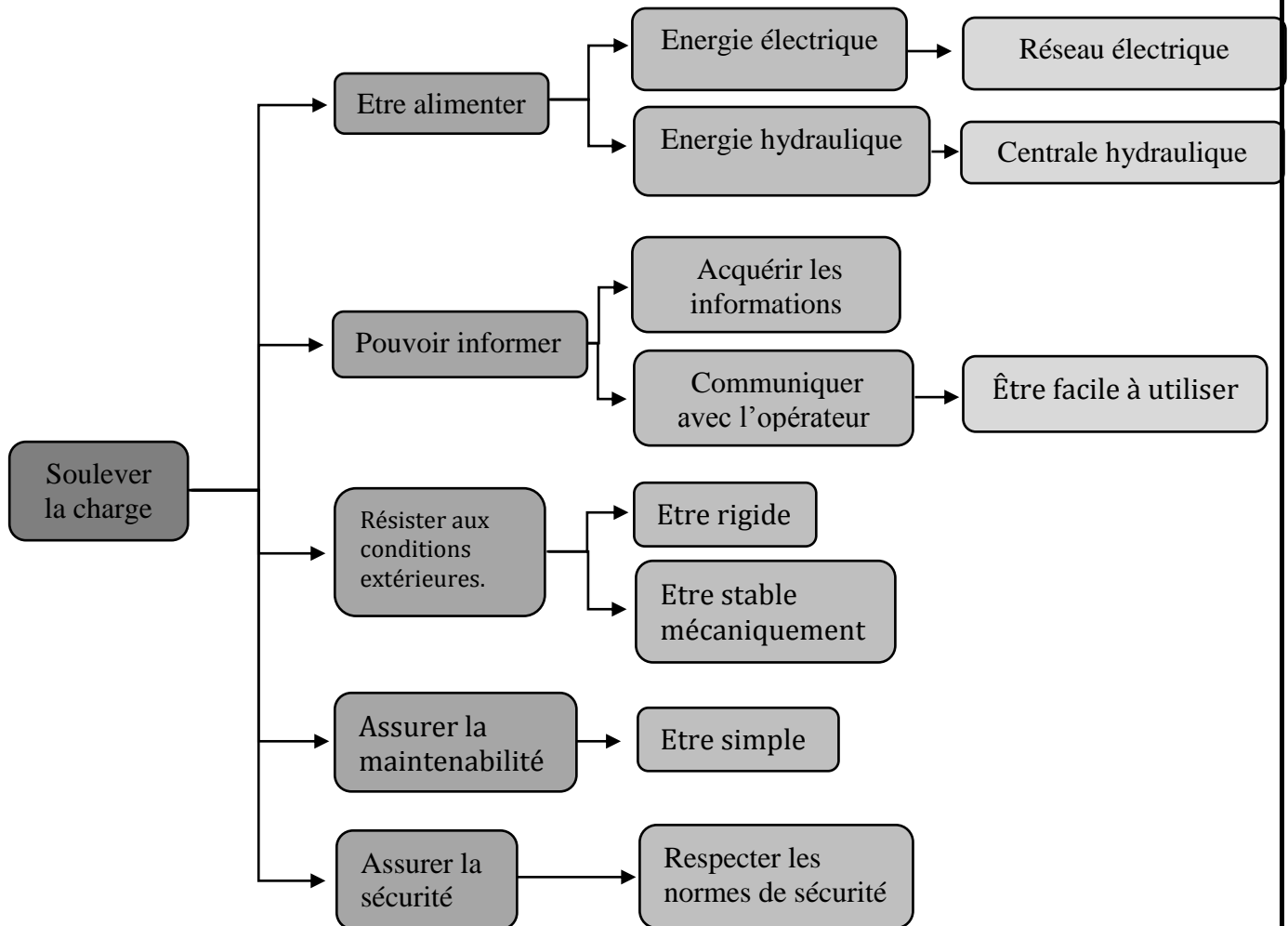


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..9 : Diagramme FAST

### Caractérisation des fonctions :

Fonction	Critère	Niveau	Flexibilité
Soulever la charge	La hauteur maxi	1500 mm	
	La vitesse maxi	0.2m/s	
	La charge maxi	120 tonnes	±100 kg
Etre alimenter	Tension d'alimentation électrique	220 v-380v	



	Tension de commande	24 v	
Pouvoir informer	Bouton poussoir		
	Afficheur		
Résister aux conditions extérieures	Matériaux		
	Revêtement antirouille		
Être conforme à la norme relative aux systèmes de levage.	Norme NF E 52	Norme	Impératif
Assurer la sécurité de l'opérateur	Vitesse de descente hors énergie	Nulle	
Etre stable mécaniquement	Surface d'appui au sol	Planéité	
	Résistance mécanique du sol		
Etre facile à déplacer	Système de déplacement		
Etre esthétique	La forme	Simple	
	Le nombre de couleur	2 couleur	
Etre rigide	Module d'Yong		
Etre économique	Cout d'achat des S-E		
Assurer la maintenabilité	MTTR		

Tableau Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..7 : caractérisations des fonctions

### Génération et sélection des concepts :

	Solutions			
Fonctions	A	B	C	D





<b>F1</b> : Soulever la charge	DES 			
<b>F2</b> : Etre alimenter				
<b>F3</b> : Pouvoir informer, Commander Acquérir				
<b>F4</b> : Résister aux conditions extérieures				
<b>F5</b> : Assurer la sécurité de l'opérateur				
<b>F6</b> : Etre facile à déplacer				

Dans cette étape nous avons consacré à la détermination du concept le plus adapté à notre projet, pour cela nous commençons tout d'abord, par la génération des solutions possibles pour chacune des fonctions, en se basant sur la matrice morphologique :

Tableau Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..8 : génération des concepts

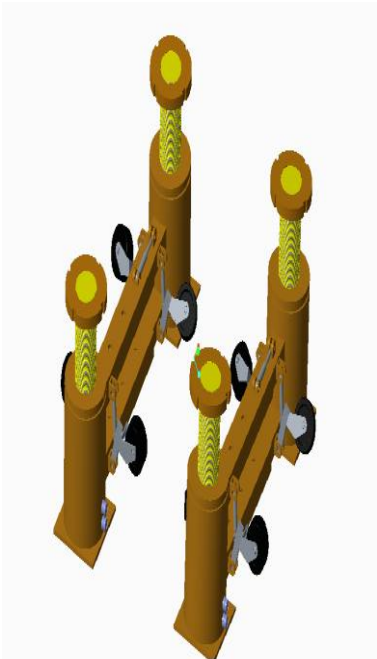


Maintenant en passant à l'analyse des rangées de la matrice morphologique, pour chacune des fonctions, on analyse les concepts trouvés, puis on cherche à éliminer les concepts les moins prometteurs (coûteux, complexes ...), ensuite on procède aux combinaisons.

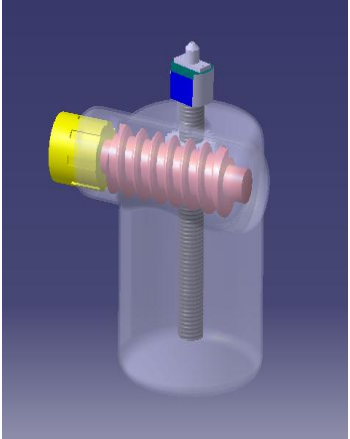
Les concepts à éliminer sont :

- ❖ Le concepts (F1, D) : capacité de chargement insuffisant.
- ❖ Les concepts (F6, B) et (F6, C) : les galets et les glissières ne sont pas adaptables pour réaliser la fonction de déplacement du système, car il se bloque à cause des conditions de travail (poussières, pierres, etc...).
- ❖ Le concepts (F2, B) : bruit, pollution.

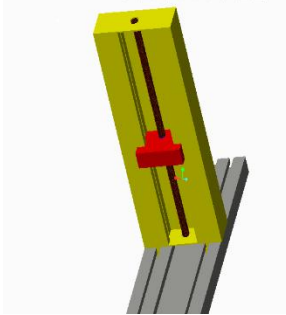
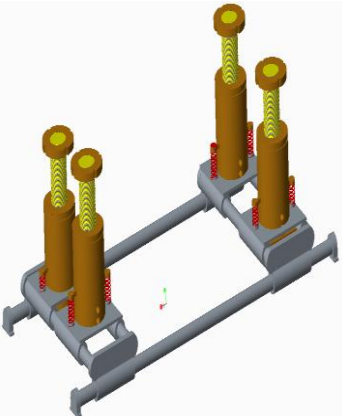
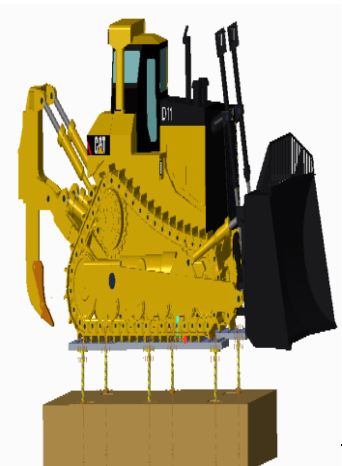
Les combinaisons qu'on peut générer sont schématisées dans la figure suivant :

Les concepts	Les avantages	Les inconvénients
Concept 1 : 	<ul style="list-style-type: none"><li>• Disponibilité : les vérins disponibles dans le marché avec une grande variété</li><li>• Simplicité de montage et d'alimentation.</li><li>• Maintenance : Maintenabilité du vérin.</li><li>• Encombrement : il demande peut d'espace.</li><li>• Alignement : synchronisation entre les quatre vérins est possible.</li><li>• Sécurité du personnel</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Des vérins avec Course plus grande.</li><li>• Nécessite un source hydraulique puissant.</li><li>• Demande d'effort pour positionner.</li></ul>



<p>Concept 2 :</p> 	<ul style="list-style-type: none"><li>• Fiabilité : Longue durée de vie</li><li>• Simplicité de montage</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Coût : La structure sera très couteuse</li><li>• Nécessite une construction particulière (vis-dents) de la roue</li><li>• on ne peut pas avoir de grandes longueurs sans que celle-ci fléchisse ou flambe lors de la rotation.</li><li>• Alignement : synchronisation entre les 4 moteurs</li></ul>



<p>Concept 3 :</p> 	<ul style="list-style-type: none"><li>• Simplicité de montage et d'alimentation.</li><li>• Ils génèrent la hauteur souhaitée.</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Encombrement : il demande un espace pour fixer.</li><li>• Inconvenable a notre cas.</li><li>• Très couteuse</li></ul>
<p>Concept 4 :</p> 	<ul style="list-style-type: none"><li>• Disponibilité : les vérins disponibles dans le marché avec une grande variété</li><li>• Simplicité de montage et d'alimentation.</li><li>• Maintenance : Maintenabilité du vérin.</li><li>• Alignement : synchronisation entre les quatre vérins est possible.</li><li>• Sécurité du personnel</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Encombrement : il demande un espace pour fixer.</li></ul>
<p>Concept 5 :</p> 	<ul style="list-style-type: none"><li>• <b>Disponibilité : les vérins disponibles dans le marché avec une grande variété</b></li><li>• <b>Simplicité de montage et d'alimentation.</b></li><li>• <b>Maintenance : Maintenabilité du vérin.</b></li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• <b>Encombrement : il demande un espace pour fixer .</b></li><li>• <b>Bénéficier du hauteur désiré de levage</b></li></ul>



	<ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>Alignement :</b> synchronisation entre les 6 vérins est possible.</li> <li>• <b>Convenable pour notre cas ,</b></li> <li>• <b>sécurité du personnel,</b></li> </ul>	
--	---	--

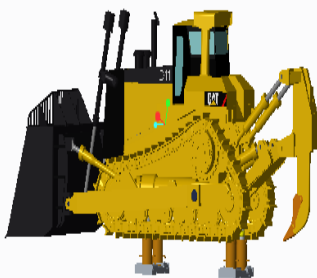
Tableau Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..9 : Avantages et Inconvénients des concepts

### Concept 6 :

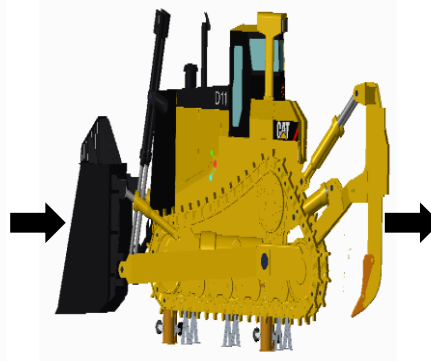
Cette solution consiste à utiliser 8 vérins pour soulever le bulldozer, en suivant les étapes suivantes :

#### Etape 1 :

Placer les 4 premier vérins



**Etape 2 :** Soulever la charge et mettre les treillis pour caler le bulldozer.



**Etape 3 :** Retirer et remplacer Les anciens vérins par d'autres

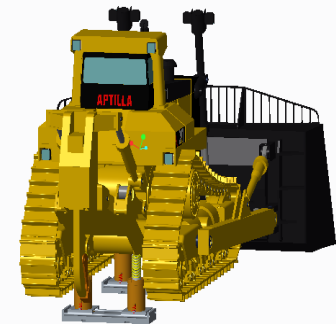


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..10 : les étapes du concept 6

### Conclusion :

Les concepts (1) , (2) , (3), (4), (5) et 6 sont les solutions que nous avons proposé aux gens de service de maintenance ( opérateurs , technicien ,agent de maitrise ,responsable de service ) , pour faire une sondage montrer dans le *Tableau II.5* ,afin de s'avèrent aux meilleurs solutions . Leurs choix porteront sur les concepts 5 et 6.

Concepts	Nombre de vote
Concept 1	5
Concept 2	0



Concept 3	0
Concept 4	6
Concept 5	11
Concept 6	10

*Tableau Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..10 : sondage*



# 3

## Partie

### Conception et Dimensionnement

**Résumé:**

*“Après la convergence vers les meilleurs solutions dans ce chapitre nous avons faire la conception et dimensionnement des différentes éléments constituons les concepts 5 et 6. Telles que la plateforme, les vérins hydrauliques, le centrale hydraulique ...”*





## : conception et Dimensionnement :

### Introduction :

Le but de ce chapitre est de concevoir et dimensionner les deux meilleures solutions trouvées dans le chapitre précédent (concept 5 et concept 6).

### Conception et Dimensionnement du concept 5 :

Le concept 5 est se compose des éléments suivant :

- Deux plateformes.
- Six vérin double effet.
- Une centrale hydraulique.
- Un système de commande.

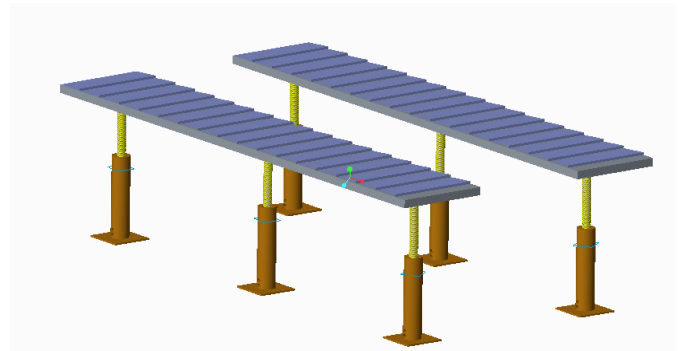


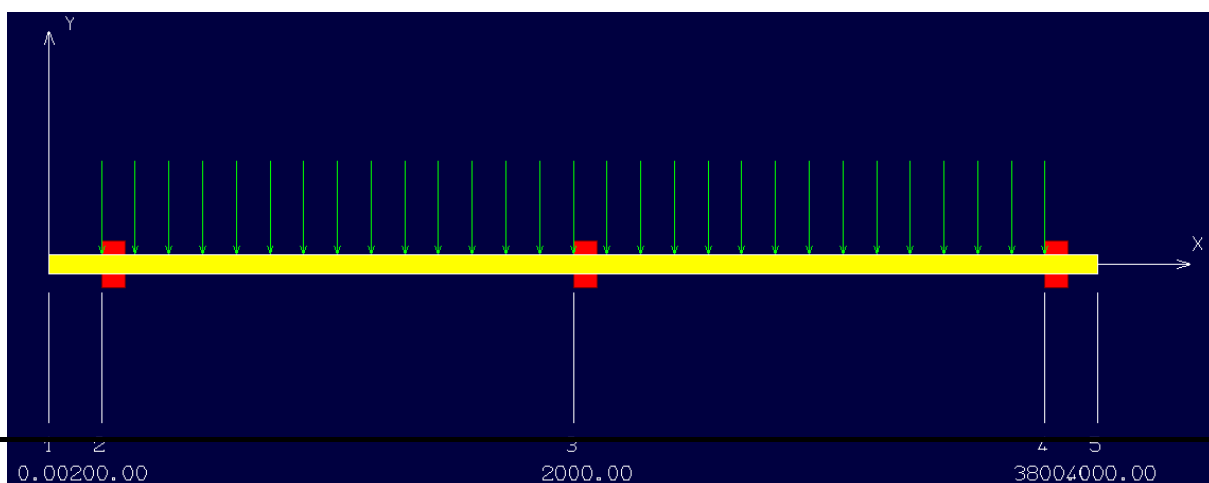
Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..11 : concept 5

### Conception et Dimensionnement de la plateforme :

Chaque plateforme de notre système est de longueur  $L=4\text{ m}$  et de largeur  $b=1\text{ m}$  et d'épaisseur  $a$ . On doit concevoir de tel sorte qu'elle supporte la charge  $P=600\text{ KN}$  répartie sur une longueur de  $3.6\text{ m}$  du bulldozer, c'est la longueur du contact chenilles avec la plateforme.

### Choix du matériau pour la plateforme :

Dans cette partie on va consacrer l'étude sur le choix du meilleur matériau qui va résister aux contraintes imposées, pour cela on va appliquer la méthode d'indice de performance (méthode d'ashby).



No  
us  
utili  
son  
s le





logiciel RDM 6 pour déterminer les réactions des vérins.

Les résultats pour Actions de liaisons d'encastrement (réactions et moments) appliqué aux nœuds :

- ✓ Nœud 2  $R_Y = 150000.00$   $M_Z = 45000.00$
- ✓ Nœud 3  $R_Y = 300000.00$   $M_Z = -0.00$
- ✓ Nœud 4  $R_Y = 150000.00$   $M_Z = -45000.00$

Les résultats obtenus sont confondus avec ce que nous avons trouvés par le calcul classique.

- **Détermination de la flèche max  $\delta_{max}$ :**

La flèche max  $\delta_{max}$  se situe aux endroits où  $x=L/4$  et  $x=3L/4$ , donc on va ajouter une force virtuelle à ces endroits pour appliquer le théorème de Castigliano

pour calculer les moments internes on applique la méthode de section :

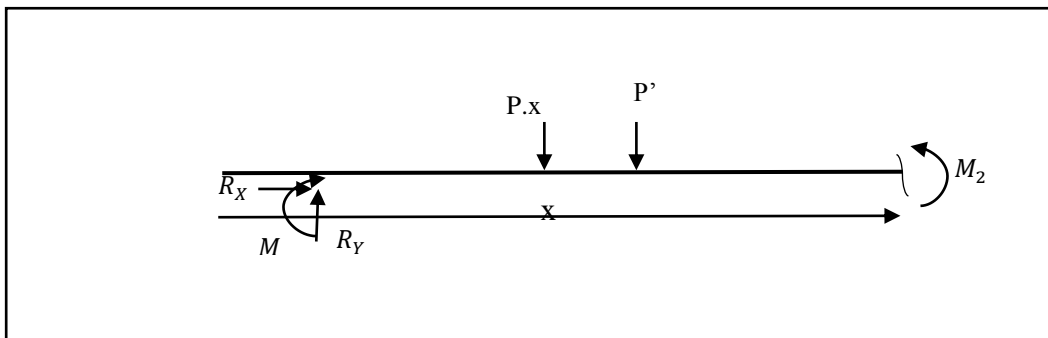


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..13 : DCL de la plateforme.



Pour  $0 \leq x \leq \frac{L}{4}$

$$M_1 = R \cdot X + M - \frac{P}{2} \cdot x^2$$

Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..1)

Pour  $\frac{L}{4} \leq x \leq \frac{L}{2}$

$$M_2 = R \cdot x + M - \frac{P}{2} \cdot x^2 - P' \cdot \left(x - \frac{L}{4}\right)$$

Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..2)

Donc

$$\delta_{max} = \frac{2}{EI} \cdot \left[ \int_0^{\frac{L}{4}} M_1 \cdot \frac{\partial M_1}{\partial P'} dx + \int_{\frac{L}{4}}^{\frac{L}{2}} M_2 \cdot \frac{\partial M_2}{\partial P'} dx \right] = \frac{P \cdot L^4}{256 \cdot E \cdot b \cdot a^3}$$

(Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..3)

- **Détermination d'indice de performance  $I_M$  :**

La structure à concevoir doit être raide, de poids minimum et de coût minimum, Les données que nous avons sont les suivantes :

- Données de chargement DC= charge répartie sur la section transversale P et la flèche admissible  $\delta_m$ .
- Données Géométriques DG= la section transversale.
- Variables Géométriques VG=l'épaisseur 'a'.
- Variables Matériaux VM= E,  $\rho$ .

La contrainte :

$$\delta_{max} < \delta_m$$

(Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..4)

L'objectif :



$$O_1(L, S, \rho) = m = L \cdot a \cdot b \cdot \rho$$

(Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..5)

On isole  $a$  dans la contrainte

$$a > \sqrt[3]{\frac{P \cdot L^4}{256 \cdot E \cdot b \cdot \delta_m}}$$

(Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..6)



On élimine la variable **a** dans l'objectif  $O_1$  :

$$m > L \cdot b \cdot \rho \cdot \sqrt[3]{\frac{P \cdot L^4}{256 \cdot E \cdot b \cdot \delta_m}}$$

(Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..7)

La masse doit être légère, donc minimiser le poids c.-à-d. maximiser l'indice de performance

$$I_M = \frac{\sqrt[3]{E}}{\rho}$$

(Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..8)

Dans cette partie, nous sommes basés sur l'indice de performance mentionné dans l'équation (3.20) pour trouver les matériaux qui sont utiles pour notre cas.

Le logiciel du choix des matériaux que nous avons utilisé CES EduPack nous montre une liste de matériaux qui répond à l'indice de performance qu'on a.

### 3. Results: 8 of 67 pass

Show:

Rank by:

#### Name

- Acier faiblement allié
- Acier à basse teneur en carbone
- Acier à haute teneur en carbone
- Acier à teneur moyenne en carbone
- Alliages d'aluminium
- Alliages de magnésium
- Alliages de titane
- Fonte de fer ductile (nodulaire)

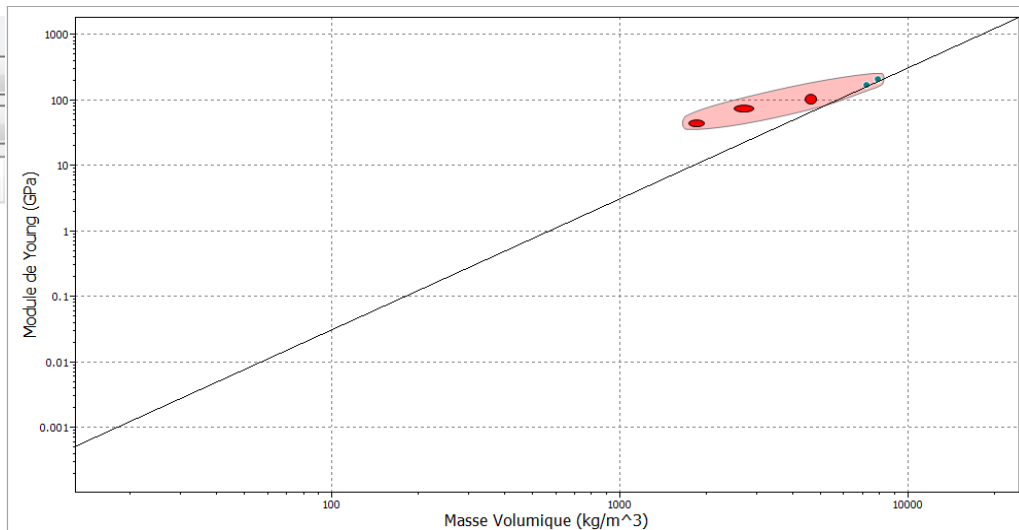


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..14 : Liste des matériaux pour l'indice de performance  $I_M$



A présent, calculons l'indice de performance des matériaux retenus par le logiciel CES. Le tableau III.1 présente le module de Young et la masse volumique de ces matériaux.

Matériaux	Masse volumique (Kg/m <sup>3</sup> )	Module de Young (GPa)	$\sqrt[3]{E}/\rho$ (GPa.Kg/m <sup>3</sup> )
Acier Faiblement Allié	7800	205	0.75
Acier à basse teneur en carbone	7800	200	0.099
Acier à haute teneur en carbone			
Acier à teneur moyenne en carbone			
Alliages d'aluminium	2500	68	0.199
Alliages de magnésium	1740	42	0.286
Alliage de titane	4400	90	0.182
Fonte de fer ductile	7050	165	0.116

**Tableau Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..11:Module de Young, Masse volumique et indice de performance des huit matériaux.**

Le coût d'un matériau constitue souvent le facteur déterminant du processus de sélection. Il peut être calculé assez facilement à partir du coût unitaire (par unité de masse) et de la quantité du matériau.

Le tableau III.2 comporte des données relatives aux coûts des huit matériaux, la troisième colonne de ce tableau comporte le coût relatif de chaque matériau, qui s'obtient en divisant son coût unitaire par le coût unitaire d'acier ordinaire.

Matériaux	$\rho/\sqrt[3]{E}$ (m <sup>3</sup> /GPa.Kg)	Coût relatif $\bar{c}$ (\$/\$)	$\bar{c} \cdot \rho/\sqrt[3]{E}$ (\$/\$)(m <sup>3</sup> /GPa.Kg)
Acier Faiblement Allié	10.33	1.35	13.9
Acier à basse teneur en carbone	10.084	2.3	23.19
Acier à haute teneur en carbone		3	30.25
Acier à teneur moyenne en carbone		4	40.33
Alliages d'aluminium	5.01	14.1	70.64
Alliages de magnésium	3.49	15.7	54.79
Alliage de titane	5.49	66.4	364.53
Fonte de fer ductile	8.6	2.4	20.64

**Tableau Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..12:Rapport  $\rho/\sqrt[3]{E}$ , coût relatif  $\bar{c}$  et produit  $\bar{c} \cdot \rho/\sqrt[3]{E}$  pour les huit matériaux.**



L'indice dans la dernière colonne du tableau III.2 permet de comparer les matériaux candidats en fonction de leurs coûts. Dans cet indice  $\rho/\sqrt[3]{E}$  est proportionnel à la masse du matériau requise et  $\bar{c}$  est le coût relatif, les matériaux les plus économiques sont l'acier faiblement allié et la fonte ductile. Leurs propriétés sont données dans le tableau III.3.

Propriétés	Fonte ductile	Acier faiblement allié
Masse volumique (kg/m <sup>3</sup> ) - $\rho$	7100	7800
Module d'élasticité (GPa) - E	180	210
Résistance ultime en tension (MPa)-Su	462	600
Limite d'écoulement (MPa) - Sy	331	500

Tableau III.3 : Propriétés des matériaux choisis pour la plateforme.

### Justification du choix finale du matériau :

Dans la suite de notre analyse on utilise les matériaux donnés dans *Tableau III.4*, afin d'aboutir à la Justification du choix finale du matériau, via le critère de Van Mises et vérifier si la pièce va se déformer qu'élastiquement. Pour cela nous utilisons le logiciel ANSYS WORKBENCH pour le calcul par élément fini.

- **Hypothèse de travail :**

☒ On a un état plan de contrainte car :

- La traverse est générée par une succession de profil 2D
- La charge est appliquée uniformément dans le plan.

☒ La masse de la plateforme est négligée, car son poids est faible devant la masse du Bulldozer.

☒ La longueur est plus grande qu'au dimension transversal, on néglige donc le cisaillement transverse.

☒ On fait un analyse 2D car le support est généré par une succession de profil 2D.



- **Résultats anticipés :**

- ✗ Sous la charge de la bull la plateforme sera fléchi vers le bas aux endroits des positions des vérins.
- ✗ Dans les zones encastées il y aura une concentration de contrainte, les déplacements et les rotations doivent être nuls.
- ✗ Dans les zones fléchis les fibres supérieures doivent être en compression et les fibres inférieures en traction.

- **Planification du modèle :**

**Type de problème :**

- ✗ On fera une analyse statique afin de calculer les déplacements et les contraintes.
- ✗ Pour notre cas on va travailler avec l'état plan de contrainte afin de réduire le problème de 3D en 2D et diminuer le temps de calcul.

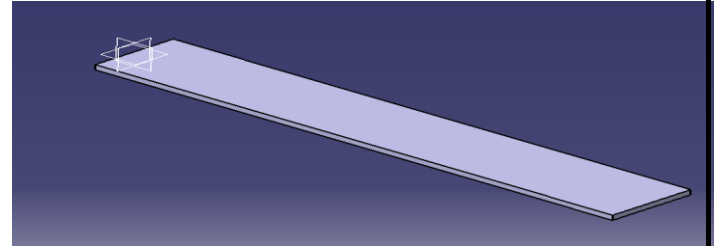
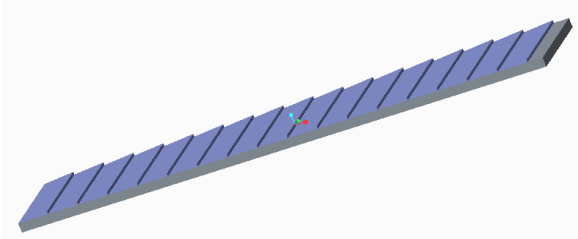
**Modèle Géométrique :**

Le modèle géométrique qui sera utilisé pour simuler la plateforme est un rectangle, de longueur  $L=4\text{ m}$ , de largeur  $b=1\text{ m}$  et de hauteur 'a' qu'on va calculer à l'aide de l'équation (3.17).

Le tableau suivant donne les différentes valeurs de l'épaisseur  $a$  :  $\delta_m = 5\text{ mm}$

Les matériaux	E(GPa)	a (mm)
Fonte ductile	165	90
Acier à basse teneur en carbone	210	80

Tableau Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..14 : calcul du côté a de la plateforme



### Maillage :

Pour le maillage nous utilisons des éléments finis 2D quadrangles de type parabolique, les raisons de choix des éléments sont :

☒ Des éléments 2D : analyse 2D en état plan de contrainte.

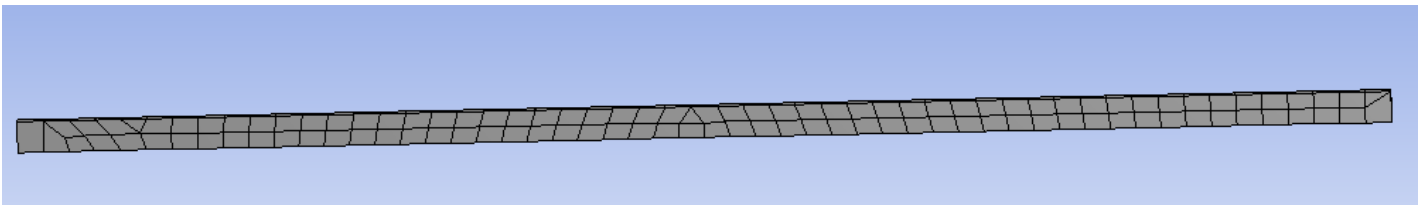
**Figure** Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..15 : **Modèle géométrique de la plateforme**

☒ Des éléments quadrangles :

- Forme rectangulaire du modèle géométrique
- Converge mieux que triangle.

☒ Des éléments paraboliques :

- Flexion plane.



**Figure** Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..16 : **maillage 2D de la plateforme**

- Représente mieux la flèche

### Propriétés physiques des éléments :

La seule propriété physique que nous avons c'est la largeur de la plateforme.

### Conditions aux limites :





Les conditions cinématiques : nous avons trois zones encastrees aux endroits de fixation des vérins, mentionnées sur la figure.

Pour le chargement : la force  $F=600000$  N dû à la charge du bulls, répartie niveau de la ligne rouge

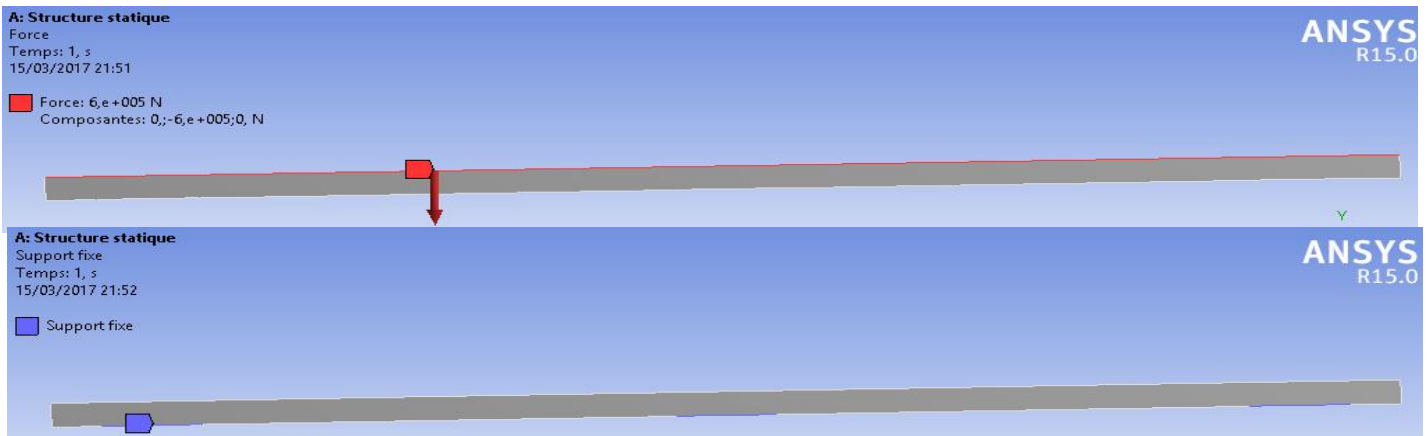


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..17 : conditions aux limites de la plateforme mentionné sur la figure :

### Résultats numériques :

Dans la figure ci-dessous nous constatons que :

- ✗ La plateforme fléchit vers le bas aux endroits des positions des vérins.
- ✗ Dans Les zones encastrees il y a une concentration de contrainte.
- ✗ Dans les zones fléchis les fibres supérieures sont en compression et les fibres inférieurs en traction.

Les résultats obtenus par le premier modèle élément fini sont confondus avec les résultats qualitatifs

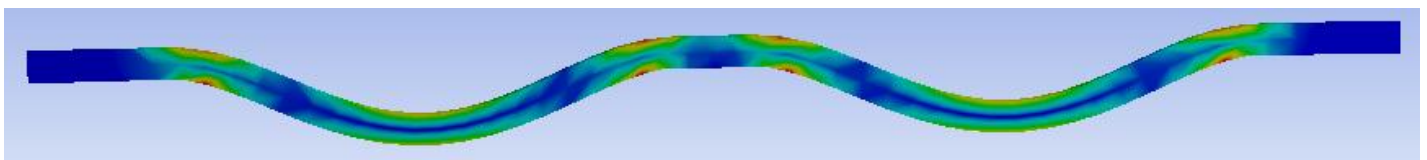


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..18 : résultat premier maillage anticipés.

### Raffinement du maillage :



D'après le résultat du premier maillage nous constatons qu'on a une concentration du contrainte au niveau des zones encastrées, ce qui nécessite de faire un raffinement local au niveau de cette zone (voir figure suivant), et refaire l'analyse pour les deux matériaux qu'on a trouvé :

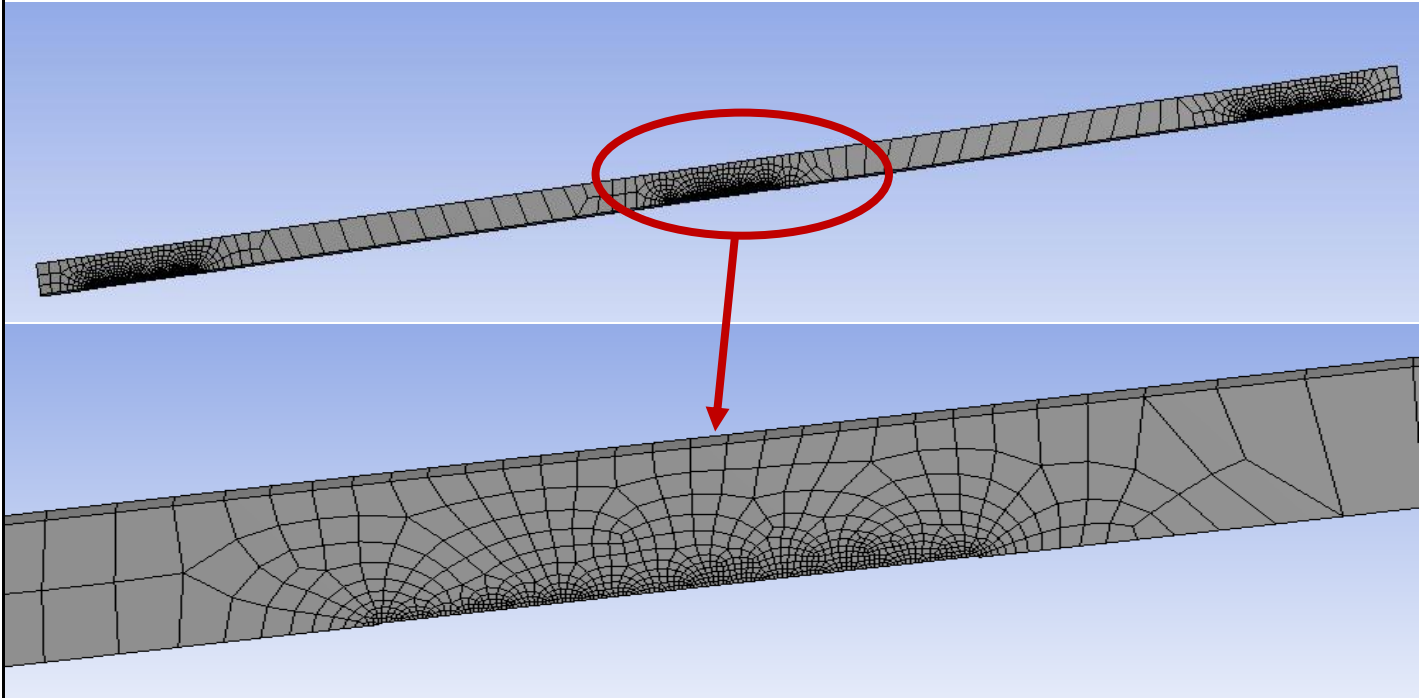


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..19 : raffinement locale du maillage

### Résultats :

Les résultats pour le nouveau maillage, concernant la répartition du champ de contrainte, déplacement et facteur de sécurité sont donnés dans les figures suivantes :

☒ Résultat Acier à basse teneur en carbone :



**A: Structure statique**

Déplacement total  
Type: Déplacement total  
Unité: mm  
Temps: 1  
15/03/2017 20:41

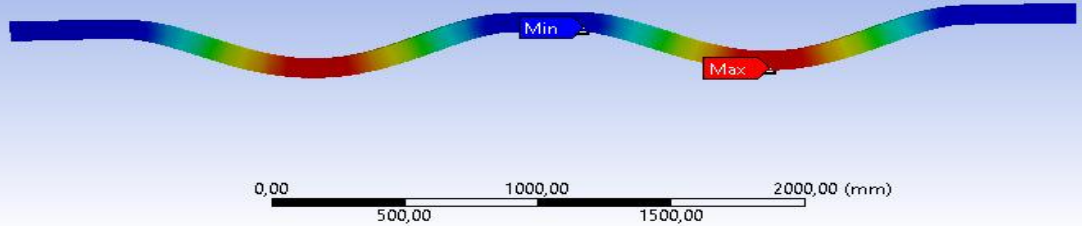
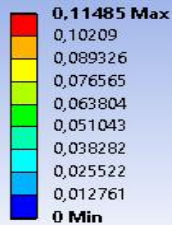


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..20 : le champ de déplacement après raffinement du maillage pour l'acier.

Le déplacement maximum est 0,11485 mm

**A: Structure statique**

Contrainte équivalente  
Type: Contrainte équivalente (Von-Mises) - Dessus/Dessous  
Unité: MPa  
Temps: 1  
15/03/2017 20:54

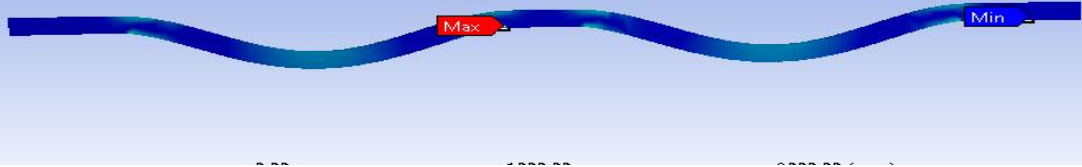


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..21 : le champ de contraintes après raffinement du maillage pour l'acier.

La contrainte équivalente de Van Mises maximal est  $\sigma_{eqmax} = 47.296 \text{ MPa}$ .

Le facteur de sécurité est :

$$FS = \frac{S_y}{\sigma_{eqmax}}$$

(Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..9)

A.N.  $FS = \frac{500}{47.296} = 10.57$

Résultat pour la fonte ductile :

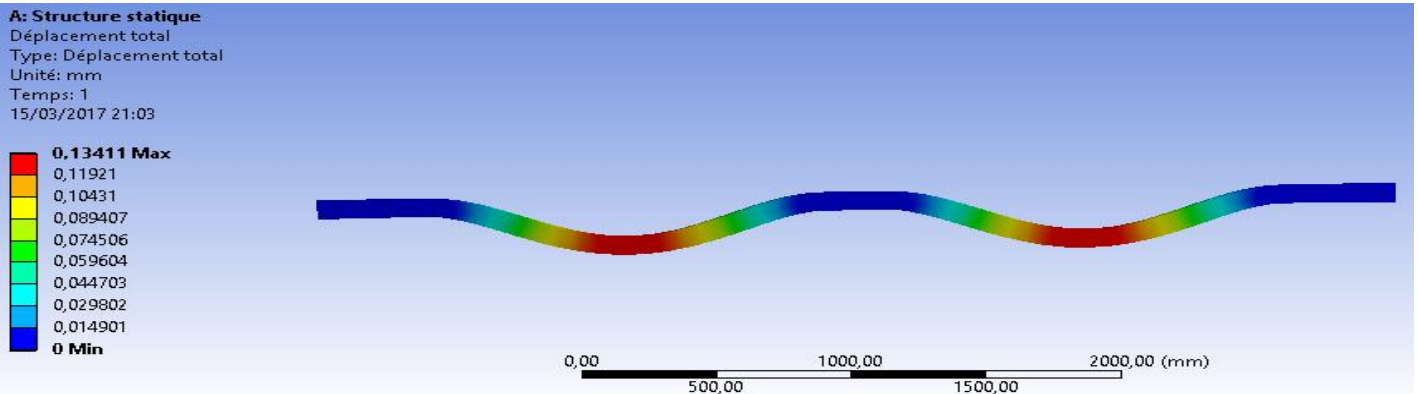


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..22 : le champ de déplacement après raffinement du maillage pour la fonte ductile

Le déplacement maximum est 0.13411 mm

La contrainte équivalente de Van Mises maximal est  $\sigma_{eqmax} = 47.248 \text{ MPa}$ .

Le facteur de sécurité est  $FS = \frac{331}{47.248} = 7$ .

D'après ces résultats nous constatons que les deux matériaux, la fonte ductile et l'acier à basse teneur, sont convenables à notre structure, puisque les facteurs de sécurité sont supérieurs à 1 et les déplacements maximums sont faibles. Donc pour les deux matériaux notre structure va se déformer qu'élastiquement, mais si nous résonnons sur d'autres caractéristiques qui sont données dans le *Tableau III.3* et *l'annexe 2*, on peut choisir la fonte ductile en termes de résistance aux

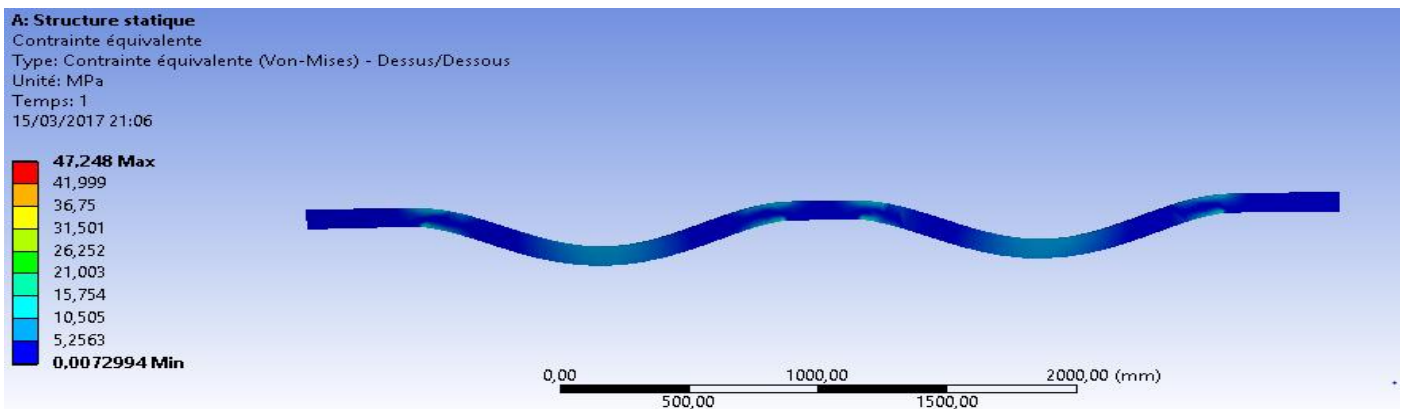


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..23 : le champ de contraintes après raffinement du maillage pour la fonte ductile



chocs, prix et usinabilité.

Caractéristiques /matériaux	Fonte ductile	Aciers faiblement
Prix (€/kg)	0.47	0.655
Résistance aux chocs	Bonne	Bonne
Usinabilité	oui	oui
Soudabilité	non	oui
Exemple d'application	Carter, chape de liaison, bras de suspension, vilebrequins, arbres de transmission.	Roulement, engrenage, ressort ...

Tableau Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..15 : caractéristiques matériaux.

### Amélioration de la conception de la plateforme :

L'amélioration que nous avons fait consiste à faire des trous, afin de gagné la matière donc une diminution de la masse et enfin un gain de cout .la figure suivant montre la nouvelle plateforme.

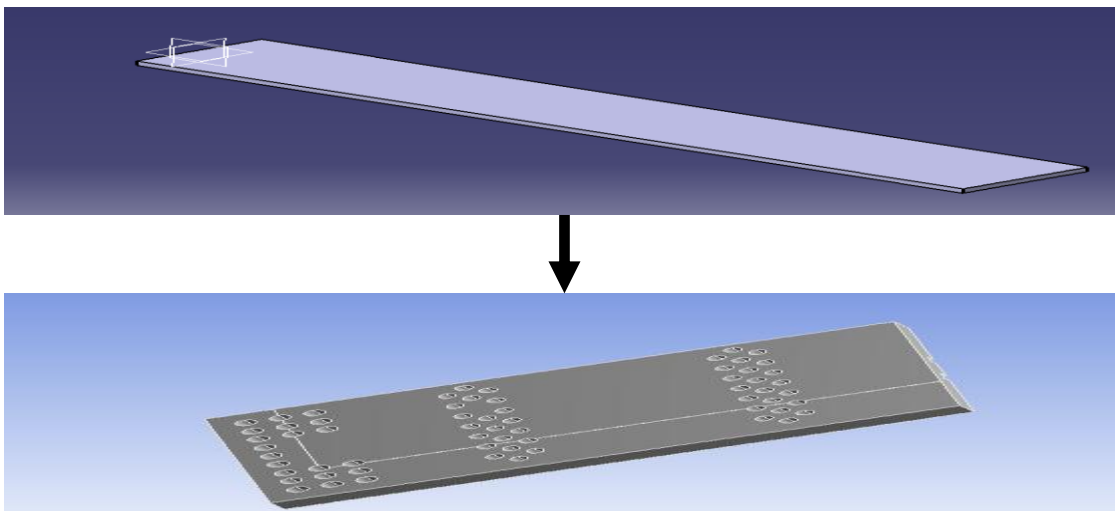


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..24 : Modélisation 3D de la 1/4 plateforme améliorée

En  
refaire

les mêmes analyses précédent, mais cette fois avec la structure en 3 dimensions, en tenant compte la symétrie par rapport aux chargements et conditions aux limites.



Le maillage que nous avons adopté sont des éléments finis solid de type tétraédrique, la figure

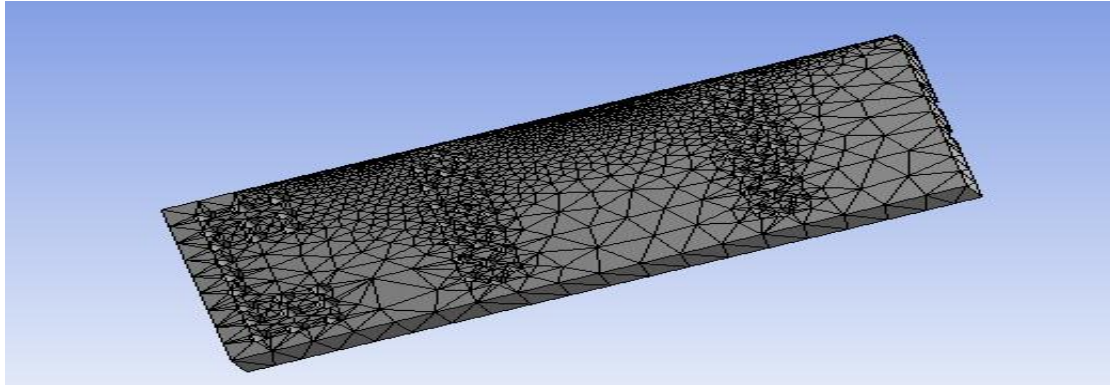
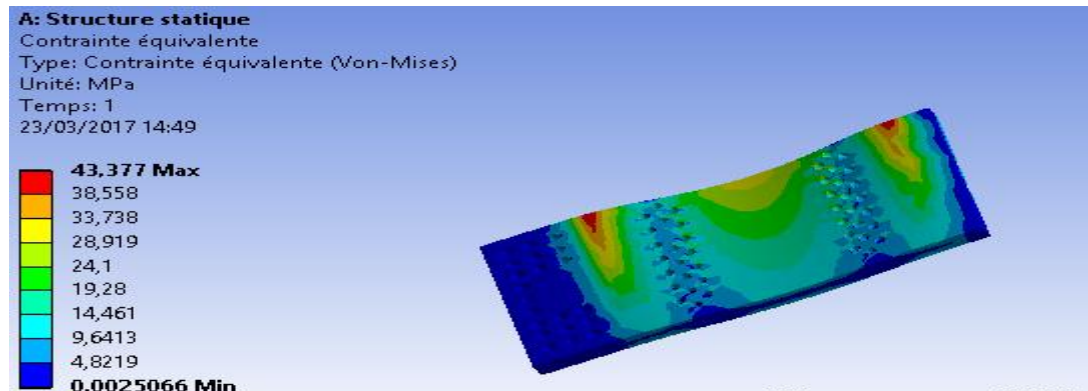


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..25 : maillage de la plateforme suivant montre la structure maillée :

Les résultats trouvés pour les champs de contraintes de VAN MISES et de déplacements sont :

La



contrainte max : 43.37 MPa

Le

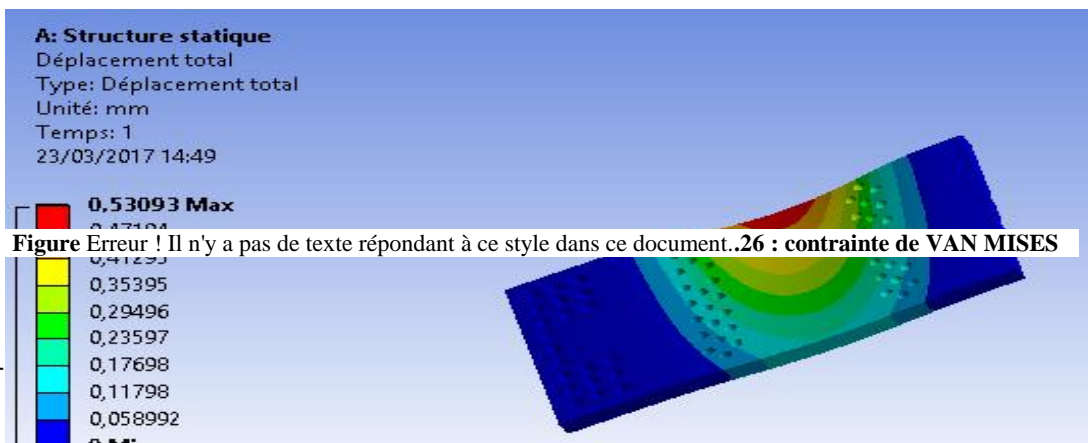


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..26 : contrainte de VAN MISES

Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..27 : le déplacement maximal





déplacement max : 0.53 mm

### **Dimensionnement des semelles de fondation :**

Le but de cette partie est de dimensionner les fondations qui supportent les vérins, les plateformes et les charges du bulldozer, Nous étudierons dans cette phase :

- ✎ Dimensionnement de la semelle.
- ✎ Dimensionnement des armatures de la semelle.

### **Définition d'une fondation :**

Une fondation se définit comme la partie d'un bâtiment ou d'un ouvrage de travaux publics qui assure la transmission dans le sol des charges (poids propre, forces climatiques, sismiques et charges d'exploitation) de celui-ci. Suivant la capacité portante du sol, l'environnement de l'ouvrage à fonder, les forces mises en jeu et les tassements admissibles, le constructeur choisira une solution du type fondation superficielle, semi-profonde ou profonde, qui diffèrent par leur niveau de fondation, leur géométrie et leur fonctionnement. La plus reconnue est la fondation superficielle.

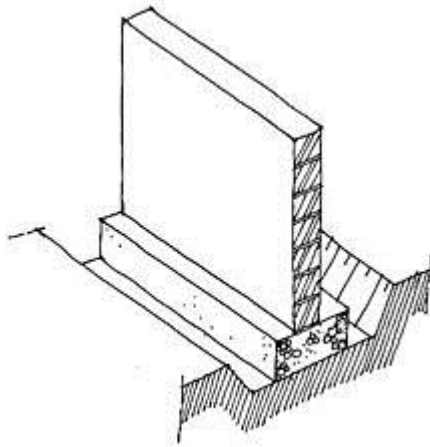
### **La fondation superficielle :**

Selon la structure qu'elles supportent, les fondations superficielles peuvent porter différents noms :

- ✎ On parlera de plots de fondation ou semelles isolées si elles se trouvent sous un pilier ou un poteau . Semelles isolées dont les dimensions en plan B et L sont toutes deux au plus de quelques mètres ; cette catégorie inclut les semelles carrées ( $B / L = 1$ ) et les semelles circulaires (de diamètre B) ;
- ✎ On parlera de semelles filantes ou linéaires si elles supportent un voile ou un mur. Généralement de largeur B modeste (au plus quelques mètres) et de grande longueur L ( $L / B > 10$  pour fixer les idées) ;
- ✎ On parlera de radier si elles forment une dalle posée sur le sol (par exemple comme plancher de sous-sol) de dimensions B et L importantes ;



Pour  
cas



notre  
on va

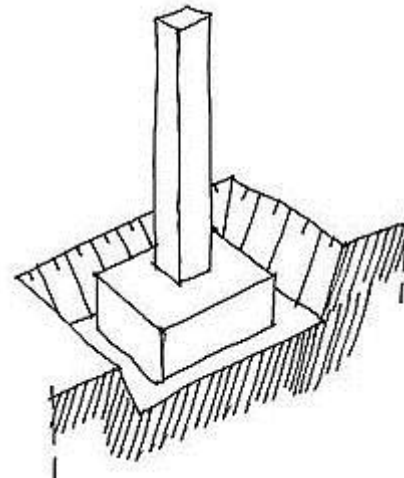


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document. dimensionner la fondation en semelle isolée soumise à une charge centrée.

Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte

### Géométrie :

La semelle considérée est carrée de 0.9 m de côté fondée à une profondeur de 0.2 m. elle supporte un vérin de section circulaire de diamètre 0.42 m.

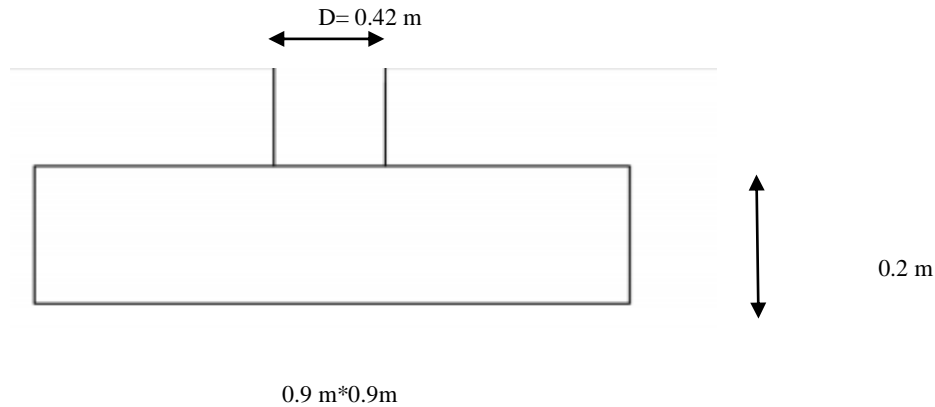


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..30 : géométrie de la semelle

### Matériaux :

D'après CCTP, page 55/159, le béton de classe C25/30 est utilisé pour les semelles de fondations, Les propriétés mécaniques principales de ce type de béton armé sont données dans le *Tableau1 annexe 3*.





### Conditions d'exploitation :

- Action permanentes :

Les actions permanentes appliquées sur l'ouvrage peuvent citer comme suivant :

-Poids propre de structure : Poids propre des structures telles qu'elles sont définies par la charge volumique moyenne  $G$  du béton armé, le tableau 2 annexe 3 donne la valeur de  $G$  pour notre cas :

$$G = 25KN/m^3.$$

-Poids du vérin : une charge concentrée de 400 kg appliquée au poids du vérin.

- Actions variables :

-La charge de la bulle sur chaque vérin : 30 tonnes.

### Prédimensionnement de la semelle :

- Détermination des dimensions de la semelle :

La charge de service de la fondation se calcul par la formule suivante :

$$N_s = G + Q$$

(Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..10)

Avec :  $G$  : la charge permanente.

$Q$  : la charge d'exploitation.

Pour cette structure on a  $Q = 8.05$  KN et  $G = 300$  KN.

A.N:  $N_s = 308.05$  KN.

Or

$$S = \frac{N_{ser}}{\sigma_{sol}}$$

(Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..10)



document..11)

Avec :  $\sigma_{sol}$  : la contrainte du sol (0,4 MPa).

Donc

$$A = \sqrt{\frac{a}{b}} S$$

(Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..12)

$$B = \sqrt{\frac{b}{a}} S$$

(Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..13)

Avec : A : longueur de la semelle.

B : largeur de la semelle.

A.N : A=B=0.9 m

La condition de rigidité

$$d \geq \frac{A - a}{4}$$

(Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..14)

Alors  $d \geq 12 \text{ cm}$

Donc on prend  $d=15 \text{ cm}$ .

La hauteur de la semelle se détermine par :

$$h = d + e$$

(Erreur ! Il n'y a pas



de texte répondant  
à ce style dans ce  
document..15)

Avec :  $e=5$  cm : l'enrobage.

Ainsi  $h=20$  cm.

### Calcul du ferrailage :

Les éléments étudiés sont exposés aux intempéries ou à des condensations, ou peuvent être alternativement noyés et émergés en eau douce, donc la fissuration est préjudiciable.

La contrainte de traction des armatures

$$\sigma_a = \min\left(\frac{3}{2}f_e, 110\sqrt{\alpha \cdot f_t}\right)$$

(Erreur ! Il n'y a pas  
de texte répondant  
à ce style dans ce  
document..16)

Avec :

$f_e$  : désigne la limite élastique des aciers utilisés.

$f_t$  : la résistance caractéristique à la traction du béton exprimée en MPa.

$\alpha$  : coefficient de fissuration qui vaut :

- ☒ 1,0 pour les ronds lisses y compris les treillis soudés formés de fils tréfilés lisses.
- ☒ 1,6 pour les armatures à haute adhérence.

$$f_e = 0.06 * f_{c28} + 0.6$$

(Erreur ! Il n'y a pas  
de texte répondant  
à ce style dans ce



document..17)

Donc  $\sigma_a = 201.63 \text{ MPa}$ .

On calcul la section des aciers dans les deux sens de la semelle par la formule suivante :

$$S = \frac{N_u \cdot (A - a)}{8 \cdot d \cdot \sigma_a}$$

(Erreur ! Il n'y a pas  
de texte répondant  
à ce style dans ce  
document..18)

Avec :

- ✂ Nu : Effort normal amené par la structure en daN ( $N_u=487.7\text{N}$ )
- ✂ A : Coté de la semelle ( $A=B=90 \text{ cm}$ )
- ✂ a : Coté du poteau ( $a=b=42 \text{ cm}$ ).
- ✂ d : hauteur de la semelle sans l'enrobage des aciers (20cm)
- ✂  $\sigma_a$ : La contrainte de traction des armatures

Donc  $S=9.67 \text{ cm}^2$ .

D'après *tableau 3 annexe 3*, On choisit  $n=5$  barreaux de diamètre  $d=16 \text{ mm}$ .

La longueur d'armature est :

$$l = A - 2 * e$$

(Erreur ! Il n'y a pas  
de texte répondant  
à ce style dans ce  
document..19)

Donc  $l=80 \text{ cm}$

La distance entre les barreaux est



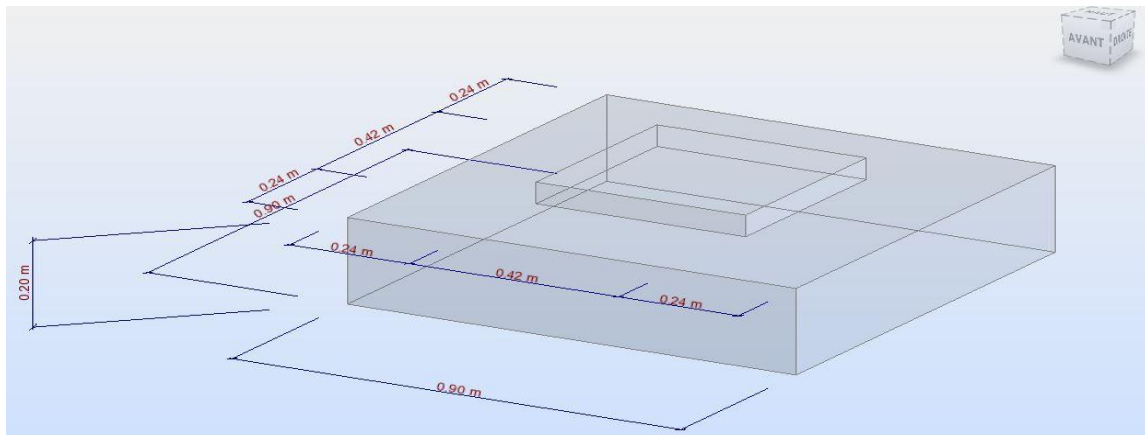
$$g = \frac{l - \frac{d}{10}n}{n - 1}$$

(Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..20)

A.N :  $g=18$  cm.

### Modélisation de la semelle par un logiciel :

Nous avons adapté le logiciel de calcul de structure ROBOT STRUCTURAL ANALYSYS, pour modéliser la semelle et effectuer le calcul des armatures inférieur et supérieur, la figure suivant



mo  
ntre  
la  
mo  
déli  
sati  
on  
de  
la  
se

melle sous le logiciel.

### Résultat :

✚ Pour les armatures :

Aci  
ers  
infé  
rieu  
rs :  
Aci  
ers

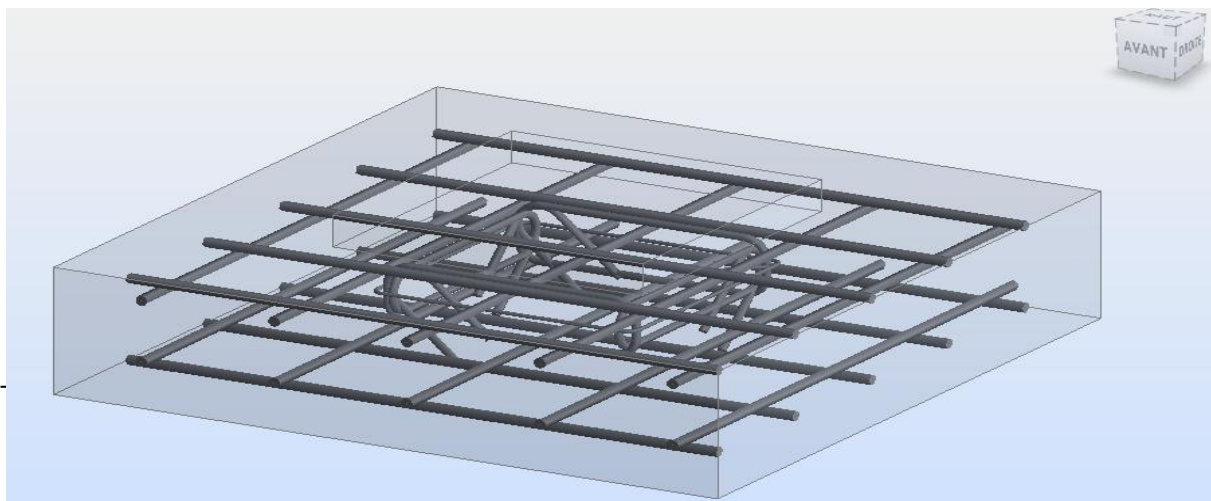


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..32 : les armatures supérieures et inférieurs de la semelle.





(Mvt de translation)

Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..34 : vérin hydraulique double effet

### Dimensionnement des vérins :

Les tiges du vérin en compression sont des poutres soumises au flambage (ou flambement). En effet ce sont des cylindres dont l'élanement est important (grande longueur et section modérée), qui, lorsqu'ils sont soumis à une sollicitation de compression, apparaissent des risques de déformation brutale en flexion.

Pour dimensionner les vérins, nous avons besoins des donnés suivant :

- Efforts exercés : la force exercée sur chaque vérin est :

$$F = \text{Max} (R, R_c) = \text{Max} \left( \frac{P \cdot L}{4}, \frac{PL}{2} \right) = 30000 \text{ daN.}$$

(Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..21)

- Course à parcourir par la tige : la course souhaitée pour avoir la hauteur désiré est  **$C = 900 \text{ mm}$**
- Type de fixation : bride ronde sur fond.

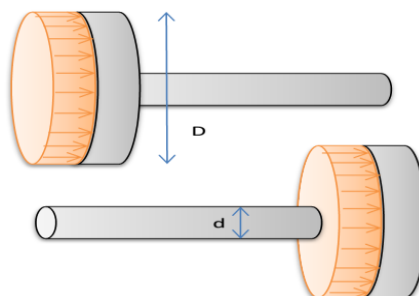
- Par le calcul :

Il faut déterminer le diamètre  $d$  de la tige de façon à

Ce qu'il résiste au flambement. On calcul la charge

Critique d'Euler ; donnée par l'expression suivante :

$$F_c = \frac{\pi^2 EI}{L_f^2}$$



(Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..22)

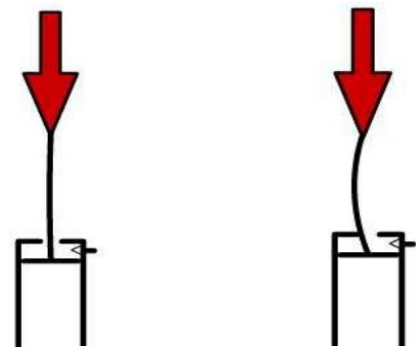


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..35 : flambement de la tige



Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte  
répondant à ce style dans ce document..36 :

diamètre tige et piston

✎ E : module d'Young du matériau de la tige  $E=210 \text{ GPa}$  pour les aciers.

✎ I : Moment quadratique,

✎ d (diamètre de la tige).

✎  $L_f$  : Longueur libre de flambage, elle dépend de la course et du mode de fixation du vérin.

$$L_f = K * C$$

(Erreur ! Il n'y a pas  
de texte répondant  
à ce style dans ce  
document..23)

Avec :

K : coefficient dépend de type de montage.

C : la course.

Selon (Tableau 1 annexe 4) on trouve  $K=1,5$ . Donc  $L_f = 1350 \text{ mm}$ .

La condition de résistance au flambement est

$$F_C > s \cdot F$$

(Erreur ! Il n'y a pas  
de texte répondant  
à ce style dans ce  
document..24)

On obtient

$$d > \left( \frac{64 * s * F * L_f^2}{\pi^3 * E} \right)^{\frac{1}{4}}$$

(Erreur ! Il n'y a pas  
de texte répondant  
à ce style dans ce  
document..25)

Le coefficient de sécurité pour le flambage recommandé par les constructeurs est 4.

Donc le diamètre minimal de la tige est :  $d > 68.09 \text{ mm}$ .

- **Par l'utilisation des abaques :**

On utilise l'abaque (ANNEXE3) on place le point de coordonnées [ $L_f$  (mm),  $F$ (daN)] et le diamètre à prendre sera le  $\emptyset$  standard juste au-dessus. Dans notre cas on place sur l'abaque le pt





[1350 mm, 30000daN], on trouve le diamètre entre  $\varnothing$  70 mm et 90 mm, on prend le diamètre standard **d=90 mm**.

- **Détermination du diamètre du piston D :**

D'après l'annexe 2, pour notre cas nous avons trouvé pour un diamètre standard **d=90 mm**, deux diamètres du piston  **$D_1 = 125 \text{ mm}$**  et  **$D_2 = 160 \text{ mm}$** , Les critères de choix des deux vérins sont : Encombrement – la pression – le prix.

- **Calculons la pression à l'entrée du vérin :**

Pour un vérin réel, donc il y a du frottement, l'effort réel développé sera plus faible. Pour tenir compte de ces frottements on introduit le redressement du vérin (rendement du vérin)  $\eta_{Ve}$ ,  $0,85 \leq \eta_{Ve} \leq 0,95$ .

Pour un rendement  $\eta_{Ve} = 0.9$  :

La pression à l'entrée du vérin se calcule par la formule suivante :

$$P_{ei} = \frac{F}{S_e * \eta_{Ve}} = \frac{4 * F}{\pi * D_i^2 * 0.9}$$

(Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..26)

Pour le premier vérin :  **$P_{e1} = 271.62 \text{ bar}$** .

Pour le deuxième vérin :  **$P_{e2} = 165.78 \text{ bar}$** .

La pompe doit avoir une pression maximale admissible supérieure à **271.62 bar** pour le premier et supérieure à **165.78 bar** pour le second.

- **La pression à la sortie de la pompe :**

On a toujours des pertes de charge entre la sortie de la pompe et l'entrée du vérin (perte dans les conditions et dans les organes de distribution et régulation), donc on prend en considération la perte de charge égale (10 à 15%).

D'où les pressions deviennent :

$$P'_i = P_{ei} + P_{ei} * 0.15$$

(Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..26)



document..27)

Pour le premier vérin :  $P_1' = 312.36 \text{ bar}$  .

Pour le deuxième vérin :  $P_2' = 190.64 \text{ bar}$  .

Pour augmenter la durée de vie de la pompe, il faut que la pompe ne fonctionne pas en charge donc il faut que la pression maximale de la pompe doive être supérieure à la pression de service c.à.d. il faut choisir la pompe tel que :

$$P_{max} = P_{service} + P_{service} * 0.15$$

(Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..28)

Prenons une pompe qui génère une pression maxi  $P_{max} = 350 \text{ bar}$  .

- ✗ Pour le premier vérin, la pompe va travailler en régime légèrement forcé d'où une durée de vie réduite. (Usure)
- ✗ Pour le deuxième vérin, la pompe ne sera pas trop sollicitée ce qui implique le meilleur choix.

- **Détermination du débit du vérin :**

Le vérin que nous avons est (**d=90 mm** et **D=160 mm**).

Pour un temps de levage  $20 \text{ s} \leq t \leq 30 \text{ s}$  et une course  $C=900\text{mm}$ , on calcul une vitesse moyenne de la tige de à l'aller-retour :  $0.03 \text{ m/s} \leq v \leq 0.045 \text{ m/s}$ .

Débit nécessaire à l'aller :

$$Q = \frac{\pi}{4} D^2 * v$$

(Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..29)

$$36 \text{ l/min} \leq Q \leq 54 \text{ l/min}$$

Débit nécessaire au retour :



$$Q' = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) * v$$

(Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..30)

$$24 \text{ l/min} \leq Q' \leq 37 \text{ l/min}$$

- **Distance d'amortissement :**

Le tableau ci-dessous indique pour chaque diamètre du piston D, les distances d'amortissement des deux côtés du vérin, pour notre cas d'étude :

Pour D=160 mm, nous avons pour côté tête et Fond une distance de 33 mm.

Ø AL mm	40	50	63	80	100	125	140	160	180	200	220	250	280	320
côté tête	21	20	23	25	25	25	33	33	37	37	76	81	86	90
côté fond	21	20	23	25	25	25	33	33	37	37	76	81	86	90

Tableau Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..16 : Distance d'amortissement

- **Type de raccordement :** D'après le catalogue de constructeur, le raccordement par bride est le type le mieux adapté à notre cas.

Pour D=160 mm :

$$d_1 = M14 .$$

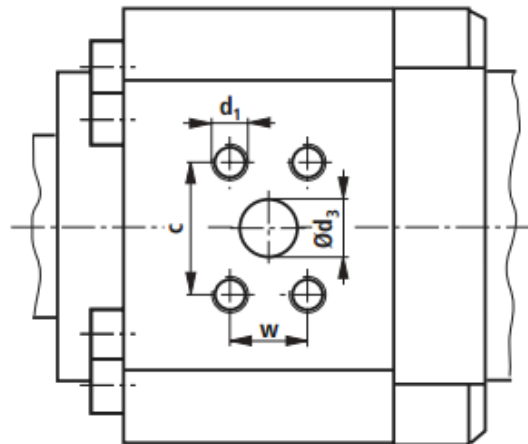
$$d_3 = 32 \text{ mm}.$$

$$w \pm 0.25 = 31.8 \text{ mm}.$$

$$c \pm 0.25 = 66.6 \text{ mm}.$$

Pression de service max  $P_{max} = 400 \text{ bar}$  .

Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..37 : cotation des raccordements



## Dimensionnement de la centrale hydraulique :

### Définition d'une centrale hydraulique :

La centrale hydraulique (*appelé aussi groupe hydraulique*) est un générateur de débit et pas de pression. La pression augmente lorsqu'il y a résistance à l'écoulement. Elle est Constituée essentiellement d'un réservoir d'huile, d'un moteur et d'une pompe et d'un système de filtration.



- ✎ *Réservoir* : il permet le stockage de l'huile, protection contre des éléments qui peuvent le polluer, et le refroidissement ;
- ✎ *Système de filtration* : il est utilisé pour éliminer les impuretés et les particules solides du fluide ;
- ✎ *Pompe* : sa fonction consiste à : - Générer un débit de liquide - Mettre sous pression l'huile sous forme d'énergie hydraulique.

Une centrale hydraulique doit contenir aussi d'autres composants (*filtre, limiteur de pression, manomètre, ...*).

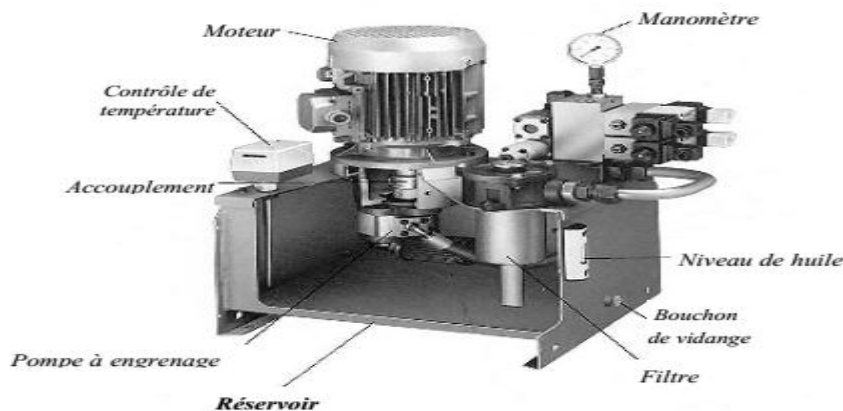


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..38 : exemple d'une centrale hydraulique

### Détermination de la pompe hydraulique :

La pression maximale retenue est de **190.64 bar** pour chaque vérin, à laquelle s'ajoutent les pertes de charge du circuit. Et pour augmenter la durée de vie de la pompe, il faut que la pompe ne fonctionne pas en charge donc on fixe la pression sur **250 bars**. Le débit le plus élevé pour chaque vérin est **54 l/mn**.

Pour **6** vérin il faut que la pompe choisie génère un débit max de **324 l/mn** avec la pression maximal de **250 bars**.

Pour un moteur électrique tournant à 3000 tr/mn, il faut une pompe de cylindrée :

$$C_y = \frac{Q}{N}$$

(Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant



à ce style dans ce document..31)

Pour  $Q_{max} = 324 \text{ l/min}$   $Cy = \frac{324000}{3000} = 108 \text{ cm}^3$

Sur le catalogue du constructeur (Bosch) , nous avons trouvé que la pompe à engrenage à denture intérieur est celles qui peuvent répondre à nous exigence , de cylindrée **125 cm<sup>3</sup>** et à travers cette valeur on va essayer de déterminer les différentes caractéristiques de la pompe.

Le débit en fonction de pression de service

Moyennes de courbes pour les cylindrées 5 (mesurées à  $n = 1450 \text{ min}^{-1}$ ;  $v = 46 \text{ mm}^2/\text{s}$  et  $\vartheta = 40 \text{ °C}$ )

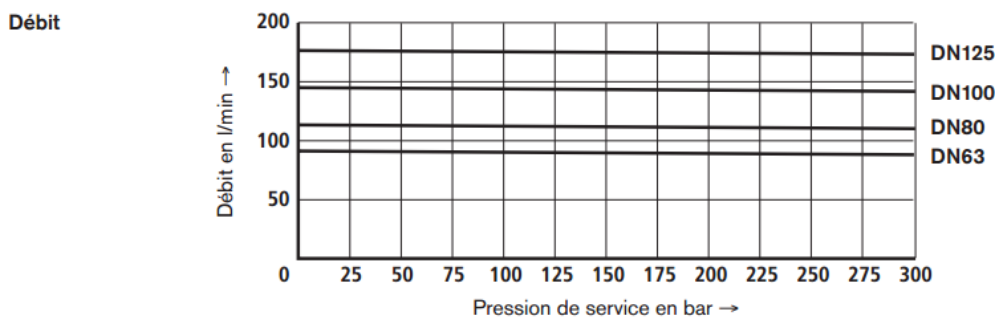


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..39 : courbes caractéristiques D=f(P) :

Puissance d'entraînement en fonction de pression de service :

A 190 bars et une vitesse de rotation 3000tr/min on a :

- ✚ Le débit théorique :  $Q_{th} = \frac{3000 \text{ tr/min} \cdot 175 \text{ l/min}}{1500 \text{ tr/min}} = 350 \text{ l/min}$ .
- ✚ La puissance d'entraînement :  $P_m = 70 \text{ kW}$ .
- ✚ Le couple :

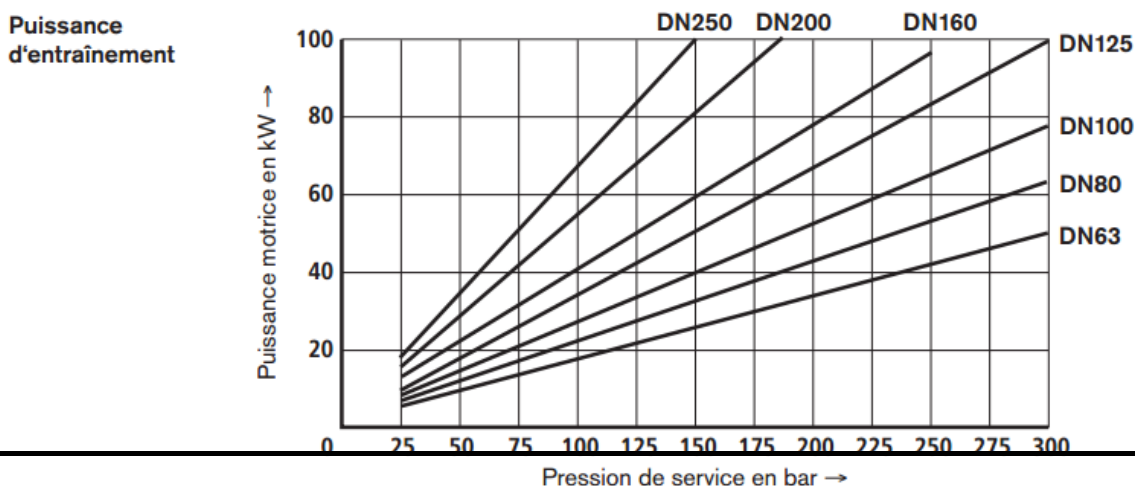


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..40 : Courbes caractéristiques de Pm=f(P)



$$C = \frac{P_m}{N}$$

(Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..32)

$$A.N : C = 223 Nm.$$

Les formules suivantes présentent des facteurs de conversion nécessaire à l'emploi des unités de mesure utilisées dans la pratique.

Détermination du rendement volumétrique :

$$\eta_{vol} = \frac{Q_{réel}}{Q_{thé}} = \frac{Q}{Cyl. N} * 10^5$$

(Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..33)

$$A.N : \eta_{vol} = 93.3 \%$$

Détermination du débit réel :

$$Q_{réel} = Q_{théo} \cdot \eta_{vol}$$

(Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..34)

$$Q_{réel} = 326 \text{ l/min.}$$

### L'huile hydraulique :

Le fluide hydraulique correspond à cette pompe est ISO VG 46 DIN 51519 à basse d'huile minérale conforme à DIN/ISO sa viscosité moyenne à  $t= 40 \text{ }^\circ\text{C}$  est 46 cst. Donné dans le *tableau 2 annexe 5*.

### Système de filtration :

Les polluants présents dans un circuit occasionnent des dommages et/ou une usure prématurée des composants. Ces polluants peuvent être de deux types :

- Solides : les particules d'usure venant des composants et les particules venant de l'extérieur.
- Solubles (non solides) : Eau, Gommages, boues...

Donc il faut utiliser un système de filtration pour notre système. Le but est évidemment de trouver le filtre le plus économique en tenant compte de la durée de vie de l'ensemble de



l'installation. Avant d'effectuer le choix favorable des filtres il d'abord connaître leurs positions dans le circuit.

### Positions des filtres dans l'installation :

Il y a plusieurs possibilités d'installer les filtres dans les circuits hydrauliques comme la

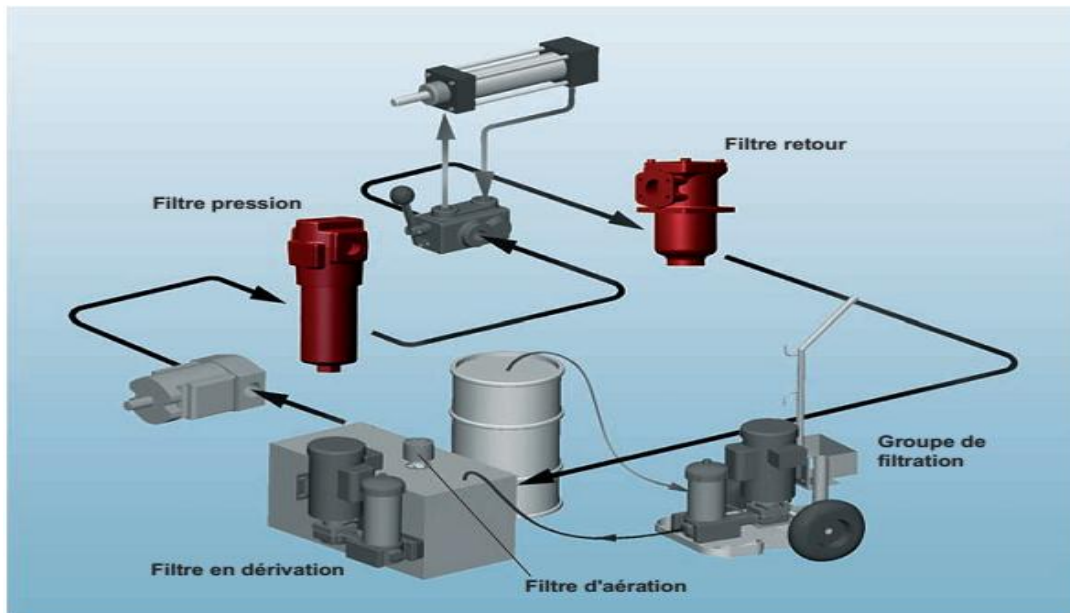


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..41 : positions des filtres dans un circuit hydraulique

Figure I  
II.34 m

ontre. Il est possible de combiner plusieurs de ces possibilités.

### Sélection de la filtration hydraulique :

Le processus de sélection des filtres passe par les étapes suivant

#### Etape 1 : Déterminer le niveau de propreté désiré :

Lors de la sélection de la filtration hydraulique, vous devez toujours déterminer quel est le composant le plus sensible du système, puis sélectionner le niveau de propreté de la filtration, ou le niveau de micron, pour ce composant. Vous trouverez ci-dessous un tableau simple pour vous aider à déterminer ce que votre code ISO devrait être pour vos composants les plus critiques.





<b>Vickers Recommended Cleanliness Code Chart</b>			
<b>PUMPS</b>			
<b>Pressure</b>	<b>&lt; 2000 PSI &lt; 140 Bar</b>	<b>&lt; 3000 PSI 210 Bar</b>	<b>&lt; 3000 PSI &gt; 210 Bar</b>
Fixed Gear	20/18/15	19/17/15	18/16/13
Fixed Vane	20/18/15	19/17/14	18/16/13
Fixed Piston	19/17/15	18/16/14	17/15/13
Variable Vane	19/17/15	18/16/14	17/15/13
Variable Piston	18/16/14	17/15/13	16/14/12
<b>VALVES</b>			
<b>Pressure</b>		<b>3000 PSI 210 Bar</b>	<b>&gt; 3000 PSI &gt; 210 Bar</b>
Directional (solenoid)		20/18/15	19/17/14
Pressure (modulating)		19/17/14	19/17/14
Flow Controls (standard)		19/17/14	19/17/14
Check Valves		20/18/15	20/18/15
Cartridge Valves		20/18/15	19/17/14
Screw-in Valves		18/16/13	17/15/12
Prefill Valves		20/18/15	19/17/14
Load-sensing Directional Valves		18/16/14	17/15/13
Hydraulic Remote Controls		18/16/13	17/15/12
Proportional Directional (throttle) Valves		18/16/13	17/15/12*
Proportional Pressure Controls		18/16/13	17/15/12*
Proportional Cartridge Valves		18/16/13	17/15/12*
Proportional Screw-in Valves		18/16/13	17/15/12
Servo Valves		16/14/11*	15/13/10*
<b>ACTUATORS</b>			
<b>Pressure</b>	<b>&lt; 2000 PSI &lt; 140 Bar</b>	<b>3000 PSI 210 Bar</b>	<b>&gt; 3000 PSI &gt; 210 Bar</b>
Cylinders	20/18/15	20/18/15	20/18/15
Vane Motors	20/18/15	19/17/14	18/16/13
Axial Piston Motors	19/17/14	18/16/13	17/15/12
Gear Motors	21/19/17	20/18/15	19/17/14
Radial Piston Motors	20/18/14	19/17/15	18/16/13
Swashplate Design Motors	18/16/14	17/15/13	16/14/12
<b>HYDROSTATIC TRANSMISSIONS</b>			
<b>Pressure</b>	<b>&lt; 2000 PSI &lt; 140 Bar</b>	<b>3000 PSI 210 Bar</b>	<b>&gt; 3000 PSI &gt; 210 Bar</b>
Hydrostatic Transmissions (in-loop fluid)	17/15/13	16/14/12*	16/14/11*
<b>BEARINGS</b>			
Ball Bearing Systems	15/13/11*		
Roller Bearing Systems	16/14/12*		
Journal Bearings (high speed)	17/15/13	>400 RPM	
Journal Bearings (low speed)	18/16/14	<400 RPM	
General Industrial Gearboxes	17/15/13		

\*Requires precise sampling practices to verify cleanliness levels.

Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..42 : Code ISO de propreté.

Pour notre cas on a l'équipement critique dans notre circuit c'est la pompe à engrenage, pour une pression >210 bar on a le code ISO : 18/16/13.

## Etape 2 : Sélection du média filtrant :

À l'aide de ce graphique, nous savons maintenant quels sont les niveaux minimaux de propreté ISO que notre système doit maintenir pour fonctionner correctement par le composant que nous sélectionnons dans notre système. Une fois que nous avons déterminé notre code ISO, nous pouvons nous référer aux catalogues du fabricant de votre filtre.

Pour notre cas nous utiliserons Schroeder Industries, qui est considéré comme l'un des leaders de la filtration hydraulique mobile.





**Table 6. Schroeder Element Media Recommendations**

Desired Cleanliness Levels (ISO Code)	Schroeder Media
20/18/15-19/17/14	Z25
19/17/14-18/16/13	Z10
18/16/13-15/13/10	Z5
15/13/10-14/12/9	Z3
14/12/9-13/11/8	Z1

Tableau Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..17 : finesse de filtration de l'élément filtrant

Ce serait un média filtrant **Z5** (5 microns) selon le catalogue de Schroeder.

### Etape 3 : Où filtrer ?

Maintenant que nous avons déterminé le média ou le micron du filtre que nous allons utiliser, ensuite, sélectionnez le type de filtre à utiliser. Par exemple, **filtre de pression**, **filtre d'aspiration** et **filtre de retour**.

Il existe généralement 4 facteurs majeurs dans le positionnement des dispositifs de contrôle de la contamination dans un système hydraulique ou de lubrification pour atteindre le niveau de propreté cible requis.

- ✎ Efficacité initiale du filtre.
- ✎ Efficacité des éléments filtrants sous contrainte du système.
- ✎ Emplacement et dimensionnement des dispositifs de contrôle de la contamination dans le système.
- ✎ Durée de vie des éléments filtrants du système.

Bien que toutes ces balles soient importantes, les fabricants de filtres (Schroeder, Parker, Eaton, Hydac) concevront généralement leurs filtres pour une meilleure efficacité des éléments dans l'industrie, alors nous ne nous concentrerons que sur les deux dernières balises : emplacement et dimensionnement approprié de votre filtre. Lorsque cela se fait correctement, cela vous donnera la meilleure durée de vie de votre système.



Les trois types de filtre ne soient généralement pas nécessaires dans le même système, il est important d'avoir au moins un filtre de pression ou un filtre de ligne de retour dans chaque application pour maintenir le niveau de propreté des fluides requis pour vos composants hydrauliques. Voir ci-dessous un tableau que Eaton (Vickers) a fait pour aider avec votre choix.



### Filter Placements

This chart helps the engineers select the grade of media and the filter placement(s) that will achieve the required target cleanliness. It assumes the system will experience "average" ingress and that maintenance of the system will be consistent with current technology. If in operation the system is running dirtier than expected, corrective actions should be initiated. Suggested corrective actions are:

1. Consider using a finer grade of media.
2. Add a filter to the system.

Target Cleanliness	Full flow pressure line or return line	Full flow pressure line and return line	Pressure or return and recirculating loop at 20% of system volume per minute	Pressure line plus return line plus recirculating loop	Recirculating loop at 20% of system volume per minute	Recirculating loop at 10% of system volume per minute
14/12/10		03	03	03		
15/13/11		03	03	05		
16/14/12	03	05	05	05	03	
17/15/13	03	05	05	05 or 10	03	03
18/16/14	05	10	05 or 10	10	05	03
19/17/15	05 or 10	10	10	10	05 or 10	05

Recommended filter placements for high ingress systems with fixed volume pumps  
 Recommended filter placements for systems with variable volume pumps  
 Recommended filter placements for high ingress systems with variable volume pumps

Note: All systems need a sealed reservoir with 3 micron air filtration.

Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..43 : Emplacement des filtres selon leur code de propreté et l'élément filtrant

Pour notre cas nous avons une filtration multiple :

- + Une filtration en aspiration.
- + Une filtration de pression
- + Une filtration de retour.

#### Etape 4 : Sélection du corps du filtre

Selon les données des étapes précédents et à partir du catalogue du fabricant (annexe 6), nous convergeons vers les choix donnés dans le tableau suivant.

**La perte de charge :**

$$\Delta P_{filter} = \Delta P_{housing} + \Delta P_{element}$$

(Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..35)

<b>Filtre d'aspiration BFT-SKB [ bar]</b>	<b>=0.0048</b>
<b>Filtre de retour : RLT9VZ5 [ bar]</b>	<b>=0.625 +222x(0.08/54.9)x(46/32)</b>



	=1.09
Filtre de pression : [ bar]	= $0.375+324 \times (0.08/54.9) \times (46/32)$
KF50 1KZ5	=0.84

Tableau Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..18 : Perte de charge dans les filtres

## Éléments de circuits : maîtrise des paramètres Pression et Débit

### Maîtrise de Pression :

- **Limiteurs de pression :**

Comme son nom l'indique, ces appareils doivent permettre de limiter la valeur maximale du paramètre Pression dans le circuit. Cette limitation est obtenue en dérivant une partie du fluide de façon à maintenir cette valeur maximale constante.

En conséquence, les limiteurs de pression sont toujours normalement fermés et installés en dérivation sur les circuits à protéger :

- On prélève l'information de pression en amont du limiteur,
- Cette pression est comparée à une valeur limite obtenue par le tarage d'un ressort par exemple.
- Si la pression du circuit dépasse ce seuil, le limiteur s'ouvre pour évacuer une partie du fluide

vers le  
réservoir.

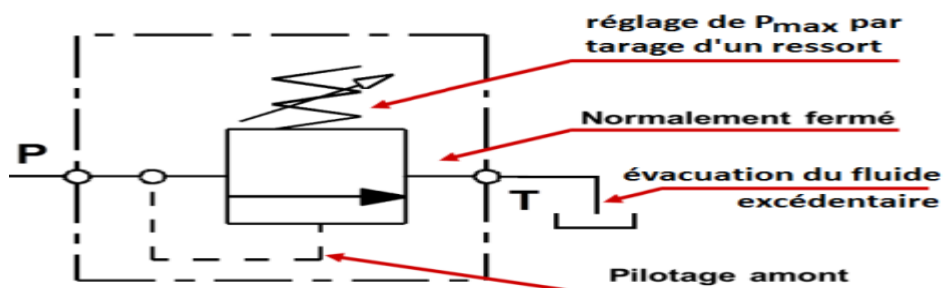


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..44 : Désignation du limiteur de pression

Pour notre cas nous avons besoin d'un limiteur de pression de tarage maximal jusqu'au 250 bar.



• **Soupape d'équilibrage :**

On utilise la soupape d'équilibrage pour créer une résistance permettant de maintenir une charge ou de contrôler le moment du départ de la descente du vérin.

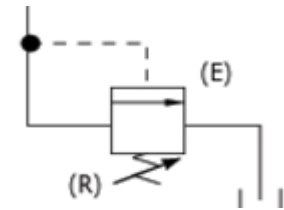


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..45 : soupape d'équilibrage

**Sélection d'une soupape d'équilibrage :** Lors de l'installation d'une soupape d'équilibrage, il faut connaître la valeur de la pression qui est générée à l'intérieur du vérin. Cette pression est générée par la charge qui agit sur la surface effective du vérin.

Les deux critères de base pour le choix de la soupape sont :

- Premier critère la pression de tarage :

$$P = \frac{F}{S} = \frac{300000}{\frac{\pi \cdot (0,16)^2}{4}} = 146 \text{ bar} \quad (3.36)$$

Le ressort R de la soupape doit avoir une capacité de tarage supérieur à 146 bar.

- Deuxième critère le débit : la vitesse de retour du vérin  $0.03 \text{ m/s} \leq v \leq 0.045 \text{ m/s}$

$$Q = \frac{\pi}{4} D^2 * v \quad (3.37)$$

$$36 \text{ l/min} \leq Q \leq 54 \text{ l/min}$$

La soupape doit avoir une débit maximal 54 l/min.

**Choix du distributeur :**

Pour notre cas nous avons besoin d'un distributeur 4/3 avec une Capacité Nominale de 324 l/min et une pression maximale de 250 bar, avec commande électrique de tension 12 v. Les catalogues de constructeur (Bosch), nous donne la référence de commande suivant pour le distributeur NG 25 :

										10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
0	8	1	W	V	1	0	P	1	V						W	S				/		

Les cases 11 à 14 et 17 à 22 sont à compléter au moyen des tableaux de l'annexe 7 en fonction des caractéristiques désirées. Donc le référence à commander est de :

0	8	1	W	V	1	0	P	1	V	1	0	0	2	W	S	0	2	4	/	0	0
---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---

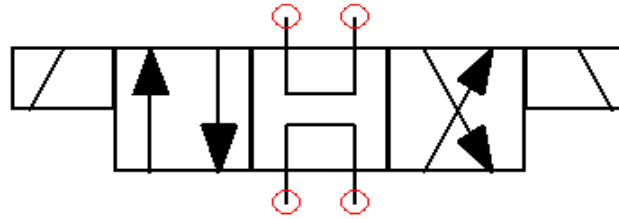


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..46 : Distributeur 4/3 à commande électrique

### Choix des tuyauteries :

Une tuyauterie est une conduite munie de ses embouts. Les conduites peuvent être :

- des tubes rigides (métalliques),
- des tubes flexibles en élastomères armés de tresses métalliques.

Dans cette partie on va déterminer les flexibles qui alimentent notre circuit hydraulique. Nous avons un flexible entre la sortie de la pompe et l'entrée du manifold, six flexibles pour alimenter les vérins en aller et de même en retour.

- **Flexible pompe-manifold :**

Le débit que nous avons est 324 l/mn, le diamètre de la section de sortie de la pompe est 32 mm (donné dans l'annexe 5 : dimension pompe) donc la vitesse d'écoulement du fluide est :

$$V = \frac{Q}{S} = 6.71 \text{ m/s}$$

(Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..38)

A.N :  $V = 6.71 \text{ m/s}$

D'après l'annexe 8 : diamètre des flexibles hydrauliques, on trace une droite qui passe par la ( $Q=324 \text{ l/mn}$  ;  $V=6.71 \text{ m/s}$ ) , l'intersection de la droite avec l'axe verticale des diamètres des flexibles donne la valeur du diamètre de flexible normalisé  $\varnothing=32 \text{ mm}$ .

D'après les catalogues de constructeur (Parker), pour une pression  $P_{max} = 250 \text{ bar} = 25 \text{ Mpa}$  et le diamètre trouvé, nous avons choisi le flexible de pression le mieux convenable, le



tableau suivant donne ces caractéristiques, illustré à partir du catalogue (*Annexe 9* : extrait catalogue flexibles) :

Tuyau	Série embouts	Pression de service (MPa)	Diamètre DN (mm)	Temp (°C)	Construction	Norme
731	73	32	32	-40/+100	4 nappes acier	EN 856-4SH ISO 3862-4SH

Tableau Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..19 : caractéristique flexible pompe -manifold

Le type d'embouts qu'on peut choisir est donné en fonction de la pression dans le tableau 2 de *l'annexe 9* (extrait catalogue flexibles), nous avons trouvé un embout type JM.

- **Flexible pour alimenter chaque vérin :**

Le débit le plus élevé pour chaque vérin est de  $Q = 54 \text{ l/mn}$ , le diamètre de la section d'entrée du vérin est  $d = 32 \text{ mm}$  (donné dans *l'annexe 10* : dimension vérin hydraulique), donc la vitesse d'écoulement du fluide est :

$$V = 1,12 \text{ m/s}$$

De même d'après *l'annexe 8*, on trace une droite qui passe par la ( $Q=54 \text{ l/mn}$  ;  $V=1,12 \text{ m/s}$ ) , l'intersection de la droite avec l'axe verticale des diamètres des flexibles donne la valeur du diamètre de flexible  $\varnothing=30 \text{ mm}$ .

D'après les catalogues de constructeur (Parker), pour une pression  $P_{max} = 250 \text{ bar} = 25 \text{ Mpa}$  et le diamètre trouvé, nous avons choisi le flexible de pression le mieux convenable, le tableau suivant donne ces caractéristiques, illustré à partir du catalogue (*Annexe 9* : extrait catalogue flexibles) :

Tuyau	Série embouts	Pression de service (MPa)	Diamètre DN (mm)	Temp (°C)	Construction	Norme
731	73	32	30	-40/+100	4 nappes acier	EN 856-4SH



						ISO 3862-4SH
--	--	--	--	--	--	--------------

Tableau Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..20 : caractéristiques flexibles vérins

Le type d'embouts qu'on peut choisir est donné en fonction de la pression dans le tableau 2 de l'annexe 9 (extrait catalogue flexibles), nous avons trouvé un embout type JM et raccordement male ORFS/traversée de cloison.



### Réservoirs et accessoires de centrales hydrauliques :

- **Fonctions**

Le réservoir de la centrale hydraulique a pour fonction de :

- stocker le fluide de manière étanche,
- refroidir le fluide et homogénéiser sa température,
- favoriser sa **décantation** et sa **désémulsion** avec l'air,
- Supporter des accessoires :
  - **Reniflard**
  - **Filtre d'aération** (souvent intégré au reniflard)
  - **Niveau**
  - **Thermomètre**

- **Capacité**

Le volume de fluide stocké dans le réservoir est de l'ordre de 2 à 3 fois la valeur du débit maximal (en l/min) utilisé, donc le réservoir pour notre cas est de capacité 648 litre .

- **Constitution**

L'équipement minimum que l'on trouve sur un réservoir se compose :

- d'un orifice de remplissage avec tamis
- d'un reniflard avec filtre d'aération
- d'orifice de purge





- d'un préfiltre (crépine) à l'aspiration des pompes
- d'un témoin de niveau d'huile
- d'une porte de visite

Le **reniflard** a pour rôle de maintenir une pression à l'intérieur du réservoir proche de la pression atmosphérique (ou légèrement supérieure) en permettant les entrées et sortie d'air nécessaires sans introduire de pollution.

### Schéma hydraulique et électrique du circuit de commande sur AUTOMATION

#### STUDIO :

On réalise dans le même fichier d'automatisme *Figure III.40* les deux circuits :

- Le Circuit hydraulique .
- Le circuit électrique pour commander le circuit hydraulique .

Le circuit de commande est composé :

- Deux boutons poussoir respectivement bp1 et bp2.
- Deux relais reliés au contact normalement ouverts respectivement R1 et R2.
- Deux solénoïdes respectivement sol1 et sol2
- Source de tension 0V-24V.
- Intérupteur (inter1) pour moteur électrique.

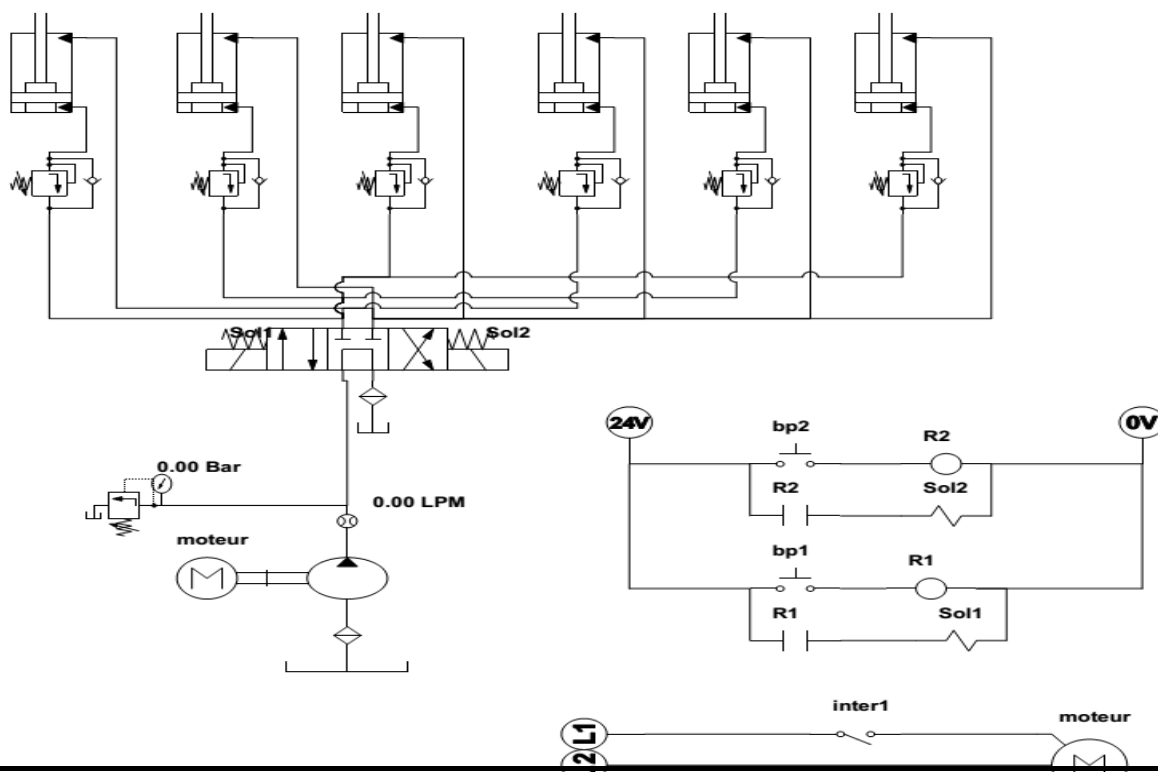


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..47 : schéma du circuit hydraulique et circuit de commande



### Conception et Dimensionnement du concept 6 :

La deuxième solution que nous étudions par la suite, consiste à lever l'engins en trois étapes :

1<sup>ère</sup> étape : Placer les premier quartes vérins de hauteur inférieur à 52 cm.

2eme étape : Soulever la charge et mettre les treillis au-dessous des chenilles pour caller le bulldozer.

3eme étape : Retirer et remplacer les premiers vérins par d'autres qui ont comme hauteur maximum 90 cm.

La figure par la suite montre les différentes étapes :

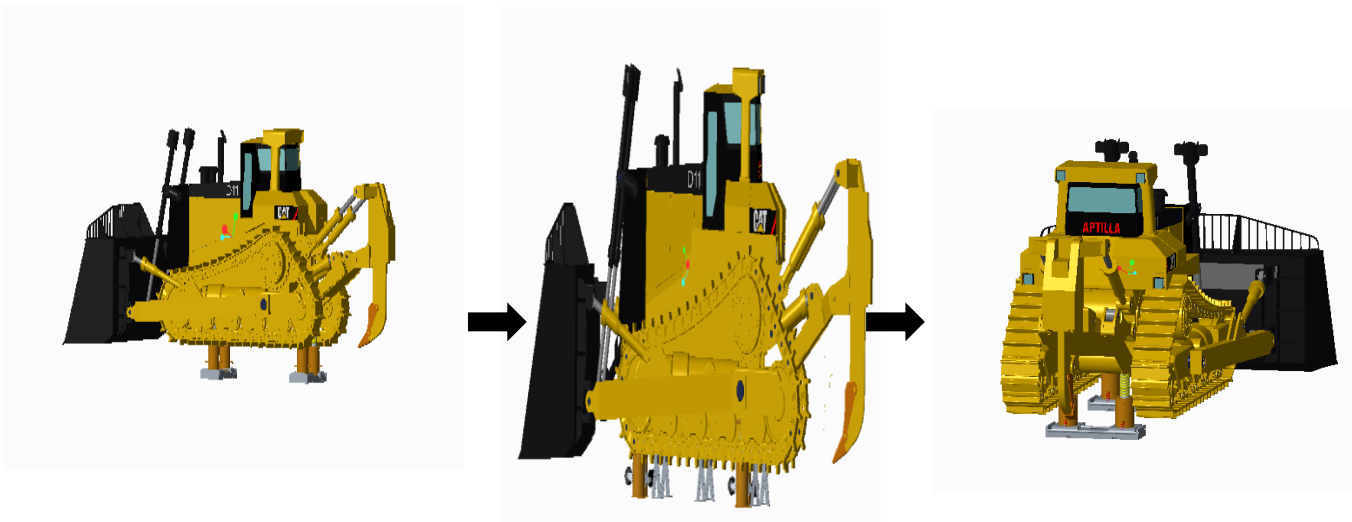


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..48 : Concept 6

Les éléments constituons notre système est composé :

- ✎ 6 treillis.
- ✎ 4 vérins de hauteur 50 cm.
- ✎ 4 vérins de hauteur 80 cm.
- ✎ Centrale hydraulique.



## Conception et Dimensionnement des treillis :

Les treillis que nous avons en train de concevoir, ont comme rôle de caler la bulldozer au moment de changement des vérins, ils sont placés dans les mêmes positions que les vérins du concept 5, soumis aux même chargement  $P=30000$  N répartie sur une poutre de profilé HEA, de longueur  $L=710$  mm (largeur du chenilles), la figure suivant montre la forme de notre treillis.

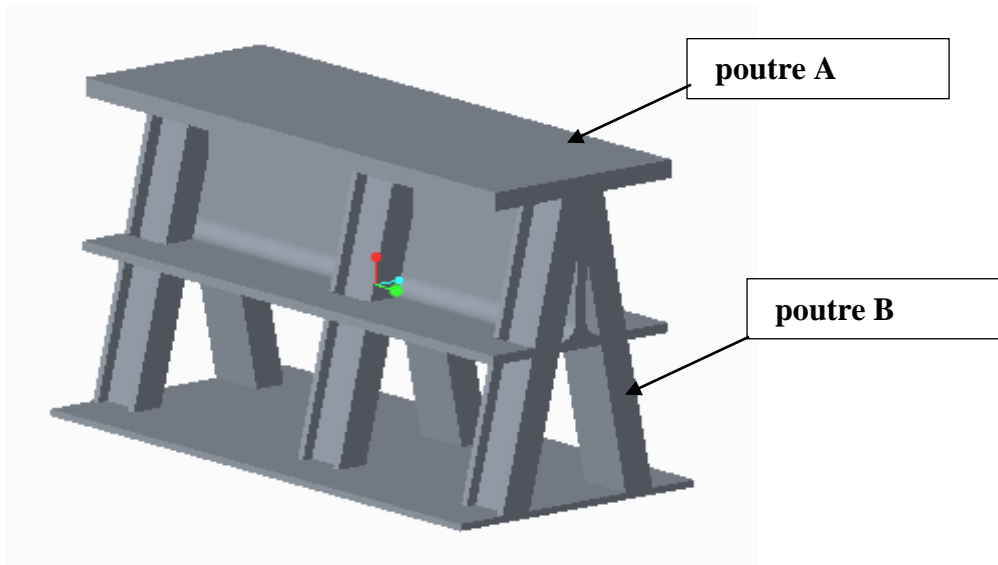


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..49 : modélisation du treillis

- **Prédimensionnement du profilé HEA pour la poutre A :**

La poutre A est modélise comme une poutre soumis à la flexion sous l'action d'une charge répartie  $Q$ , encastré aux points de liaison entre les trois triangles, comme il montre la figure suivant :

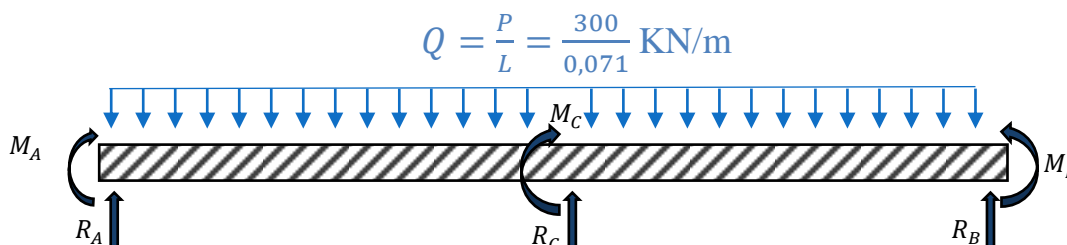


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..50 :DCL du poutre A

- **Les réactions aux appuis :** sont déterminées par un calcul RDM classique de la même façon que ce que nous avons faire dans le paragraphe (2.1.1) de ce chapitre nous avons trouvé :



Le problème qu'on a est symétrique, donc  $R_A = R_B = R$  et  $M_A = M_B = M$

PFS :

$$\sum F = 0 \Rightarrow 2R + R_C = PL$$

(Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..39)

$$\sum M/C = 0 \Rightarrow M_C = 0$$

(Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..40)

De même que précédemment on trouve :

$$\begin{cases} R = \frac{P \cdot L}{4} \\ M = -\frac{P \cdot L^2}{48} \\ R_C = \frac{PL}{2} \end{cases}$$

Le moment de flexion maximal est déterminé par la méthode de section, nous avons trouvé :

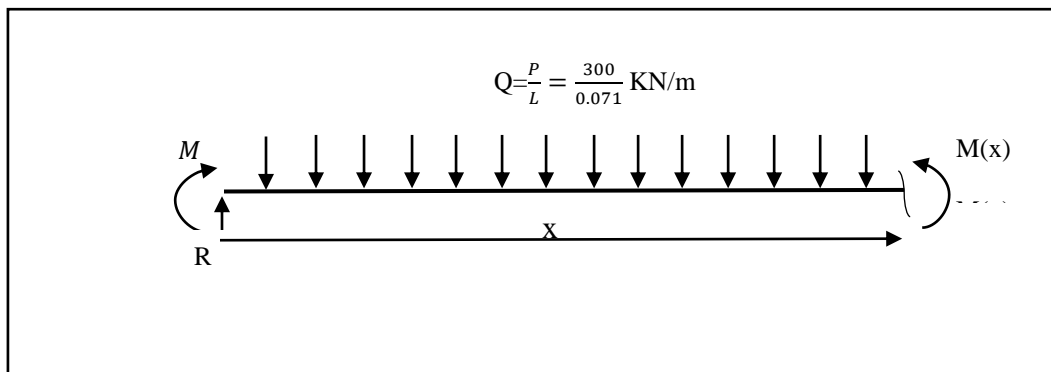


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..51 : le moment de flexion maximal

Pour  $v \approx \frac{x}{2}$

$$M = R \cdot x + M + Q \cdot \frac{x^2}{2}$$

(Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..41)



Le moment est maximal pour  $x = \frac{L}{4}$

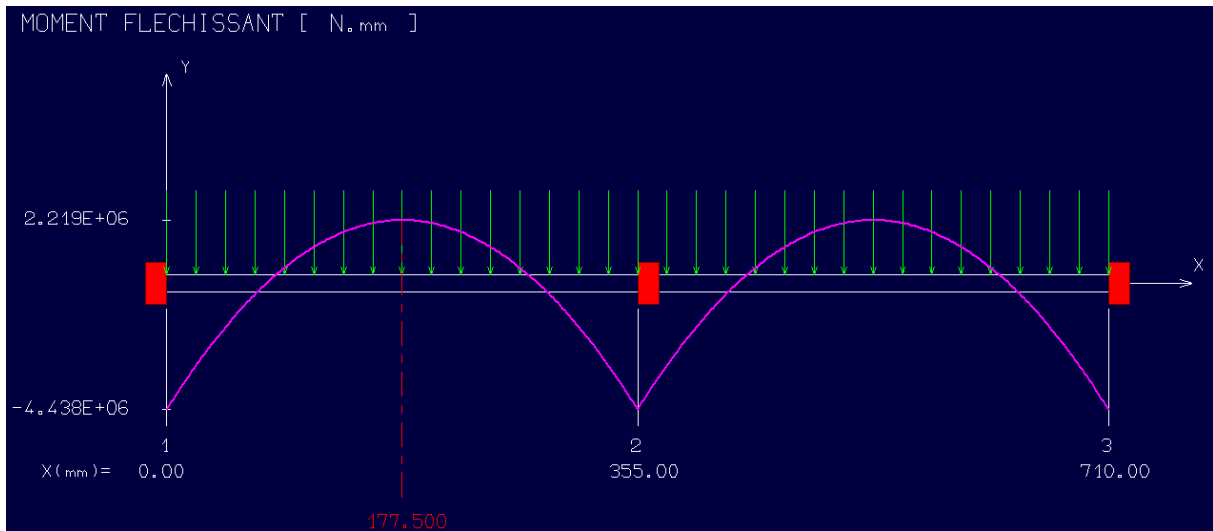


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..52 :Moment de flexion maximale sous RDM 6

$$M_{(f,z)max} = R \cdot \frac{L}{4} + M + \frac{P \cdot L}{32}$$

(Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..42)

A.N :  $M_{(f,z)max} = 2219 \text{ N.m}$

- Calcul module de flexion  $W_{\text{él},y}$  :

$$\sigma_{fmax} = \frac{M_{(f,y)max}}{\frac{I_y}{z}} = \frac{M_{(f,y)max}}{W_{\text{él},y}} \leq \sigma_{adm} = \frac{Re}{S}$$

(Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..43)

Donc

$$W_{\text{él},y} \geq \frac{S \cdot M_{(f,y)max}}{Re}$$

(Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..44)

Les profilé HEA sont fabriqué en en aciers S355, de limite élastique  $Re = 235 \text{ MPa}$  et un facteur de sécurité  $S = 4$ .

$$W_{\text{él},z} \geq 37,77 \text{ cm}^2$$

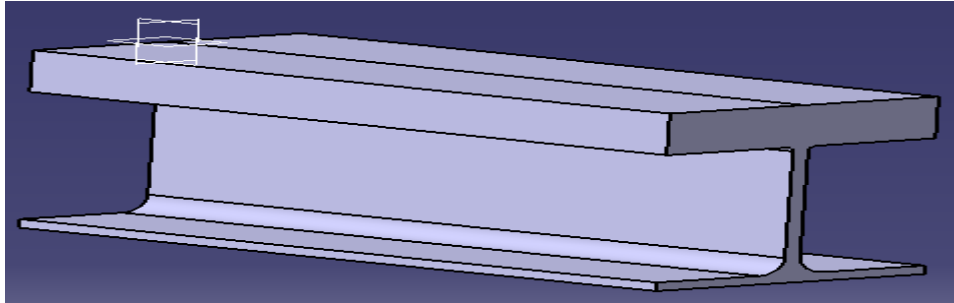
(Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..45)



Les tableaux de l'annexe 11 (poutrelle HEA) donne les différentes dimensions selon la norme NF A45-209 des profilé HEA normalisé, selon la valeur de module de flexion que nous avons trouvé, on choisit le profilé **HEA 300**.

- Calcule par élément fini de la poutre HEA 300 :
- Le

model



géométrique :

Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..53 : modélisation du profile HEA 300

- Les dimensions de la section :

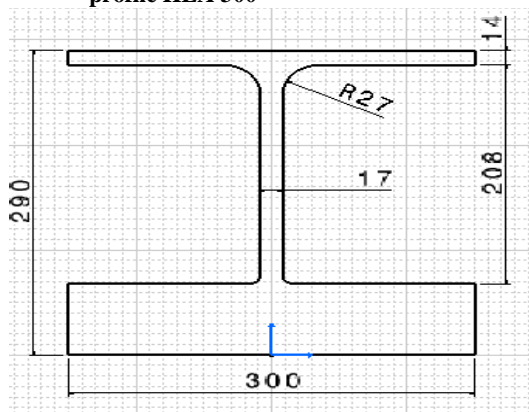


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..54 : Dimension du section HEA 300

- Propriétés de matériau :

Propriétés	Acier S355
Masse volumique (kg/m <sup>3</sup> ) - ρ	7850
Module d'élasticité (GPa) - E	200



Coefficient de poisson - $\nu$	0.3
Résistance ultime en tension (MPa)-Su	490
Limite d'écoulement (MPa) - Sy	355

Tableau Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..21 : propriété du matériaux S355

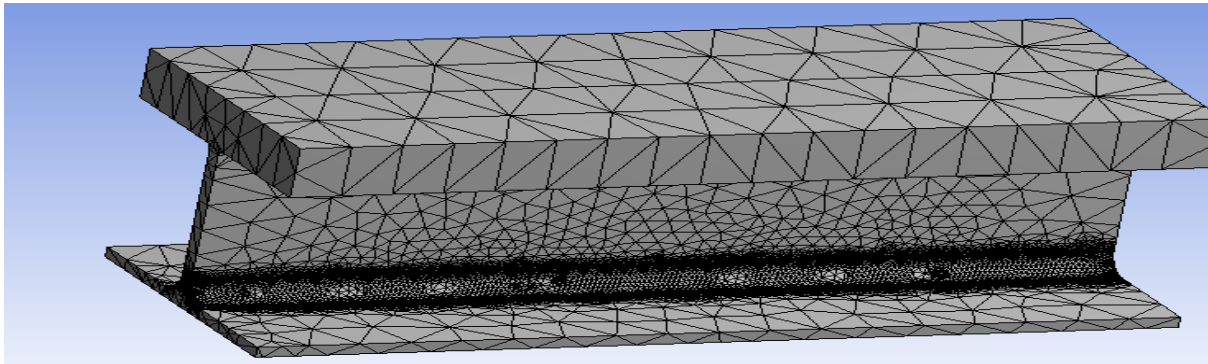


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..55 : maillage du profile HEA 300

ditions aux limites :

• M  
 aill  
 age  
 :  
 • L  
 es  
 con

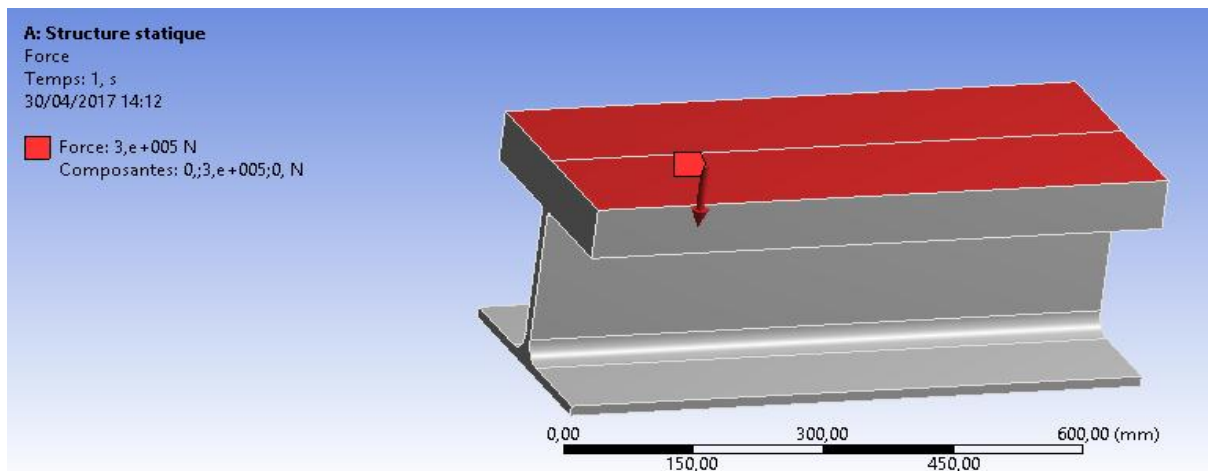


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..56 : conditions au limite chargement  
 Chargements : une force 300000 N répartie.

les  
 enc  
 astr  
 em

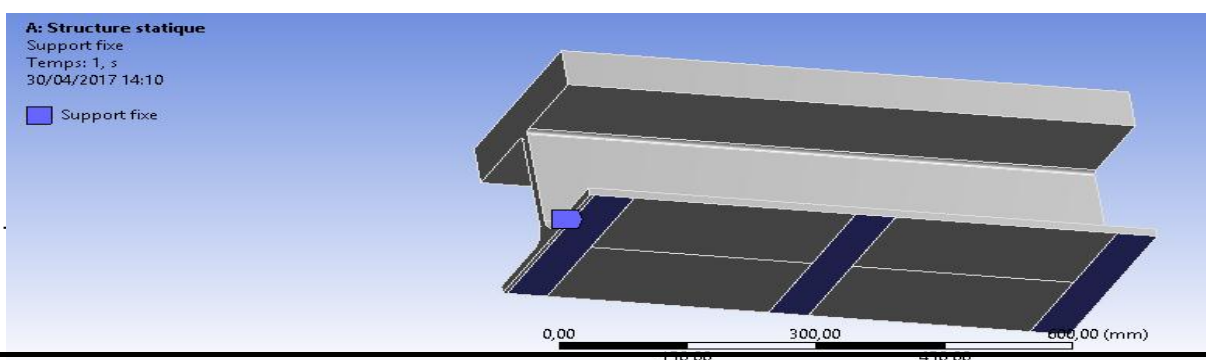


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..57 : les zones d'encastrement

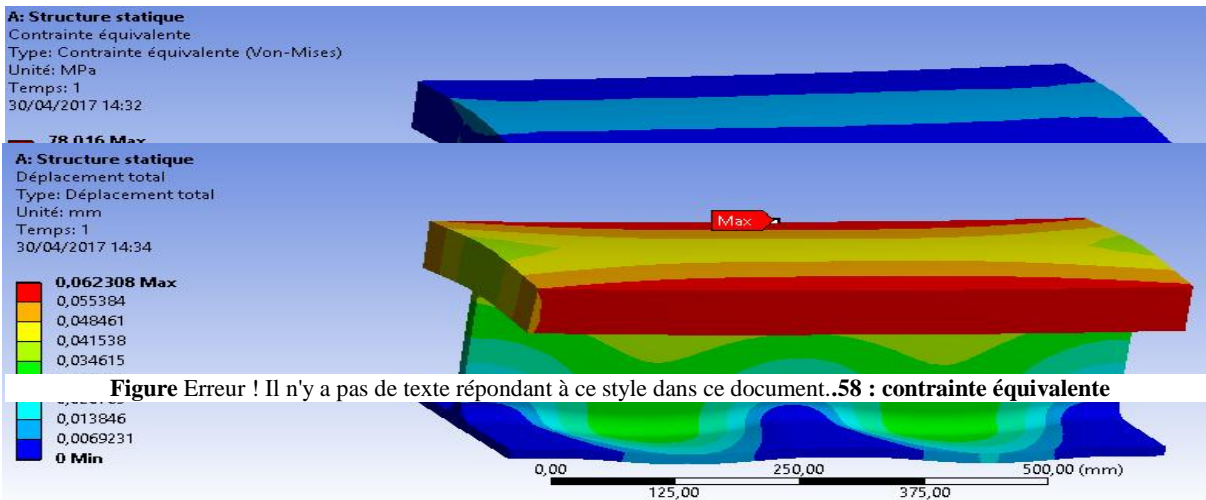




ents dans les zones de liaisons avec les poutres B.

• **Résultats :**

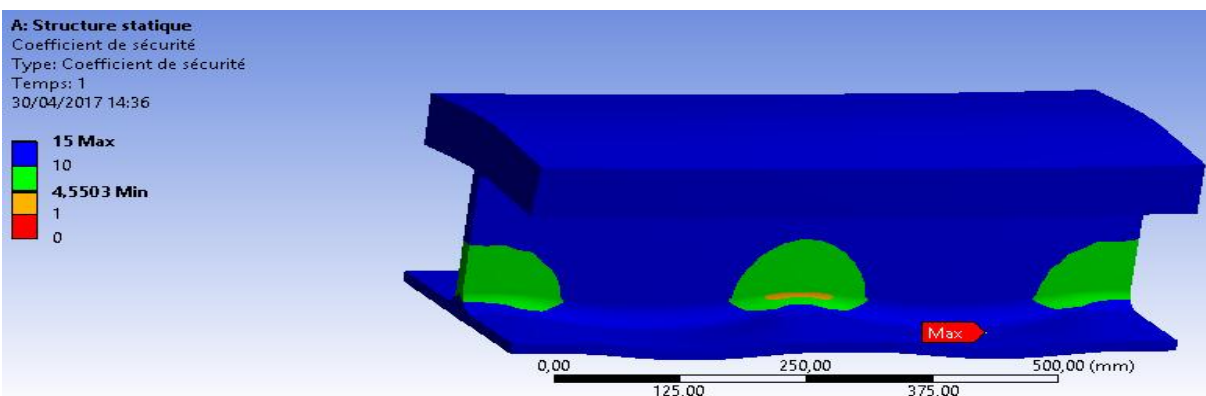
Le contrainte équivalent de VAN MISES  $\sigma_{eqmax} = 78.016 \text{ MPa}$ .



Le déplacement maximal est

**Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..59 : le déplacement maximal**

est 0.062 mm



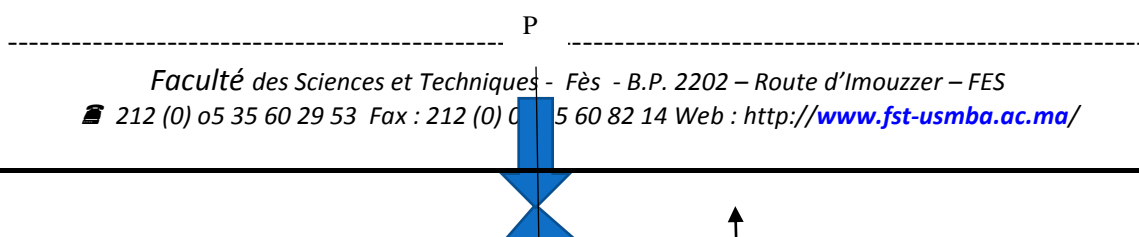
Le facteur de sécurité est

**Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..60 : le facteur de sécurité**

4.55

• **Prédimensionnement des poutres B :**

Les poutres B soumis en compression, la charge de compression est déterminée à partir du schéma suivant :







**Figure** Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..61 : la force appliquée au poutre B

Nous avons d'après le schéma

$$P' = P \cdot \cos(\alpha)$$

(Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..46)

Il faut que

$$\sigma_c = \frac{P'}{S} \leq \sigma_{adm} = \frac{Re}{s}$$

(Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..47)

Avec  $s=4$

Donc

$$S \geq \frac{P' \cdot s}{Re}$$

(Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..48)

$$\text{A.N } S \geq 7.26 \text{ cm}^2$$

Les tableaux de l'annexe 11 (poutrelle IPE) donne les différentes dimensions selon la norme NF A45-209 des profilé IPE normalisé, selon la valeur de section que nous avons trouvée, le profilé **IPE 80** avec une section  $S = 7.6 \text{ cm}^2$ .

### Dimensionnement des vérins :

- Calcul les réactions au point d'amarrage :



Vue de la symétrie du bulldozer , nous avons constaté que les réactions au point d'amarrage arrière sont égaux, ces points d'amarrage sont mentionnés dans les figures suivantes :

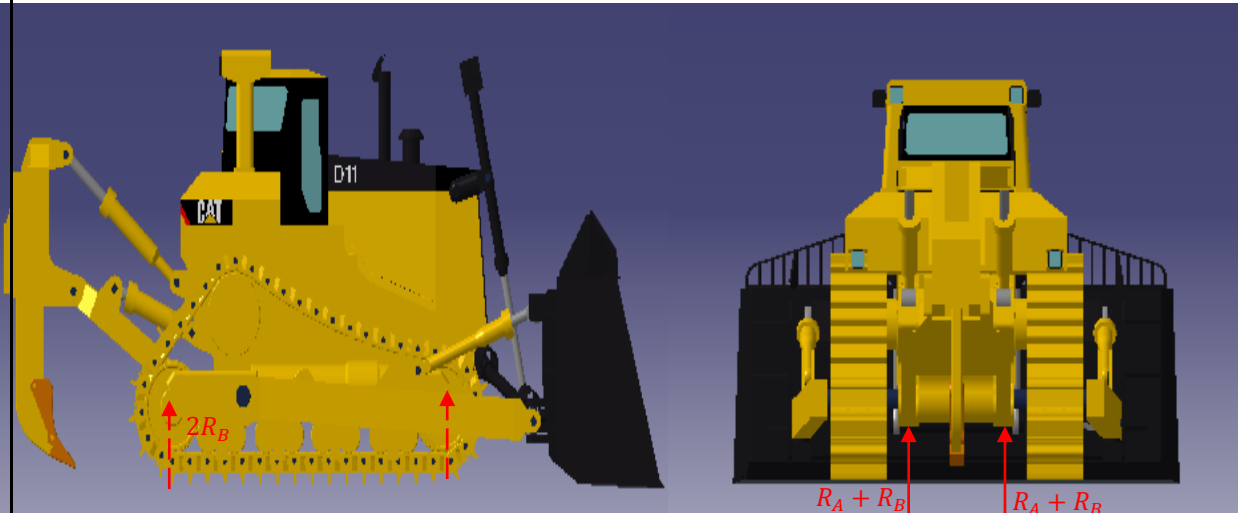


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..63 : les points d'amarrages.

La charge de 120 T est appliquée au centre d'inertie, c'est pour cela nous basons sur le logiciel

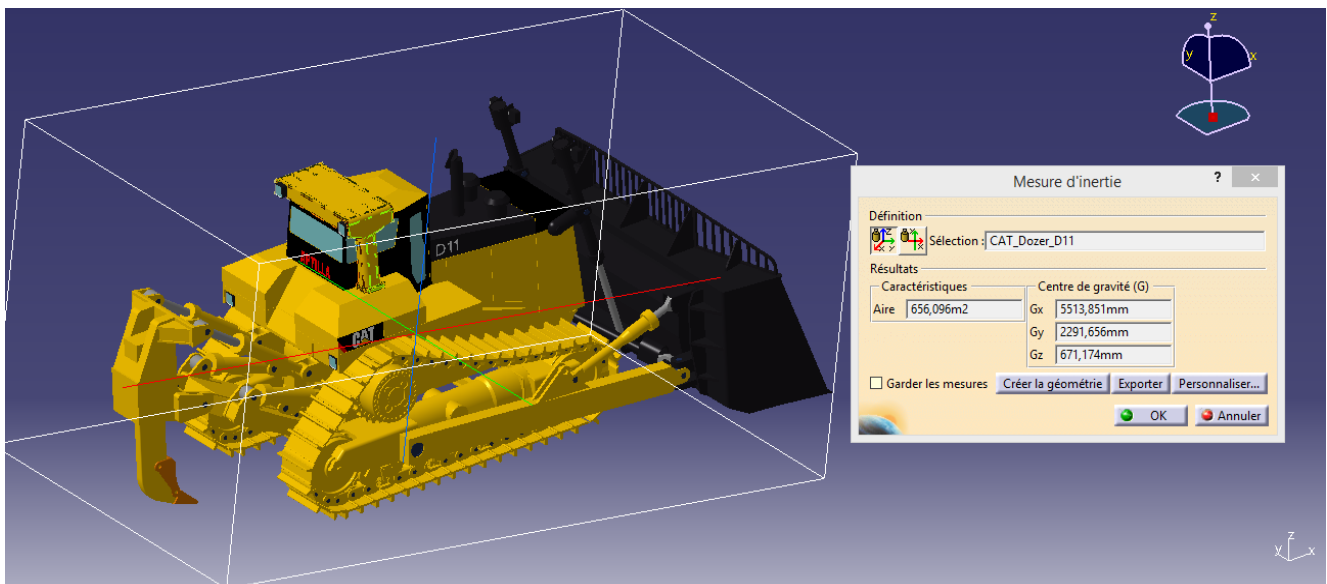


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..64 : le centre de gravité du bulldozer

CATIA pour déterminé le centre d'inertie du bulldozer.



Le centre d'inertie G du bulldozer dans le repère absolu est donné par les coordonnées suivantes :

$$G_x=5.06\text{m} ; G_y=2.29\text{m} ; G_z=0.57\text{m}.$$

Pour calculer les réactions nous avons simplifié la forme du bulldozer comme suivant :

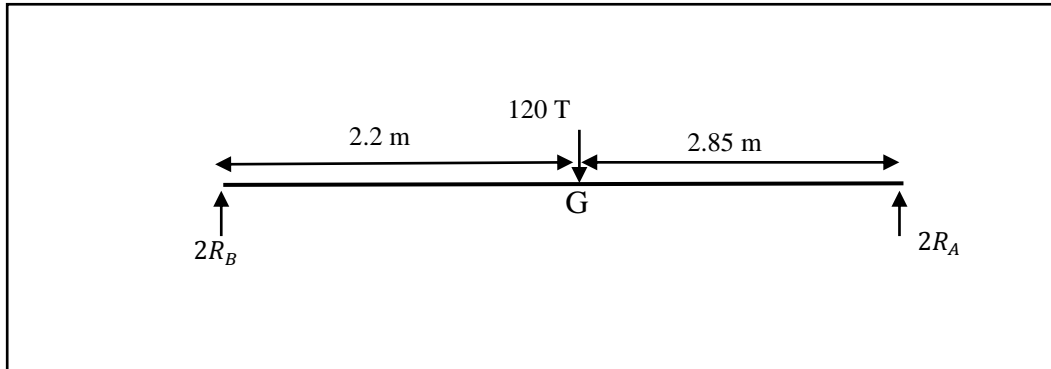


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..65 : les réactions des appuis

Appliquons le Principe fondamentale de la statique :

$$\sum F_{ext} = 0 \Rightarrow R_A + R_B = 60 T$$

(Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..49)

$$\sum \mathcal{M}/G = 0 \Rightarrow R_A = \frac{2.2}{2.85} R_B$$

(Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..50)

Donc :  $R_B = 338.6 \text{ KN}$  et  $R_A = 261.38 \text{ KN}$

De la même démarche que nous avons faite pour le concept 5, on va dimensionner deux vérins qui ont deux courses différentes et même charges.

Pour dimensionner les vérins, nous avons besoin des données suivantes :

Pour les vérins (1):

- ✎ Efforts exercés : la force exercée sur chaque vérin est :  $F = 338.6 \text{ KN}$  .
- ✎ Course à parcourir par la tige : la course souhaitée pour avoir la hauteur désirée est  $C1 = 400 \text{ mm}$
- ✎ Type de fixation : bride ronde sur fond.



Pour les vérins (2) :

- ✗ Efforts exercés : le même pour le vérin (1).
- ✗ Course à parcourir par la tige : la course souhaitée pour avoir la hauteur désiré est  
 **$C2 = 700 \text{ mm}$**
- ✗ Type de fixation : bride ronde sur fond.

• **Détermination du diamètre de la tige :**

➤ **Par le calcul :**

Selon le *tableau 1 annexe 4*, pour un type de fixation bride ronde sur fond on trouve  $K=1,5$ .

Pour les vérins (1) : ➔  $L_f = 600 \text{ mm}$ .

Pour les vérins (2) : ➔  $L_f = 1050 \text{ mm}$ .

La condition de résistance au flambement est

$$F_C > s \cdot F$$

Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document.-51

On obtient

$$d > \left( \frac{64 * s * F * L_f^2}{\pi^3 * E} \right)^{\frac{1}{4}}$$

(Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..52)

Le coefficient de sécurité pour le flambage recommandé par les constructeurs est 4.

Donc le diamètre minimal de la tige :

Pour les vérins (1) :  $d > 46.78 \text{ mm}$ .

Pour les vérins (2) :  $d > 61.89 \text{ mm}$ .

➤ **Par l'utilisation des abaques :**

Dans notre cas on place sur l'abaque de l'*annexe 4* les points [ $L_f; F$ ] :



Pour les vérins (1) : [600 mm, 33860 daN] on prend le diamètre  $d=70$  mm.

Pour les vérins (2) : [1050 mm, 33860 daN] on prend le diamètre  $d=90$  mm.

- **Détermination du diamètre du piston  $D$  :** D'après l'annexe 4,

Pour les vérins (1) :  $d=70$  mm →  $D_1 = 100$  mm et  $D_2 = 125$  mm

Pour les vérins (2) :  $d=90$  mm →  $D_1 = 125$  mm et  $D_2 = 160$  mm

On comme critères important la pression pour choisir le diamètre du piston et même raisonnements que pour le concept précédent nous trouvons Finalement :

Pour les vérins (1) : ( $d=70$  mm et  $D=125$  mm).

Pour les vérins (2) : ( $d=90$  mm et  $D=125$  mm).

- **Détermination du débit du vérin :**

Pour un temps de levage  $20 s \leq t \leq 30 s$  et une course  $C=900$ mm on calcul une vitesse moyenne de la tige de à l'aller-retour :  $0.03 m/s \leq v \leq 0.045 m/s$ .

Pour les vérins (1) : ( $d = 70$  mm et  $D = 125$  mm).

Débit nécessaire à l'aller :

$$22 l/min \leq Q \leq 34 l/min$$

Débit nécessaire au retour :

$$15 l/min \leq Q' \leq 23 l/min$$

Pour les vérins (2) : ( $d=90$  mm et  $D=160$  mm).

Débit nécessaire à l'aller :

$$36 l/min \leq Q \leq 54 l/min$$

Débit nécessaire au retour :

$$24 l/min \leq Q' \leq 37 l/min$$

- **Distance d'amortissement :**



Le tableau ci-dessous indique pour chaque diamètre du piston D, les longueurs d'amortissement des deux côtés du vérin, pour notre cas d'étude :

Pour les vérins (1) :

Pour D=125 mm , nous avons pour coté tête et Fond une distance de 25 mm .

Pour les vérins (2) :

Ø AL mm	40	50	63	80	100	125	140	160	180	200	220	250	280	320
côté tête	21	20	23	25	25	25	33	33	37	37	76	81	86	90
côté fond	21	20	23	25	25	25	33	33	37	37	76	81	86	90

Pour  
r  
D=  
160

Tableau Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..22 : distance d'amortissement  
mm , nous avons pour coté tête et Fond une distance de 33 mm .

- **Type de raccordement :**

D'après le catalogue de constructeur, le raccordement par bride est le type le mieux adapté à notre cas.

Pour les vérins (1) :

Pour D=125 mm :

$$d_1 = M12.$$

$$d_3 = 25 \text{ mm.}$$

$$w \pm 0.25 = 27.8 \text{ mm.}$$

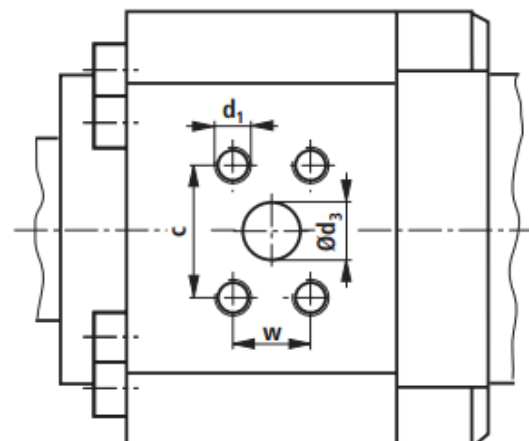
$$c \pm 0.25 = 57.2 \text{ mm.}$$

Pression de service max  $P_{max} = 400 \text{ bar} .$

Pour les vérins (2) :

Pour D=160 mm :

$$d_1 = M14 .$$





$$d_3 = 32 \text{ mm.}$$

$$w \pm 0.25 = 31.8 \text{ mm.}$$

$$c \pm 0.25 = 66.6 \text{ mm.}$$

Pression de service max  $P_{max} = 400 \text{ bar}$  .

Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style

### **Dimensionnement de la centrale :**

On va utiliser la même centrale hydraulique que pour le concept précédent voir section 1.4 du chapitre V. (§V.1.4).

### **Schéma du circuit hydraulique et électrique sur AUTOMATION STUDIO :**

On réalise dans le même fichier d'automatisme Figure III.60 les deux circuits :

- Le Circuit hydraulique.
- Le circuit électrique pour commander le circuit hydraulique

Avec les mêmes composants du circuit de commande.



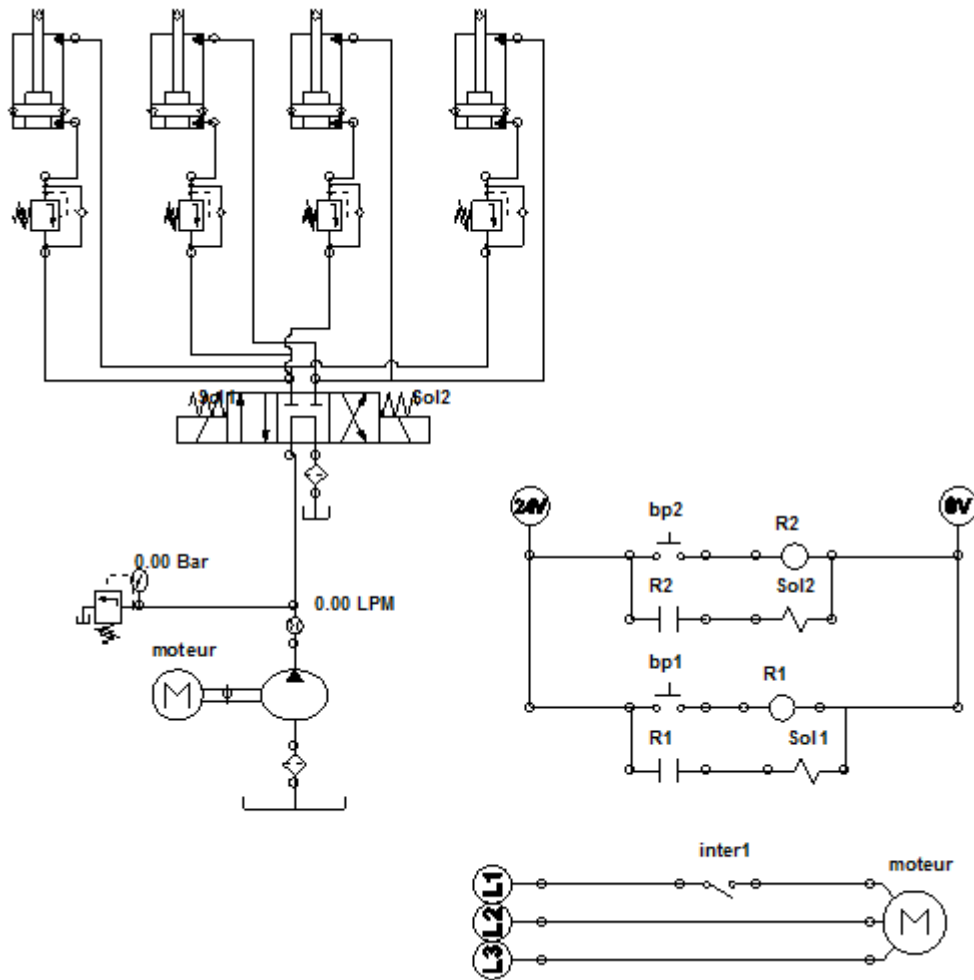


Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..67 : schéma du circuit hydraulique et électrique du concept 6



# 4

# Partie

## Evaluation financière du projet

### Résumé:

*“Après avoir la faisabilité techniques pour les deux concepts, dans ce chapitre une évaluation du coût sera nécessaire afin de déterminer le concept faisable financièrement .”*

### : Evaluation financière du projet :

#### Introduction :

Dans l'étude de ce projet il est nécessaire d'élaborer une partie qui concerne l'évaluation financière du projet, Afin d'avoir une idée sur le coût de la réalisation de ce système de levage. Nous avons déterminé le coût des différentes composantes et le coût d'installation. Enfin nous



faisons une comparaison en terme de coût pour les deux concept (5 et 6) afin de choisir la plus adéquate et faisable pour l'implanté sur le site.

### Calcul des coûts d'investissement des différentes systèmes proposées :

Pour les deux systèmes conçue le coût d'investissement se limite au coût des différentes composantes du système et d'un coût d'installation.

#### ✎ Le coût des composantes du Concept 5 :

Equipements	Quantité	Unité	Prix Unitaire (DH)	Coût Totale (DH)
Semelle	0.98	$m^3$	7830	7700
Vérin Hydraulique double effet 900 mm	6	U	22000TTC 20000HT	132000
Distributeur 4/3 NF double commande électrique	1	U	3024TTC 2520HT	3024
Plateforme	2*290	Kg	30 TTC	17400
Manifold	2	U	1789TTC 1490 HT	3578
Câbles électrique	10	m	30 TTC	300
Limiteur de pression	1	U	1460 TTC 1210 HT	1460
Soupape d'équilibrage	6	U	1380 TTC 1155 HT	8280
Pompe à engrenage	1	U	9500TTC 8560 HT	9500



Moteur électrique 70 KW	1	U	55868,4 TTC 46 557 HT	55868
Filtre d'aspiration	1	U	388TTC 323 HT	388
Filtre de pression	1	U	514 TTC 428 HT	514
Filtre de retour	1	U	360 TTC 300 HT	360
Manomètre	1	U	214TTC 178 HT	214
Manifold	2	U	1789TTC 1490 HT	1490
			<b>TOTALE</b>	<b>192076</b>

*Tableau Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..23 Bilan économique des composantes du concept 5*

✎ **Le coût d'installation du système :**

Ce coût se limite au coût des mains d'œuvres qui s'occupent de l'installation de ce système, d'après une estimation du temps d'opération de chaque employé par le responsable de service nous avons besoin de 130 heures avec un coût horaire de 49 Dh/heure. Donc **le coût d'installation est de 6370 Dh.**

✎ **Le coût d'investissement globale :** est de **198446 Dh.**

✎ **Le coût des composantes du Concept 6 :**

Equipements	Quantité	Unité	Prix (DH)	Unitaire	Coût (DH)	Totale



Vérin Hydraulique double effet 400 mm	4	U	12240TTC 10200HT	48960
Vérin Hydraulique double effet 700 mm	4	U	18000TTC 15000HT	72000
Distributeur 4/3 NF double commande électrique	1	U	3024TTC 2520HT	3024
Manifold	2	U	1789TTC 1490 HT	3578
Câbles électrique	10	m	30 TTC	300
Limiteur de pression	1	U	1460 TTC 1210 HT	1460
Soupape d'équilibrage	4	U	1380 TTC 1155 HT	5520
Pompe à engrenage	1	U	9500TTC 8560 HT	9500
Moteur électrique 70 KW	1	U	55868,4 TTC 46 557 HT	55868
Filtre d'aspiration	1	U	388TTC 323 HT	388
Filtre de pression	1	U	514 TTC 428 HT	514



Filtre de retour	1	U	360 TTC 300 HT	360
Manomètre	1	U	214TTC 178 HT	214
Manifold	2	U	1789TTC 1490 HT	1490
			<b>TOTALE</b>	203168

Tableau Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document..24 : Bilan économique des composantes du concept 6

✎ **Le coût d'installation du système :**

Ce coût se limite au coût des mains d'œuvres qui s'occupent de l'installation de ce système, d'après une estimation du temp d'opération de chaque employé par le responsable de service nous avons besoin de 150 heures avec un coût horaire de 49 Dh/heure. Donc **le coût d'installation est de 7350 Dh.**

✎ **Le coût d'investissement globale du concept 6 : est de 210518 Dh.**

**Conclusion :**

Après cette comparaison financière entre les deux concepts, nous constatons que le premier concept (concept 5) celui donne un gain financier. Ce concept est aussi plus sécuritaire que dernier concept, c'est pour cela nous avons choisi le premier.



## : Conclusion générale

Notre projet de fin d'études au sein de la site MERRA de groupe OCP Site de Khouribga consistait à la conception du système de lavage pour les bulles D11 et D9.

Au niveau du premier chapitre, nous étions amenés à présenter l'organisme d'accueil, le contexte général du projet, définir le cadrage du projet et la stratégie de sa conduite.

Au niveau du deuxième chapitre nous avons fait l'étude fonctionnelle du système, analyse fonctionnelle, et la génération et sélection des concepts.

A la lumière de cette étude, nous avons abordé le troisième chapitre intitulé « Conception et dimensionnement » dans le but de faire l'étude technique des différents organes du système choisi à la conception.

Le chapitre qui suit, intitulé « Etude technico économique » englobe le coût des différents organes pour l'installation du système de lavage.

Enfin, le dernier chapitre intitulé « élaboration du plan de maintenance » consistait à mettre en place un plan de maintenance pour notre nouveau système de lavage.

Ce projet peut ouvrir d'autres perspectives, comme la bonne maîtrise des outils de conception. Le plus grand intérêt de notre stage est de faire grandir une idée qui semblait impossible au début. Nous avons affronté plusieurs difficultés techniques et même conceptuelles. Nous étions amenés à imaginer des besoins futurs et essayer de les satisfaire. Ce travail ne pourrait être complété sans l'ambiance amicale qui régnait au niveau du groupe OCP et plus précisément au niveau de l'entité MERRA de site de Khouribga. Cela, nous a permis de nous intégrer facilement à l'entreprise et apprendre de sa culture.





## Bibliographie

- [1] C. Barlier & R.Bourgeois. Mémo Tech productique conception et dessin.
- [2] C.Hazard , F.Lelong,B.Quinzain .Mémo Tech structure métallique.
- [3] William D.Callister,Jr.Sciences et génie des matériaux.
- [4] Parker Tuyaux Hydrauliques embouts et équipements.
- [5] Schroeder industries Filter systems .
- [6] Rexroth Bosch. Product catalogue mobile hydraulics .
- [7] Technologie des systèmes hydrauliques. Mohammed Chouchéne.ISET Siliana.
- [8] Cours Calcul des structures. Pr J.Abouchita .
- [10] Etude de cas. Sami Bellalah .ISET Nabeul .

## Webographie

- [9] *Circuit puissance hydrauliques*, PowerPoint de Jean-Louis Hû, lien de téléchargement : <http://perso.wanadoo.fr/hu.jeanlouis/ressourc/auto/telecha/puispneu.zip>
- [10] Actionneurs et distribution hydrauliques, animations Flash de J.-P. Hoareau, lien de téléchargement : <http://perso.wanadoo.fr/geea.org/PNEUM/pneum.zip>
- [11] procédure de choix des filtres : <https://crossfluidpower.com/blog/selecting-filter-3-steps-better-mobile-hydraulic-performance>)



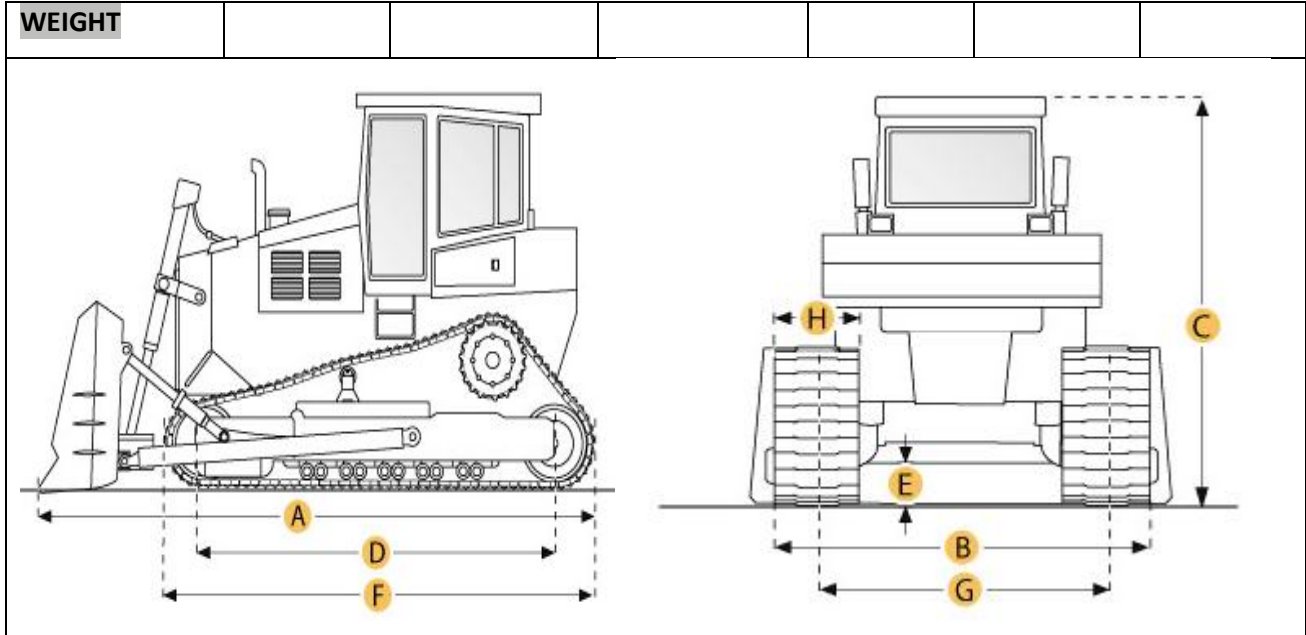
## ANNEXES



[ANNEXE 1]

Tableau 1 : les dimensions des bulldozers

TYPE	D11			D9		
	N	R	T	N	R	T
A. LENGTH W/ BLADE	8390 mm	8830 mm	10637.5 mm	6870 mm	7180 mm	6630 mm
B. WIDTH OVER TRACKS	3780 mm	3600 mm	3606 mm	2890 mm	2930 mm	2865 mm
C. HEIGHT TO TOP OF CAB	4560 mm	4660 mm	4078 mm	3910 mm	3820 mm	3815 mm
D. LENGTH OF TRACK ON GROUND	4440 mm	4440 mm	3855 mm	3470 mm	3470 mm	3474 mm
E. GROUND CLEARANCE	623 mm	623 mm	674.5 mm	505 mm	591 mm	596 mm
F. LENGTH W/O BLADE	6160 mm	6160 mm	6027 mm	5170 mm	5180 mm	4912 mm
G. TRACK GAUGE	2890 mm	2890 mm	2896 mm	2250 mm	2250 mm	2250 mm
H. STANDARD SHOE SIZE	710 mm	710 mm	710 mm	610 mm	610 mm	610 mm
OPERATING	95846 kg	102285.1 kg	104590 kg	42542 kg	49567 kg	47900 kg





[ANNEXE 2]

Réf : [https://fr.wikipedia.org/wiki/Fonte\\_\(m%C3%A9tallurgie\)](https://fr.wikipedia.org/wiki/Fonte_(m%C3%A9tallurgie))

**des fontes ductile (fontes à graphite sphéroïdal) :**

**Principales qualités des fontes GS**

- résistante
- ductile
- bonne coulabilité
- soudabilité

**Principales utilisations**

- Pièces mécaniques : [carter](#), chape de liaison, bras de suspension, ...
  - [Industrie automobile](#) : pièce de liaison au sol (ex : bras de suspension), vilebrequins, arbres de transmission,
- [Canalisations](#), [adduction d'eau](#)



**Caractéristiques acier faiblement allié :**

[http://www.zpag.net/Tecnologies\\_Industrielles/acier\\_et\\_fontes.htm](http://www.zpag.net/Tecnologies_Industrielles/acier_et_fontes.htm)

Principaux aciers faiblement alliés – NF EN 10083-2...										
nuances			caractéristiques mécaniques (1 daN/mm <sup>2</sup> = 10 MPa)				pour cémentation	trempabilité	taille des pièces	exemple d'utilisation
famille	désignation	ancienne désignation	R <sub>r</sub> (daN/mm <sup>2</sup> )	R <sub>e</sub> (daN/mm <sup>2</sup> )	A%	KV (daJ/cm <sup>2</sup> )				
chrome	38 Cr 2	38 C 2	60 - 95	35 - 55	14 - 17	3,5		+	P - M	②
	46 Cr 2	42 C 2	65 - 110	40 - 65	12 - 15	3,5		+	P - M	②
	34 Cr 4	34 C 4	70 - 110	46 - 70	12 - 15	4		++	P - M	②
	41 Cr 4	42 C 4	80 - 120	56 - 80	11 - 14	3,5		++	P - M	① ② ③ ⑩
	100 Cr 6	100 C 6	85 - 125	55 - 85	10 - 13	3,5		++	P - M	④ ⑤ HRc ≥ 62
nickel-chrome	10 Ni Cr 5-4	10 NC 6	60 - 115	42 - 62	10 - 12	8 - 10	●	+	P	aptitude croissance ↓ ① ② ③ ⑧
	20 Ni Cr 6	20 NC 6	70 - 110	70 - 95	8 - 10	6 - 8	●	++	P	
	13 Ni Cr 14	14 NC 11	80 - 145	65 - 90	8 - 10	7 - 8	●	+	M	
	30 Ni Cr 11	30 NC 11	70 - 110	45 - 70	12 - 16	7		++	M	
Ni + Cr + Mo	20 Ni Cr Mo 6-4	18 NCD 6-4	80 - 150	70 - 90	8 - 10	5 - 6	●	+++	G	① ② ⑧ ⑨
	20 Ni Cr Mo 2-2	20 NCD 2	75 - 155	60 - 95	8 - 11	5 - 7	●	++	M	① ②
	16 Ni Cr Mo 13	16 NCD 13	85 - 155	65 - 95	8 - 11	5 - 7	●	++	M	① ④
	34 Cr Ni Mo 6	35 NCD 6	80 - 140	60 - 100	9 - 13	4,5		+++	G	① ② ⑧
	36 Ni Cr Mo 16	35 NCD 16	100 - 145	80 - 105	9 - 11	4,5		++++	G	trempable à l'air ① ② ⑧
	30 Cr Ni Mo 8	30 CND 8	90 - 145	70 - 105	9 - 12	4,5		++++	G	① ② ③
chrome-molybdène	31 Cr Mo 12	30 CD 12	90 - 130	70 - 90	10 - 12	4,5		+++	G	pour nitruration
	20 Cr Mo 4	25 CD 4	60 - 100	40 - 70	12 - 16	4,5	●	++	M	soudabilité ② ③
	34 Cr Mo 4	35 CD 4	75 - 120	45 - 85	11 - 15	4,5		++	G	① ② ③ ⑩
	42 Cr Mo 4	42 CD 4	75 - 130	50 - 90	10 - 14	3,5		+++	G	① ② ③ ⑩
	50 Cr Mo 4	50 CD 4	80 - 130	55 - 90	9 - 13	3		+++	G	① ② ③
nuances diverses	51 Cr V 4	50 CV 4	70 - 130	50 - 90	8 - 14	3		+++	G	⑤ ①
	41 Cr Al Mo 7-10	40 CAD 6-12	80 - 120	60 - 80	10 - 14	3		++	M	pour nitruration ⑥ ⑦
	28 Mn 6	20 M 6	50 - 75	35 - 45	19 - 21	4		+	P	soudabilité ② ⑦
	20 Mn Cr 5-5	20 MC 5	90 - 150	75 - 95	8 - 9	4 - 5	●	+	M	① ② ⑦ ⑧
	55 Si 7	55 S 7	70 - 170	50 - 130	6 - 13	4		++	P	⑤ ⑦
	45 Si Cr Mo 6	45 SCD 6	85 - 185	60 - 140	6 - 13	5		+++	P - M	⑤ ⑦
	13 Mn S 4	13 MF 4	78 - 118	54	9	4				pour décolletage
	35 Mn S 6	35 MF 6	88 - 108	74	9	3,5				

++++ : très forte  
+++ : forte  
++ : moyenne  
+ : limitée  
P : petite (∅ ≈ 50)  
M : moyenne (∅ ≈ 100)  
G : grosse (∅ ≈ 200)

- ① engrenage
- ② arbres, axes, tiges, leviers, fusées
- ③ boulonnerie haute résistance
- ④ roulements
- ⑤ ressorts

- ⑥ pièces de frottement
- ⑦ pièces d'usures
- ⑧ pièces de sécurité, résistance aux chocs
- ⑨ basses températures
- ⑩ pour trempé superficiel





[ANNEXE 3]

Tableau 1 : : propriété du béton

$f_{c28} = 25$ [MPa]	Résistance caractéristique du béton à 28 jours
$f_{t28} = 2.10$ [MPa]	Résistance du béton à la traction à 28 jours
$E_{ij} = 32164$ [MPa]	Module de déformation longitudinale instantanée
$E_{vj} = 10819$ [MPa]	Module de déformation longitudinale à long terme
$E_{moyen} = 21491.53$ [MPa]	Module moyen de déformation longitudinale
$\nu = 0.2$	Coefficient de poisson
$\lambda = 0.00001$ [m/m/°C]	Coefficient de dilatation thermique
$\Gamma = 2,5$ [t/m <sup>3</sup> ]	Masse volumique du béton

Tableau 2 : charges volumiques moyennes des principaux matériaux de construction

Tableau 6.2 Charges volumiques moyennes des principaux matériaux de construction.

Matériau	Charge volumique [kN/m <sup>3</sup> ]
aluminium	27
acier	78.5
béton armé	25
béton non armé	24
béton léger	≤ 20
bois	≤ 8

Tableau 3 :  
Choix du diamètre et des barreaux d'armature de

la semelle :

Section en cm<sup>2</sup> de 1 à 20 armatures de diamètre Ø en mm

Ø	5	6	8	10	12	14	16	20	25	32	40
1	0,20	0,28	0,50	0,79	1,13	1,54	2,01	3,14	4,91	8,04	12,57
2	0,39	0,57	1,01	1,57	2,26	3,08	4,02	6,28	9,82	16,08	25,13
3	0,59	0,85	1,51	2,36	3,39	4,62	6,03	9,42	14,73	24,13	37,70
4	0,79	1,13	2,01	3,14	4,52	6,16	8,04	12,57	19,64	32,17	50,27
5	0,98	1,41	2,51	3,93	5,65	7,70	10,05	15,71	24,54	40,21	62,83
6	1,18	1,70	3,02	4,71	6,79	9,24	12,06	18,85	29,45	48,25	75,40
7	1,37	1,98	3,52	5,50	7,92	10,78	14,07	21,99	34,36	56,30	87,96
8	1,57	2,26	4,02	6,28	9,05	12,32	16,08	25,13	39,27	64,34	100,5
9	1,77	2,54	4,52	7,07	10,18	13,85	18,10	28,27	44,18	72,38	113,1
10	1,96	2,83	5,03	7,85	11,31	15,39	20,11	31,42	49,09	80,42	125,7
11	2,16	3,11	5,53	8,64	12,44	16,93	22,12	34,56	54,00	88,47	138,2
12	2,36	3,39	6,03	9,42	13,57	18,47	24,13	37,70	58,91	96,51	150,8
13	2,55	3,68	6,53	10,21	14,70	20,01	26,14	40,84	63,81	104,6	163,4
14	2,75	3,96	7,04	11,00	15,83	21,55	28,15	43,98	68,72	112,6	175,9
15	2,95	4,24	7,54	11,78	16,96	23,09	30,16	47,12	73,63	120,6	188,5
16	3,14	4,52	8,04	12,57	18,10	24,63	32,17	50,27	78,54	128,7	201,1
17	3,34	4,81	8,55	13,35	19,23	26,17	34,18	53,41	83,45	136,7	213,6
18	3,53	5,09	9,05	14,14	20,36	27,71	36,19	56,55	88,36	144,8	226,2
19	3,73	5,37	9,55	14,92	21,49	29,25	38,20	59,69	92,27	152,8	238,8
20	3,93	5,65	10,05	15,71	22,62	30,79	40,21	62,83	96,17	160,8	251,3

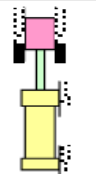
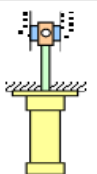
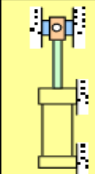
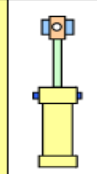
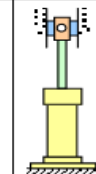
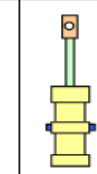
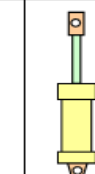
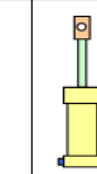
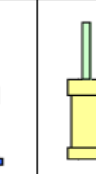
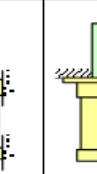
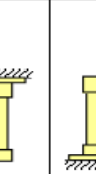
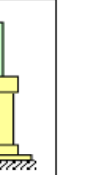
Section en cm<sup>2</sup> de 1 à 20 armatures de diamètre Ø en mm.





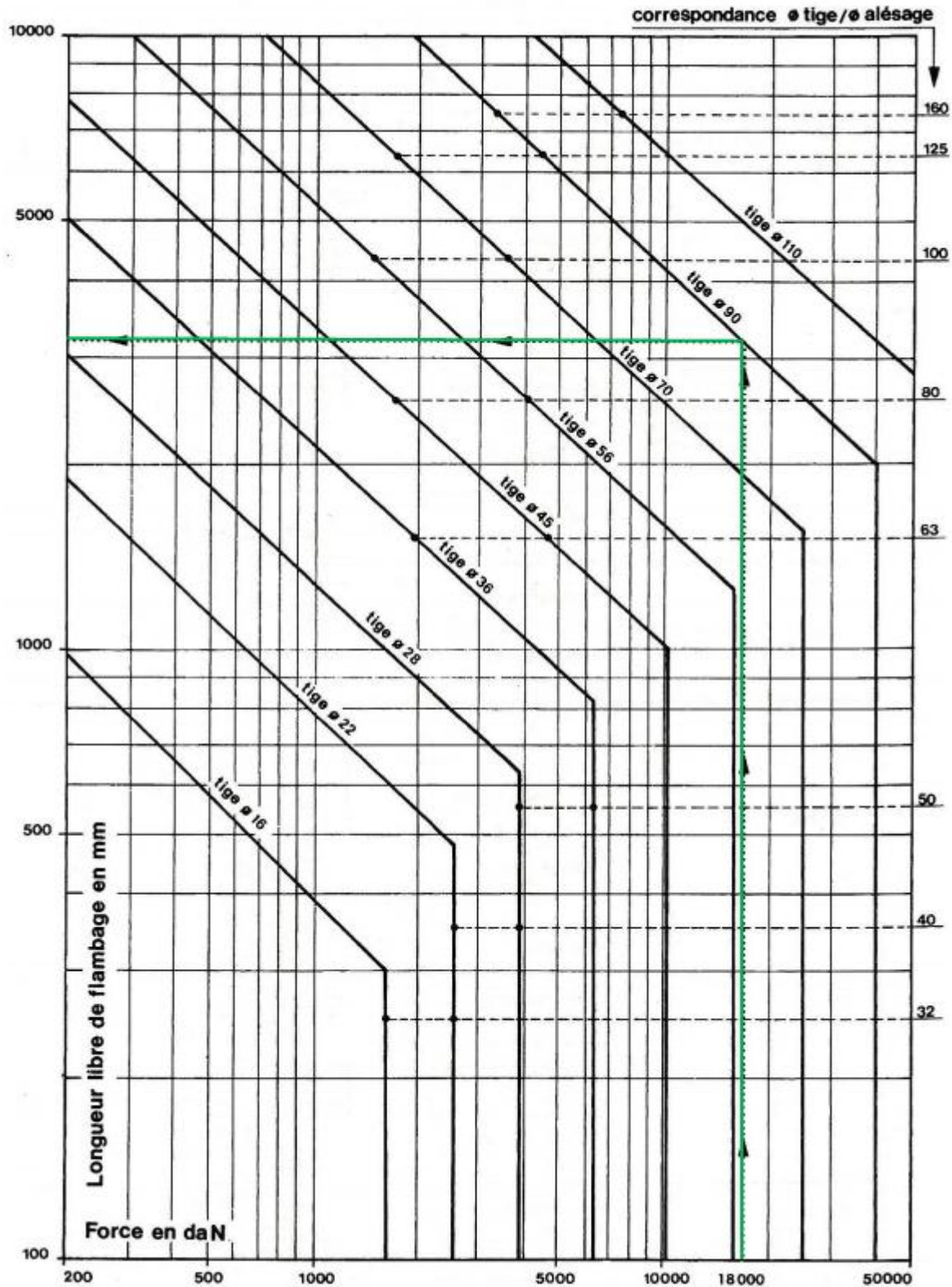
[ANNEXE 4]

Tableau 1 : coefficient de montage

											
$K = 0.5$	$K = 0.7$		$K = 1$	$K = 1.5$			$K = 2$			$K = 4$	
<i>Fixation de la tige</i>											
C ou D	B	B	B	B	A	A	A	Libre	Libre	Libre	
<i>Fixation du cylindre</i>											
F et I	F	F et I	J'	I	J	G	J''	F et I	F	I	



### Diamètre tige / piston





[ANNEXE 5]

### Dimension pompe

PGH5-2X/...<sup>R</sup><sub>L</sub>...VU2

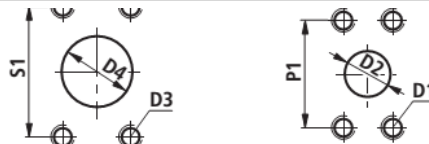
Arbre d'entraînement  
denté, bride de fixation  
SAE 2 trous  
(pompe médiane et arrière  
Pompe pour pompes

Type	DN	Référence		L1	L2	L3	S	P
		„R“ rotation à droite	„L“ rotation à gauche					
PGH5-2X/063..R11VU2		R900932172 Δ	R900086533	217	114,5	172	1 1/2“S <sup>1)</sup>	1“H <sup>1)</sup>
PGH5-2X/080..R11VU2		R900086516 Δ	R900086534	225	118,5	180	2“S <sup>1)</sup>	1 1/4“H <sup>1)</sup>
PGH5-2X/100..R11VU2		R900086517 Δ	R900086535	234	123	189	2“S <sup>1)</sup>	1 1/4“H <sup>1)</sup>

Ta

Cylindrée			BG5							
Calibre nominal	DN		63	80	100	125	160	200	250	
Poids	m	kg	39	40,5	42,5	45	49	52,5	57,5	
Plage de vitesse	$n_{min}$	min <sup>-1</sup>	400	400	400	400	300	300	300	
	$n_{max}$	min <sup>-1</sup>	2600	2200	2200	2200	1800	1800	1800	
Volume de refoulement	V	cm <sup>3</sup>	64,7	81,4	100,2	125,3	162,8	200,4	250,5	
Débit <sup>1)</sup>	q <sub>v</sub>	L/min	92,8	116,9	143,8	179,8	233,7	287,7	359,6	
Pression de service, absolue			0,8 à 2 (brève pression au démarrage 0,6 bar)							
- entrée	p	bar								
- sortie en permanence	p <sub>max</sub>	bar								
			250		210		160	125		
			175		140		100	70		
intermittent <sup>2)</sup>	p <sub>max</sub>	bar								
			315		250		210	160		
			210		175		175	100		

u aspiration



BG	DN	Gabarit des trous/ Aspir., S	Gab. trous/ Pression, P	D1	D2	D3	D4	P1	P2	S1	S2
2	005	1/2" 5000 PSI	1/2" 5000 PSI	M8x15	13	M8x15	13	38,1	17,5	38,1	17,5
	006	1/2" 5000 PSI	1/2" 5000 PSI	M8x15	13	M8x15	13	38,1	17,5	38,1	17,5
	008	1/2" 5000 PSI	1/2" 5000 PSI	M8x15	13	M8x15	13	38,1	17,5	38,1	17,5
3	011	1" 3000 PSI	1/2" 5000 PSI	M8x15	13	M10x17	19	38,1	17,5	52,4	26,2
	013	1" 3000 PSI	1/2" 5000 PSI	M8x15	13	M10x17	19	38,1	17,5	52,4	26,2
	016	1" 3000 PSI	1/2" 5000 PSI	M8x15	13	M10x17	19	38,1	17,5	52,4	26,2
4	020	1 1/4" 4000 PSI	3/4" 6000 PSI	M10x18	19	M10x18	30	50,8	23,8	58,7	30,2
	025	1 1/4" 4000 PSI	3/4" 6000 PSI	M10x18	19	M10x18	32	50,8	23,8	58,7	30,2
	032	1 1/2" 3000 PSI	3/4" 6000 PSI	M10x18	19	M12x20	35	50,8	23,8	69,9	35,7
	040	1 1/2" 3000 PSI	3/4" 6000 PSI	M10x18	19	M12x20	38	50,8	23,8	69,9	35,7
	050	1 1/2" 3000 PSI	1" 6000 PSI	M12x22	21	M12x20	40	57,2	27,8	69,9	35,7
	063	2" 3000 PSI	1 1/4" 4000 PSI	M10x18	32	M12x20	51	30,2	58,7	77,8	42,9
	080	2" 3000 PSI	1 1/2" 3000 PSI	M12x20	38	M12x20	51	35,7	69,9	77,8	42,9
5	100	2" 3000 PSI	1 1/2" 3000 PSI	M12x20	38	M12x20	51	35,7	69,9	77,8	42,9
	063	1 1/2" 3000 PSI	1" 6000 PSI	M12x22	25	M12x20	40	57,2	27,8	69,9	35,7
	080	2" 3000 PSI	1 1/4" 6000 PSI	M14x24	32	M12x20	51	66,7	31,8	77,8	42,9
	100	2" 3000 PSI	1 1/4" 6000 PSI	M14x24	32	M12x20	51	66,7	31,8	77,8	42,9
	125	2" 3000 PSI	1 1/4" 6000 PSI	M14x24	32	M12x20	51	66,7	31,8	77,8	42,9
	160	3" 3000 PSI	2" 3000 PSI	M12x20	34	M16x24	76	42,9	77,8	106,4	61,9
	200	3" 3000 PSI	2" 3000 PSI	M12x20	43	M16x24	76	42,9	77,8	106,4	61,9
250	3" 3000 PSI	2" 3000 PSI	M12x20	51	M16x24	76	42,9	77,8	106,4	61,9	

ble  
au  
1 :  
Ca  
rac  
téri  
stiq  
ues  
tec  
hni  
que  
s



Tableau 2 : viscosité selon ISO

Grade ISO VG	Viscosité cinématique médiane à 40 °C	Limites de viscosité	
		minimum	maximum
2	2,2	1,90	2,42
3	3,2	2,88	3,52
5	4,6	1,14	5,06
7	6,8	6,12	7,48
10	10	9,00	11,00
15	15	13,50	16,50
22	22	19,00	24,20
32	32	28,80	35,20
46	46	41,40	50,60
68	68	61,20	74,80
100	100	90,00	110,00
150	150	135,00	165,00
220	220	198,00	242,00
320	320	288,00	352,00
460	460	414,00	506,00
680	680	612,00	748,00
1000	1000	900,00	1100,00
1500	1500	1350,00	1650,00

[ANNEXE 6]

### Sélection des filtres

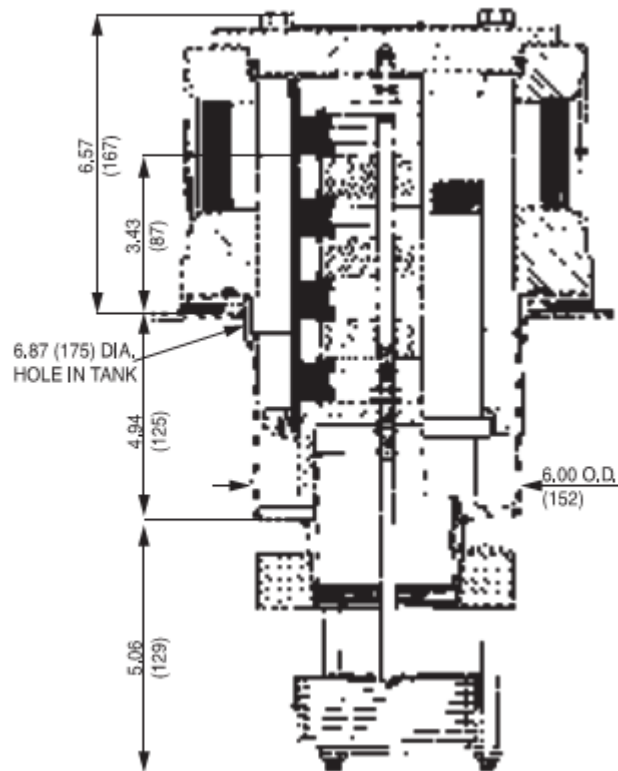
D'après le catalogue du fabricant (SCHROEDER) :

- Filtre d'aspiration :



	Pressure psi (bar)	Flow gpm (L/min)	Page
SECTION 6: Suction Filters	<b>Tank-Mounted Suction Filter</b>		
	ST		20 (75) 323
	<b>In-Line Magnetic Suction Separators</b>		
	TF-SKB	Suction	12.5 (47) 327
	KF3-SKB	Suction	30 (130) 328
	<b>Tank-Mounted Magnetic Suction Separator</b>		
BFT-SKB	Suction	75 (285) 329	

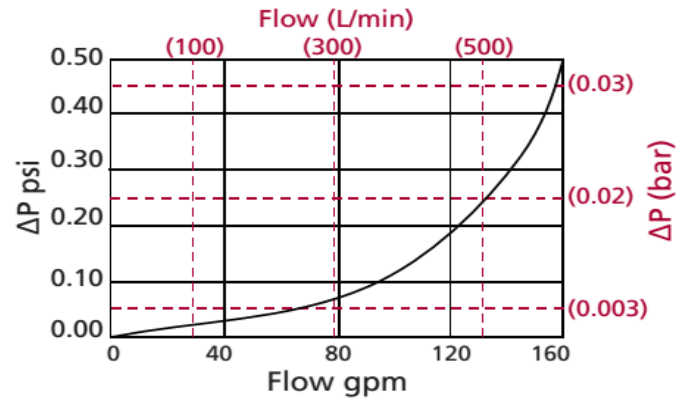
Pour un débit  $Q=324$  l/min on a trouvé **BFT-SKB**



La page 329 du catalogue fourni les dimensions :



Note: Plotted curves shown in graph below include both housing and elements as indicated for fluids with sp gr = 0.86.



sp gr = specific gravity

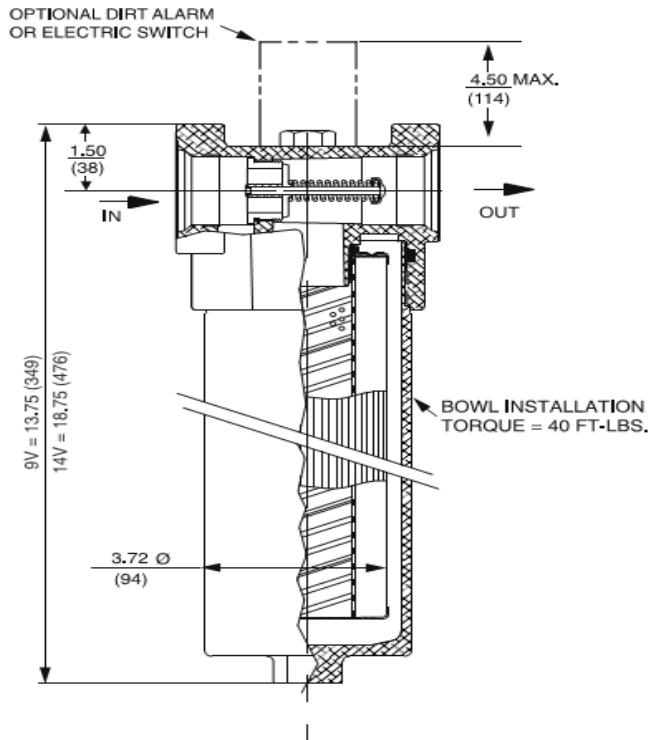
Calcul les pertes de charge :

➤ **Filtre de retour :**

Pour un débit en retour  $Q=222$  l/min on a trouvé **RLT9VZ5**.

Top-Ported Medium Pressure Return Line Filters			
GH	725 (50)	35 (130)	161
GHHF	725 (50)	100 (380)	165
RLT	1000 (69)	70 (265)	169
KF5	500 (35)	100 (380)	173
GKF5 GeoSeal®	500 (35)	100 (380)	342
SRLT	1400 (100)	25 (100)	177





Pressure	Series	Element Part No.	Element selections are predicated on the use of 150 SUS (32 cSt) petroleum based fluid and a 40 psi (2.8 bar) bypass valve.						
To 800 psi (55 bar)	E Media	9V3 & 14V3	9V3	14V3	Contact Factory				
		9V10 & 14V10	9V10	14V10	Contact Factory				
	Z-Media®	9VZ1 & 14VZ1	9VZ1	14VZ1	Contact Factory				
		9VZ3 & 14VZ3	9VZ3	14VZ3	Contact Factory				
		9VZ5 & 14VZ5	9VZ5	14VZ5					
		9VZ10 & 14VZ10	9VZ10 & 14VZ10						
		9VZ25 & 14VZ25	9VZ25 & 14VZ25						
		Flow	gpm	0	10	20	30	40	50
	(L/min)	0	50	100	150	200	270		

**Element Selection**  
Based on Flow Rate

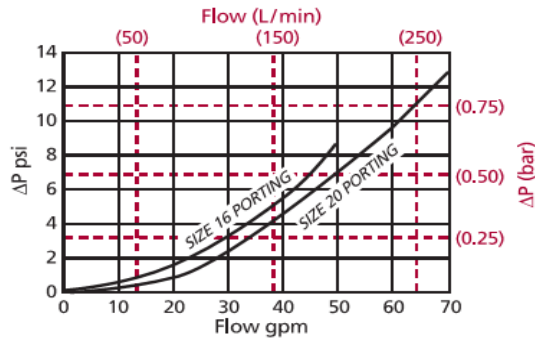
Shown above are the elements most commonly used in this housing.   requires size 20 porting

Note: Contact factory regarding use of E media in High Water Content, Invert Emulsion and Water Glycol Applications. For more information, refer to Fluid compatibility: Fire Resistant Fluids, page 21 and 22.



**$\Delta P_{\text{housing}}$**

RLT  $\Delta P_{\text{housing}}$  for fluids with sp gr = 0.86:



**$\Delta P_{\text{element}}$**

$\Delta P_{\text{element}} = \text{flow} \times \text{element } \Delta P \text{ factor} \times \text{viscosity factor}$

El.  $\Delta P$  factors @ 150 SUS (32 cSt):

	<b>9V</b>	<b>14V</b>
<b>9V3</b>	.32	<b>14V3</b> .19
<b>9V10</b>	.24	<b>14V10</b> .15
<b>9VZ1</b>	.34	<b>14VZ1</b> .21
<b>9VZ3</b>	.21	<b>14VZ3</b> .17
<b>9VZ5</b>	.13	<b>14VZ5</b> .09
<b>9VZ10</b>	.11	<b>14VZ10</b> .08
<b>9VZ25</b>	.06	<b>14VZ25</b> .05

If working in units of bars & L/min, divide above factor by 54.9.

Viscosity factor: Divide viscosity by 150 SUS (32 cSt).

sp gr = specific gravity

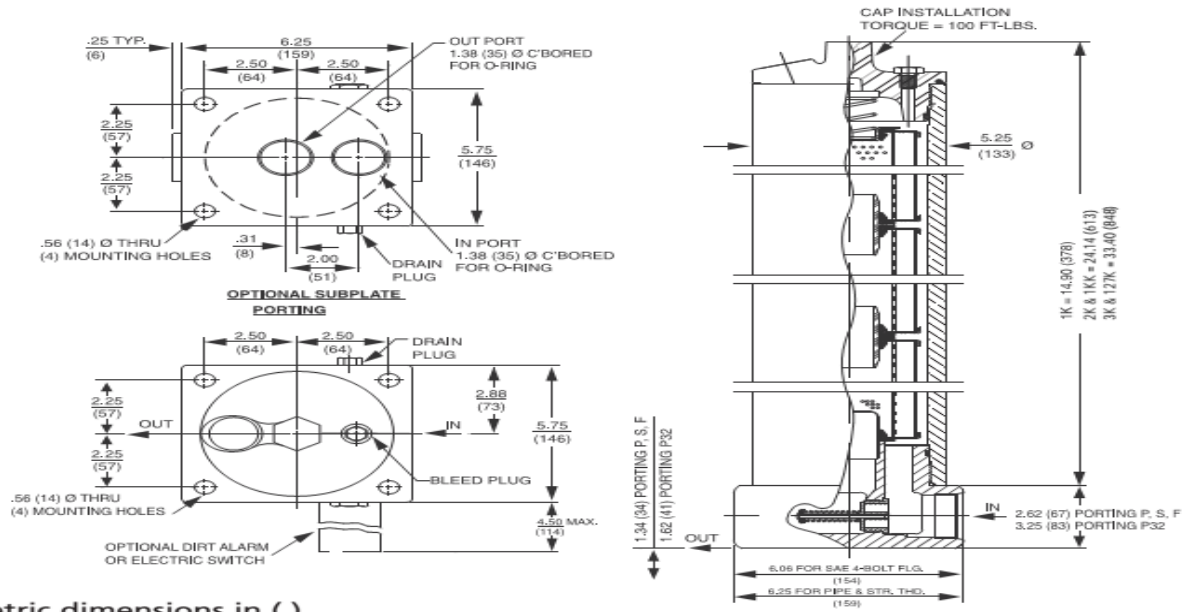
**Calcul les pertes de charge :**

➤ **Filtre de pression :**

Pour un débit Q=324 l/min avec pression P=250 bar on a trouvé **KF50**

Modèle	Pression nominale (bar)	Pression maximale (bar)	Pression de service (bar)
KF30	3000 (210)	100/150 (380/570)	105
GKF30 GeoSeal®	3000 (210)	100/150 (380/570)	340
TF50	5000 (345)	40 (150)	109
KF50	5000 (345)	100/150 (380/570)	113
GKF50 GeoSeal®	5000 (345)	100/150 (380/570)	340
KC50	5000 (345)	100/150 (380/570)	117
GKC50 GeoSeal®	5000 (345)	100/150 (380/570)	340
MKF50	5000 (345)	200 (760)	121
GMKF50 GeoSeal®	5000 (345)	200 (760)	341
KC65	6500 (450)	100 (380)	125
GKC65 GeoSeal®	6500 (450)	100 (380)	341





Metric dimensions in ( ).





Pressure	Element		Flow capacity selections are predicated on the use of 150 SUS (32 cSt) petroleum based fluid and a 40 psi (2.8 bar) bypass valve.						
	Series	Part No.	1K3		2K3†	3K3	See MKF50		
To 5000 psi (345 bar)	E Media	K10	1K10		2K10†	3K10†	3K10†	See MKF50	
		K25	1K25			2K25†			
		KZ1	1KZ1		2KZ1†		3KZ1†		
	Z-Media®	KZ3	1KZ3/KAS3/KKAS3/27KAS3			2KZ3†		3KZ3†	
		KZ5	1KZ5/KAS5/KKAS5/27KAS5			2KZ5†		3KZ5†	
		KZ10	1KZ10/KAS10/KKAS10/27KAS10				2KZ10†		3KZ10†
		KZ25	1KZ25				2KZ25†		
Flow	gpm	0	25	50	75	100	125	150	
	(L/min)	0	100	200	300	400	500	570	

†Double and triple stacking of K-size elements can be replaced by single KK & 27K elements, respectively.   requires 2" porting (P32)

Shown above are the elements most commonly used in this housing.

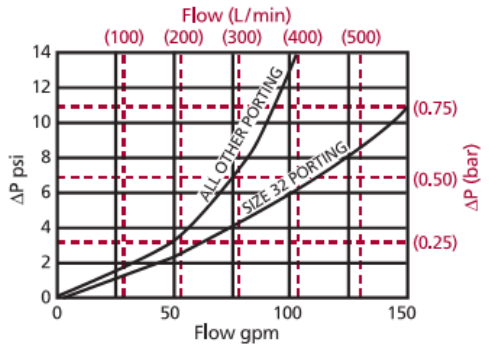
Note: Contact factory regarding use of E Media in High Water Content, Invert Emulsion and Water Glycol Applications. For more information, refer to Fluid Compatibility: Fire Resistant Fluids, pages 21 and 22.

Selon KF50 on a trouvé 1KZ5 :

Calcul les pertes de charge :

**ΔP<sub>housing</sub>**

KF50 ΔP<sub>housing</sub> for fluids with sp gr = 0.86:



sp gr = specific gravity

Sizing of elements should be based on element flow information provided in the Element Selection chart above.

**ΔP<sub>element</sub>**

ΔP<sub>element</sub> = flow x element ΔP factor x viscosity factor

El. ΔP factors @ 150 SUS (32 cSt):

	1K	2K/KK	3K/27K
K3	.25	.12	.08
K10	.09	.05	.03
K25	.02	.01	.01
KZ1	.20	.10	.05
KZ3/KAS3/KKAS3/27KAS3	.10	.05	.03
KZ5/KAS5/KKAS5/27KAS5	.08	.04	.02
KZ10/KAS10/ KKAS10/27KAS10	.05	.03	.02
KZ25	.04	.02	.01
KZX10	.08	.04	.03
<hr/>			
	1K	2K	
KZW1	.43		
KZW3	.32	.16	
KZW5	.28	.14	
KZW10	.23	.12	
KZW25	.14	.07	

If working in units of bars & L/min, divide above factor by 54.9.

Viscosity factor: Divide viscosity by 150 SUS (32 cSt).



## Sélection distributeur hydraulique

### 11 Mode de commande

1		électrique
2		hydraulique
(4)		mécanique par poussoir à galet
6		pneumatique
(7)		manuelle par levier
(7)		avec crantage

### 17/22 Tension de l'électro-aimant

	Standard		Spéciales	
	=	~	=	~
012/00	110/50	096/00		
024/00	115/60			
190/00	220/50	110/00	024/50	
	230/60			

### 12/14 Symbole

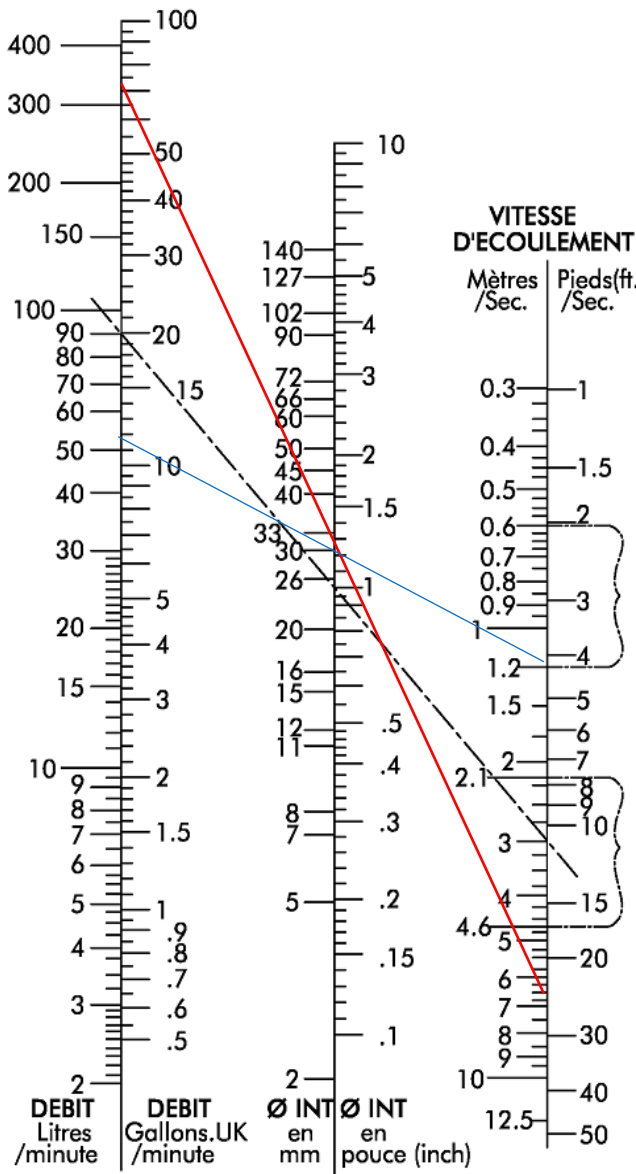
000		Voir ci-dessous
001		
⋮		
↓		

Nr.	Symboles	Nr.	Symboles
000		012	
000*		014*	
001		016	
001*		018	
002*		018*	
004		020	
005		024	
006		026	
008		027	
010		031	
011		032	
011*		033	
		040	



[ANNEXE 8]

### Diamètres flexibles hydrauliques



NOTA: Les recommandations correspondent à des huiles ayant une viscosité max. de 315 SSU (9° E) à 38° C fonctionnant à des températures comprises entre 18° C et 68° C.

NOTA: The recommendations are for oils with a maximum viscosity of 315 SSU (9° E) at 38° C working at temperatures between 18° C and 68° C.

Estas informaciones corresponden a aceites teniendo una viscosidad maximo de 315 SSU (9° E) a 38° trabajando con temperaturas incluidas 18° C y 68° C.

- \* Vitesse recommandée à l'aspiration.
- \* Recommended velocity range for intake line.
- \* Velocidad recomendada a la aspiracion.
- \* Vitesse recommandée dans les lignes de pression.
- \* Recommended velocity range for pressure line.
- \* Velocidad recomendada en las lineas de presión.



**Aperçu tuyau**  
Haute pression

Tuyau	Série Embouts	Pression de service (MPa) module / ID <sup>1</sup>																			Construction	Norme			
		-3	-4	-5	-6	-8	-10	-12	-16	-20	-24	-32	-40	-48	-56	-64	-80	-96	150						
Standard Basse température Haute résistance Ferroviaire	372	70																			-40/+100	3 tresses acier			
	371LT	70																				-50/+100	3 tresses acier		
	372TC	70																				-40/+100	3 tresses acier		
Standard	372RH	70																				-40/+100	3 tresses acier		
	701	70																				-40/+100	4 nappes acier	EN 856-4SP - ISO 3862-4SP	
	731	70																				-40/+100	4 nappes acier	EN 856-4SH - ISO 3862-4SH	
	781	70																				-40/+125	4,6 nappes acier	EN 856-R13 - ISO 3862-R13 - SAE 100R13	
	P35	56																				-40/+125	6 nappes acier	EN 856-R13 - ISO 3862-R13 - SAE 100R13	
Sans chlore	722CLF	43																				-40/+100	4 nappes acier	EN 856-R12 - ISO 3862-R12 - SAE 100R12	
	774	71																				-40/+80	4 nappes acier	ISO 3862-R15 - SAE 100R15	
Phosphate Ester	F42	(70, 78)																				-40/+80	4,6 nappes acier		
	721TC	71																				-40/+125	4 nappes acier	EN 856-R12 - ISO 3862-R12 - SAE 100R12	
Haute résistance à l'abrasion - homologué MSHA	722TC	43																				-40/+125	4 nappes acier	EN 856-R12 - ISO 3862-R12 - SAE 100R12	
	731TC	70																				-40/+125	4 nappes acier	ISO 3862-4SH - EN 856-4SH	
	782TC	70																				-40/+125	4,6 nappes acier	EN 856-R13 - ISO 3862-R13 - SAE 100R13	
	791TC	70																				-40/+100	4,6 nappes acier	ISO 3862-R15 - SAE 100R15	
	792TC	70																				-40/+100	4,6 nappes acier	ISO 3862-R15 - SAE 100R15	
Basse température	772LT	71																				-57/+100	4 nappes acier	EN 856-R12 - ISO 3862-R12 - SAE 100R12	
	787TC	77																				-40/+125	4,6 nappes acier	SAE 100R13 - ISO 3862-R13 - Supérieur à ISO 18752-DC	
Compact Spiral	797TC	77																				-40/+125	4,6 nappes acier	SAE 100R15 - ISO 3862-R15 - Supérieur à ISO 18752-C2/DC	
	H31	(N5, W4)	50,0																			-40/+100	4 nappes acier	Supérieur à EN 856-4SP - ISO 3862-4SP	
Standard	H29	W4																				-40/+100	4 nappes acier	Supérieur à EN 856-4SH - ISO 3862-4SH	
	R35	(W4, W6)																				-40/+125	4,6 nappes acier	EN 856-R13 - ISO 3862-R13 - SAE 100R13	
	R42	(W4, W6)																				-40/+125	4,6 nappes acier	ISO 3862-R15 - SAE 100R15	
	H31TC	(N5, W4)	50,0																			-40/+100	4 nappes acier	Supérieur à EN 856-4SP - ISO 3862-4SP	
Haute résistance à l'abrasion - homologué MSHA	H29TC	W4																				-40/+100	4 nappes acier	Supérieur à EN 856-4SH - ISO 3862-4SH	
	R35TC	(W4, W6)																				-40/+125	4,6 nappes acier	EN 856-R13 - ISO 3862-R13 - SAE 100R13	
	RS35TC	W6																				-40/+125	6 nappes acier	ISO 6807-D	
	R42TC	(W4, W6)																				-40/+125	4,6 nappes acier	ISO 3862-R15 - SAE 100R15	
	R50TC	(W4, W6)																					-40/+100	4,6 nappes acier	Supérieur à ISO 3862-R15
	R56TC	W5																					-40/+100	4 nappes acier	Supérieur à ISO 3862-R15
Résistance extrême à l'abrasion	H31ST	(N5, W4)	50,0																			-40/+100	4 nappes acier	Supérieur à EN 856-4SP - ISO 3862-4SP	
	H29ST	W4																				-40/+100	4 nappes acier	Supérieur à EN 856-4SH - ISO 3862-4SH	
Ferroviaire	R42ST	(W4, W6)																				-40/+125	4,6 nappes acier	ISO 3862-R15 - SAE 100R15	
	H29RH	W4																				-40/+100	4 nappes acier	Supérieur à EN 856-4SH - ISO 3862-4SH	

②: sur demande; entre parenthèses. Les séries d'embouts du ID du tuyau (module). Pour plus de détails, veuillez vous référer à la page respective de chaque tuyau de ce catalogue

\* 35Mpa: Applications statiques conformément à ISO 6807-D  
\* 21MPa: Application hydraulique dynamique avec coefficient de sécurité >4:1





Type d'embout	Raccordement	Tube métrique en mm • Série lourde – S									
		Pression de service max, (MPa) = Facteur de sécurité 4:1									
		6	8	10	12	14	16	20	25	30	38
C6, C7, C8	Femelle tournant	63,0	63,0	63,0	63,0	63,0	40,0	40,0	40,0	25,0	25,0
C9, 0C, 1C	ISO 12151-2 Femelle tournant avec joint torique	63,0	63,0	63,0	63,0	63,0	42,0	42,0	42,0	42,0	42,0
D2	Mâle	63,0	63,0	63,0	63,0	63,0	42,0	42,0	42,0	42,0	42,0
3D	Lisse millimétrique	63,0	63,0	63,0	63,0	63,0	40,0	40,0	40,0	25,0	25,0

Tableau 2 :



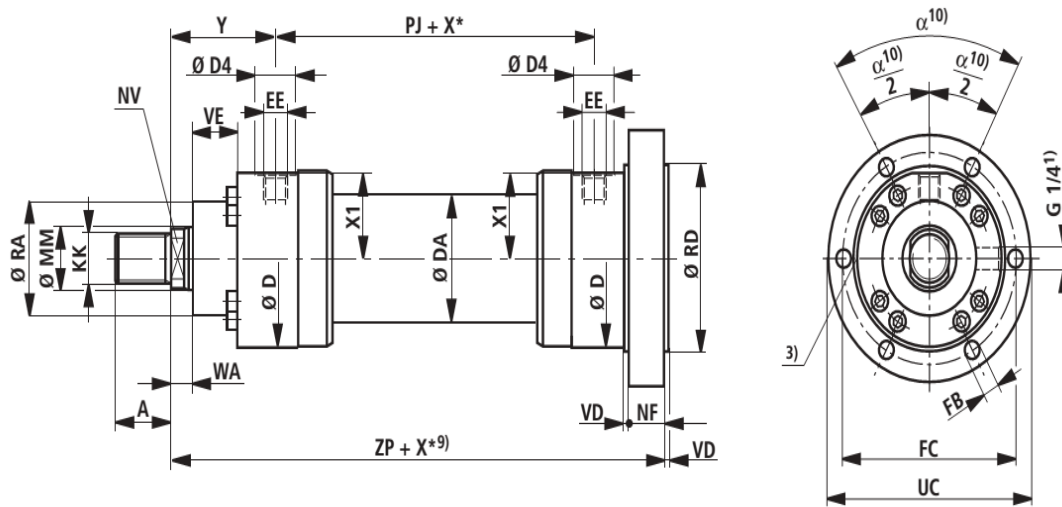


Type d'embout	Raccordement	Embout pouce (module)									
		Pression de service max. (MPa) – Facteur de sécurité 4:1									
		-4	-5	-6	-8	-10	-12	-16	-20	-24	-32
JM, JC, JS, J1, J5, J7, J9, JD	Mâle ORFS / traversée de cloison	63,5		63,5	63,5	41,0	41,0	41,0	28,0	28,0	
GU	JIS-femelle tournant BSP cône 60°	35,0	35,0	35,0	35,0		28,0	21,0	17,5		
FU	JIS-femelle tournant BSP cône 30°	35,0	35,0	35,0	35,0	28,0	28,0	21,0	17,5		
MU	JIS-femelle tournant cône 30° métrique	35,0	35,0	35,0	35,0	28,0	28,0	21,0	17,5		
MZ	Femelle tournant JIS 30° métrique coude 90°	35,0	35,0	35,0	35,0	28,0	28,0	21,0	17,5		
UT	JIS-mâle gaz conique cône 60°	35,0		35,0	35,0		28,0	21,0	17,5		

V1 **Bride ronde sur fond MF4**

V3  
CDH3 MF4

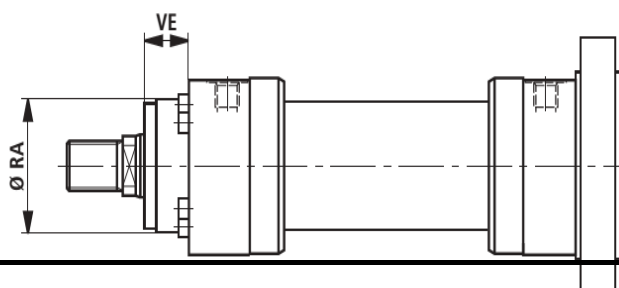
XU, X1



[A  
NN  
EX  
E  
10]

Di  
me  
nsi  
on  
vér  
in  
hyd

avec types de joints "A", "B" et Ø AL 160 - 200 mm





raulique

[ANNEXE 11]

Poutrelle HEA et IPE (source memoTech structure métallique)

AL Ø	MM Ø	ZP	X* min.	NF	VD	RD e8	FB H13	FC js13	UC - 1	$\alpha$	RA <sup>(7)</sup> f8	VE <sup>(7)</sup>	RA <sup>(8)</sup> f8	VE <sup>(8)</sup>	
160	90	M100x2	100	M100x3	140	95	292	200	65	G1 1/2	M48x2	210	240	142,5	40





HEA		Dimensions						Masse par mètre	Aire de la section
		h	b	a	e	r	h <sub>f</sub>	P	A
		h	b	t <sub>w</sub>	t <sub>f</sub>	r	d	P	A
		mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg/m	cm <sup>2</sup>
HEA 100	96	100	5,0	8	12	56	16,7	21,2	
HEA 120	114	120	5,0	8	12	74	19,9	25,3	
HEA 140	133	140	5,5	8,5	12	92	24,7	31,4	
HEA 160	152	160	6,0	9	15	104	30,4	38,8	
HEA 180	171	180	6,0	9,5	15	122	35,5	45,3	
HEA 200	190	200	6,5	10	18	134	42,3	53,8	
HEA 220	210	220	7,0	11	18	152	50,5	64,3	
HEA 240	230	240	7,5	12	21	164	60,3	76,8	
HEA 260	250	260	7,5	12,5	24	177	68,2	86,8	
HEA 280	270	280	8,0	13	24	196	76,4	97,3	
HEA 300	290	300	8,5	14	27	208	88,3	112,5	
HEA 320	310	300	9,0	15,5	27	225	97,6	124,4	
HEA 340	330	300	9,5	16,5	27	243	104,8	133,5	
HEA 360	350	300	10,0	17,5	27	261	112,1	142,8	
HEA 400	390	300	11,0	19	27	298	124,8	159,0	
HEA 450	440	300	11,5	21	27	344	139,8	178,0	
HEA 500	490	300	12,0	23	27	390	155,1	197,5	
HEA 550	540	300	12,5	24	27	438	166,2	211,8	
HEA 600	590	300	13,0	25	27	486	177,8	226,5	
HEA 650	640	300	13,5	26	27	534	189,7	241,6	
HEA 700	690	300	14,5	27	27	582	204,5	260,5	
HEA 800	790	300	15,0	28	30	674	224,4	285,8	
HEA 900	890	300	16	30	30	770	251,6	320,5	
HEA 1000	990	300	16,5	31	30	868	272,3	346,8	

Tableau : dimensions HEA



Tableau : caractéristiques de calcul

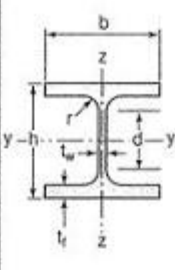
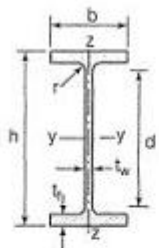
		Caractéristiques de calcul										Moment d'inertie de torsion
		$I_x$	$I_x/V_x$	$i_x$	-	-	$I_y$	$I_y/V_y$	$i_y$	-	-	J
		$I_y$	$W_{el,y}$	$i_y$	$W_{pl,y}$	$A_{vz}$	$I_z$	$W_{el,z}$	$i_z$	$W_{pl,z}$	$A_{vy}$	$I_t$
		cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm	cm <sup>3</sup>	cm <sup>2</sup>	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm	cm <sup>3</sup>	cm <sup>2</sup>	cm <sup>4</sup>
HEA 100	349,2	72,8	4,06	83,0	7,6	133,8	26,8	2,51	41,1	16,9	5,24	
HEA 120	606,2	106,3	4,89	119,5	8,5	230,9	38,5	3,02	58,9	20,1	5,99	
HEA 140	1033,1	155,4	5,73	173,5	10,1	389,3	55,6	3,52	84,8	24,8	8,13	
HEA 160	1673,0	220,1	6,57	245,1	13,2	615,5	76,9	3,98	117,6	30,1	12,19	
HEA 180	2510,3	293,6	7,45	324,9	14,5	924,6	102,7	4,52	156,5	35,5	14,80	
HEA 200	3692,2	388,6	8,28	429,5	18,1	1335,6	133,6	4,98	203,8	41,6	20,98	
HEA 220	5409,7	515,2	9,17	568,5	20,7	1954,5	177,7	5,51	270,6	50,2	28,46	
HEA 240	7763,2	675,1	10,05	744,6	25,2	2768,9	230,7	6,00	351,7	59,7	41,55	
HEA 260	10455,0	836,4	10,97	919,8	28,8	3668,2	282,2	6,50	430,2	67,4	52,37	
HEA 280	13673,3	1012,8	11,86	1112,2	31,7	4763,0	340,2	7,00	518,1	75,4	62,10	
HEA 300	18263,5	1259,63	12,74	1383,3	37,3	6310,5	420,7	7,49	641,2	87,0	85,17	
HEA 320	22928,6	1479,3	13,58	1628,1	41,1	6985,8	465,7	7,49	709,7	96,2	107,97	
HEA 340	27693,1	1678,4	14,40	1850,5	45,0	7436,3	495,8	7,46	755,9	102,5	127,20	
HEA 360	33089,8	1890,8	15,22	2088,5	49,0	7886,8	525,8	7,43	802,3	108,7	148,82	
HEA 400	45069,4	2311,3	16,84	2561,8	57,3	8563,1	570,9	7,34	872,9	118,2	189,04	
HEA 450	63721,6	2896,4	18,92	3215,9	65,8	9464,2	630,9	7,29	965,5	130,4	243,76	
HEA 500	86974,8	3550,0	20,98	3948,9	74,7	10365,6	691,0	7,24	1058,5	142,7	309,27	
HEA 550	111932,2	4145,6	22,99	4621,8	83,7	10817,2	721,1	7,15	1106,9	148,9	351,54	
HEA 600	141208,1	4786,7	24,97	5350,4	93,2	11269,1	751,3	7,05	1155,7	155,2	397,81	
HEA 650	175178,2	5474,3	26,93	6136,3	103,2	11721,3	781,4	6,96	1204,8	161,5	448,30	
HEA 700	215301,4	6240,6	28,75	7031,8	117,0	12175,5	811,7	6,84	1256,7	168,0	513,89	
HEA 800	303442,6	7682,1	32,58	8699,5	138,8	12634,7	842,3	6,65	1312,3	174,8	596,87	
HEA 900	422075,0	9484,8	36,29	10811,0	163,3	13542,4	902,8	6,50	1414,5	187,4	736,77	
HEA 1000	553846,2	11188,8	39,96	12824,4	184,6	13998,9	933,3	6,35	1469,7	193,7	822,41	



Tableau : dimensions IPE





IPE		Dimensions						Masse par mètre	Aire de la section
		h	b	a	e	r	h <sub>1</sub>	P	A
		h	b	t <sub>w</sub>	t <sub>f</sub>	r	d	P	A
		mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg/m	cm <sup>2</sup>
	IPE 80	80,0	46	3,8	5,2	5	59,6	6,0	7,6
	IPE 100	100,0	55	4,1	5,7	7	74,6	8,1	10,3
	IPE 120	120,0	64	4,4	6,3	7	93,4	10,4	13,2
	IPE 140	140,0	73	4,7	6,9	7	112,2	12,9	16,4
	IPE 160	160,0	82	5,0	7,4	9	127,2	15,8	20,1
	IPE 180	180,0	91	5,3	8,0	9	146,0	18,8	23,9
	IPE 200	200,0	100	5,6	8,5	12	159,0	22,4	28,5
	IPE 220	220,0	110	5,9	9,2	12	177,6	26,2	33,4
	IPE 240	240,0	120	6,2	9,8	15	190,4	30,7	39,1
	IPE 270	270,0	135	6,6	10,2	15	219,6	36,1	45,9
	IPE 300	300,0	150	7,1	10,7	15	248,6	42,2	53,8
	IPE 330	330,0	160	7,5	11,5	18	271,0	49,1	62,6
	IPE 360	360,0	170	8,0	12,7	18	298,6	57,1	72,7
	IPE 400	400	180	8,6	13,5	21	331,0	66,3	84,5
	IPE 450	450,0	190	9,4	14,6	21	378,8	77,6	98,8
	IPE 500	500,0	200	10,2	16,0	21	426,0	90,7	115,5
	IPE 550	550,0	210	11,1	17,2	24	467,6	105,5	134,4
	IPE 600	600,0	220	12,0	19,0	24	514,0	122,4	156,0



Université Sidi Mohammed Ben Abdellah - Fès  
FACULTE DES SCIENCES ET TECHNIQUES

