



FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIORAT

DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE

MEMOIRE

Présenté en vue de l'obtention du diplôme de master

**ETUDE DES MECANISMES DE LEVAGE
ET DE DIRECTION D'UN PONT ROULANT**

Domaine : SCIENCES ET TECHNIQUES

Filière : GENIE MECANIQUE

Spécialité : CONSTRUCTION MECANIQUE

PAR

✚ GUENADZIA KHEIR-EDDINE

DIRECTEUR DU MEMOIRE : MR.KHELIF RAPIA

DEVANT LE JURY

PRESIDENT: PR .KHELIF (R)

EXAMINATEURS : DR .KHADRI (Y)

DR. DIB (A)

DR .BOUARICHA.(A)

MR.KALLOCH.(A)

Dédicace

Je dédie ce fruit de mes années d'études les plus chère au monde à :

À la personne la plus chère pour moi dans ce monde ma mère qui est la fleur de ma vie, le symbole de l'amour et la tendresse qui s'est sacrifiée pour mon bonheur et ma réussite.

À mon père qui a fait de moi, ce que je suis aujourd'hui.

À mes chers frères : bille, bader dienn,

À mes sœurs

Pour mes amis:

okba, Réda, Wassim, bader eddine, toufik, houssem, Younes, Saïd, et tous mes amis dans le mouvement collectif et mes collègues à l'université. Sans parler de tous les amis qui sont actifs dans les camps.

Guenadzia Kheir-Eddine

REMERCIEMENT

Au nom de dieu clément et miséricorde dieux le grand merci lui revient , pour son aide et la volante qu'il nous a donner pour surmonter toutes les obstacles et les difficultés durant nos années d'études et de nous avoir éclairées notre chemin afin de réaliser ce modeste travail.

*Nos remerciements les plus profonds et vifs vont au premier lieu a la personne qui ma dirigé, orienté et conseillé, tout au long de ce travail avec compétence et gentillesse : *Dr : R_khelif* sincèrement merci.*

*Nous tenons également à remercier Mr : « *Omri * » ,pour son aide afin de réaliser ce travail pour son soutien, patience et d'avoir sacrifié son temps pour l'élaboration de ce présent mémoire*

Je tiens à exprimer ma gratitude à tous mes Enseignants

*Remerciements à tous les personnes
Qui ont participer de loin ou de près a
La réalisation de cette mémoire.*

Sommaire

Dédicaces.....	i
Remerciements.....	ii
Sommaire.....	iii
Tables Des figures Et tableaux.....	iiii

Introduction

CHAPITRE I- CONTEXTE GENERAL

I.1. Historique et situation géographique du complexe.....	2
I.2 Présentation du SIDER TSS	4
I.2.2 Aperçu sur la TSS.....	4
I.2.2 Productions et utilisations	6
I.3 Description des ateliers de production.....	8
I.3.1 Présentation.....	8
I.3.2 Processus de production.....	9
I.4 Présentation du projet.....	20

CHAPITRE II- GENERALITES SUR LES PONTS ROULANTS ET PRINCIPE DE CLASSIFICATION DES MECANISMES DE LEVAGE ET DE DIRECTION

II.1 Différents types de ponts roulants et structures	23
II.2 Eléments constitutifs du pont roulant	25
II.3 Différents mouvements possibles	25
II.4 Principaux mécanismes des ponts roulants	26
II.4.1 Mécanisme de levage	26
II.4.2 Mécanisme de direction	28
II.4.2 Mécanisme de translation	29
II.5 Classement du pont roulant de l'étude	30
II.5.1 Charpente.....	31
II.5.2 Mécanismes.....	32
II.5.3 Facteur de marche (FDM) et classe de démarrage	33

CHAPITRE III - CALCUL DES MECANISMES DE DIRECTION ET DE LEVAGE

MECANISME DE LEVAGE

III.1	Calcul et dimensionnement des éléments de mécanismes de levage.....	35
III.1.1	Calcul préliminaire.....	35
III.1.1.1	<u>Données de base</u>	35
III.1.1.2	schéma cinématique.....	35
III.1.1.3	Choix et calcul du plan.....	36
III.1.1.4	Choix du câble	37
III.1.1.5	Choix du tambour.....	40
III.1.1.7	CHOIX DU MOTEUR	43
III.1.1.8	Choix du réducteur.....	44
III.1.1.9	Choix du frein.....	45
III.1.1.10	Choix de l'accouplement.....	47
III.1.2	Vérification de la dynamique du mécanisme de levage	49
III. 1. 2.1	Calcul du moment de démarrage	49
III. 1. 2.2	calcul du moment attique.....	49

MECANISME DE DIRECTION

III.2	Calcul et dimensionnement des éléments du mécanisme de direction.....	50
III.2.1	Détermination du poids du chariot.....	50
III.2.2	Calcul et choix des galets de direction.....	51
III.2.3	Calcul du galet de direction	52
III.2.4	Choix du moteur de direction.....	54

CONCLUSION

Résumé

BIBLIOGRAPHIE

Liste des figures

Figure I.1: procédé de production	05
Figure II.1: Différents types de ponts	18
Figure II.2 Schéma descriptif d'un pont roulant	19
Figure II.3: Différents mouvements d'un pont roulant	20
Figure II.4: Principaux éléments du mécanisme de levage.....	20
Figure II.5: Photographie d'un moteur de levage	21
Figure II.6: Photographie d'un Tambour d'un pont roulant	21
Figure II.7: Photographie d'un frein à disque	22
Figure II.8: Photographie d'un réducteur de vitesse	22
Figure II.9: Photographie de l'ensemble moufle	23
Figure II.10: Câble métallique	23
Figure II.11: Poulie de moufle	24
Figure II.11: Mécanisme de direction du chariot	24
Figure III.2 : Photographie d'un du tambour d'un pont roulant	36
Figure III.3 : Dimensionnement du tambour	37
Figure III.4 : Photographie d'un freinage	43
Figure III.5 : Représentation du Rail type pont roulant A 55.....	46

Liste des tableaux

Tableau II.1 : <i>Classes et paramètres de la charpente</i>	26
Tableau II.2 : <i>Etat de charge et paramètres de la charpente</i>	27
Tableau II.3 : <i>Temps moyen de fonctionnement</i>	27
Tableau II.4 : <i>Etat de sollicitation</i>	28
Tableau II.5 : <i>Classement du mécanisme de l'étude</i>	28
Tableau III.1 : <i>la multiplicité</i>	32
Tableau III.2 : <i>coefficient de sécurité</i>	34
Tableau III.3 : <i>coefficient déterminé en fonction du régime de travail</i>	36
Tableau III.4 : <i>poulie d'équilibrage</i>	39
Tableau III.5 : <i>Caractéristiques du moteur</i>	40
Tableau III.6 : <i>Caractéristiques du réducteur</i>	41
Tableau III.7 : <i>Caractéristiques du frein</i>	42
Tableau III.8 : <i>Caractéristiques de l'accouplement</i>	44
Tableau III.9 : <i>Paramètres initiaux du mécanisme de direction</i>	46
Tableau III.10 : <i>Caractéristiques du rail BURBACH</i>	46
Tableau III.11 : <i>Caractéristiques géométriques du rail</i>	47
Tableau III.12 : <i>Valeur de la pression en fonction de la contrainte</i>	48
Tableau III.13 : <i>Valeur du coefficient C2 en fonction du groupe</i>	48
Tableau III.14 : <i>Valeur du coefficient C1</i>	49
Tableau III.15 : <i>Diamètre du galet en fonction des différents paramètres de H.K.D</i>	49

Introduction générale

Les constructions métalliques ont fait l'objet d'évolutions importantes à travers l'histoire, dans leurs règles de dimensionnement et techniques de construction, des matériaux utilisés qui se sont développés au fur et à mesure du développement industriel de l'utilisation de la fonte et des fers puddlés jusqu'à l'utilisation de l'acier, et aussi des modes d'assemblages,

Or les ponts roulants, actuellement au Alegria sont de plus en plus courants dans le domaine industriel, et qui se distinguent par certains avantages tel que : l'automatisation, le montage rapide sur chantier, les déplacements des charges dans l'espace, c'est pourquoi la structure métallique des ponts roulants ont été conçue en charpente métallique. Cependant le matériau présente aussi quelques inconvénients qui sont principalement la corrosion et sa faible résistance au feu, donc une protection de toutes les structures en acier est indispensable.

Dans ce projet de fin d'études, je vais appliquer et compléter les connaissances et les informations acquises au long de ma formation, en utilisant les règles de construction, ainsi que le moyen de calcul informatique.

Le présent document, synthétisant le travail réalisé, est constitué de quatre chapitres.

Le 1^{er} chapitre a pour but de situer le contexte général du projet, il introduit l'organisme d'accueil, décrit la problématique et présente les objectifs généraux du mémoire.

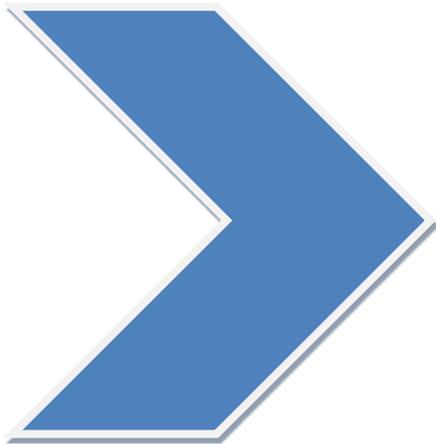
Le 2^{ème} chapitre va aborder analyse Généralités sur les ponts roulants

Le 3^{ème} chapitre traite les Calcul des mécanismes de levage et de direction

1^{er}

Chapitre

Contexte général



Introduction

- I. Présentation de l'Entreprise d'accueil
- II. Présentation du projet

Introduction

Ce chapitre introduit l'entreprise d'accueil, son métier et son organisation, puis s'étale sur le contexte général de mon projet ainsi que ses principaux objectifs.

I.1. Présentation l'Entreprise d'accueil

I.1.1. Historique

L'entreprise nationale de sidérurgie (ENS) a été créée par la société bônoise sidérurgie (SBS) en 1959 suite à la mise en application du plan de Constantine créé le 4 septembre 1964, la (SNS) a été chargée de construire un complexe sidérurgique à El HADJAR en exécution d'une politique définie et exprimée par le gouvernement

Les minerais seront acheminés par les chemins de fer depuis les mines de l'Ouenza à 150 km de la coke également sera acheminée depuis le port de Annaba issue de la restauration de la société nationale de sidérurgie (SNS) l'entreprise (SNS) par abréviation sider le 25 juin 2005 par décret (n 83-628) du 05 novembre 1983 et après à Mittal Steel Annaba le 25 juin 2005 pour enfin devenir Arcelor Mittal Annaba le 6 mars 2017

I.1.2. Situation géographiques du complexes

Le complexe sidérurgique d'El-Hadjar situé à 15 km au sud de la ville d'Annaba, occupe une superficie de 800 hectares qui se répartit en trois zones :

- ☐ 1er zone : l'atelier de production « 300 hectares »
- ☐ 2er zone : les superficies de stockage « 300 hectares »
- ☐ 3er zone : la surface de service « 200 hectares »
- Le complexe dispose au niveau du périmètre du port d'Annaba d'un quai sidérurgique équipé de grues dont 5 de 25 tonnes et deux de 40 tonnes

Des 1966, la SNS a participé à la création des centres de formation d'ouvriers techniciens et agents de maîtrise

- 1. centre de formation ouvrière (4 RSS)
- 2-centre de formation professionnelle des adultes des (LAURIERS ROSES)
- 3-centre entreprise de formation de technicien et agents de maîtrise (CITAM)

L'ensemble de ces activités est regroupé en 1978 dans un seul centre (CEFOS) créé à 2 km de l'usine dans la localité de Sidi Amar, pour la formation de 1200 ouvriers professionnels contre maître et technicien.

I.2. Présentation du SIDER TSS

I.2.1. Aperçu sur la TSS

Son but est de satisfaire les besoins de la Sonatrach, qui utilise 150 000 t/an Alfatub est conçue pour une production de 80 000t/an avec une extension à 170 000 t/an pour mission principale la production des tubes sans soudure destinés principalement à l'industrie du pétrole et du gaz, son démarrage a eu lieu en 1976 .

Ses principaux clients sont :

- SONATRACH
- SONELGAZ
- NEFTAL
- ALTUMET
- KHANGAZ

I.2.2. Le principal produit

Les principaux produits de cette unité sont :

- Les tubes casing pour le coffrage des puits de pétrole
- Les tubes line -pipe pour le transport des hydrocarbures liquide et gazeux
- Les tubes pour usage hydraulique
- Les tubes tubings pour la production

I.3. Les ateliers de production

I.3.1. Le principal produit

LAT : laminoir à tubes

Pat : parachèvement à tubes

- LAT : le laminoir à tubes qui permet la fabrication des tubes avec un large éventail des diamètres et différentes épaisseurs
- Pat : le parachèvement à tubes spécialisé dans le traitement thermique des aciers et dans le filetage et la finition des extrémités des tubes et manchons

I.3.2. procédé de production

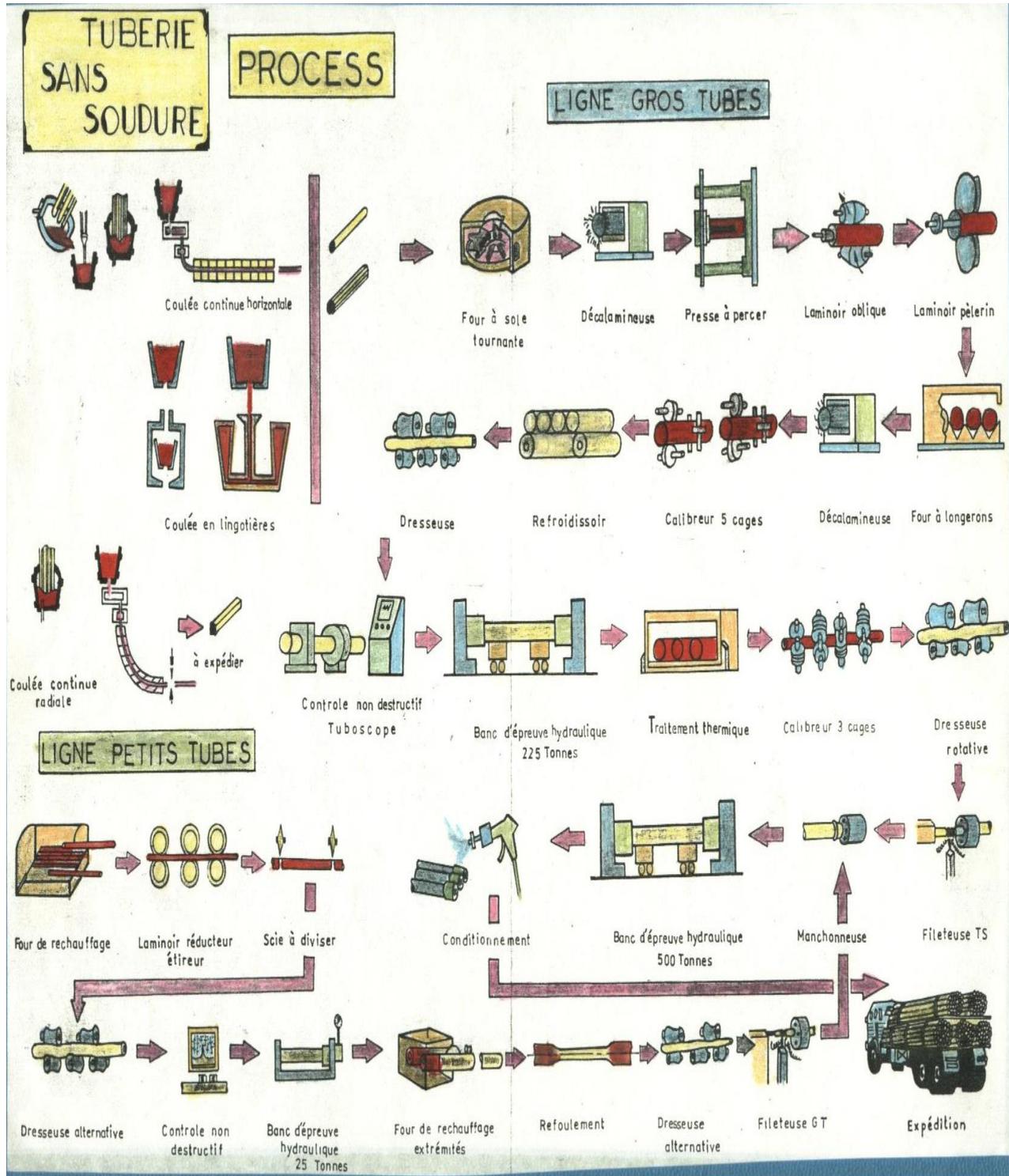


Figure I.1

A. Zone : Parc à lingot

Poste : Gestionnaire du Parc

Fonction : l'alimentation de la table d'enfournement en lingot Dodécagonaux- Ronds, selon l'ordre de marche, le GP doit mentionner sur le tableau d'enfournement toutes les spécifications de chaque coulée (ϕ - Nuance – poids- longueur –N° OM- N° Coulée).et ce afin d'éviter le mélange de coulée.



B. Installation: Table alimentation

Poste : Opérateur table

Fonction : charger la table et la chaîne en lingots Dodécagonaux – Ronds à température ambiante, ce dernier doit maintenir une cadence de chargement suivant la marche du laminoir.



C. Installation : Four a sole



Poste : Défourneur four à sole

Fonction : Le défourneur F à S est appelé à défourner le lingot de différent ϕ à une température de 1300°C pour alimenter la presse à percer en cas de perçage en doigts de gant ou bien la presse à centrer pour le trou de centre .ce dernier doit suivre la cadence du laminoir.



D. Installation : Fours

Poste : Conducteur fours

Fonction : Le conducteur four est chargé de : exploiter, contrôler et surveiller les fours.

Exploitation : doit maintenir la température d'exploitation de four pour assurer une homogénéité de chauffe, lingot , ébauche presse.

Contrôle : doit contrôler le poste détente principal et les postes auxiliaires, l'état du four, les blocs brûleurs, la voûte, la ventilation, le refroidissement du joint d'eau extérieur
– intérieur le registre, les portes de visites.

Surveillance : doit surveiller la régulation des fours, l'atmosphère des fours, la décente et la montée de T°.



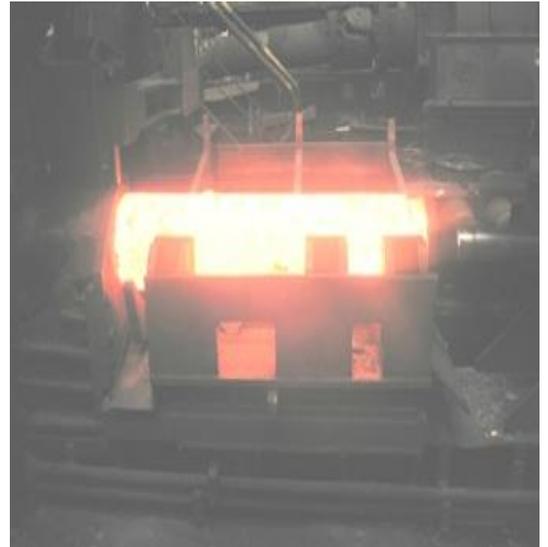
E. Installation : Presse à percer

Poste : Opérateur presse

Fonction : L'opérateur presse est chargé de percer les lingots, de forme dodécagonale en provenance du FàS en doigts de gant à une T° de 1300c°.

Il doit procéder au changement de montage et

- Changement des outillages.
- Démontage / Remontage : matrice
- Démontage / Remontage : corps centreur
- Démontage / Remontage : selles
- Appuis fixe et mobile
- Refroidissement / Lubrification matrice



F. Installation : Four à plateau

Poste : Enf – Def Four à plateau

Fonction :

- Enfourner les ébauches presse en provenance de la presse à percer à une T° de 1150c° .
- Enregistrer les ébauches entrant sur le disque répétiteur avec son N° de coulée.
- Défourner les ébauches à une T° de 1300c°.

G. Installation : Laminoir Oblique (L-O)

Poste : Opérateur LO

Fonction : Transformer les ébauches presse en ébauche à paroi épaisse par entraînement de produit entre deux cylindres latérales inclinés, et une tête qui fait l'office d'un cylindre intérieur montée sur une tige LO maintenue par deux serres barre dans l'axe de la machine .

Il Procède au :

- Changement de montage.
- Changement des outillages (pièce de base – couloir tige LO).
- Réglage théorique de la machine selon la gamme en cours de fabrication. .



H. Installation : Pré enfilement

Poste : Pré enfileur

Fonction : Enfiler le mandrin après l'avoir graphité

à l'intérieur de la bague et l'ébauche à chaud pour alimenter le LP.

Transférer le mandrin après fin laminage

vers la grille de refroidissement puis le tremper dans un bac à eau.

Remettre la bague dans le berceau de pré enfilement.

Il procède au changement de montage selon la gamme en cours de

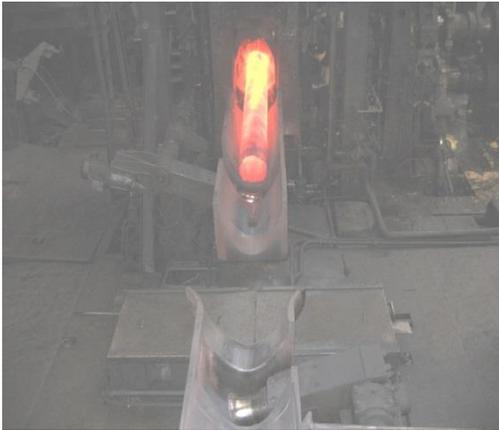
Fabrication et suivre la cadence du laminoir.



I. Installation : Laminoir à pas de pèlerin

Poste : Lamineur

Fonction: Transformer les ébauches tabulaires en provenance du LO en tube à une T° de 1050c° environs.



Le laminage consiste à faire allonger et amincir l'ébauche sur un mandrin cylindrique à l'aide de deux cylindres en rotation.

La réduction de diamètre extérieur s'effectue après la présentation de l'ensemble entre les cylindres LP, l'écrasement sur une faible portion de la longueur de l'ébauche ce qui nécessite un certain nombre de coups par tube.



Il y a donc un Mouvement de va et vient de l'ébauche assuré par l'appareil de présentation. L'ensemble de Mouvements constitue un laminoir à pas de pèlerin.



Le lamineur procède au:

- Changement de montage.
- Changement des outillages.
- Réglages de la machine .



J. Installation : Laminoir à pas de pèlerin

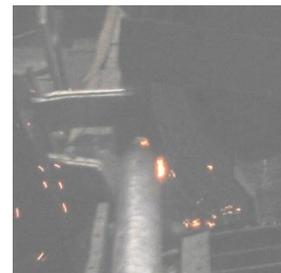
Poste : Meuleur

Fonction: Éliminer les défauts sur cylindre LP.

Préparer une solution de graphite dont le mélange est composé de :

(eau – graphite – colle)

- Il doit alimenter les trains selon la cadence des laminoirs.



K. Installation : Scie à chaud

Poste : Scieur

Fonction:

- La coupe du balais et pavillons.
- La coupe en deux des tubes DL en provenance du LP à une T° environs 700c°.
- Il procède au dégagement de la benne à chute et au changement de la lame de scie.

L. Installation : Sortie LP

Poste : Contrôleur après train

Fonction:

Assurer une bonne régularité dimensionnelle (épaisseur – p/m) selon OM.



M. Installation : Four à longerons

Poste : Enf – Def Fà L

Fonction:.

- Enfournement des tubes en provenance du laminoir.
- Respect le temps de chauffe.
- Défournement des tubes à une T° de 850c° environs
- Participer au détentionnement des tubes (recalibrés- redressés).



N. Installation : Calibreur

Poste : Régleur calibreur

Fonction:

Obtenir un diamètre à chaud dans les tolérances, ceci s'effectue par réduction successive dans une série de cages calibreur alternés de 90° l'une par rapport à l'autre.

La température de calibrage est comprise entre 850c° et 900c°.

Procède au:

- Changement de montage.
- Réglage de la machine.



O. Installation : Dresseuse

Poste : Opérateur dresseuse

Fonction.

Obtenir une rectitude admissible sur tube provenant du Calibreur après avoir refroidis sur deux chaînes refroidisseur à l'air libre. la température de dressage est de 80c°.



P. Zone réparation:

Réparation des tubes affectés de défauts réparables intérieur et extérieur .



Q. Zone CND:

passage tub scope – levée de doute MPI.

R. Deuxième Visite:

Contrôle aspect - rectitude – longueur- diamètre épaisseur – chanfrein

S. BEH:

Éprouver les tubes réparés et coupés et les soumettre sous pression selon OE .

T. RESTELLINI:

Chanfrein API sur les tubes line pipe ayant un $\phi \leq 219.1$ provenant du BEH .

U. BARDONS:

Tronçonner des tubes casing et exécution du chanfrein API sur les tubes

line pipe ayant un $\phi > 219.1$.

I.4. Présentation du projet

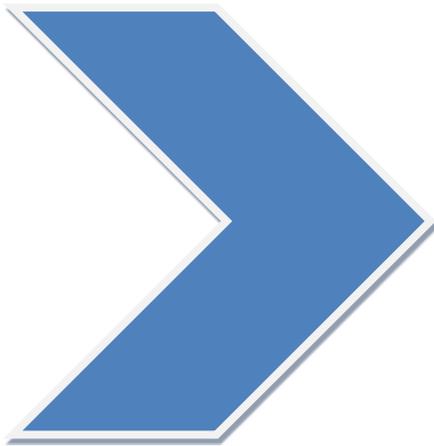
Dans un milieu industriel caractérisé par une compétitivité acharnée, l'entreprise se trouve aujourd'hui, plus que jamais, dans l'obligation de satisfaire les impératifs : Qualité, Coût et Délai Afin de conserver cet équilibre, elle cherche à éliminer toutes les anomalies existantes dans le système de son travail, partant du principe que tout problème est une opportunité d'amélioration. En effet, le présent travail consiste à développer les méthodes de vérification des calculs des ponts roulants et je dois étudier.

2^{ème}

Chapitre

Généralités sur les

ponts roulants.



- I. Introduction
- II. Caractéristiques fondamentales des appareils de levage
- III. Généralités Pont roulant

Introduction

Les Ponts roulants sont des moyens de manutention que nous rencontrons principalement dans l'industrie et dans la distribution de matériels manufacturés.

Ils permettent de déplacer des objets d'un point à un autre, en temps relativement court et avec toute sécurité nécessaire à son fonctionnement.

II.1. Différents types de ponts roulants et structures

➤ Structure

La charpente des ponts roulants peut être réalisée selon les cas :

- Profilés
- Entreillais
- Caissons
- Structure mécano-soudée
- Mixte.

➤ Différents types de ponts roulants

Un pont roulant peut-être du type mono-poutre, bipoutre ou multi-poutre et peut revêtir diverses configurations [4]

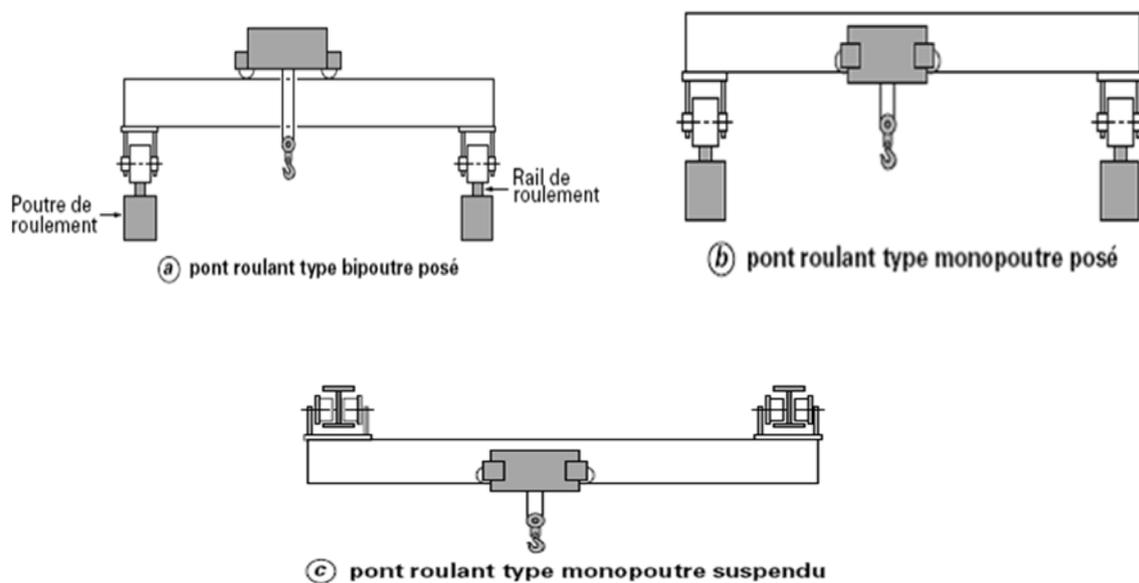


Figure II.1. Différents types de ponts

II.2. Eléments constitutifs du pont roulant

Les éléments principaux du pont roulant sont :

- **Ossature** : c'est l'ensemble de charpente comprenant en particulier les éléments suivants : Poutres principales (passerelle plus garde corps) et Sommier.
- **Chariot** : C'est l'ensemble auquel est suspendu le dispositif de préhension, il contient les éléments suivants : Galet de roulement ; Tambour ; Moteur de levage ; Moteur de direction ; Moufle.
- **Chemin de roulement** : Il se compose de deux rails (généralement on choisit le rail BURBACH) fixés au bâtiment, sur lesquels le pont roule [5].

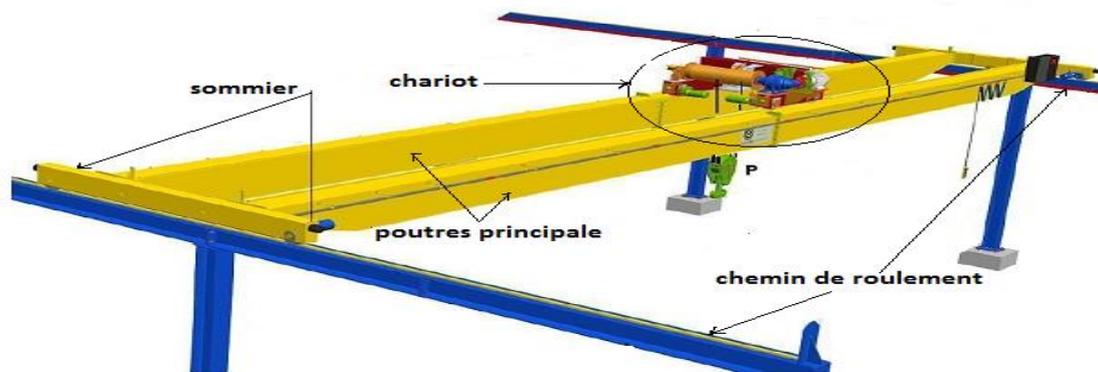


Figure II.2. Schéma descriptif d'un pont roulant

II.3. Différents mouvements possibles

- **Mouvement de levage**

Mouvement vertical du crochet ou des accessoires de levage (avec ou sans charge) selon l'axe (OY).

- **Mouvement de direction**

Déplacement du chariot par rapport à l'ossature du pont selon l'axe (OX).

- **Mouvement de translation**

Déplacement de l'ensemble, de l'appareil sur le chemin de roulement selon l'axe (OZ).

- **Orientation**

Rotation autour de l'axe (Oy).

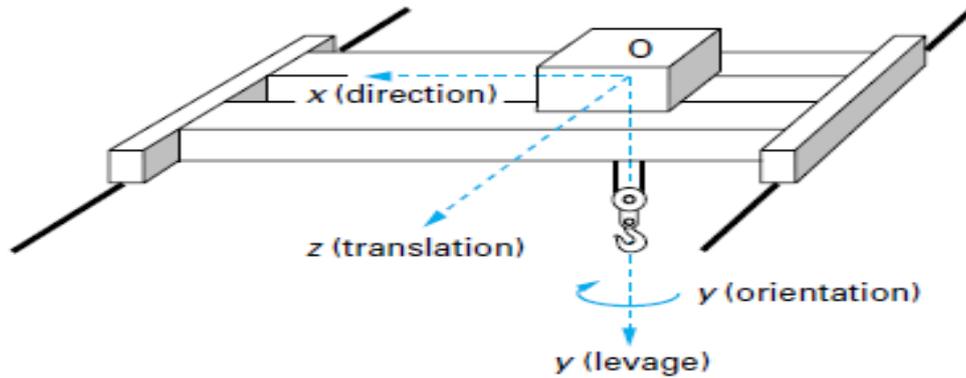


Figure II.3. Différents mouvements d'un pont roulant

II.4 Principaux mécanismes des ponts roulants

Le pont roulant est un ensemble monté de trois mécanismes à savoir :

II.4.1 Mécanisme de levage

Il assure la monte et la descente de la charge, ce mécanisme peut comporter les éléments suivants :

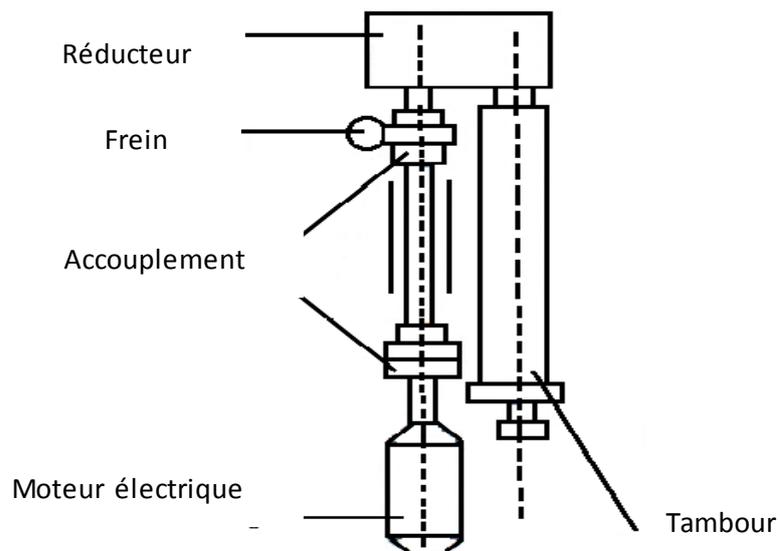


Figure II.4. Principaux éléments du mécanisme de levage

❖ Moteur de levage principal.

En général, les moteurs électriques des appareils de levage sont alimentés soit par un courant triphasé qui produit un couple important lors du démarrage, ou bien par un courant continu qui permet d'obtenir un bon rendement et une meilleure souplesse.

Le choix du moteur se fait à base de la puissance nécessaire à la montée de la charge appelée aussi puissance résistante (**Pn**).



Figure II.5. Photographie d'un moteur de levage

❖ Tambour

Roue dentée ou noix d'entraînement de levage principal.

Le tambour, pièce essentielle du mécanisme de levage, sur laquelle s'enroule le câble il a une surface utile tubulaire, en effet, il obtenu à partir d'un "tube mécanique"; ainsi les économies sur le poids sont appréciables constitué en acier, suffisamment dur pour éviter les indentations créés par le câble ne viennent détériorer le câble qui le remplace.

Les tambours doivent être dimensionnés dans toute la mesure du possible afin que la capacité d'enroulement soit tenue en une seule couche. L'angle déflexion du câble sur le tambour ne devra pas dépasser 6,33% soit approximativement degré 4⁰. [5]



Figure II.6. Photographie d'un Tambour d'un pont roulant

❖ Freins

Les freins ont deux rôles :

- Absorber l'inertie cinétique des masses en mouvement pour ralentir rapidement la charge avant l'arrêt
- Maintenir la charge en toute sécurité

Les freins les plus utilisés pour les appareils de levage de moyenne puissance sont les freins à sabots, commandés par électro-aimants.

Pour un service intensif, la tendance actuelle est de remplacer les freins à sabots par les freins à disque, qui permettent d'obtenir dans un espace plus réduit des couples de freinage plus importants. [5]



Figure II.7. Photographie d'un frein à disque

❖ Réducteur de vitesse : (levage)

Les engrenages de réducteurs sont montés sous carter étanche à bain d'huile. Toutefois, pour les grandes puissances ou les très grands rapports de réduction (≥ 100), on utilise une couronne dentée à l'air libre fixée sur le tambour, et attaquée par un pignon monté sur l'arbre de sortie du réducteur.

Les réducteurs à engrenage (denture inclinée) sont les plus employés.

Ils sont silencieux et ont un très bon rendement (0,98 à 0,99 par train d'engrenage).

Les réducteurs à 1 train d'engrenage sont utilisés pour des rapports de réduction variant de $1 \div 10$, ceux à 2 trains d'engrenages de $6 \div 50$, ceux à 3 trains d'engrenage de $30 \div 300$.

L'emploi d'un premier train conique épicycloïdal permet d'avoir l'arbre moteur à 90° de l'arbre mené.



Figure II.8. Photographie d'un réducteur de vitesse

❖ Moufle

Il se compose d'un câble de levage, poulies et croché

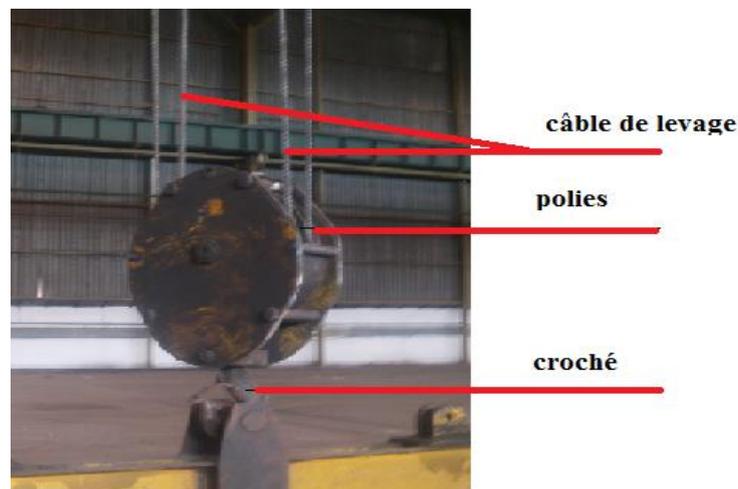


Figure II.9. Photographie de l'ensemble moufle

📖 Câble

Des fils d'acier enroulés en hélice autour d'un fil central constituent un toron, ces torons sont eux-mêmes enroulés en hélice autour d'une âme centrale ; un câble à fils fins est plus souple qu'un câble à gros fils, il pourra s'enrouler sans dommage sur une poulie ou un tambour de plus faible diamètre.

On notera que l'âme centrale en textile augmente la souplesse des câbles. Les câbles sont avantageés d'être huit fois plus légers qu'une chaîne ayant à supporter la même charge.

La durée de vie d'un câble de levage dépend de facteurs inhérents, d'une part à la construction interne du câble (âme, souplesse du fil, composition) et d'autre part aux conditions d'enroulement.

Ainsi, la durée de vie du câble est d'autant plus longue que les diamètres d'enroulement sont grands et l'effort de traction est faible [5]

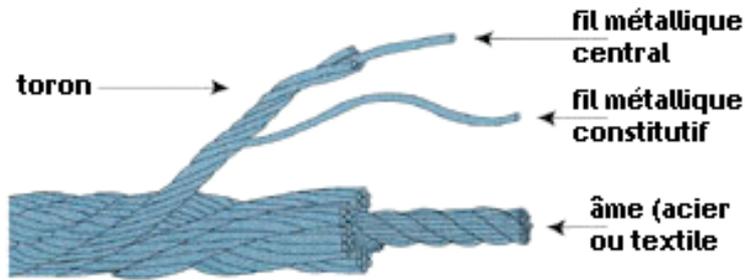


Figure II.10. Câble métallique

Poulies

Les poulies sont des roues dont la jante est appelée gorge qui reçoit un flexible, câble ou cordage.

Une gorge est définie par :

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

Pour que ces dimensions soient correctes, il faut qu'un certain nombre de conditions soient remplies :

- ⋈ Le fond de gorge ou congé doit être un arc de cercle égal au $\frac{1}{3}$ de la circonférence du câble. Le câble doit poser sur un arc de cercle compris entre 120° et 140° , il est donc indispensable de vérifier fréquemment le diamètre exact du congé on se sert d'un jeu de jauges.
- ⋈ L'angle de frottement formé par les bords des gorges doit être compris entre 35° et 40° .

On distingue les poulies de moufle, de renvoi et la poulie d'équilibrage (point fixe). [5]



Figure II.11. Poulie de moufle

Crochet

La charge est suspendue aux câbles par l'intermédiaire d'un crochet, le crochet est en général en acier forgé extra-doux pour petites charge (< 25 t), on utilise parfois des crochets en acier estampé pour une très grande charge (> 100 t), on peut utiliser des crochets formés par plusieurs épaisseurs de tôles découpés. Jusqu'à 25 tonnes le crochet est généralement simple croc. De 15 à 50 tonnes, les crochets sont soit à simple soit à double croc. Cette forme permet une meilleure répartition des charges transmises par les élingues. Pour les très grandes charges, on emploie quelque fois des axes pour la sécurité, les crochets fermes constitués de plusieurs éléments assemblés par des axes pour la sécurité, les crochets doivent être munis obligatoirement de linguets qui s'opposent de façon sûre aux décrochages des élingues.

II.4.2 Mécanisme de direction

Il assure le déplacement du chariot d'un pont roulant et se compose des éléments suivants :

- Moteur ; réducteur
- frein.
- Arbre de transmission.
- Galets de direction

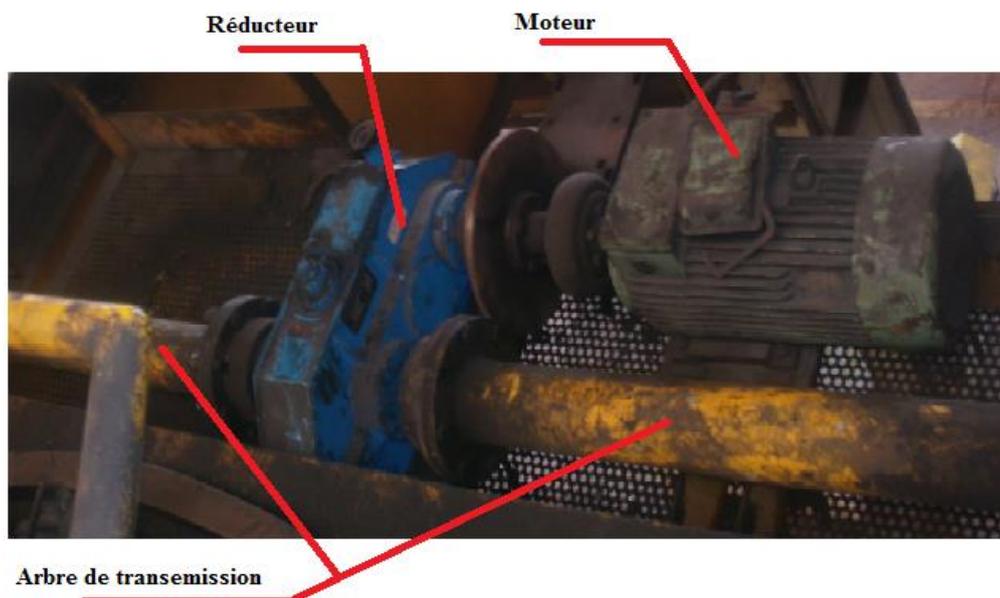


Figure II.12. Mécanisme de direction du chariot

II.4.3 Mécanisme de translation

Le mécanisme de translation se compose de quatre galets ; deux pour chaque sommier dont est un moteur. Les arbres du porte - galets sont montés sur roulement à rouleaux.

Chacun de ces mécanismes a son propre mouvement à réaliser dans l'espace, Ainsi le crochet, élément de contact entre le pont et l'objet à faire déplacer peut occuper n'importe quel point de l'espace.

II.5. Classement du pont roulant de l'étude

Vu l'extrême variété régie par les règles de calcul de la Fédération Européenne des ponts roulants (FEM), on classe ceux –ci en groupes de charpentes et mécanismes. [6]

II.5.1 Charpente

Les deux facteurs pris en considération pour déterminer le groupe auquel appartient un appareil sont : Classe d'utilisation ; état de charge

➤ Classe d'utilisation

Le pont roulant étudié est destiné à une unité de production (pour levage des billettes afin de les servir au four). L'utilisation de l'appareil est régulière (cas d'une production continue). Les règles FEM définissent la classe d'utilisation d'un tel pont roulant. [6]

Classe d'utilisation	Fréquence d'utilisation du mouvement de Levage	Nombre conventionnel de cycles de levage
C	Utilisation régulière en service intensif.	6,3.10⁵

Tableau II.1 Classes et paramètres de la charpente

➤ Etat de charge

Le pont roulant de cette étude est un appareil soulevant assez fréquemment la charge nominale et couramment des charges compris entre 1/3 et 2/3 de la charge nominale (levage de 3a 4 billettes par levée tel que une billette pèse 1.5 t).

Les règles FEM définissent l'état de charge.

Etat de charge	Définition	Spectre correspondant
3 (lourd)	Appareils soulevant assez fréquemment la charge nominale et couramment des charges compris entre 1/3 et 2/3 de la charge nominale	$P = 2/3$

Tableau II.2 Etat de charge et paramètres de la charpente

II.5.2 Mécanismes

➤ Classe de fonctionnement

La classe de fonctionnement caractérise le temps moyen de fonctionnement présumé en heure. Un mécanisme n'est considéré comme étant en fonctionnement que lorsqu'il est en mouvement. Cette notion de temps moyen se définit pour les mécanismes régulièrement utilisés au cours de l'année en ne considérant que les journées d'un travail normal à l'exclusion des jours d'arrêt. Pendant ce temps moyen ainsi défini le mécanisme est supposé soumis à une sollicitation variable résultant de l'état de sollicitation défini à l'article suivant pour les mécanismes non utilisés régulièrement au cours de l'année, le temps de fonctionnement quotidien est déterminé en répartissant sur 250 jours le temps de fonctionnement annuel.

Le temps moyen de fonctionnement quotidien de notre pont roulant est $8 < t \leq 16$ heures
Les règles FEM définissent la classe de fonctionnement de notre appareil. [6]

Classe de fonctionnement	Temps moyen de fonctionnement quotidien présumé en heures	Durée totale théorique d'utilisation en heures
V ₄	$8 < t_{mf} \leq 16$	25000

Tableau II.3 Temps moyen de fonctionnement

➤ État de sollicitation

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

Pour notre cas particulier, les règles FEM

Chapitre II : Généralités sur les ponts roulants

Etats de sollicitation	Définition	K Moyenne cubique conventionnelle
3	Mécanismes ou éléments de mécanismes soumis fréquemment à la sollicitation maximale et couramment à des sollicitations moyennes.	0.67

Tableau II.4 Etat de sollicitation

En résumé, la classification suivant les règles FEM du pont roulant étudié est la suivante :

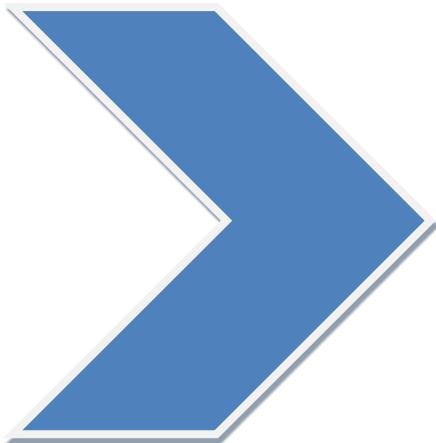
	Classe	état de sollicitation	Groupe de mécanisme
Charpentes	C	3	6
mécanisme	V4	3	5m

Tableau II.5 Classement du mécanisme de l'étude

3^{ème}

Chapitre

Calcul des mécanismes de levage et de direction



- Introduction
- Calcul et dimensionnement des éléments de mécanismes de levage
- Calcul et dimensionnement des éléments du mécanisme de direction

Introduction

Dans ce chapitre, je vais aborder le calcul des mécanismes de levage et de direction. Ce calcul permet le dimensionnement de ces éléments important pour le ponts roulants.

III.1. Calcul et dimensionnement des éléments de mécanismes de levage

III.1.1. Calcul préliminaire

III.1.1.1 Données de base

Charge utile $Q=120 \text{ kn}$
Hauteur de levage $h=12\text{m}$
Vitesse de levage $v_1=15 \text{ m/min}$
Facteur de marche $f_m=25\%$
Régime de fonctionnement moyen

III.1.1.2 schéma cinématique

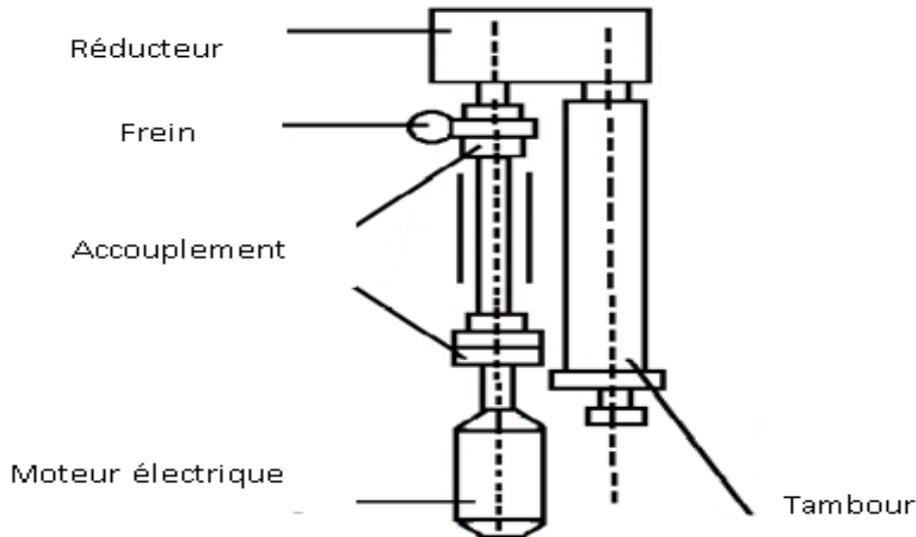


Figure III.1

III.1.1.3.Choix et calcul du plan

Le rôle du plan est de réduire la force de traction dans les brins du câble ,et d'augmenter le vitesse linéaire de l'enroulement.

III.1.1.3.1.Choix du plan

Il est constitué de deux poulies lune mobile, l'autre fixe et n'a qu'une seule extrémité enroulée sur le tambour, la seconder étant reliée à la charge .

Il est constitué d'un système se poulies mobiles donné l'axe se déplace dans le sens vertical ,de poulies immobiles et de pluis d'équilibrage qui ne tournent pas par apport a son axe ,et a les deux extrémités ou câble attachées au tambour pour assurer un bon equilib rage (moulage symétrique)

Supprime tout déplacement latéral ;

-égalisation des différents allongements

III.1.1.3.2. Calcul du plan

III.1.1.3.2.1.Choix de la multiplicité

Le choix de le multiplicité se fers en fonction de la charge a soulever qui est dét examinée suivant le tableau ci-dessous

Q(kn)	10	20-80	100-150	200-300	400-500
m	1 ou 2	2	2 ou 3	3 ou 4	4 ou 5

Tableau III.1.

Q =charge a soulever

M=multiplicité du plan

Dans notre cas Q= 120 kn donc on prendra m =2

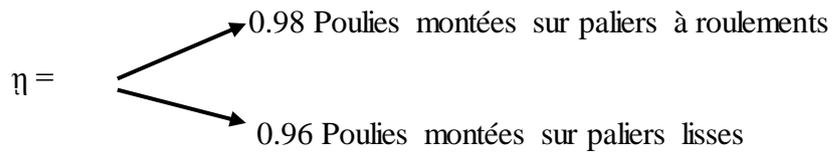
III.1.1.3.2.2.Choix des paliers

Il existe deux sortes de paliers :

- Paliers lisses
- Paliers à roulements

On choisit les paliers a roulements car il s'ensuit un meilleur rendement pour les raisons suivantes :

- graissage modéré et surveillance réduite ;
- économie facile des machines.



III.1.1.3.3. Calcul du rendement du palan

$$\eta_p = \frac{1-\eta^m}{m(1-\eta)} \quad (\text{III.1})$$

AN

$m=2$

$\eta = 0,96$ ou $\eta_p = 0,59$

III.1.1.3.4. Calcul de la vitesse linéaire du câble

$$m = \frac{v_c}{v_1} \quad (\text{III.2})$$

$V_c = m.v_1$

V_c : vitesse du câble

V_1 : vitesse de levage

AN

$m=2$

$V_1 = 15 \text{ m/min}$ ou $V_c = 30 \text{ m/min}$

III.1.1.4. Choix du câble

III.1.1.4.1. Calcul de la charge maximale

$$S_{max} = \frac{Q(1-\eta)}{a(1-\eta^m)} = \frac{Q}{a.m.\eta_p} \quad (\text{III.3})$$

AN

$Q = 120 \text{ kn}$

$a = 2$ (plan double)

d ou $S_{max} = 30.303 \text{ kn}$

$\eta_p = 0.99$

III.1.1.4.2. Calcul de la charge maximale

$$S_r = S_{max} \cdot n \tag{III.4}$$

n : coefficient de sécurité qui est déterminé d'après le tableau suivant :

Régime de fonctionnement	Léger	moyen	Lourd
N	5	5,5	6

Tableau III.2

Risque le régime est moyen donc $n=5.5$

AN:

$$S_{max} = 30.303 \text{ kn} \text{ d ou } S_r = 166.66 \text{ kn}$$

Cette charge nous permet de définir les caractéristiques de notre câble en utile dans le catalogue.

D'après la norme AFNDOR : A47-202 (1) on prendra un câble de 6 torons de 19 fils (1+6+12) avec axe centrale en textile

Charge de rupture effective	170 kn
Poids au mètre.....	10 n/m
Section du câble.....	108 mm ²
Diamètre du fil.....	1.1 mm
Diamètre du câble (pratique).....	17.3 m
Limite de résistance à la rupture.....	1.8 kn/mm ²

III.1.1.4.3. Vérification du câble à la rdm

III.1.1.4.3.1 Calcul du poids propre du câble

$$P_p = 2 \cdot m \cdot H \cdot p_s \tag{III.5}$$

h : hauteur de levage

Ps : poids au mètre du câble

AN :

h=12 m

$p_s = 10 \text{ n/m}$ d ou $p_p = 480 \text{ n}$

m=2

III.1.1.4.3.2 Calcul de la charge totale du câble la plus sollicitée

$$p = \frac{p_p}{2} + S_{max} \quad (\text{III.6})$$

AN:

$p_p = 480 \text{ N}$

$S_{max} = 30303 \text{ n}$ d' où $p = 30543 \text{ n}$

III.1.1.4.3.3. Calcul du câble à la fatigue

Le câble est soumis à deux efforts consécutifs qui s'ajoutent, l'effort de traction qui est dû au poids de la charge pendant le levage ou la descente, et l'effort de flexion.

III.1.1.4.3.3.1. Contrainte de traction

$$\sigma_T = \frac{p}{s} \cdot 1,1 \quad (\text{III.7})$$

P : poids total supporté par le câble

S : section du câble

An : $S = 108 \text{ mm}^2$

$P = 30543 \text{ N}$ D OU $\sigma_T = 311,1 \text{ N/mm}^2$

III.1.1.4.3.3.2. Contrainte de flexion

$$\sigma_f = 0,8 \cdot E \cdot \frac{d}{D_T} \quad (\text{III.8})$$

E : module d'élasticité = $2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$

D : diamètre du tambour = 420 mm

AN

d = $1,1 \text{ mm}$ d ou $\sigma_f = 440 \text{ N/mm}^2$

III.1.1.4.3.3.3. Contrainte totale

$$\sigma_r = \sigma_T + \sigma_f \tag{III.9}$$

AN :

$$\sigma_T = 311,1 \text{ N/mm}^2$$

d ou $\sigma_r = 751,1 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma_f = 440 \text{ N/mm}^2$$

Donc notre câble vérifie le condition de résistance

III.1.1.5. Choix du tambour

Il existe deux sortes de tambour, l'un lisse, l'autre rainuré.

on choisit un tambour rainuré vu qu'il quid bien le câble et diminue son usure.

III.1.1.5.1. Dimensionnement du tambour

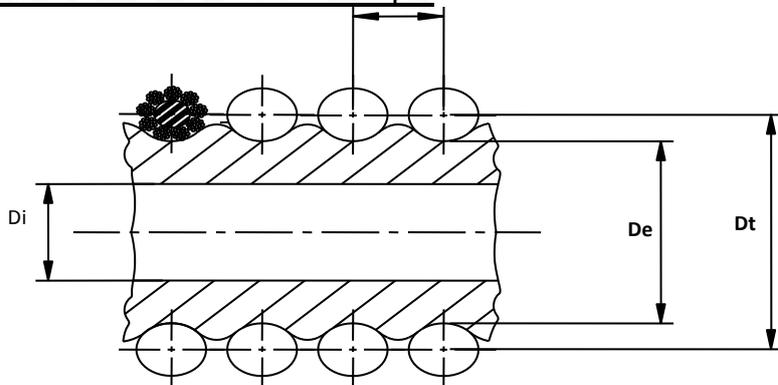


Figure III.2

III.1.1.5.2. Calcul du diamètre admissible qui joint les deux extrémités des rainures diamétralement opposées

$$D_1 = \geq (e - 1) \cdot d_c \tag{III.10}$$

AN :

D_1 : diamètre du câble

e : coefficient déterminé en fonction du régime de travail

Régime de travail	Léger	Moyen	Lourd
E	20	25	30

Tableau III.3

Notre régime est moyen donc $e=25$

An

$$d_c = 17.3 \text{ mm} \text{ Dou } D_1 = \geq (25-1) \cdot 17,3$$

$$D_1 = \geq 415.2 \text{ mm}$$

III.1.1.5.3. Calcul du diamètre du tambour réel nécessaire

$$D_T = D_1 + 2.0.3 d_c \quad (III.11)$$

$$D_1 = 415,2 \text{ mm} \quad d \text{ ou } D_T = 425,28 \text{ mm}$$

$$d_c = 17,3 \text{ mm}$$

on prend un diamètre normalisé qui se rapproche du diamètre calculé

$D_T = 420 \text{ mm}$ qui correspond à un tambour de type bkc-420 (2) d'après la norme GOST 977-65.

III.1.1.5.3.1. Calcul du pas des rainures

$$t = d_c + (2 \div 3) \text{ mm} \quad (III.12)$$

AN :

$$d_c = 17,3 \text{ mm} \quad d \text{ ou } t = 20 \pm 0,3 \text{ mm}$$

III.1.1.5.3.2. Calcul de la longueur du tambour

I_0 : Partie lisse du tambour ;

I_1 : Partie filetée du tambour ;

I_2 : Gorge de sécurité ;

I_3 : Longueur nécessaire à la fixation des extrémités du câble ;

I_4 : Partie libre aux extrémités.

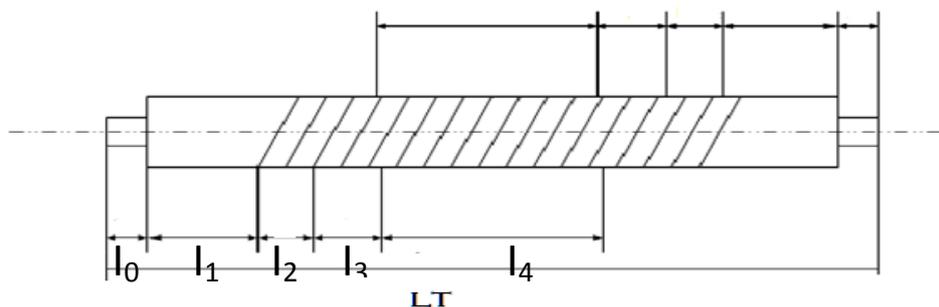


Figure III.3

III.1.1.5.3.3. Calcul de la longueur de la partie filetée du tambour

$$I_1 = Z \cdot t \quad (\text{III.13})$$

Z : nombre de gorges ou de rainures.

$$Z = \frac{m \cdot H}{\pi \cdot D_T} \quad (\text{III.14})$$

AN.

$$M = 2 \quad \text{d'où } Z = 19 \text{ rainures}$$

$$H = 12 \text{ m}$$

$$D_T = 0,420 \text{ m}$$

$$\text{Finalement : } I_1 = 380 \text{ mm avec } t = 20 \text{ mm}$$

III.1.1.5.3.3.1. Calcul de la longueur de la partie lisse

$$I_0 = \frac{1}{5} \cdot I_1 \quad (\text{III.15})$$

AN.

$$I_1 = 380 \text{ mm}$$

$$\text{d'où } I_0 = 76 \text{ mm}$$

III.1.1.5.3.3.2. Calcul de la longueur des gorges de sécurité

$$I_2 = (2 \div 3) \cdot t = 2 \cdot 20 = 40 \text{ mm}$$

III.1.1.5.3.3.3. Calcul de la longueur nécessaire a la fixation des extrémités du câble

$$I_3 = (3 \div 4) \cdot t = 3 \cdot 20 = 60 \text{ mm}$$

III.1.1.5.3.3.4. Calcul de la longueur de la partie libre aux extrémités

$$I_4 = (4 \div 5) \cdot t = 4 \cdot 20 = 80 \text{ mm}$$

III.1.1.5.3.3.5. Calcul de la longueur totale du tambour

$$L_T = 2(I_0 + I_1 + I_2 + I_3 + I_4) \text{ le tambour reçoit deux brins } L_T = 1272 \text{ mm}$$

III.1.1.6. CHOIX DES POULIES

III.1.1.6.1. POULIES DE FONCTIONNEMENT

$$D_F = (1/1 ; 1). D_T = (420/462) \text{ mm}$$

Le choix s'est porté sur une poulie normalisée qui a les caractéristiques figurant

Dans le tableau ci-après

III.1.1.6.2. Poulie d'équilibrage

La poulie d'équilibrage est plus petite que la poulie de fonctionnement et qui a les caractéristiques, figurant sur le tableau qui suit :

poulie	D ₁ [mm]	D [mm]	H [mm]	B ₁ [mm]	d [mm]
fonctionnement	450	394	60	50	125
équilibrage	320	264	42	50	80

Tableau III.4

III.1.1.6.3. CHOIX DU MOUFLE

Le choix du moufle se fait d'après la musculation et le diamètre extérieur des poulies de fonctionnement.

Le moufle normalisé est du type DBK -4

III.1.1.7. CHOIX DU MOTEUR

La Détermination Du Moteur Se Fait D'après La Puissance Nécessaire Du Lavage De La Charge.

L'entraînement du système se fait l'aide d'un moteur électrique asynchrone alimenté en courant Triphasé, ce qui favorise un grand couple de démarrage (2.3/3) le couple nominal.

III.1.1.7. 1. Calcul de puissance

$$N_m = \frac{Q \cdot V_1}{60 \cdot \eta} \quad (III.16)$$

η : Rendement moyen du moteur

AN.

$$Q = 120 \text{ KN}$$

$$V_1 = 15 \text{ m/min}$$

$$\eta = 0.9$$

III.1.1.7.2 Caractéristiques du moteur

Le moteur admis est tu type MIKB 512-8.

PUISSANCE NOMINAL	Nm	J	POIDS
37 kW	705 tr/min	1.4 KG.M ²	350 KG

Tableau III.5

III.1.1.8. Choix du réducteur

Le réducteur sera déterminé en fonction du rapport de transmission.

III.1.1.8.1. Calcul de la vitesse de rotation du tambour

$$n_T = \frac{m.v_1}{\pi.D_T} \tag{III.17}$$

AN :

$$m=2$$

$$v_1 = 15 \text{ m/min} \quad d \text{ ou } n_T = 22,74 \text{ tr/min} \quad D_T = 0,420 \text{ m}$$

III.1.1.8.2. Calcul du rapport de transmission

$$i_c = \frac{n_m}{n_T} \tag{III.18}$$

AN :

$$n_m = 705 \text{ tr/min}$$

$$n_T = 22,74 \text{ tr/min} \quad d \text{ ou } i_c = 22,74 \text{ tr/min}$$

D'après cette valeur on définit notre réducteur qui est du type RM -650 avec une roue dentée, m=6, z=56 dents

III.1.1.8.3. Caractéristiques du réducteur

Ir	Masse	Vr	Puissance acceptée par le réducteur
31,5	878 kg	1500 tr/min	42 kw

Tableau III.6

III.1.1.8.4. Vérification

La vérification portera sur l'erreur permise sur la réduction soit :

$$\Delta_i = \left| \frac{i_c - i_r}{i_c} \right| \cdot 100 \quad (\text{III.19})$$

AN:

$$i_c = 31$$

$i_r = 31,5$ d'où $\Delta_i = 1\%$, donc le réducteur convient à notre mécanique.

III.1.1.8.5. Calcul de la nouvelle vitesse de levage

$$i_R = \frac{n_m}{n_T} \iff n_T = \frac{n_m}{i_R} \quad \text{d'où } n_T = 22,38 \text{ tr/min}$$

$$n_T = \frac{m \cdot V_1}{\pi \cdot D_T} \quad (\text{voir III.1.8.1})$$

$$V_1 = \frac{n_T \cdot \pi \cdot D_T}{m} \quad \text{d'où } V_1 = 14,75 \text{ m/min}$$

III.1.1.9. Choix du frein

Les freins utilisés dans les mécanismes de levage sont les freins à deux sabots, (figure III. 7)

La détermination de ce frein se fait en calculant le moment de freinage nécessaires.

III.1.1.9.1. Calcul de moment de freinage sur le tambour

$$M_T^f = \frac{Q \cdot D_T}{2 \cdot m} \quad (\text{III.20})$$

AN:

$$m = 2$$

$$Q = 12000 \text{ daN d'où } M_T^f = 1260 \text{ daN.m}$$

$$U_T = 0,420 \text{ m}$$

III.1.1.9.2. Calcul du moment de torsion sur l'arbre du moteur

$$M_1 = \frac{M_T^f}{i_R} \cdot \eta_o \quad (\text{III. 21})$$

η_o : Rendement a partir de l'axe de tambour jusqu'à l'axe freiné

AN.

$$\eta_o = 0,9$$

$$i_R = 31,5 \quad \text{d'où } M_1 = 36 \text{ daN.m}$$

$$M_T^f = 1260 \text{ daN.m}$$

III.1.1.9.3. Calcul du moment de freinage

$$M_f = k_f \cdot M_1 \quad (\text{III .22})$$

K_f = coefficient de freinage qui est déterminé en fonction du régime de travail.

AN.

$$K_f = 1,75 \quad \text{d ou } M_f = 63 \text{ da N.m}$$

$$M_1 = 36 \text{ da N.m}$$

III.1.1.9.4. Caractéristiques du frein

Notre frein est du type TT 320 .

Moment de freinage	Diamètre de la poulie	masse
900 N .m	320 mm	68 kg

Tableau III.7

III.1.1.10.2. Calcul du moment Assurant la continuité du fonctionnement

$$M_a = k_1 \cdot k_2 \cdot M_n \quad (\text{III} .24)$$

K_1 : coefficient dépendant du type de mécanisme ;

K_2 : coefficient dépendant du régime de travail.

M_n .

$$M_n = 44.44 \text{ daN} \cdot \text{m}$$

$$K_1 = 1,3 \text{ (mécanisme de levage)} \quad \text{d ou } M_a = 63.55 \text{ da N.m}$$

$$K_2 = 1.1 \text{ (régime moyen)}$$

III.1.1.10.3. Caractéristiques de l'accouplement

Moment maximal	Moment d'inertie (j)	Masse	Diamètre de la poulie
700 N.m	0,4 kg. m ²	35,1 kg	320 mm

Tableau III.8

L'accouplement est du type MYVP – 6

III. 1.2. Vérification de la dynamique du mécanisme de levage

Les accélérations au démarrage créent des efforts dynamiques surchargeant ainsi les éléments des appareils de levage.

On distingue deux cas de démarrage du moteur de levage :

- démarrage pendant le levage ;
- démarrage pendant la descente.

Il faut vérifier si les accélérations admissibles ne sont pas dépassées pendant

Le fonctionnement.

III. 1.2.1 Calcul du moment de démarrage

$$M_d = \frac{M_{d \max} + M_{d \min}}{2} \quad (\text{III.25})$$

$$M_{d \max} = 2,9 \text{ Mn}$$

$$M_{d \min} = 1,1 \text{ Mn}$$

M_n : moment nominal

$$M_d = \frac{M_n + 1,1 M_n}{2} = 2 M_n$$

$$M_n = \frac{975 \text{ N}}{n} \quad (\text{III.26})$$

AN.

$$N_m = 37 \text{ KW} \quad \text{d ou } M_n = 51,17 \text{ daN} \cdot \text{m}$$

$$\text{Finalement} \quad M_d = 102,34 \text{ daN} \cdot \text{m}$$

III. 1.2.2. Calcul du moment attique

$$M_d = \frac{S_{\max} \cdot a \cdot D_T}{2 \cdot i_T \cdot \eta} \quad (\text{III.27})$$

$$S_{\max} = 3030,3 \text{ dan: Charge maximale} \quad \text{d ou } = 44,9 \text{ da N.m}$$

$$a = 2: (\text{Plan 2})$$

$$D_T = 0,420 \text{ m: Diamètre du tambour}$$

$$\eta = 0,9$$

III. 2. Calcul et dimensionnement des éléments du mécanisme de direction

Les paramètres initiaux du mécanisme de direction sont :

Charge utile Q_u	Vitesse direction V_d	Groupe de mécanisme
12000 daN	60 m/min	5 m

Tableau III.9 Paramètres initiaux du mécanisme de direction

III. 2.1. Détermination du poids du chariot

La détermination du poids propre du chariot dont la valeur est nécessaire, pour une étude de ce mécanisme est faite sur la base des statistiques des constructeurs déjà en service. Pour notre cas le poids propre du chariot est de 15000 daN.

➤ Choix du rail

Généralement pour la direction, on choisit un rail BURBACH dont les dimensions sont données dans le tableau. [8]

Rail BURBACH	Charge tonne	Masse Linéaire Kg/m	K Mm	r mm	H mm	e_x mm	F_1 mm	h mm	f mm	S mm
4	25 ÷ 40	56,2	75	8	85	50	200	35	11	45

Tableau III.10 Caractéristiques du rail BURBACH

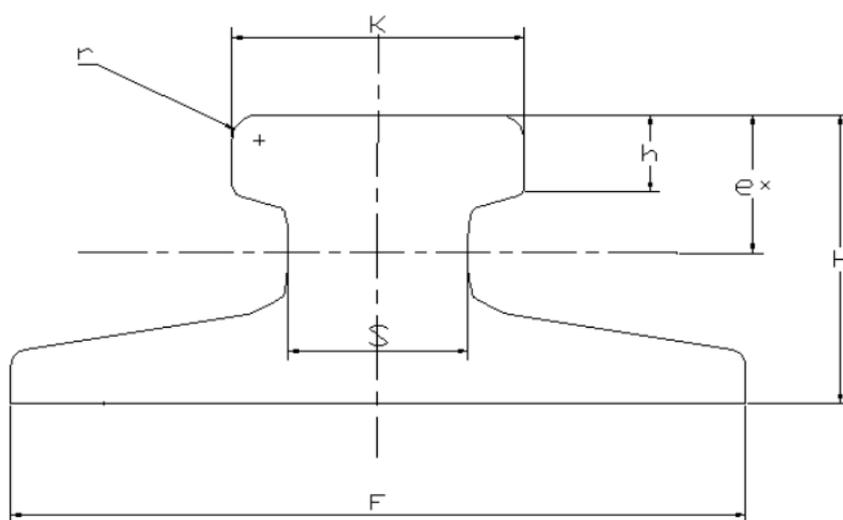


Figure III.5 Représentation du Rail type pont roulant A 55 selon spécification techniques DIN 536

I_x	I_y	W_x	W_y	S
531cm^4	1011cm^4	$105,4\text{cm}^3$	$101,1\text{cm}^3$	$72,1\text{cm}^2$

Tableau III.11 Caractéristiques géométriques du rail

III. 2.2. Calcul et choix des galets de direction

Il existe plusieurs types de galets destinés aux chariots :

- Galet moulé en acier allié au manganèse avec des surfaces superficielles trempées.
- Galet à corps moulé enroulé d'un bandage en acier allié traité.
- Galet en acier forgé ou matricé
- Pour choisir un galet de roulement, on détermine son diamètre en considérant :
- Charge supportée par galet.
- Qualité du métal qui le constitue.
- Groupe du mécanisme.
- Type de rail sur lequel il roule.

III. 2.3. Calcul du galet de direction

Le diamètre du galet peut être calculé comme suit :

$$P_{moy} = \frac{2 \cdot F_{max} + F_{min}}{3} \quad (\text{III.29})$$

Avec

P_{moy} : Charge moyenne par galet,

D_g : Diamètre du galet,

b : Largeur utile du rail, la valeur de «

C_1 : Coefficient dépendant de la vitesse de rotation du galet,

C_2 : Coefficient dépendant du groupe du mécanisme,

P_L : Pression limite dépendant du matériau constituant le galet.

✓ Calcul de la charge moyenne

La charge moyenne par galet est donnée par l'expression suivante :

$$F_{max} = \frac{G_S + Q}{4} \text{ et } F_{min} = \frac{G_S}{4} \quad (\text{III.30})$$

Avec :

G_S : Poids du chariot,

Q :: Charge de service

$$F_{\max} = \frac{15000+12000}{4} = 6750 \text{ daN}$$

$$F_{\min} = \frac{15000}{4} = 3750 \text{ daN}$$

$$P_{\text{moy}} = \frac{2 \cdot F_{\max} + F_{\min}}{3}$$

$$P_{\text{moy}} = \frac{2 \cdot 6750 + 3750}{4}$$

$$P_{\text{moy}} = 4312,5$$

✓ **Détermination de la largeur utile du rail**

La largeur utile du rail est donnée par la formule suivante :

$$b = K - 2r = 59 \text{ mm} \quad \text{(III.31)}$$

✓ **Détermination de la pression limite P_L**

La valeur de P_L est donnée dans le tableau III.4 en fonction de la charge de la rupture du métal composant le galet. On choisit un galet de matière A52(E36) la charge de rupture entre 50 et 60 daN/mm².

Charge de rupture du matériau du galet (daN/mm ²)	P_L (daN / mm ²)
$50 < \sigma_R < 60$	0,5

Tableau III.12 Valeur de la pression en fonction de la contrainte

✓ **Détermination du coefficient C_2**

Le coefficient C_2 dépend du groupe dans lequel est classé le mécanisme est donné :

Groupe de mécanisme	1Dm-1Cm	1Bm-1Am	2m	3m	4m
C2	1.25	1.12	1	0.9	0.8

Tableau III.13 Valeur du coefficient C_2 en fonction du groupe

✓ Coefficient C_1

Méthode de calcul

- On prend la valeur maximale de C_1 , soit $C_{1max} = 1,17$, puis on calcule à l'aide de la relation précédente le diamètre du galet D_{g0} .
- On arrondit, la valeur calculée D_{g0} à la valeur normalisée D_{gn0} .

On calcule la vitesse de rotation du galet N , en utilisant la valeur normalisée D_{gn0} du diamètre du galet donnée par la formule suivante

$$N = \frac{1000 \cdot V_d}{\pi \cdot D_{gn0}} \quad (III.32)$$

La valeur de la vitesse de rotation nous conduit à la nouvelle valeur de C_1 qui est injectée dans la relation précédente et permet de déterminer le nouveau diamètre du galet D_{g1} .

$$\text{Si } D_{g1} \leq D_{gn0}$$

On prend $D_{g1} = D_{gn0}$.

Si non on fait le même raisonnement jusqu'à satisfaire la condition suivante.

$$D_{gi} \leq D_{gni-1}$$

Pour les diamètres de galets supérieurs ou égaux à 200 mm, les valeurs de C_1 sont données dans le tableau en fonction de la vitesse linéaire du galet.

Pour notre cas on prend le diamètre de **500** mm avec un coefficient $C_1 = 0,97$ d'où la vitesse de direction est 60 m/min.

Valeurs de C_1 en fonction de la vitesse de direction du chariot en m/min															
ϕ galet	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80	100	125	160	200	250
500	1,15	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72

Tableau III.14 Valeur du coefficient C_1

Justification du choix

Diamètre du galet	(H) mm	(K) mm	D (K-2r) mm
500	75-85	65-75	53-59

Tableau III.15 Diamètre du galet en fonction des différents paramètres de H.K.D

III. 2.4.Choix du moteur de direction

On prédétermine le moteur de translation par son couple de démarrage.

$$C_d = \frac{C_r + C_\gamma}{0,67} \cdot \frac{1}{q} \quad (\text{III.33})$$

- C_r : Couple résistant à l'axe moteur ;
- C_γ : Couple accélération à l'axe de moteur ;
- q : Nombre de moteurs $q=2$
- Q : Charge à déplacer $Q = 26,4$
- k_r : Coefficient de roulement $k_r=12$
- V : Vitesse de direction 60 m/min
- N : Vitesse du moteur sous charge : 1415 tr/min.

$$C_r = Q \cdot K_r \cdot \frac{v}{2\pi \cdot N} \cdot \frac{1}{\eta} = 2,51 \text{ daN.m} \quad (\text{III.34})$$

$$C_\gamma = Q \cdot \frac{10^3}{g} \cdot \gamma \cdot \frac{v}{2\pi \cdot N} \cdot \frac{1}{\eta} = 461 \text{ daN.m} \quad (\text{III.35})$$

D'où le couple de démarrage minimal

$$C_d = \frac{2,51 + 46}{0,67} = 72,40 \text{ daN.m} \quad (\text{III.36})$$

A partir de ce couple on choisit le moteur suivant

- couples de levage $C_d = 75 \text{ daN.m}$
- puissance nominale $P_n = 4 \text{ KW}$

Bibliographie

- ▣ [1] Catalogue des produits longs ; SIDER TSS –ELHADJAR 2018.
- ▣ [2] rapport du stage ; 2018.
- ▣ [3] réhabilitation de l'unité LFR 2010.
- ▣ [4] Techniques de l'ingénieur ; AG2 / AG7010 et AG2 / AG7020 (Appareils de levage et Appareils de manutention).
- ▣ [5] mémoire de fin d'étude ; maintenance industrielle.
- ▣ [6] FEM. Fédération Européenne de Manutention ; Section I (Appareils Lourds de Levage et de manutention) Octobre 1974.
- ▣ [7] dossier machine ; pont N°25.
- ▣ [8] catalogue des rails (spéciale pont roulant et portique)
- ▣ [9] Guide de mécanique (science et technique industrielle)/ jean louis fanchan/ Novembre 1998.
- ▣ [10] Rapport d'expertise / Evaluation des ponts routiers, basée sur la fiabilité / 1999
- ▣ [11] Mémoire de fin d'étude (application de l'approche mécano-fiabiliste à une structure soumise à la fatigue cas : pipeline soudé en spirale) Hadji Mustapha / 2010
- ▣ [12] Normes françaises (1988) / NF X50-120.