



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

UNIVERSITE MOULOU MAMMERI DE TIZI-OUZOU



Faculté du génie de la construction

Département de génie mécanique



Mémoire de fin d'étude

En vue de l'obtention du diplôme de Master Académique

Option : fabrication mécanique et productive

Thème

*Etude et conception d'un pont
roulant*

Etudié par:

Mr. MAACHA Mohamed

M^{elle}. MOKRANE Ouahiba

Dirigé par:

Mr. SEGHIR .M

Remerciement

Avant tout nous remercions dieu, le tout puissant, qui nous a donnée la force, la volonté et surtout le courage pour accomplir ce modeste mémoire.

Nous tenons à remercier tout les membres de nous familles pour tout les bienfaits qu'ils nous accordé, leur écoute, leur disponibilité et leur grand amour.

Nous adressons nous profonds remerciements à notre promoteur : **Mr. Seghir** pour sa confiance en nous, sa disponibilité, ses encouragements, son suivi et ses conseils avisés pendant toute la durée de ce travail qui nous a permis d'achever notre modeste travail.

Nous tenons aussi à remercier **les membres de jury** pour leur présence et pour le temps qu'ils ont bien voulu consacrer pour l'évaluation de ce travail.

Nous remercions enfin à toute personne qui a contribué de près ou de loin à l'élaboration de ce travail.

Dédicace

Nous avons le plaisir d'offrir ce modeste travail à tous ceux qui de près ou de loin ont aidé à sa réalisation.

A nos **chers parents** ; pour leur générosité et leur présence permanentes.

A nos **familles** ; pour l'inspiration de notre vivacité, et la motivation de notre effort.

A nos **professeurs** ; pour leur aide et soutien pendant toute notre période de formation.

A nos **chers amis** ; pour témoigner de la fraternité qui nous associe.

Liste des figures

Chapitre I

Figure I-1 : Récolte manuelle (à la main, peignage et gaulage)	3
Fig. I-1 : treuil de carrière	9
Fig. I-2 : Schéma de l'activité de manutention	11
Fig. I-4 : Les appareils de manutention	17
Fig I-5 : Grue Liebherr	18
Fig I-6 : pont roulant posé sur rails	18
Fig I-7 : treuil de levage	19
Fig I-8 : Portique motorisé	19
Fig I-9 : Palan électrique	20
Fig I-10 : potence sur fût triangulée	20
Fig I-11 : Elingues	21
Fig I-12 : câble de levage	21
Fig I-13 : Gerbeur électrique industriel	22
Fig I-14 : palonnier mono-poutre fixe ou réglable	22
Fig I-15 : Robot de manutention	23
Fig I-16 : table élévatrice électrique	23
Fig I-17 : Niveleur de quai manuel	24
Fig I-18 ; butoir de quai sur platine noir	24
Fig I-19 ; chariot mobile élévateur	25
Fig I-20 : Rail de roulement	25

Chapitre II

Fig II-2 : Quelques applications des ponts roulants	27
Fig II-3 : Pont roulant : structure générale	28
Fig II -5 : pont roulant	31
Fig II-6 : Schéma descriptif d'un pont roulant	32
Fig II-10 : Différents mouvements d'un pont roula	33

Fig II-13 : Pont roulant.....	34
Fig II-14 : pont roulant bipoutre posé	34
Fig II-16 : pont roulant mono-poutre posé	35
Fig II -17 : schema d'un mono-poutre posé	35
Fig I-15 : pont roulant bipoutre posé.....	35
Fig II -19 : mono-poutre suspendu	36
Fig II -18 : Schéma d'un mon-poutre suspendu	36
Fig II -20 : bipoutre suspendu	37
Fig II -21 : Portique	37
Fig II -22 : semi-portique	38

Chapitre III

Fig III.-1 : schéma d'un pont roulant.	40
Fig III-2 : Principaux éléments du mécanisme de levage.	41
Fig III.-3 : Photographie d'un moteur de levage.	42
Fig III-4 : Photographie d'un Tambour d'un pont roulant.....	42
Fig III-5: Frein à disque.	43
Fig.III-6 : Photographie d'un réducteur de vitesse.....	43
Fig III-7: Photographie de l'ensemble moufle.	44
Fig III-8 : Câble métallique	44
Fig III-9 : Poulie de moufle.....	45
Fig III-10 : crochet de levage.	45
Fig III-11 : Mécanisme de direction du chariot.....	46
Fig III.12 : mécanisme de translation.....	46

Chapitre IV

Fig IV-1 : pont roulant bipoutre posé.....	61
Fig IV-2. Mise en plan	66
Fig IV-3 : assemblage des pièces	66
Fig IV-5: torons du câble de levage	73
Fig IV-6 : le tambour d'enroulement	77
Fig IV-7 : crochet de levage à Œil	84
Fig IV-8 : Bac de lavage	85

Fig IV-9 : schéma cinématique du système de levage	86
fig IV-10 : schéma cinématique du système de translation.....	90
Fig IV-11 : engrenage simple.....	92
Fig IV-12 : galet	101
Fig IV-13 : l'arbre de transmission	102
Fig V.14 Maillage	111
Fig IV.15 Contrainte	111
Fig IV.16 Déplacement	112
Fig IV.17 Déformation	112
Fig IV.18 Maillage	113
Fig IV.19 Contrainte	113
Fig IV-20 Déformation.....	114
Fig IV-21. Maillage.....	114
Fig IV-22 Contrainte	115
Fig IV-23 Déplacement.....	116

Liste des tableaux

Chapitre IV

Tableau IV-1 : tableau de normalisation du ϕ du fil	59
Tableau IV-2 : tableau de normalisation du crochet de levage	67
Tableau IV-4 : coefficient de forme de la denture	77
Tableau IV-5 : caractéristiques de l'acier	80
Tableau IV-6 : la valeur de la pression limite en fonction de la résistance à la traction.....	82
Tableau IV-7 : les dimensions du rail	82
Tableau IV-8 : Valeurs de coefficient C_1	84
Tableau IV-9 : Facteur C_2 en fonction du niveau du mécanisme.....	84
Tableau IV-10 : tableau de normalisation du joint spi	94

liste des symboles

- σ_t : la contrainte calculée à la traction
- σ_c : la contrainte calculée à la compression
- σ : la contrainte calculée à la flexion
- τ : la contrainte calculée à la torsion
- T : La tension du câble
- Q : charge de service
- n : rapport pratique de la charge à l'effort de traction,
- ψ : Coefficient dynamique
- V_L : vitesse de levage
- ξ : Coefficient expérimentale
- σ_{t1} : contrainte de traction
- sr : coefficients de sécurité à la rupture S : la section du câble (mm)
- M : charge totale (daN)
- n : Nombre de fils constituant le câble,
- d : Diamètre du fil (mm)
- σ_{t2} : contrainte d'incurvation
- E : module de Young
- D : diamètre du tambour
- d: diamètre du câble
- p_g : profondeur de la gorge
- n: nombre de spires
- P: Pas de la gorge du tambour
- L : Longueur du câble
- D_e : Diamètre d'enroulement du tambour
- (I/V) : Module de la section du tambour
- $M_{f\max}$: Moment fléchissant maximal
- M_t : moment de torsion
- ϕ : coefficient de réduction
- e: Epaisseur du tambour

- λ : coefficient dépendant de la composition de câble
- R_e : rayon d'enroulement du tambour en mm
- P : pression du câble en daN/ mm²
- Z_1 et Z_2 : Nombre de dents du pignon et de la roue
- dp_1 et dp_2 : Diamètre primitif du pignon et de la roue
- E_1 : Module de Young du pignon
- E_2 : Module de Young de la roue
- A : Entraxe
- N_0 : Nombre de cycle de chargement
- N : Nombre de cycle de chargement
- H_{RC} : Dureté Rockwell: entraxe
- Y : Coefficient de forme de la denture
- b_1 : Largeur du pignon
- b_2 : Largeur de la roue
- F : L'effort tangentiel
- $[\sigma]_f$: Contrainte admissible de flexion
- $[\eta]$: Coefficient de sécurité admissible
- σ_D : Limite d'endurance
- K_c : Coefficient du nombre de cycles
- $\lambda\gamma$: Coefficient de concentration des contraintes au pied de la dent $\lambda\gamma$:
- D : le diamètre du galet de roulement (mm)
- b : largeurs utile du rail (mm)
- r : rayon d'arrondi extérieur du champignon du rail (mm)
- l ; largeur du champignon du rail (mm)
- P_1 : pression limite fonction du matériau du galet et du rail (Mpa) (voir tableau 2)
- C_1 : coefficient fonction de la vitesse de rotation du galet
- C_2 : coefficient fonction du groupe du mécanisme de translation du pont
- P_{max} : la charge maxi au galet
- f_{max} : La flèche maximal
- f_{adm} : flèche admissible
- N_c : La charge critique du l'Euler
- l_f : la longueur de flambement de la poutre
- I_{gz} : le moment quadratique de la poutre

Sommaire

Etat des lieux.....	2
I. Généralités sur les systèmes de la manutention.....	8
Historique	9
Cadre général	10
I.1 Le service manutention.....	14
I.1.1 Les avantages de manutention	14
I.1.2 Les inconvénients de la manutention	14
I.2 Buts de manutention	15
I.3 Les moyens de manutentions :.....	15
I.4 Les métiers liés à la manutention	16
I.5 Levage industriel et manutention	16
I.5.1 Le levage industriel.....	16
I.5.2 La manutention : manuelle, mécanique	16
I.5.2.1 La manutention manuelle :	16
I.5.2.2 La manutention mécanique :	17
I.6 Principaux équipements de levage industriel et de manutention	17
I.6.1 Grue :	18
I.6.2 Pont roulant :.....	18
I.6.3 Treuil :.....	19
I.6.4 Portique de manutention :	19
I.6.5 Palan :.....	20
I.6.6 Potence :.....	20
I.6.7 Vérin :	21
I.6.8 Elingue :	21
I.6.9 Câble de levage :.....	21

I.6.10	Gerbeur électrique industriel :.....	22
I.6.11	Palonnier :	22
I.6.12	Robots de manutention :.....	23
I.6.13	Equipements de quai :	23
I.6.13.1	Tables élévatrices :.....	23
I.6.13.2	Plaques de quai :	24
I.6.13.3	Butoirs de quai :	24
I.6.14	Chariot mobile élévateur :.....	25
I.6.15	Rail de roulement :	25
II.	Généralités sur les ponts roulant	27
II.1	Définitions	28
II.2	Structure.....	28
II.2.1	Pilotage	31
II.2.2	Typologie	32
II.3	Eléments constitutifs du pont roulant	33
II.4	Fonctions et mobilités possibles	34
II.5	Classification des ponts roulants	35
II.5.1	Ponts roulants posés :	35
II.5.2	Ponts roulants suspendus:	37
II.5.3	Portiques:	38
II.5.4	Semi-portiques:	39
III.	Description et modélisation des mécanismes des ponts roulants	40
III.1	Principaux mécanismes des ponts roulants	41
III.1.1	Mécanisme de levage	41
III.1.1.1	Moteur de levage principal.....	42
III.1.1.2	Tambour	42
III.1.1.3	Freins	43

III.1.1.4 Réducteur de vitesse : (levage).....	43
III.1.1.5 Moufle	45
III.1.1.6 Câble.....	45
III.1.1.7 Poulies	46
III.1.1.8 Crochet	46
III.1.2 Mécanisme de direction	47
III.1.3 Mécanisme de translation	47
III.2 Chemin de roulement de mécanisme de translation.....	48
III.2.1 Pont roulant	48
III.2.2 Calcul des actions exercées sur les chemins de roulement :	49
III.2.2.1 Charges verticales.....	51
III.2.2.2 Force horizontal.....	53
III.3 Estimation de la durée de vie d'un pont roulant	56
III.3.1 Nombre total de cycle de travail.....	57
III.3.2 Le facteur de spectre de charge :	58
III.3.3 Les distances moyennes	59
III.4 Les causes d'accidents	60
III.4.1 Les types d'accidents	60
III.4.1.1 Une chute de la charge :.....	60
III.4.1.2 Un écrasement de victime :	60
V. Etude d'un pont roulant utilisées dans l'industrie.....	61
V.1 Le logiciel SOLIDWORKS :	63
V.1.1 Le logiciel SolidWorks comprend :	63
V.1.2 Les différents organes d'un pont roulant et leurs matériaux	64
V.2 Calcul et dimensionnement des organes de levage :	70
V.2.1 Le câble de lavage	70

V.2.1.1	Calcul de la tension du câble :.....	70
V.2.1.2	Coefficients de sécurité:.....	71
V.2.1.3	Calcul à la résistance du câble :	71
V.2.1.3.1	La contrainte de traction et d'incurvation :	71
V.2.1.4	. Choix du câble :	73
V.2.2	Le tambour d'enroulement :.....	74
V.2.2.1	Les impératifs de conception sont les suivants :.....	74
V.2.2.2	Dimensionnement du tambour :.....	74
V.2.2.2.1	Diamètre du tambour :.....	74
V.2.2.2.2	Diamètre d'enroulement du tambour	75
V.2.2.2.3	Longueur du tambour :.....	75
V.2.2.3	Calcul de vérification du tambour.....	76
V.2.2.3.1	Vérification à la résistance :.....	76
V.2.2.3.2	Vérification de la pression du câble sur le font de la gorge :	79
V.2.3	Le crochet de levage :.....	80
V.2.4	Le bac :	82
V.2.5	Choix du moteur de levage:	83
V.3	Calcul et dimensionnement les organes de translation :.....	87
V.3.1	Choix du moteur de déplacement :.....	87
V.3.2	L'engrenage :.....	88
V.3.2.1	Vérification des dents à la résistance au contact :.....	88
V.3.2.2	Vérification des dents à la résistance par flexion :.....	90
V.3.2.3	Calcul de vitesse de déplacement :.....	92
V.3.3	Dimensionnement du chariot	93
V.3.4	Calcul de galets ; rail.....	94
V.3.4.1	Vérification suivant les règles de la norme ISO 16881-1	94
V.3.4.2	Choix du rail de roulement et détermination de la largeur utile	95

V.3.4.2.1	Détermination du matériau :	95
V.3.4.2.2	Calcul de la charge maximale :	96
V.3.4.2.3	Détermination des coefficients C_1 et C_2	96
V.3.5	Résistance de l'arbre de transmission au cisaillement :	99
V.3.6	Dimensionnement de la poutre :	100
V.3.6.1	Calcul du moment fléchissant	100
V.3.6.2	Calcul de la contrainte normale :	101
V.3.6.3	La flèche :	102
V.3.6.3.1	Flèche admissible :	102
V.3.6.3.2	Flèche maximale entre deux poteaux :	103
V.3.7	Calcul de flambement des poteaux :	104
V.3.7.1	La force normale maximale sur un poteau est :	104
V.3.7.2	Vérification de la résistance au flambage :	104
V.4	Organes intermédiaires.....	106
V.5	Organe de sécurités :	106
V.6	L'analyse statique sur SolidWorks.....	108
V.6.1	Crochet	108
V.6.2	Tambour	110
V.6.3	Galet	111

Introduction générale

Introduction générale

Il n'est pratiquement aucune activité humaine qui n'utilise à différents stades des déplacements d'objets plus ou moins pondéreux. D'où l'importance que revêtent les appareils de levage et de manutention.

Leur emploi est évidemment une nécessité dans l'industrie lourde où l'on doit, à tout instant, déplacer des charges importantes. L'amélioration du rendement d'un atelier, même modeste, qui dispose d'un système d'appareil commode justifie son installation et les dépenses qui en résultent.

Le pont roulant est l'appareil le plus commode et le mieux adapté à l'approvisionnement des ateliers industriels, car il permet de desservir la totalité de leur volume avec une fatigue moindre du personnel et des pertes de temps réduites.

L'objet de notre travail est l'étude d'un pont roulant destiné au déplacement d'olives dans une huilerie au niveau de la wilaya de Tizi-Ouzou.

Notre mémoire est divisé en trois chapitres :

- ◆ Dans le premier, nous donnons les généralités sur les systèmes de la manutention, on définit la manutention ainsi que son principe de base, ensuite nous donnons les principaux équipements de levage industriel et manutention.
- ◆ Le deuxième chapitre, on parle des ponts roulant d'une manière générale, on définit ses éléments constitutifs et les différents types du pont roulant ainsi son fonctionnement et les principaux mécanismes.
- ◆ Le troisième chapitre est consacré à la présentation de notre choix du pont roulant et ses caractéristiques qui s'adaptent à notre huilerie et aux calculs de dimensionnement des différents organes constituant le pont roulant ainsi le choix des matériaux et leurs vérifications à la résistance.

Au final toutes parties de notre étude est dans le but de proposer que notre mécanisme puisse contribuer pour satisfaire les besoins d'un bon rendement de travail et répondre aux exigences actuelles.

CHAPITRE I

Généralité sur les systèmes de manutention

Etat des lieux :

Les huiles végétales constituent une source importante de nutriments qui leur confèrent un rôle particulier dans les régimes alimentaires des populations.

On retrouve l'huile d'olive à travers l'histoire, depuis la civilisation grecque jusqu'à nos jours. Elle est la principale source de matières grasses du régime crétois ou du régime méditerranéen qui sont bien connus pour leurs effets bénéfiques sur la santé humaine. Si l'huile d'olive est un produit intéressant d'un point de vue nutritionnel c'est tout d'abord pour sa composition en acides gras. En effet, elle est largement insaturée et contient une petite partie d'acides gras essentiels. Outre cette composition particulière en acides gras, l'huile d'olive est surtout intéressante pour ses composés minoritaires tels que les polyphénols.

La production d'huile d'olive représente seulement 3 % des huiles végétales produites dans le monde, loin derrière l'huile de soja, de palme, de colza, et de tournesol et sa consommation représente à peine 2 % de la consommation totale d'huiles végétales

Dans cette étude nous sommes intéressées par la production de l'huile d'olive en Kabylie à Tizi Ouzou

• L'oléiculture à Tizi Ouzou :

La wilaya de Tizi Ouzou est le deuxième producteur d'huile d'olive en Algérie après Bejaia, c'est ainsi qu'elle occupe une superficie de 34 315 ha

La production en olives de la wilaya de Tizi-Ouzou est de 288 000qx dont les principales communes productrices sont Maatkas (29758qx), Souk El Tenine (16720qx), Larbâa Nath Iraten (11 837qx) (DSA, 2020).

Commune	Superficie (ha)	Production (qx)
Maatkas	3019	29 758
Boghni	1819	7720
Souk El Tenine	1520	16 720
Larbâa Nath Iraten	1204	11 837
Assi Youcef	1178	5005
Mechtras	1165	4885
Tadmait	1146	5216
Bounouh	1074	3896
Total	13324	95 803

Tableau I-1 : La répartition des superficies et la production oléicoles au niveau de la wilaya de Tizi-Ouzou (DSA, 2020).

- **Techniques d'extraction de l'huile d'olive :**

A. Récolte

La récolte des olives s'effectue durant l'automne (olives de table) ou entre novembre et février (olives dont on veut extraire l'huile).

La cueillette des olives peut être manuelle, mécanique ou réalisée avec des instruments auxiliaires (crochets vibrants, peignes oscillants et vibreurs). En raison du coût élevé de la main d'œuvre, de sa disponibilité moindre, on continue à placer beaucoup d'espoir, à l'heure actuelle, dans la cueillette mécanique.

B. Transport des olives :

Dans le souci de conserver les caractéristiques de qualité que les olives possèdent au moment de la récolte sur l'arbre, il s'avère nécessaire de les acheminer immédiatement vers les moulins et huileries

Huilerie en Kabylie :

Qu'est-ce qu'une huilerie ? :

Une huilerie est un local spécifique au stockage d'olives spécialisé dans la production de l'huile d'olive et ses dérivées

Les types d'huilerie :

✚ Huilerie manuelle traditionnelle :

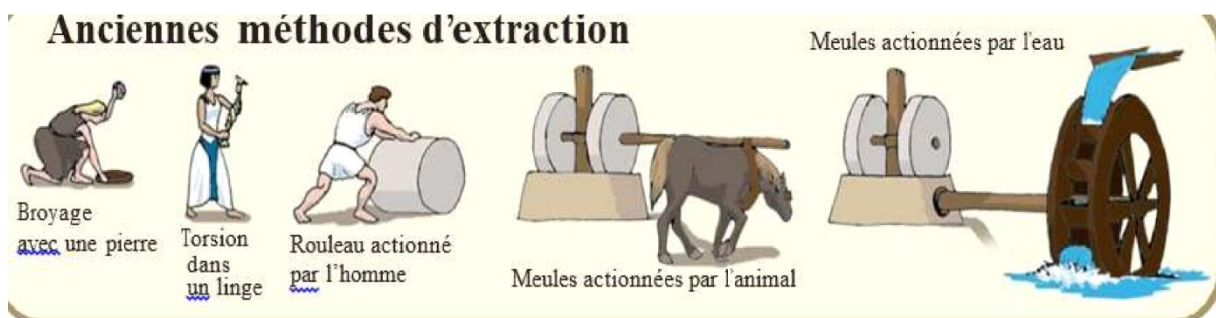


Figure I-1 : Récolte manuelle (à la main, peignage et gaulage)

- **Nettoyage des olives** et élimination des feuilles
- **Broyage** avec actionnées par les hommes ou

Les bêtes pour consiste à briser la peau et écraser la chair des olives. On obtient une pâte d'olive.



Broyeur

- Après le broyage des oliviers, on obtient une pate qu'on met dans des scourtins fabriqués en fibres végétales qui permettent la filtration de l'huile
 - **Le presseur hydraulique** au tout début, on utilisait des presseurs hydrauliques en aciers sont apparus. Leurs rôle est de presser la pâte d'olive pour extraire de l'huile
 - **La pompe hydraulique :**

Liée par une courroie au moteur diesel, la pompe hydraulique pousse l'eau dans les presseurs qui, la pression générée se contractent et pressent les scourtins remplis de pate d'olive.



Pompe hydraulique

- **Le décanteur (bassin) :**

Est un bassin qui accueille l'huile mélangée à la margine venue tout droit des pressoirs. C'est là où cette huile est séparée de la margine avec des outils comme une écumoire.



Décanteur

- **La chaudière :** sert à chauffer l'eau utilisée dans le fonctionnement de la pompe hydraulique qui fait à son retour fonctionné les pressoirs
- **La feuille (l'écumoire) :** une écumoire est un instrument utilisé pour séparer l'huile de la margine.
- **Le fut :** est un récipient galvanisé où l'huile est stockée avant sa commercialisation

Huilerie moderne :

Les huileries modernes c'est le même principe d'extraction de l'huile prévalent sauf que les outils sont évolués et ce sont des machines électriques automatisées. Ils utilisent peu de main d'œuvre, leurs capacités de production quotidienne est nettement plus importante et le raffinage d'huile est de meilleur qualité.



• **Lavage :**

Il se fait par immersion des olives dans un bac d'eau ou dans les installations modernes



Appareil de lavage

• **Broyeurs à marteaux couteaux :**

Pour obtenir une pâte d'olive

• **Malaxage par de bacs de malaxage :**

Pour but de rompre émulsion entre l'eau et l'huile et faire agglomérer les particules d'huile en gouttes plus grosses



Appareil de malaxage

- **Centrifugation horizontale :** séparation des phases solide et liquide pour purification
- **Centrifugation verticale :**

Permet de séparer la phase liquide on margarine et huile pure

- **Emballage et mise en bouteille :**

L'huile d'olive doit être stockée à l'abri de l'air récipient bouché et de lumière pour ne pas d'oxyder

La wilaya de Tizi Ouzou dispose d'un parc oléicole de **450 huileries**, dont **284 traditionnelles**, **57 semi-automatiques** et **109 modernes**. **110 huileries** sont actuellement fonctionnelles, d'après la DSA.

Travail effectué

Pour une meilleure production de l'huile, augmenter la qualité et diminuer les couts de la main d'œuvre, on est opté pour la solution d'un pont roulant dans une huilerie qui va permettre de déplacer l'olive de l'entrée vers l'huilerie qui va permettre aussi de gagner plus de temps dans la production.

I. Généralités sur les systèmes de la manutention

Introduction

La manutention est le déplacement d'objets ou de matière à travailler, interne à l'entreprise réalisant cette pièce sans qu'il y ait accroissement de la valeur ajoutée pour l'objet manipulé [1].

Nous rencontrons les appareils de manutention, à tous les niveaux des activités économiques, tant industrielles que commerciales. Présents lors des phases transitoires des cycles d'élaboration des matériaux et des produits, ils sont également des compléments incontournables lors des opérations de transport.

La manutention des charges exige des équipements de levage de haute performance opérant de manière sûre, précise et sécuritaire. La disponibilité, la fiabilité et la rentabilité de ces équipements représentent des facteurs cruciaux quelle que soit l'application.

La forte croissance du marché du transport des outils multiplie le volume des charges à manipuler, imposant des exigences de plus en plus strictes en termes de performance des grues et des ponts roulants. Ces performances sont exprimées sous la forme d'un compromis entre les critères de rapidité d'exécution, de précision et de sécurité des opérateurs. Pour ces raisons, le contrôle des portiques (ponts roulants) exige une grande expérience du pontier. D'une manière générale, l'automatisation des systèmes de production a été une des réponses à ce compromis [2].

Historique :

Si aujourd'hui on dispose de puissance motrice, autrefois on utilisait des bêtes de somme, des chariots ou simplement la force physique d'un humain pour accomplir les diverses opérations de manutention. Essentiel dans le commerce, cet aspect ne pouvait pas être négligé sans quoi l'économie était paralysée. Déjà du temps d'Archimède les poulies étaient très utilisées : les Grecs anciens étant de bons navigateurs, ils commerçaient notamment par bateau et il fallait donc des moyens de les décharger efficacement. Suite à de nombreux perfectionnements, on aboutit à des machines plus complexes vers la période du moyen-âge : des prototypes. Des grues médiévales (quelque peu similaires à des roues de hamster) servaient à lever des charges en vue de construire des châteaux par exemple. Avec la révolution industrielle viennent les premiers grands changements dans le monde de la grue.

A l'origine, la manutention est l'activité qui consiste à déplacer des colis et les palettes à la main. Grâce à l'avancée technologique, il est désormais possible de recourir à des travaux de manutention en utilisant des outils plus efficaces. L'apparition et l'utilisation des appareils de manutention permettent aux entreprises d'améliorer la productivité. L'investissement dans les outils de manutention permet de rentabiliser et de vaincre la concurrence [3].

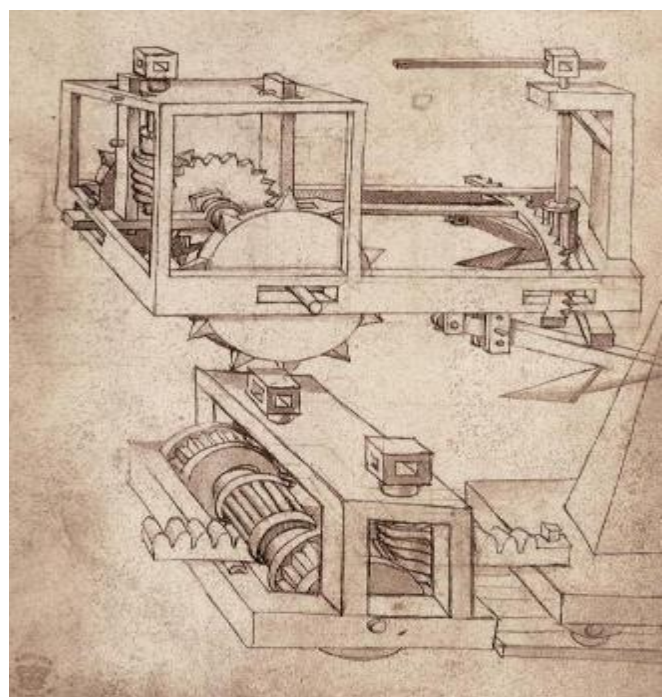
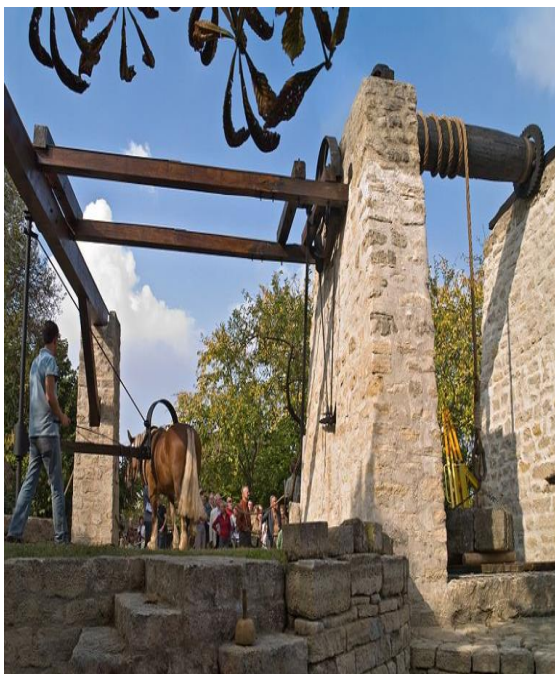


Fig. I-1 : treuil de carrière

Cadre Général :

Ce schéma (**fig I.1**) résume et montre comment la manutention met en jeu un ensemble complexe d'éléments perceptifs, cognitifs et physiques. Il est montré comment les modes opératoires et les stratégies permettent de répondre à un ensemble d'objectifs ainsi que l'importance des prises d'information dans le processus de manutention. Ces informations sont prises dans l'immédiat sur l'objet de déplacement, l'environnement, les capacités du manutentionnaire afin de décider de l'action à mener mais aussi sur le déroulement de l'action et la performance ainsi qu'à des fins de planification et de mise en place de stratégies. Il est montré comment les modes opératoires observés sont tout autant des moyens de prendre des informations que le résultat de ces prises d'information.

Le schéma de l'activité de manutention :

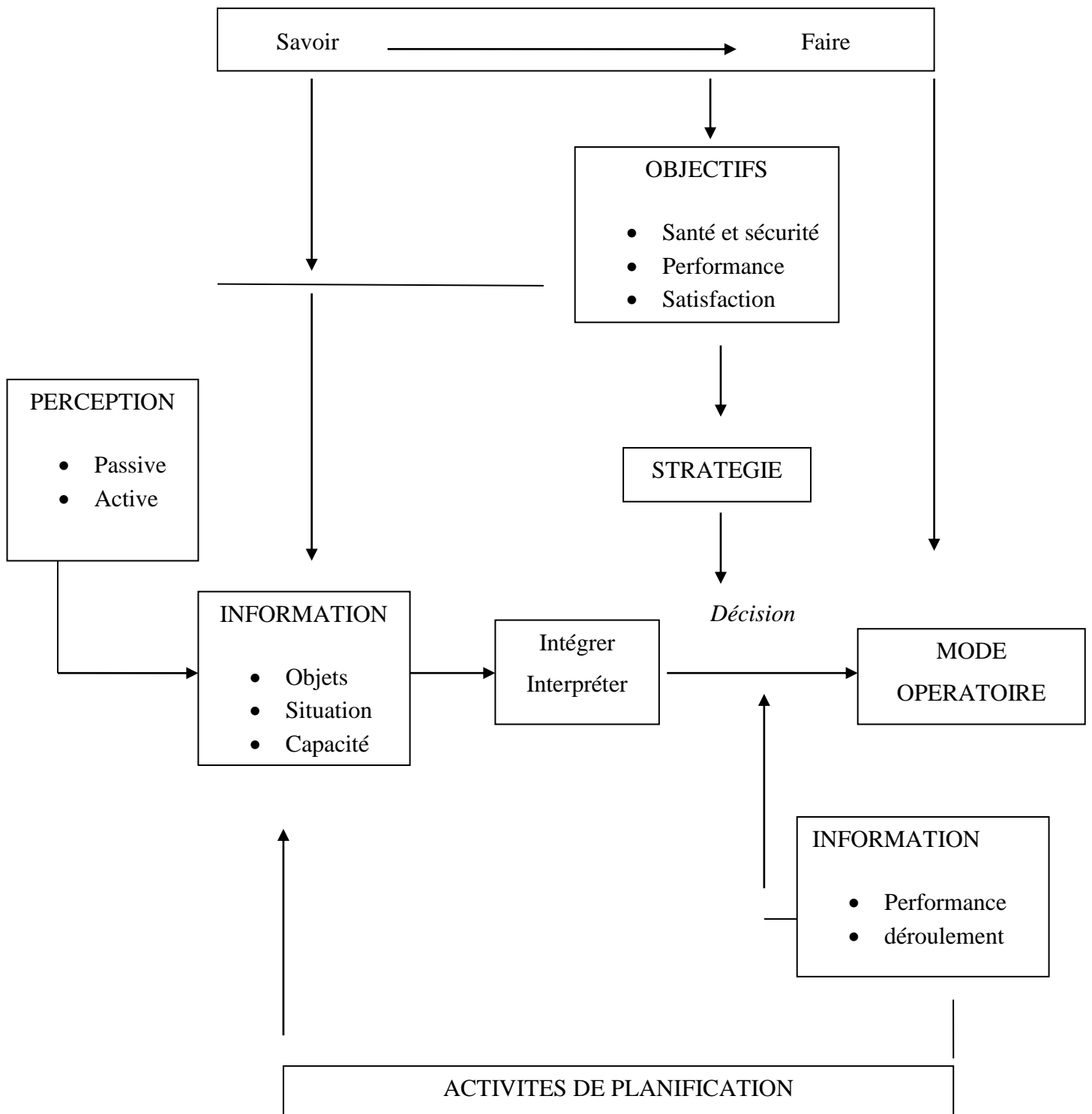


Fig. I-2 : Schéma de l'activité de manutention

A. Objectifs poursuivis :

Outre le maintien de leur intégrité physique, les manutentionnaires poursuivent aussi des objectifs de performance et de satisfaction (voir Fig. I-3) .

1. Maintenir l'intégrité physique

Le maintien de cette intégrité met en jeu trois types d'objectifs : diminuer les risques de blessure, préserver un niveau acceptable de fatigue et de confort ainsi que s'assurer de pouvoir s'ajuster rapidement à une situation.

2. Objectifs de performance et de satisfaction :

Les objectifs fixés par l'entreprise sont généralement autant quantitatifs que qualitatifs. Il peut s'agir de ne pas faire d'erreurs, de ne pas endommager la marchandise, de constituer des piles stables, d'équilibrer un chargement. Cependant, il arrive que le manutentionnaire se fixe des objectifs supplémentaires personnels de qualité qui deviennent une source de satisfaction

B. La prise d'information

La rencontre des divers objectifs énoncés implique la mise en œuvre de modes opératoires et de stratégies qui requièrent non seulement des prises d'information, mais aussi de savoir quelles informations prendre, comment les prendre et comment les utiliser.

1. Sur l'objet de déplacement

- Poids
- Le repérage de la position du centre de masse
- Les propriétés et le comportement de l'objet de déplacement

2. Sur la situation et capacité

3. Sur le déroulement de l'action

C. La mise en place des stratégies et planification

1. Les stratégies :

Une stratégie peut résider dans la façon de conduire et de positionner les équipements ainsi l'observation.

2. Planification des activités :

Certaines stratégies exposées impliquent des activités de planification importantes, activités souvent négligées en manutention. Les objets de planification typiquement rencontrés peuvent se rapporter au déplacement, à la séquence des objets à déplacer et au choix des lieux de prise et de dépôt.

D. Portée pratique :

Les pistes de prévention sont multiples. Nous exposons ici simplement quelques exemples.

- Identification des experts et de leur savoir-faire
- Formation
- Accès à l'information
- Organisation
- La conception des contenants et des prises
- Conception des équipements

I.1 Le service manutention

Dans les petites et moyennes entreprises, c'est en général une seule personne qui s'occupe de la gestion de la manutention. Pour ce qui est des grandes entreprises, un service spécial est souvent mis en place : c'est le service implantation-manutention.

Ce groupe de personnes est responsable de l'amélioration des performances de l'entreprise, en agissant directement sur l'implantation des machines, organisation des postes de travail et optimisation des temps dus à la manutention.

I.1.1 Les avantages de manutention

- De faciliter le travail de l'opérateur
- De réduire les manipulations au maximum
- Utiliser l'espace au maximum
- Adopter les méthodes et matériels de manutention en fonction du nombre et de la constitution des pièces à manutentionner
- Choisir des équipements souples et polyvalents

Remarques

- Tout objet stocké devra être placé dans un endroit facile d'accès car il sera appelé à être re-déplacé plus tard.
- Un changement dans la méthode utilisée pour la manutention peut éviter un nouvel achat.
- Le chemin le plus court est la ligne droite.
- La manutention manuelle est parfois préférable aux moyens mécanisés.
- Une étude correcte de la gravité peut éviter des accidents graves ou irréversibles.
- Il faut toujours prendre en compte en premier lieu la sécurité.

I.1.2 Les inconvénients de la manutention

Même si elle est très bien étudiée, la manutention entraîne :

- Les frais (main d'œuvre, achat de matériels)
- Des pertes de temps (augmente les délais)
- Augmente le prix de revient
- Des détériorations des produits
- Des accidents
- Un besoin en zones de stockage (augmentation des surfaces et des taxes)

I.2 Buts de manutention

La manutention doit permettre l'acheminement des pièces d'un poste de travail à un autre sur la ligne de production, afin d'assurer l'activité de l'entreprise :

- Stocker les matières premières aux magasins-introduire ces matières dans la fabrication
- Alimenter les postes de travail (pendant le processus de fabrication)
- Retirer le produit fini et le stocker

Une opération de manutention se décompose en 3 étapes :

- Saisie et arrimage de la pièce
- Déplacement
- Dépose de la pièce à son nouvel emplacement

I.3 Les moyens de manutentions :

On distingue selon le type de fabrications (fabrications de type série ou unitaire), une section de manutention discontinue ou continue avec transport au sol ou aérien.

Transports au sol (énergie manuelle, électrique ou thermique) :

-Les diables, les chariots à bras, les chariots porteurs, les chariots élévateurs, les remorques, les tracteurs, etc.

Transports aériens :

-Poulie, palan, potences, ponts roulants, monorails ou chemins de roulements, portique, grues, etc.

Ces matériels utilisent des moyennes préhensions tels que :

-Elingues, crochets, cordes, pinces, anneaux ou dispositifs utilisant le magnétisme.

Dans certaines entreprises automatisées, l'alimentation et l'évacuation des pièces peut s'effectuer sur des bandes transporteuses. (réservés aux grandes entreprises et aux grandes séries) [1].

I.4 Les métiers liés à la manutention

La manutention dans la chaîne logistique nécessite principalement les ouvrages de chargement et déchargement de marchandises. Les professionnels doivent savoir maîtriser un chariot élévateur tandis que d'autres salariés s'occupent du nettoyage des remorques, entrepôts...

La manutention peut nécessiter plusieurs types d'employés comme un technicien de maintenance ou un ingénieur de manutention et pontier [3].

Le pontier est également désigné sous le terme de pontonnier dans certaines régions et professions ; il a pour mission de conduire le pont roulant.

I.5 Levage industriel et manutention

I.5.1 Le levage industriel

Le levage industriel est une activité de manutention qui consiste à soulever, déplacer ou manutentionner des charges lourdes à l'aide principalement de grues mobiles, mais aussi de bras de grues, de chariots élévateurs, de nacelles, de treuils, voire même d'hélicoptères.

I.5.2 La manutention : manuelle, mécanique

I.5.2.1 La manutention manuelle :

La manutention manuelle désigne toute opération de transport ou de soutien d'une charge dont le levage, la pose, la poussée, la traction, le port ou le déplacement exigent l'effort physique d'une ou de plusieurs personnes.



I.5.2.2 La manutention mécanique :

La manutention mécanique permet d'éviter les risques propres à la manutention manuelle. Elle fait appel à l'utilisation d'appareils de levage et de transport : palans, poulies, transpalettes, chariots automoteurs à conducteur porté, etc.



I.6 Principaux équipements de levage industriel et de manutention

On considère comme appareils de levage les grues, ponts roulants, portiques, treuils, palans, potences, chariot élévateurs, engins élévateurs à nacelle, plates-formes élévatrices, vérins, crics...

Les élingues, les chaînes, les sangles, les palonniers, les pinces auto serrantes sont des accessoires de levage.

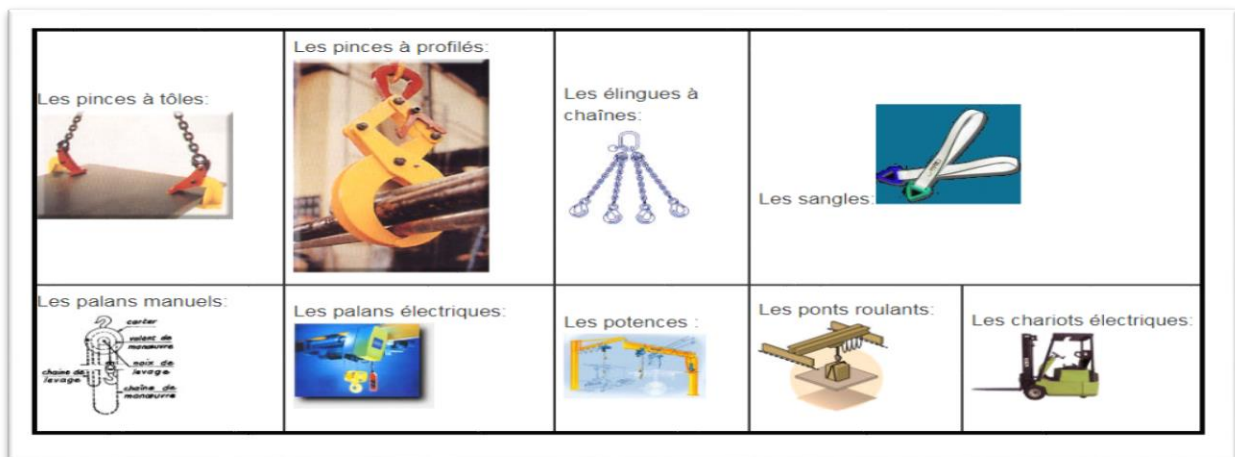


Fig. I-4 : Les appareils de manutention

I.6.1 Grue :

Appareil de levage et de manutention réservé aux lourdes charges. Cet engin de levage est construit de manière différente selon son utilisation (à terre : grue de chantier ; à bord d'un navire ou d'un dock flottant : camion-grue, etc.).

Une grue peut être commandée depuis une cabine, ou par l'intermédiaire d'une télécommande portée par un homme sur le terrain, qui peut diriger rapidement et précisément le mouvement de la charge.



Fig I-5 : Grue Liebherr

I.6.2 Pont roulant :

Appareil de manutention permettant le levage et le transfert de charges lourdes. Il est constitué d'une ou de deux poutre(s) en acier sur la(s)quelle(s) on place un palan ou un treuil (motorisé). Il peut être suspendu ou posé sur deux rails.

Les ponts roulants sont généralement installés dans des halls industriels ou leurs prolongements à l'air libre.



Fig I-6 : pont roulant posé sur rails

I.6.3 Treuil :

Dispositif mécanique permettant de commander l'enroulement et le déroulement d'un câble, d'une chaîne ou de tout autre type de filin destiné à porter ou à tracter une charge. Un treuil peut être motorisé ou no. Il inclut généralement un dispositif de démultiplication de l'effort, soit au niveau de la motorisation, soit par l'utilisation de poulie(s) et un tambour enrouleur.

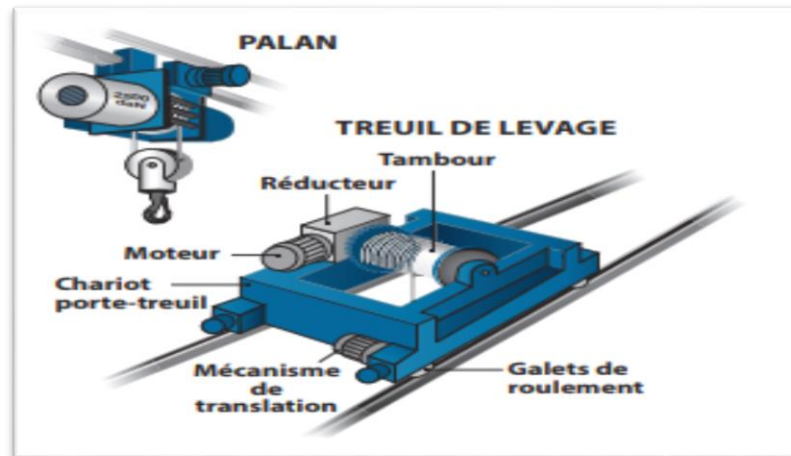


Fig I-7 : treuil de levage

I.6.4 Portique de manutention :

Appareil de levage pour charges lourdes, autonome, utilisé principalement sur de grandes aires de stockage à l'air libre (ports, parcs de matières en vrac ou de produits industriels de masse).

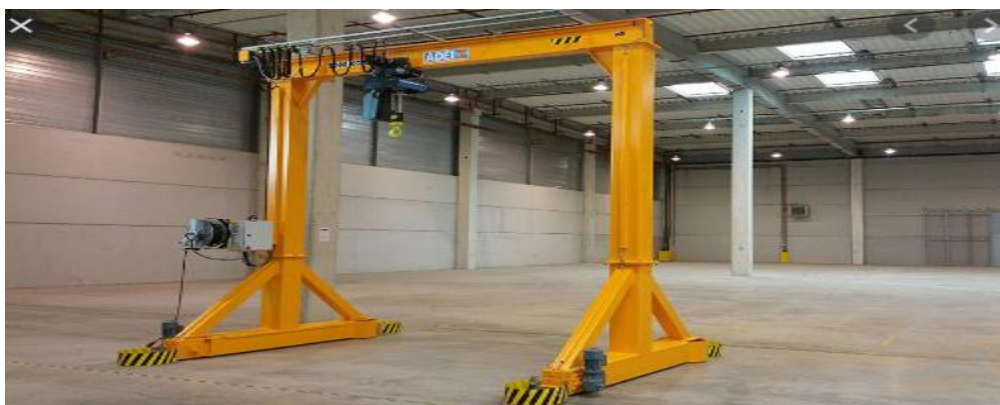


Fig I-8 : Portique motorisé

I.6.5 Palan :

Mécanisme constitué de deux groupes (ou moufles), l'un fixe, l'autre mobile, contenant chacun un nombre arbitraire de poulies et d'une corde qui les relie, il sert à démultiplier l'effort nécessaire pour rapprocher les deux groupes de poulies.



Fig I-9 : Palan électrique

I.6.6 Potence :

Petite grue de levage.

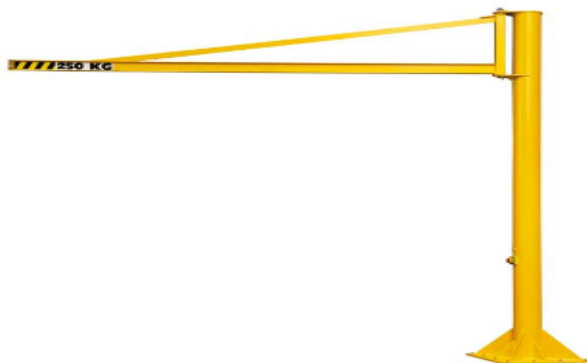


Fig I-10 : potence sur fût triangulée

I.6.7 Vérin :

Appareil de levage pour soulever ou abaisser progressivement des fardeaux. Il peut être mécanique, électrique, pneumatique, hydraulique ou pyrotechnique.

I.6.8 Elingue :

Accessoire ou ensemble d'accessoire qui se retrouve entre la charge à lever, tirer ou arrimer et l'équipement qui fait le travail (une grue, par exemple).



Fig I-11 : Elingues

I.6.9 Câble de levage :

Assemblage de fils métalliques constituant un outil de travail. Ces fils peuvent être enroulés de façon hélicoïdale en une ou plusieurs couches, généralement autour d'un fil central.



Fig I-12 : câble de levage

I.6.10 Gerbeur électrique industriel :

Appareil de manutention électrique permettant le stockage en hauteur de marchandises, généralement placées sur palette.



Fig I-13 : Gerbeur électrique industriel

I.6.11 Palonnier :

Dispositif de levage qui permet de soulever une charge en répartissant le poids sur plusieurs prises.



Fig I-14 : palonnier mono-poutre fixe ou réglable

I.6.12 Robots de manutention :

Avec sa capacité de charge de 125 à 225 kg, il permet de manipuler de fortes charges avec facilité et précision.



Fig I-15 : Robot de manutention

I.6.13 Equipements de quai :

I.6.13.1 Tables élévatrices :

Elles sont conseillées, entre autres, pour le chargement et le déchargement au niveau du sol, en cas de différences extrêmes entre le quai et le camion et pour le chargement des petits véhicules.



Fig I-16 : table élévatrice électrique

I.6.13.2 Plaques de quai :

Elles sont utilisées pour effectuer la liaison entre le quai et les camions, ou les wagons.



Fig I-17 : Niveleur de quai manuel

I.6.13.3 Butoirs de quai :

Ils ont pour but d'amortir le choc des camions lors de la mise à quai, à la fois pour protéger le bâtiment et le véhicule.



Fig I-18 ; butoir de quai sur platine noir

I.6.14 Chariot mobile élévateur :

Le chariot mobile élévateur semi électrique est conçu pour améliorer la manutention de colis et de pièces et donc d'éviter des accidents de travail.



Fig I-19 ; chariot mobile élévateur

I.6.15 Rail de roulement :

Liaison directe entre les points de prise et de dépose, avec des mouvements de va et vient ou en boucle [4].

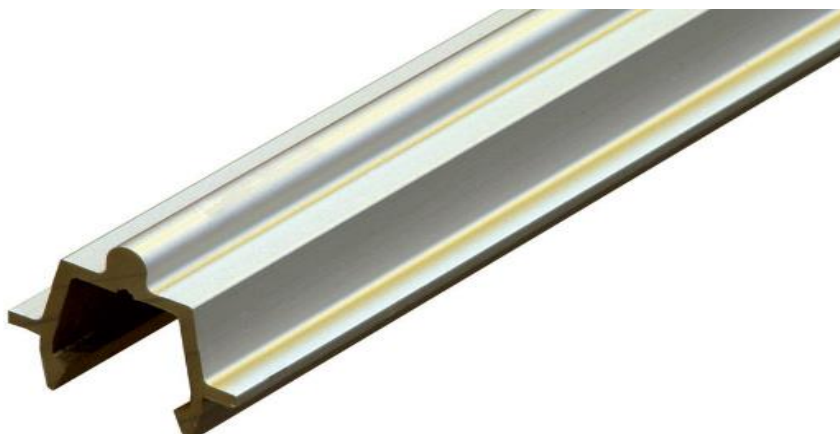


Fig I-20 : Rail de roulement

Conclusion

La manutention ne se résume pas à une simple activité mécanique. Les manutentionnaires poursuivent des objectifs de plus en plus pointus, selon un cahier de charge où des modes opératoires et des stratégies complexes mises en œuvre. Ils ont à prendre des décisions basées sur un ensemble d'éléments et la prise d'information constitue une composante importante de leur travail. De la même façon, analyser le travail sous un angle essentiellement basé sur le maintien d'intégrité physique en toute sécurité en amélioration de productivités, afin d'aboutir une satisfaction.

CHAPITRE II

Généralité sur les ponts roulant

I. Généralités sur les ponts roulant

Introduction

Les ponts roulants et les portiques sont des moyens de manutention indispensables dans bien de secteurs industriels. Les centrales hydrauliques, les constructions navales, l'armement, les cimenteries, la sidérurgie, les usines d'incinération d'ordures ménagères sont autant d'exemples qui témoignent de l'utilité de ces moyens de levage et de transbordement (Fig II-1).

Les ponts roulants et les portiques sont des machines permettent ; au moyen des mouvements élémentaires ; de déplacer ou de transborder une charge en tout point d'un volume parallélépipédique. Ils sont conçus pour répondre aux besoins de levage industriel de type moyen et lourd. Ces appareils permettent la manutention des charges les plus variées avec l'aide éventuelle de certains accessoires interchangeables tels que palonniers, bennes, rotateurs, fourches, suceurs.



A - Pont roulant pour containers
Halle de stockage



B - Pont roulant
Pour manutention de matériaux



C- Pont roulant avec grappin et palan
auxiliaire pour centrale d'incinération



D - Pont roulant Pour les scories provenant
d'incinération des déchets

Fig II-2 : Quelques applications des ponts roulants

I.1 Définitions

Les poutres roulantes, ponts roulants, portiques et semi-portiques sont des appareils de levage destinés à soulever et à déplacer des charges. Ils se déplacent sur des chemins de roulement parallèles, leur organe de préhension (crochet ou autre accessoire de levage) est suspendu par l'intermédiaire d'un câble et de poulies à un mécanisme de levage (treuil ou palan) susceptible de se déplacer perpendiculairement aux chemins de roulement de l'appareil [2].

I.2 Structure

Le pont roulant diffère de la grue, du portique, du semi-portique, de la potence et principalement par sa conception.

Il est constitué :

- D'une structure horizontale en acier (le « pont » ou quadrilatère) se déplaçant sur deux voies de roulement.
- De treuils ou palans suspendus ou posés ; ils permettent d'enrouler le ou les câbles ou la chaîne de levage.

Chaque axe de déplacement peut être manuel ou motorisé électriquement. A l'extrémité du câble, est monté le crochet de levage, soit directement soit par l'intermédiaire d'un moufle équipé de poulies.

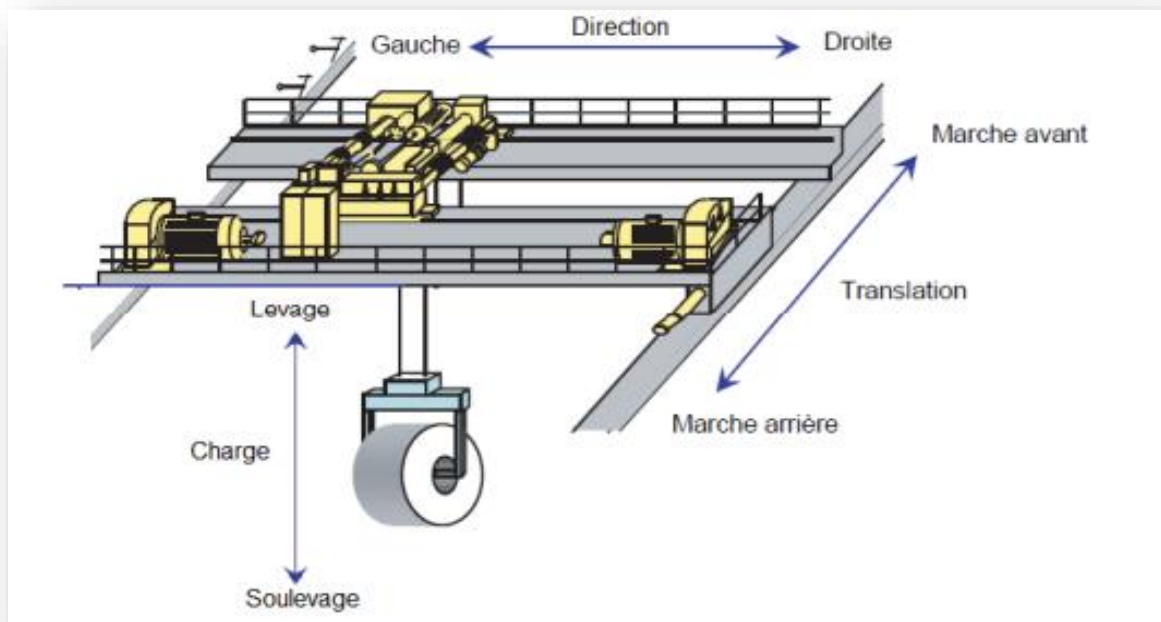
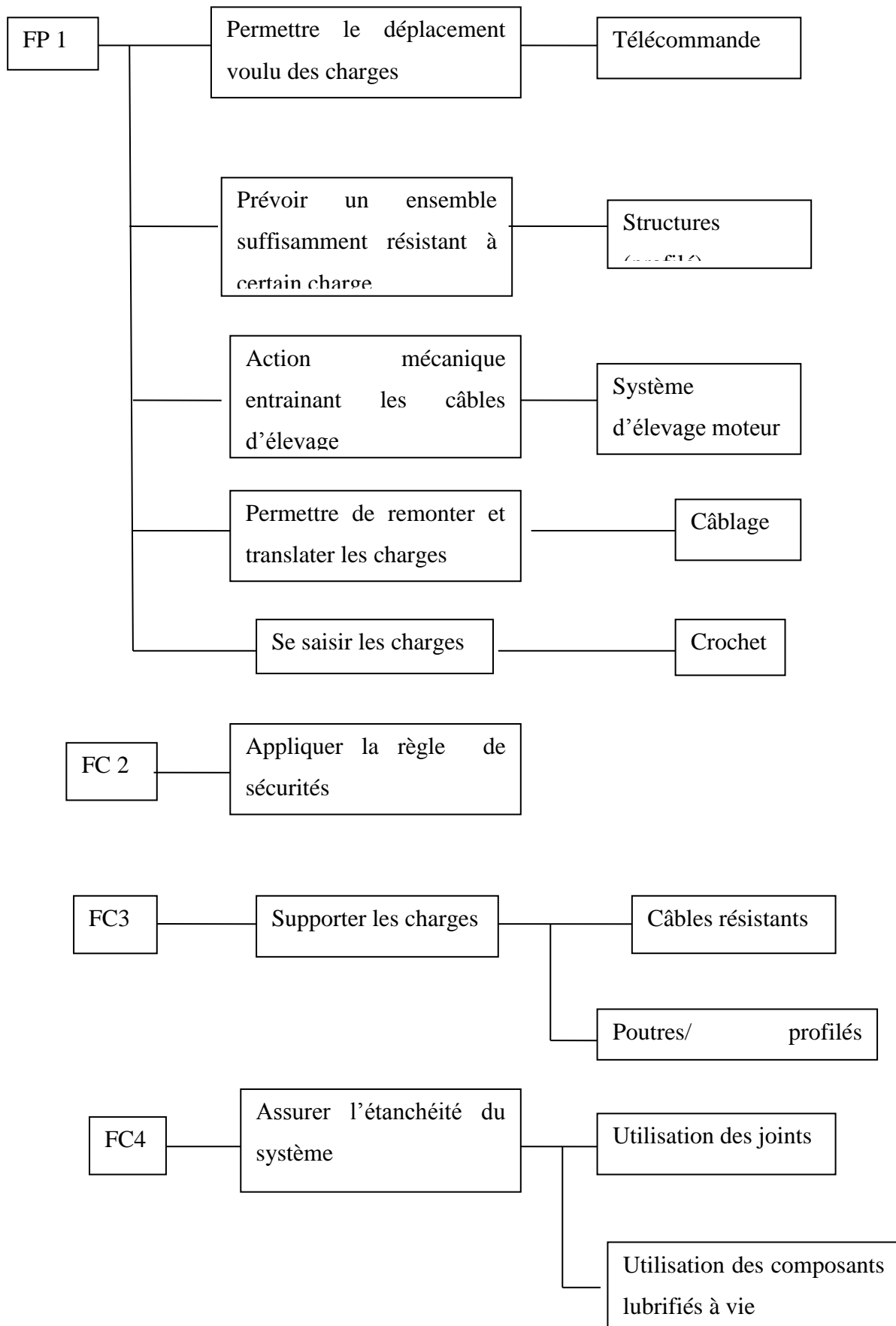


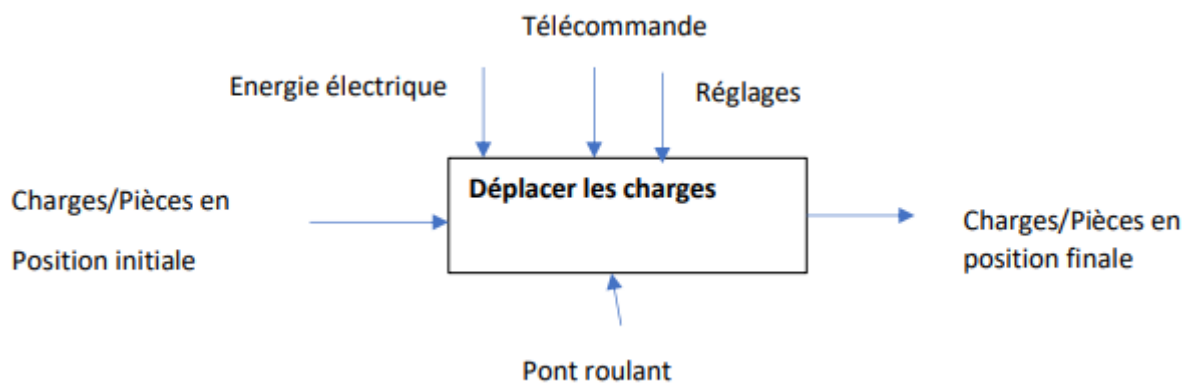
Fig II-3 : Pont roulant : structure générale

Analyse fonctionnelle :



I.2.1 Pilotage

Sur un petit pont roulant, la conduite de l'engin se fait par télécommande ou radiocommande ; les gros ponts possèdent souvent une cabine de conduite, mais ils peuvent également être pilotés depuis le sol par une télécommande.



Pour répondre aux exigences de productivités dans les usines, les halls ou les ports, les ponts roulant doivent être en mesure d'effectuer rapidement des déplacements de grande précision. Au-delà du simple positionnement du chariot du pont roulant au-dessus de cible souhaitée, la principale difficulté rencontrée pour un tel déplacement est de maîtriser le balancement de la charge. De telles oscillations compromettent en effet la sécurité des opérateurs travaillant à proximité et risquent également d'endommager les pièces déplacées et leur environnement.

C'est pour répondre à ce problème que différentes méthodes de commande anti-ballant sont mises en place sur les ponts roulants. Il en existe essentiellement 4 :

1. L'**anti-ballant mécanique** empêche les oscillations grâce à la présence de câbles attachés à la charge.
2. L'**anti-ballant** est effectué '**manuellement**' par un opérateur.
3. L'**anti-ballant actif** : il s'agit d'un **asservissement** en boucle fermée sur la position angulaire de la charge et sur la position du chariot dans l'espace. Le principe consiste à prendre en compte la réponse du système mesurée en temps réel par des capteurs pour générer la consigne de commande

I.2.2 Typologie

Le pont roulant est constitué d'une ou deux poutres longitudinales reposant à chaque extrémité sur un sommier équipé de roues se déplaçant sur un rail (Fig II -4 et Fig II -4) . Les ponts pour faibles charges sont mono-poutre, les autres à double poutre. On trouve exceptionnellement des ponts à 4 poutres, comme dans les aciéries où de tels engins sont capables de lever plusieurs centaines de tonnes. Les poutres de grande dimension peuvent être « habitables » c'est-à-dire que le personnel peut y pénétrer et qu'elles contiennent des équipements de commande. Un pont roulant de grande taille est constitué :

- D'un quadrilatère, structure constituée de :
 - Sommiers équipés de galets (roues assurant le déplacement sur l'une et l'autre des voies de roulement.
 - Deux poutres reliant les sommiers et supportant le chariot
- D'un chariot ou plusieurs se déplaçant sur les poutres du quadrilatère qui est équipé d'un ou deux palans ou treuils permettant d'enrouler le câble de levage.
- D'une ou d'un moufle reprenant les accessoires de levage à l'extrémité basse des câbles.

Les ponts roulants sont utilisés pour les manutentions dans les parcs à matières premières, à produits finis (parcs à fers) dans les gros halls de stockage (déchargements de péniches ou de wagons, rechargements de camions).

Ils fonctionnent à l'énergie électrique.

Il existe pour les industries lourdes de très gros modèles capables de lever des charges de plusieurs centaines de tonnes tels que les poches de fonte ou d'acier liquide dans les aciéries.

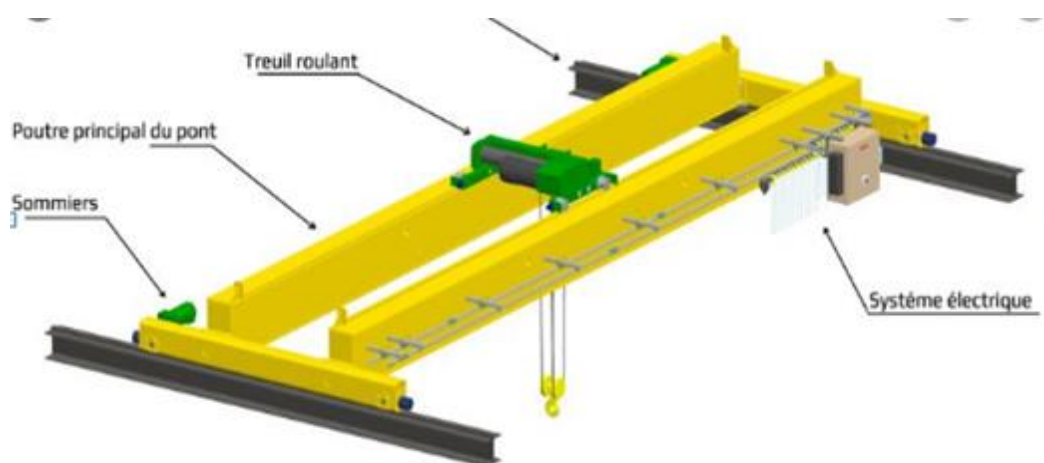


Fig II -5 : pont roulant

I.3 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 : poutre principale (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 ; 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].

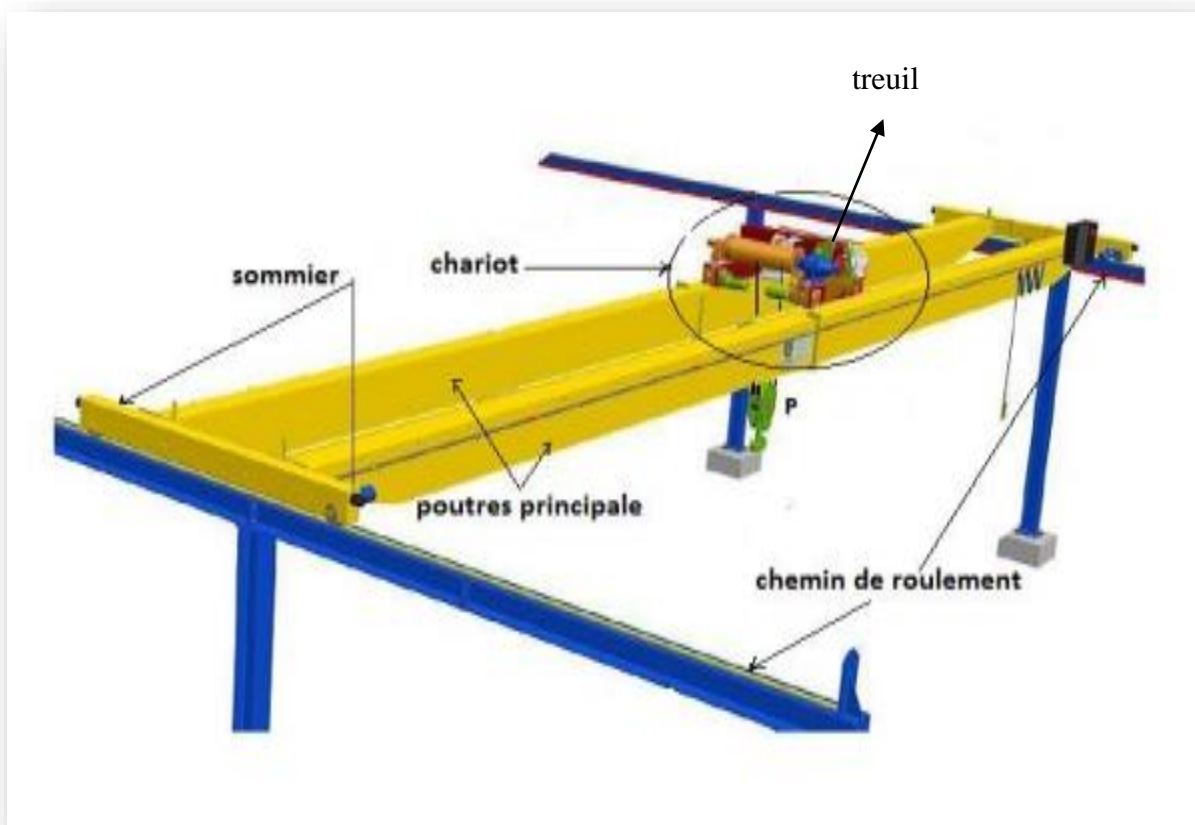


Fig II-6 : Schéma descriptif d'un pont roulant

I.4 Fonctions et mobilités possibles

Les ponts roulants sont généralement installés dans des halls industriels ou leur prolongement à l'air libre. Ils permettent la manutention de la charge dans tout l'espace de ces halls. Ils sont installés en hauteur et circulent sur des rails fixés sur des poutres de roulement en acier ou béton, en encorbellement ou reposant sur des poteaux.

Les axes de déplacement principaux sont appelés :

1. **Translation** : axe des voies de roulement (plus grande distance) correspondant à un mouvement d'ensemble du pont. Le mécanisme de translation assure le mouvement du pont roulant sur les chemins de roulement (Fig II-7).
2. **Direction** : axe transversal ; généré par un déplacement du chariot. Le mécanisme de direction assure le déplacement du/des chariots porte palan, ou du/des chariots porte-treuil perpendiculairement au sens de déplacement du pont (Fig II-8).
3. **Levage** : axe vertical ; levage ou descente de la charge dû à un mouvement de treuil et donc des câbles (Fig II-9).

Le mécanisme de levage assure la montée et la descente de la charge;

Sur les ponts plus spécialisés on peut trouver des mouvements complémentaires comme la rotation, le basculement etc.

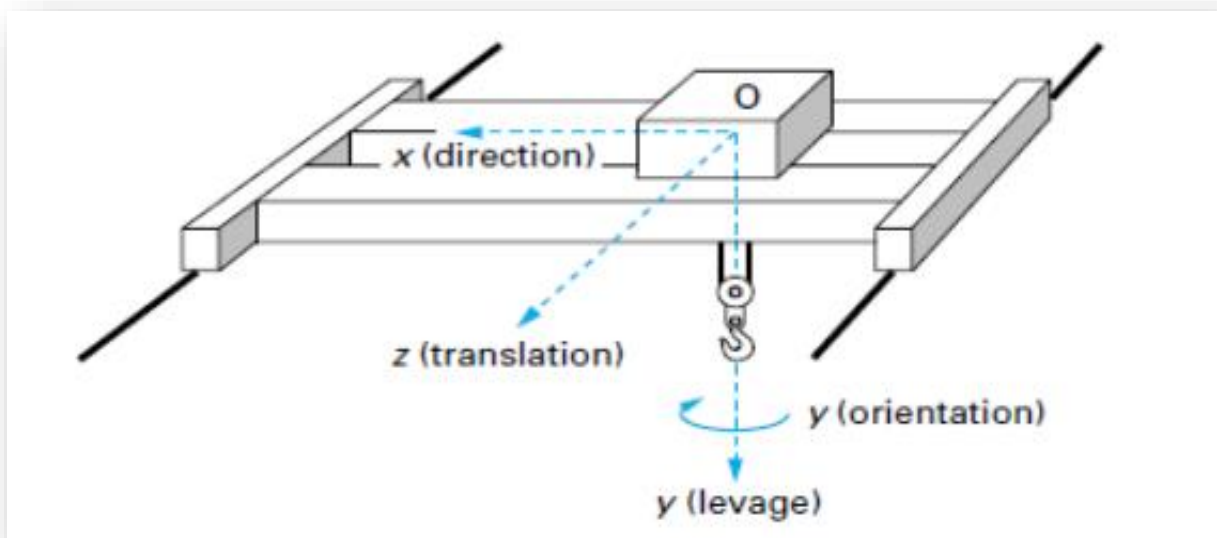


Fig II-10 : Différents mouvements d'un pont roula

I.5 Classification des ponts roulants

On distingue 4 familles principales d'appareils dont la construction peut être des deux type suivants : le pont (ou le portique) est dit mono poutre (**Fig II-11 –a**), lorsque sa charpente est réalisée avec une seule poutre (le chariot de levage est alors monorail), le pont est dit bipoutre (**Fig II-12 –b**) lorsque sa charpente est constituée de deux poutres, le chariot de levage est alors du type bi rail [2].

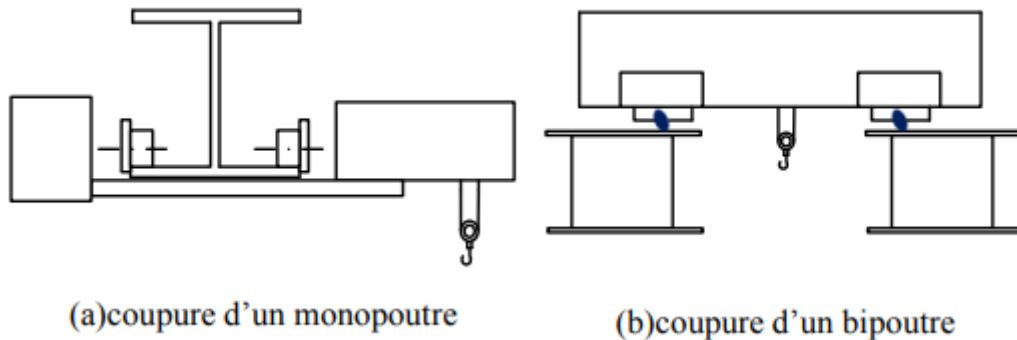


Fig II-13 : Pont roulant

I.5.1 Ponts roulants posés :

l'appareil roule sur deux voies de roulement constituées par un rail qui repose sur une poutre de roulement reprise sur les poteaux du bâtiment ou de l'aire de travail ou de stockage par l'intermédiaire de corbeaux, c'est le type de pont qui permet d'obtenir la meilleure hauteur de levage.



Fig II-14 : pont roulant bipoutre posé

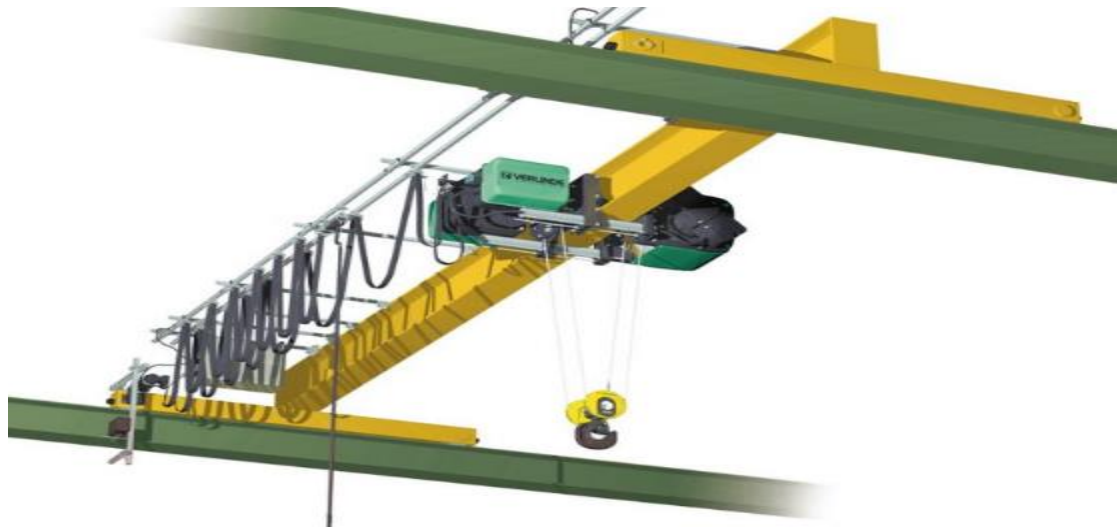


Fig II-16 : pont roulant mono-poutre posé

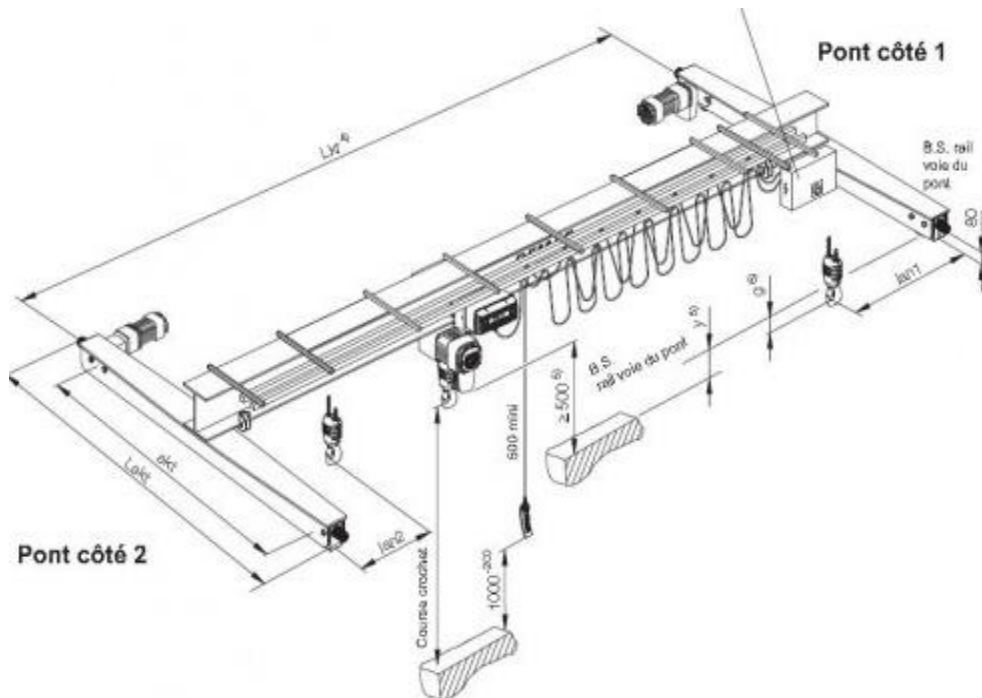


Fig II -17 : schema d'un mono-poutre posé

I.5.2 Ponts roulants suspendus:

L'appareil roule sur l'aile inférieure d'un profilé repris directement sur les fermes du bâtiment. Ces chemins de roulement peuvent comporter plus de deux voies de roulement. Ils peuvent en outre être équipés de plusieurs moyens de levage pour desservir toute la surface du bâtiment. Dans le cas de portée très importante on installera donc plutôt ce type de matériel.

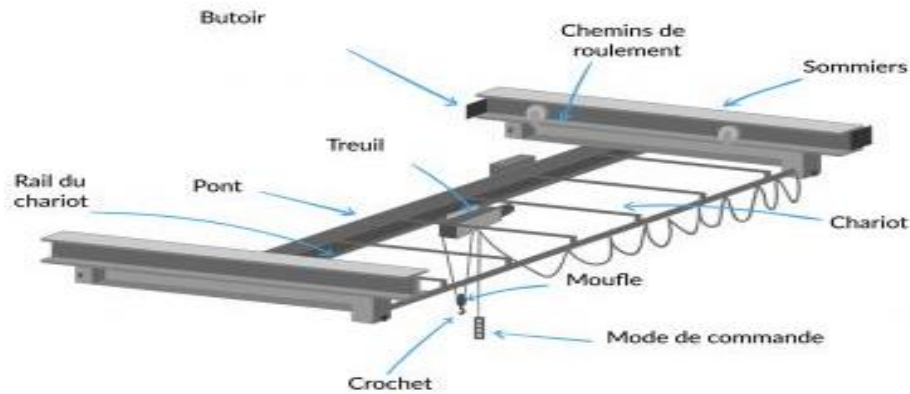


Fig II -18 : Schéma d'un mon-poutre suspendu

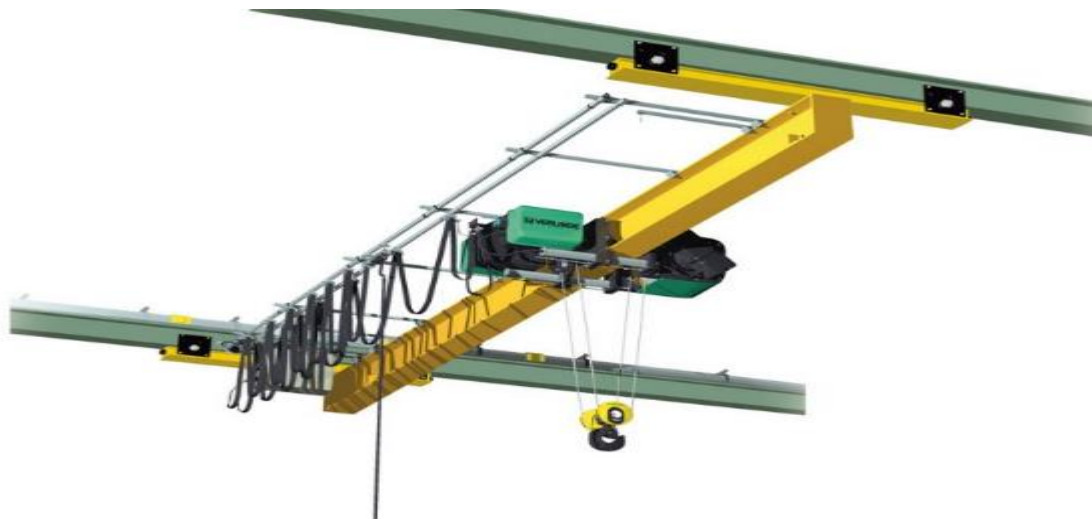


Fig II -19 : mono-poutre suspendu



Fig II -20 : bipoutre suspendu

I.5.3 Portiques:

L'appareil roule sur deux voies de roulement constituées par un rail fixé directement au sol. Ils sont reliés par deux jambes ou palées. Ces portiques sont installés dans le cas où le bâtiment ne pourrait supporter les réactions qu'entraînerait l'installation d'un pont roulant ou si les transformations nécessaires s'avéraient très onéreuses, il en serait de même s'il n'y avait pas de bâtiment du tout (parc extérieur). Un déport des poutres de roulement permettant d'aller chercher des charges à l'extérieur des rails de roulement est possible, il se nomme, dans ce cas, portique à avant-bec.



Fig II -21 : Portique

I.5.4 Semi-portiques:

L'appareil roule sur deux voies de roulement. L'une est constituée par un rail au sol, alors que l'autre s'appuie sur la charpente du bâtiment et roule sur un chemin de roulement aérien. Cette formule est utilisée le plus souvent en complément d'un pont roulant important qui assure la liaison entre les postes équipés chacun d'un semi-portique.



Fig II -22 : semi-portique

Conclusion :

Après avoir fait une présentation des principaux éléments constituant un pont roulant, nous avons exposé dans cet article les différents types de ponts roulants et leur fonctionnement. Ainsi nous avons survolé les principales solutions techniques utilisées dans la pratique pour la réalisation de déplacement de charge ; Pour toute manipulation de levage ou de déplacement, une présentation plus détaillée de modèle adéquat était proposée, l'option d'une solution quelque soit sa complexité occupe une place très importante pour le déplacement de charge d'une manière plus pointue et performante.

CHAPITRE III

DISCRIPTION DES MECANISMES DES PONTS ROULANTS

Introduction

Elle se rapporte évidemment aux sous ensembles que l'on trouve pratiquement tous les ponts roulants, ou qui leur sont indispensables :

- Les chemins de roulements qui sont des poutres disposées à hauteur convenable sur lesquelles se trouvent montées les deux files de rails de roulement.
- Les poutres maîtresses (principales) sont constituées en profilés laminés, en treillis ou encore en caisson de chaudronnerie. Elles reposent sur les sommiers munies de galets de roulement.
- Le chariot roulant disposé sur les poutres maîtresses auquel est assujéti le treuil de levage.

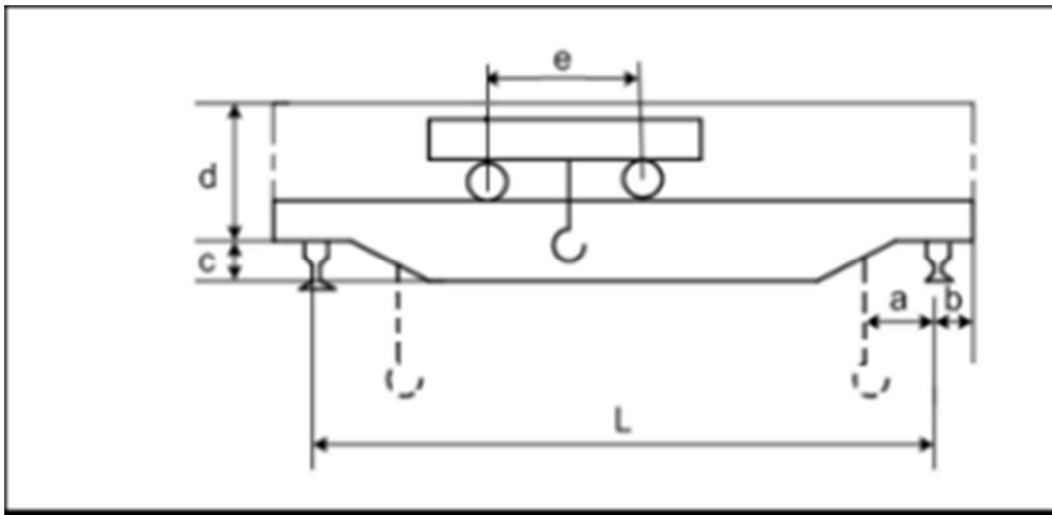


Fig III-1 : schéma d'un pont roulant.

III.1 Principaux mécanismes des ponts roulants

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

III.1.1 Mécanisme de levage

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

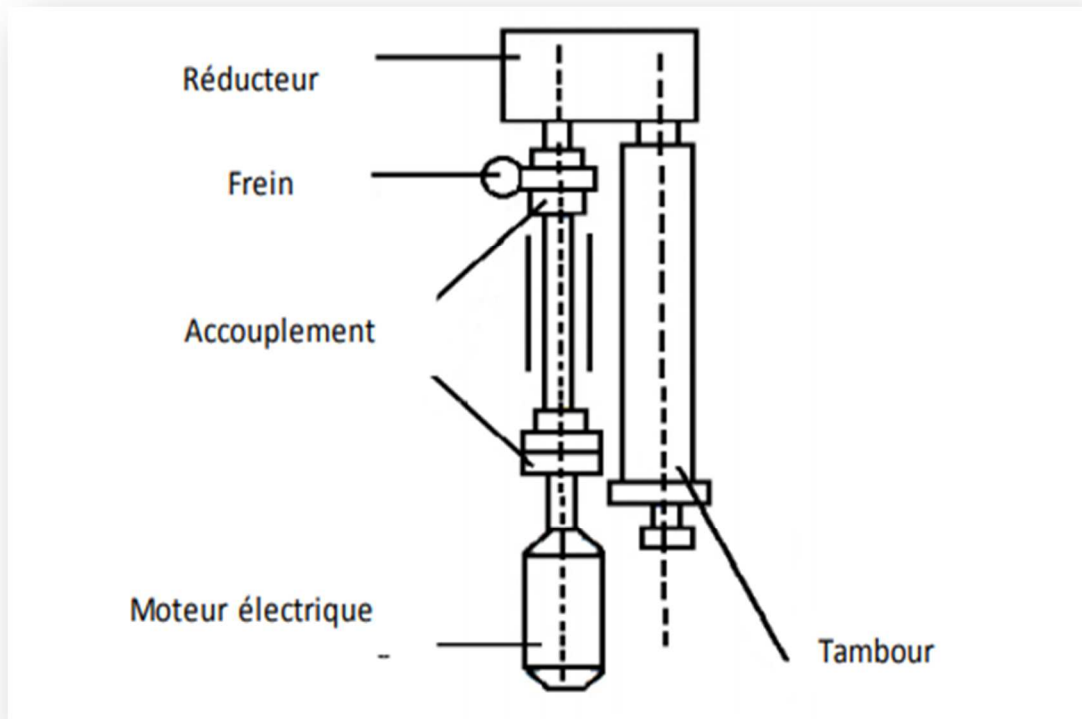


Fig III-2 : Principaux éléments du mécanisme de levage.

III.1.1.1 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 meilleur souplesse.

Le choix du moteur se fait à base de la puissance nécessaire à la montée de la charge appelée aussi puissance résistant (**P_n**)[5].



Fig III-3 : Photographie d'un moteur de levage.

III.1.1.2 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.



Fig III-4 : Photographie d'un Tambour d'un pont roulant

III.1.1.3 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.

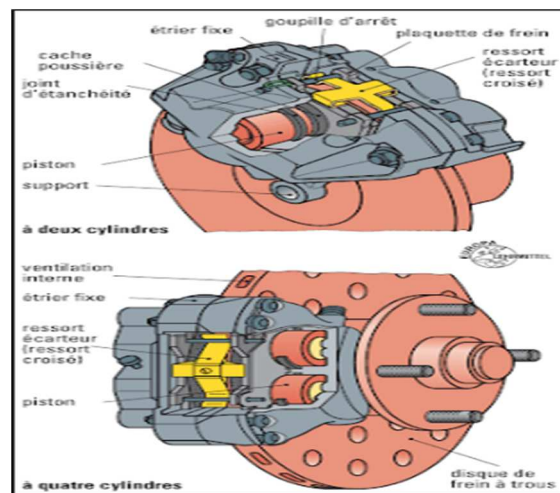


Fig III-5: Frein à disque.

III.1.1.4 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.



Fig III-6 : Photographie d'un réducteur de vitesse.

III.1.1.5 Moufle

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

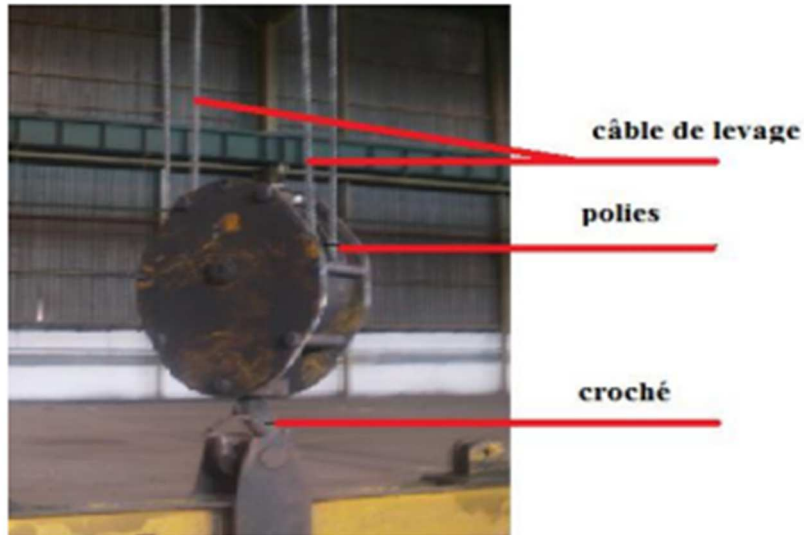


Fig III-7: Photographie de l'ensemble moufle.

III.1.1.6 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.

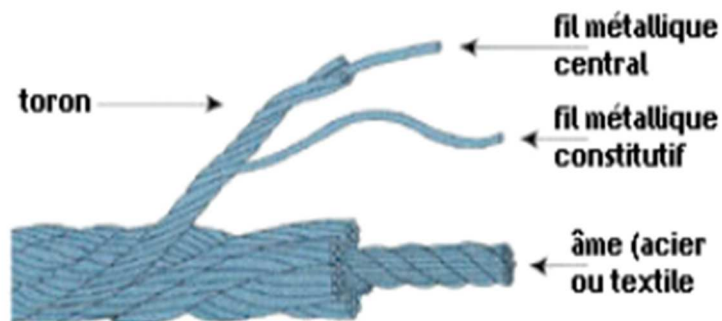


Fig III-8 : Câble métallique

III.1.1.7 Poulies

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



Fig III-9 : Poulie de moufle.

III.1.1.8 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).



Fig III-10 : crochet de levage.

III.1.2 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
- Galet de direction [5].

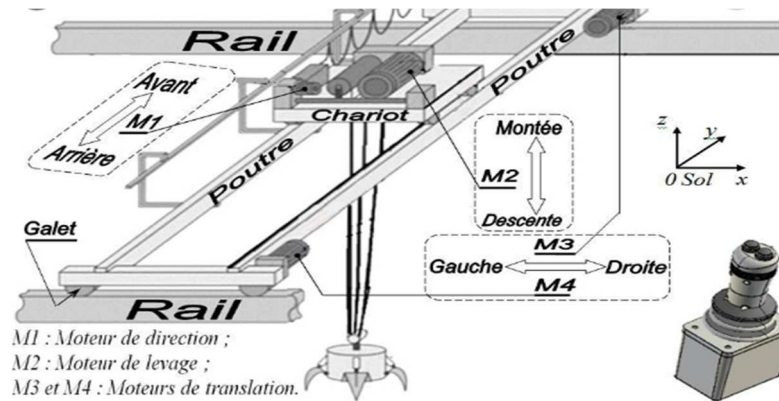


Fig III-11 : Mécanisme de direction du chariot

III.1.3 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 [5].

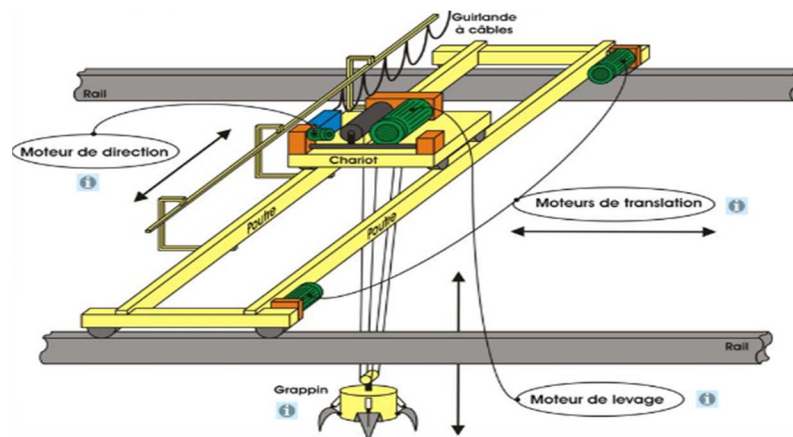
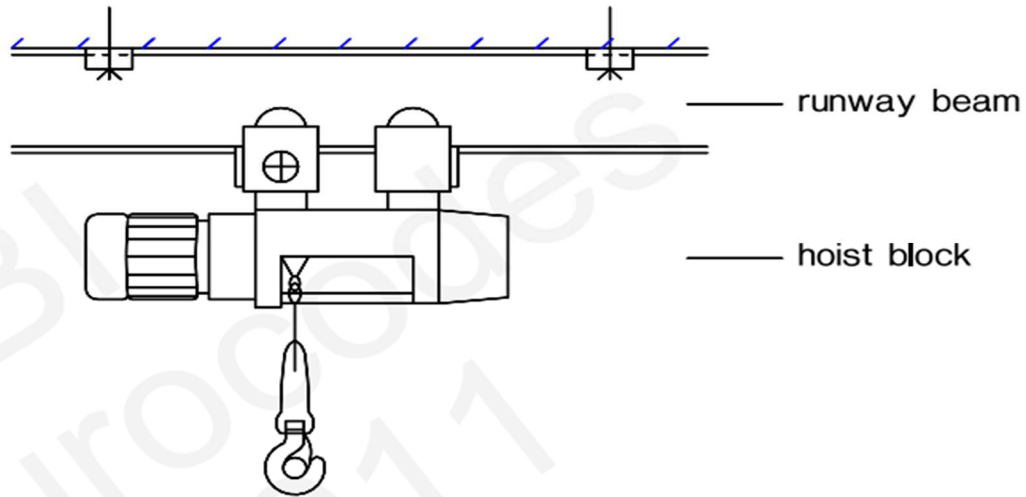


Fig III.12 : mécanisme de translation.

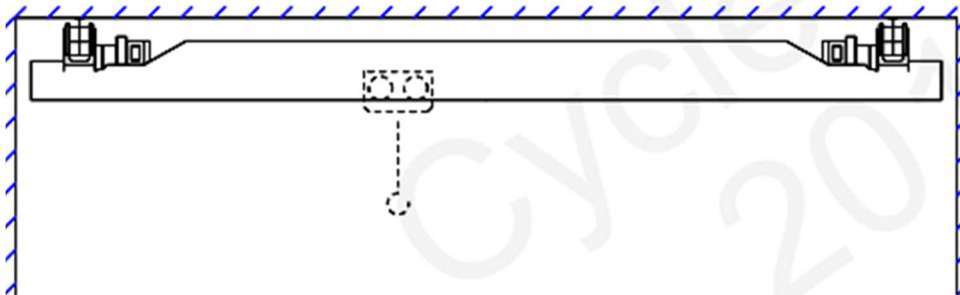
III.2 Chemin de roulement de mécanisme de translation

Poutre de roulement pour palan avec chariot monorail

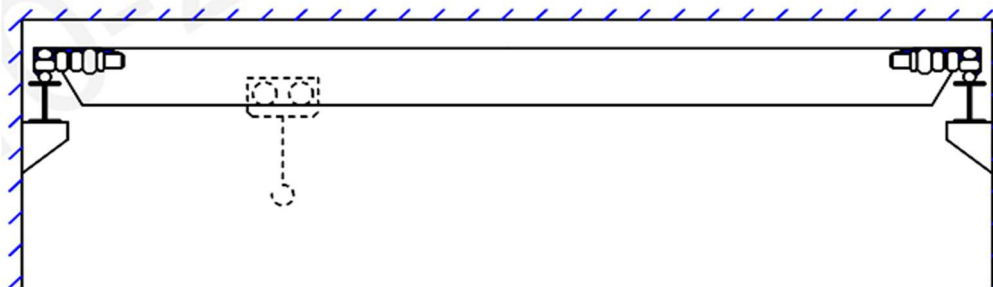


III.2.1 Pont roulant

a. Suspendu avec palan avec chariot



b. Posé avec palan avec chariot



III.2.2 Calcul des actions exercées sur les chemins de roulement :

Actions variables			Actions accidentelles
Verticales	Horizontales	Vertical	Force de tamponnement
<ul style="list-style-type: none"> Poids propre Masse à lever 	<ul style="list-style-type: none"> Forces d'entraînement Marche en crabe 	<ul style="list-style-type: none"> Charge d'essai 	
Dynamiques (ϕ_1, \dots, ϕ_6) $F_{\phi,k} = \phi_i F_k$			Quasi-statique
(ϕ_1, \dots, ϕ_4)	(ϕ_5)	(ϕ_6)	(ϕ_7)

Tableau III.1 : valeurs de β_2 et $\phi_{2,min}$

Classe de levage de l'appareil	β_2	$\phi_{2,min}$
HC1	0,17	1,05
HC2	0,34	1,10
HC3	0,51	1,15
HC4	0,68	1,20

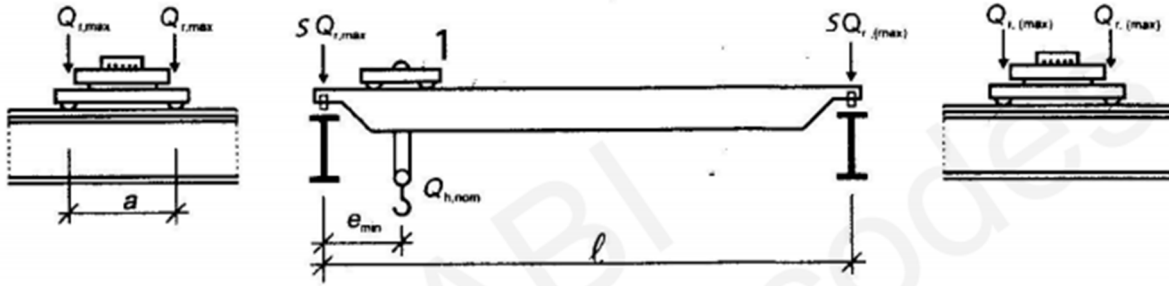
Note : les appareils de levage sont répartis dans les classes de levage HC1 à HC4 pour tenir compte des effets dynamiques du transfert de la charge du sol à l'appareil de levage. La sélection dépend du Type particulier de l'appareil de levage, voir les recommandations de l'annexe B

Tableau III.2 : Charge verticales- coefficients dynamiques

	Valeurs des coefficients dynamiques
ϕ_1	$0.9 < \phi_1 < 1.1$ Les deux valeurs 1,1 et 0.9 reflètent les valeurs supérieure et inférieure des impulsions vibratoires
ϕ_2	$\phi_2 = \phi_{2.min} + \beta_2 \times V_h$ V_h : vitesse constante de levage en [m/s] $\phi_{2.min}$ et β_2 voir le tableau III.1
ϕ_3	$\phi_3 = 1 - \frac{\Delta_m}{m} (1 + \beta_3)$ Où Δ_m : est la partie libérée ou tombée de la masse de levage m : est la masse de levage total et $\beta_3 = 0,5$ pour les appareils de levage équipés de grappins ou de dispositif similaires au largage non instantané $\beta_3 : 1,0$ pour les appareils de levage équipés d'aimants ou de dispositifs similaire à largage rapide
ϕ_4	$\phi_4 = 1.0$ à condition de respecter les tolérances prescrites dans l'EN 1993-6 pour les rails.
Note : si les tolérances applicables aux rails prescrites dans l'EN 1993-6 ne sont pas respectées, le coefficient dynamique ϕ_4 peut être déterminé à l'aide du modèle fourni par l'EN 13001-2.	

III.2.2.1 Charges verticales

- a. Position de l'appareil de levage en charge pour obtenir le chargement maximal de la poutre de roulement



$Q_{r,max}$: est la charge maximale par galet de l'appareil de levage en charge

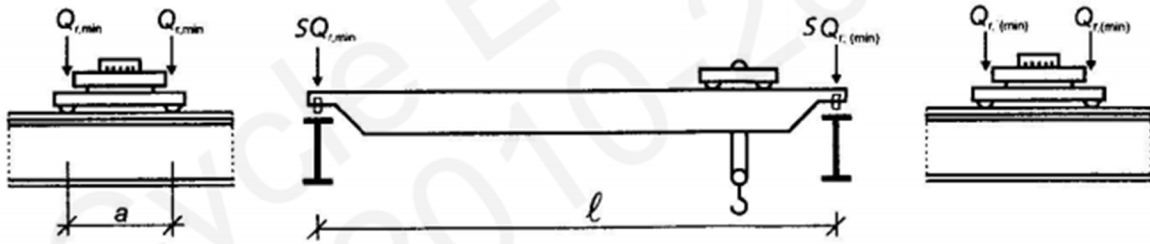
$Q_{r,(max)}$: est la charge d'accompagnement par galet de l'appareil de levage en charge

$Q_{r,max}$: est la somme des charges maximales $Q_{r,max}$ par chemin de roulement de l'appareil de levage

$Q_{r,(max)}$: est la somme des charges maximales d'accompagnement $Q_{r,(max)}$ par chemin de roulement de l'appareil de levage en charge

$Q_{h,nom}$: est la masse à lever nominale

- b. Position de l'appareil de levage à vide pour obtenir le chargement minimal de la poutre de roulement



$Q_{r,min}$: est la charge minimale par galet de l'appareil de levage à vide

$Q_{r,(min)}$: est la charge d'accompagnement par galet de l'appareil de levage à vide

$Q_{r,max}$: est la somme des charges minimales $Q_{r,min}$ par chemin de roulement de l'appareil de levage à vide

$Q_{r,(min)}$: est la somme des charges maximales d'accompagnement $Q_{r,(min)}$ par chemin de roulement de l'appareil de levage à vide

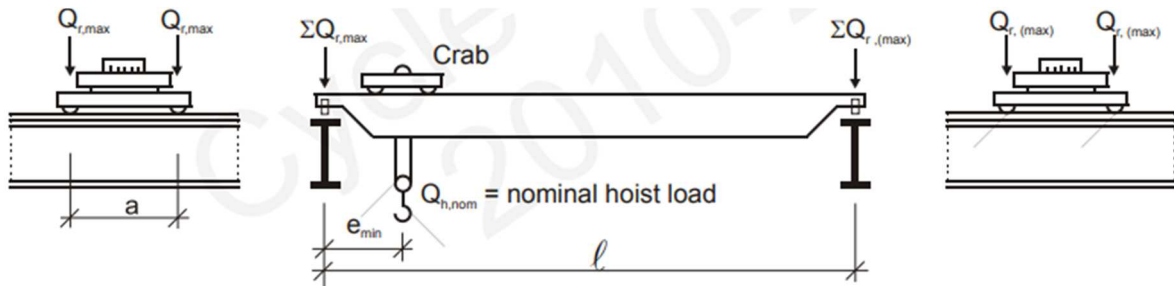
$Q_{h,nom}$: est la masse à lever nominale

$$\sum Q_{r,max} = \varphi_1 \left[\frac{Q_{c1}}{2} + Q_{c2} \left(\frac{e_{min}}{l} \right) \right] + \varphi_2 Q_h \left(\frac{l - e_{min}}{l} \right)$$

$$\sum Q_{r,max} = \varphi_1 \left[\frac{Q_{c1}}{2} + Q_{c2} \left(\frac{e_{min}}{l} \right) \right] + \varphi_2 Q_h \left(\frac{e_{min}}{l} \right)$$

$$Q_{r,max} = \frac{\sum Q_{r,max}}{2}$$

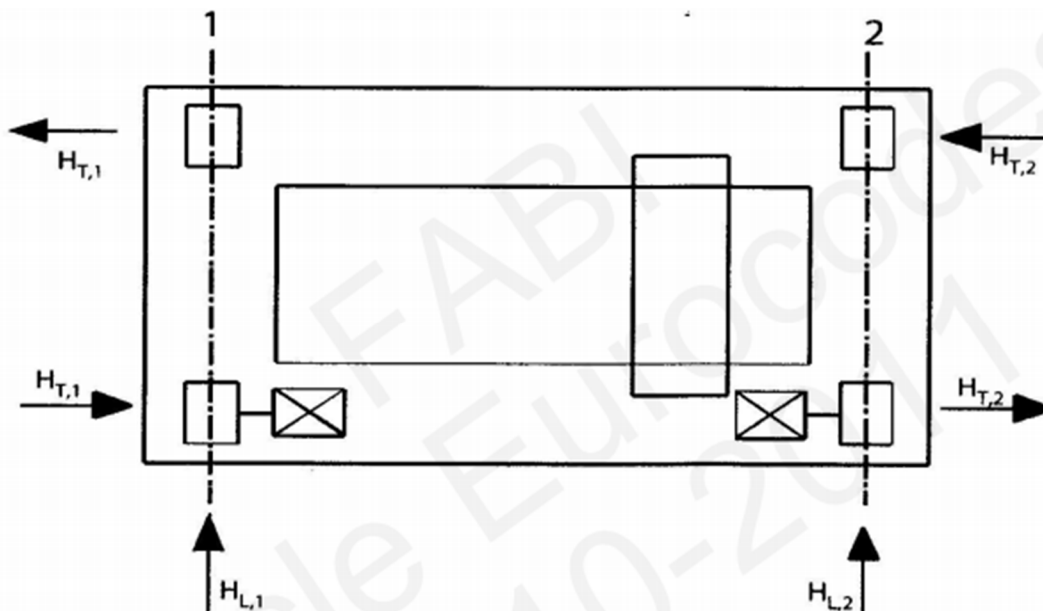
$$Q_{r,(max)} = \frac{\sum Q_{r,(max)}}{2}$$



III.2.2.2 Force horizontal

Il convient de tenir compte des types suivants de forces horizontales induites par des ponts roulant :

- Force horizontales produites par les accélérations ou décélérations de l'appareil de levage lors de ses déplacements.
- Force horizontales produites par les accélérations ou décélérations du chariot ou du chariot suspendu lors de ses déplacements sur la poutre du pont.
- Force horizontales produites par la marche en crabe de l'appareil de levage.
- Force de tamponnements liés aux déplacements de l'appareil de levage.
- Force de tamponnements liés au déplacement du chariot ou du chariot suspendu.



Force horizontales produites lors des accélérations et des décélérations

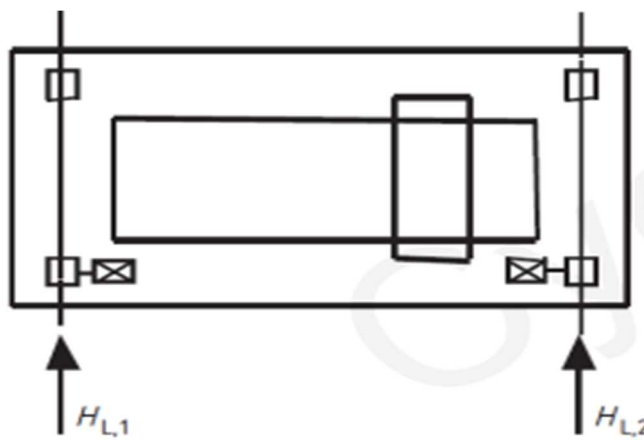
a. Longitudinales :

$$H_{L,1} = H_{L,2} = \varphi_5 \cdot \frac{K}{n_r}$$

n_r : nombre de poutres de roulement

K : force d'entraînement

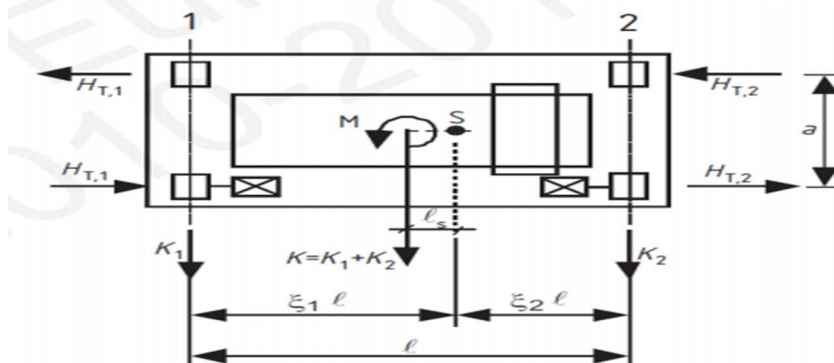
Φ_5 : coefficient dynamique



b. Transversales :

$$H_{T,1} = \varphi_5 \cdot \xi_2 \cdot \frac{M}{a}$$

$$H_{T,2} = \varphi_5 \cdot \xi_1 \cdot \frac{M}{a}$$



n_r : nombre de poutres de roulement

K : force d'entraînement

Φ_5 : coefficient dynamique

m_w : nombre de système d'entraînement à un galet

$$\sum Q_{r,min} = m_w \cdot Q_{r,min}$$

$$k = k_1 + k_2 = \mu \sum Q_{r,min}$$

$$H_{L,1} = H_{L,2} = \varphi_5 \cdot \frac{K}{n_r}$$

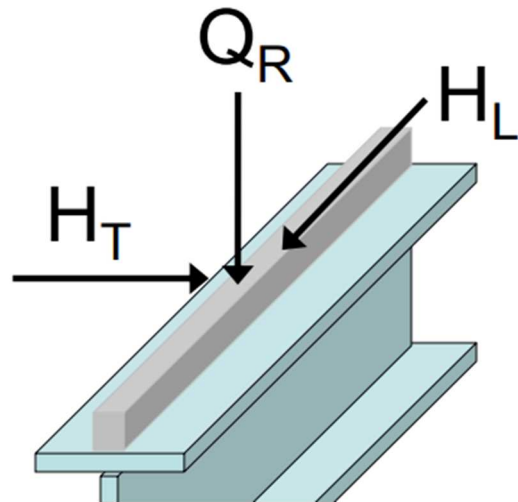
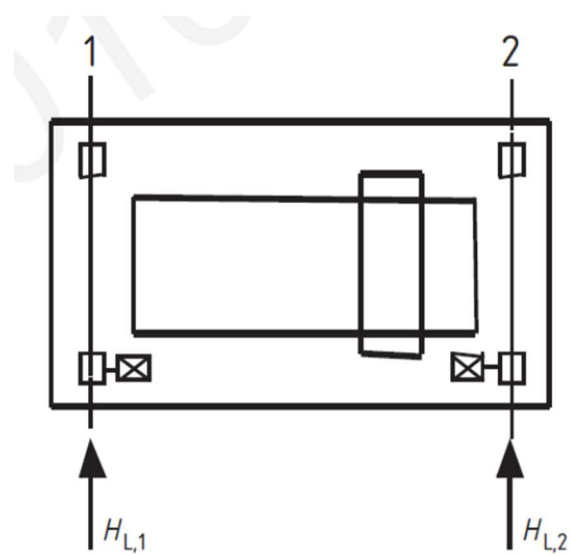


Tableau III.3 : Coefficient dynamique

Valeurs du coefficient dynamique φ_5	Usage spécifique
$\varphi_5 = 1,0$	Pour les forces centrifuges
$1,0 \leq \varphi_5 \leq 1,5$	Pour les systèmes avec variation légère des forces
$1,5 \leq \varphi_5 \leq 2,0$	Pour les cas où des variations brutales peuvent se produire
$\varphi_5 = 3,0$	Pour les systèmes d'entraînement comportant des jeux significatifs

III.3 Estimation de la durée de vie d'un pont roulant

Il est primordial lors du choix d'un pont roulant de préciser les conditions d'utilisation de l'appareil afin de pouvoir le choisir conformément à l'utilisation prévue.

La classification des conditions de service se fait par la détermination de trois paramètres principaux qu'il sera nécessaire de déterminer avant toute commande d'un nouvel équipement :

- Le nombre total de cycle de travail au cours de la durée de vie spécifiée ;
- Le facteur de spectre de charge ;
- Les distances moyennes [6].

III.3.1 Nombre total de cycle de travail

Dix classes sont définies en fonction du nombre de cycles de travail attendu :

Classe	Nombre total de cycles de travail
U0	$n_{max} \leq 16\ 000$
U1	$16\ 000 < n_{max} \leq 31\ 500$
U2	$31\ 500 < n_{max} \leq 63\ 000$
U3	$63\ 000 < n_{max} \leq 125\ 000$
U4	$125\ 000 < n_{max} \leq 250\ 000$
U5	$250\ 000 < n_{max} \leq 500\ 000$
U6	$500\ 000 < n_{max} \leq 1\ 000\ 000$
U7	$1\ 000\ 000 < n_{max} \leq 2\ 000\ 000$
U8	$2\ 000\ 000 < n_{max} \leq 4\ 000\ 000$
U9	$4\ 000\ 000 < n_{max} \leq 8\ 000\ 000$

Une façon simple de déterminer la classe d'utilisation pourra être de faire le produit :

- Du nombre de cycles de levage que l'appareil devra accomplir en moyenne chaque jour où il est utilisé ;
- Du nombre moyen de jours d'utilisation par an ;
- Du nombre d'années après lequel d'engin pourra être considéré comme devant être remplacé.

Exemple : un pont roulant d'atelier servant à la réparation d'engins. Par heure, il lèvera une dizaine de pièces durant environ 7 heures par jour. Le nombre de jours travaillés par an dans cette société est d'environ 220. Le chef d'entreprise souhaite une durée de vie de son pont de 20 ans.

On a donc n_{max} :

$$10 \times 7 \times 220 \times 20 = 308\ 000 \text{ cycles. Notre pont aura donc une classe : U5. [6].}$$

III.3.2 Le facteur de spectre de charge :

Le spectre de charge caractérise l'ensemble des charges levées durant la durée total d'utilisation du pont roulant au vu de sa capacité nominale [6].

Symbole	Facteur de spectre KQ
Q0	$KQ \leq 0.0313$
Q1	$0.0313 < KQ \leq 0.0625$
Q2	$0.0625 < KQ \leq 0.125$
Q3	$0.125 < KQ \leq 0.25$
Q4	$0.25 < KQ \leq 0.5$
Q5	$0.5 < KQ \leq 1$

Recommandation pour le choix des classes U et Q des ponts roulants

Type d'appareil	Classe U	Classe Q
Appareils de levage manuel	U0-U2	Q1-Q4
Appareils de levage en général, à crochet	U2-U5	Q0-Q2
Appareils de levage d'usine et entrepôt, fonctionnement intermittent	U2-U5	Q1-Q3
Appareils de levage d'usine et d'entrepôt, fonctionnement continu	U5-U8	Q1-Q3
Ponts roulants de papeterie en cours de processus	U3-U5	Q3-Q5
Ponts et portiques de cale, à crochet	U2-U5	Q1-Q3
appareils de levage pour les processus d'acier	U4-U6	Q3-Q5
Appareils de levage et terminaux, Avec pneus en caoutchouc ou montés sur rails	U5-U7	Q2-Q3
Portiques portuaires et transfert de conteneurs	U6-U8	Q2-Q3
Ponts de manutention de déchets	U3-U8	Q3-Q5

III.3.3 Les distances moyennes

La fonction de chaque mouvement de l'appareil de levage (levage, direction et translation) est indiquée par les déplacements moyens durant les cycles de travail de l'appareil de levage.

Les déplacements pour chacun des mouvements représentent uniquement les parties sous charge du cycle de travail. Dans ces déplacements moyens est aussi pris en compte le déplacement retour [6].

Classe D des mécanismes

Classe	Déplacement moyen X_{lin} [m] pour les calculs de conception
D0	$X_{lin} \leq 0.63$
D1	$0.63 < X_{lin} \leq 1.25$
D2	$1.25 < X_{lin} \leq 2.5$
D3	$2.5 < X_{lin} \leq 5$
D4	$5 < X_{lin} \leq 10$
D5	$10 < X_{lin} \leq 20$
D6	$20 < X_{lin} \leq 40$
D7	$40 < X_{lin} \leq 80$
D8	$80 < X_{lin} \leq 160$
D9	$160 < X_{lin} \leq 320$

Déplacements moyens basés sur l'utilisation

Prévue :

- $L = 20$ mètres ;
- $H1 = 4$ mètres ; [6].

On a donné

Translation	Levage
X_{lin}	X_{lin}
=	=
20m	3m
D5	D3

III.4 Les causes d'accidents

Les accidents du travail qui font l'objet d'une enquête par les services de prévention de caisses d'assurance retraite et santé au travail sont enregistrés dans une base de données nationale. Cette base ne répertorie que les accidents mortels et les accidents significatifs pour la prévention. L'analyse des accidents impliquant les ponts roulants, portiques et potences entre 1981 et 2019 permet d'identifier 244 accidents. Les comptes rendus font ressortir les causes les plus fréquemment rencontrées.

III.4.1 Les types d'accidents

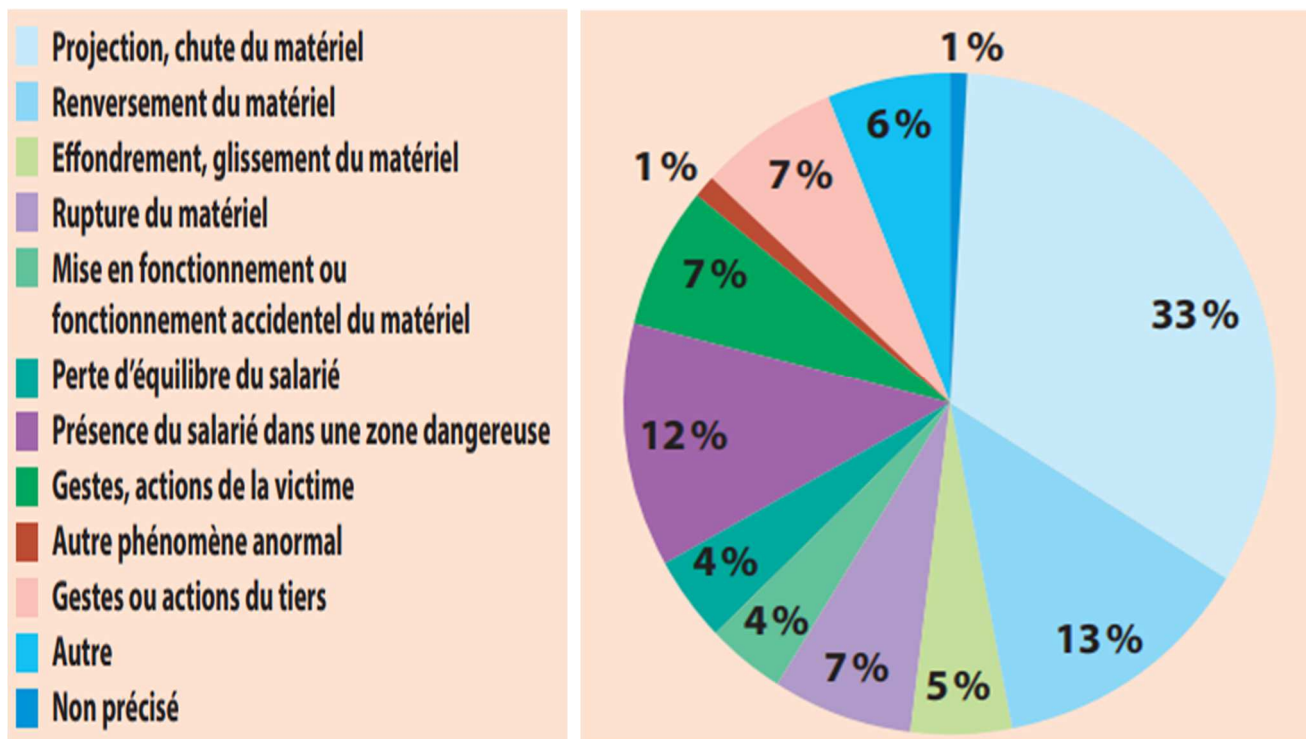
Sont principalement dus à :

III.4.1.1 Une chute de la charge :

La chute de la charge est la cause la plus fréquente d'accidents avec les ponts roulants. Elle est due à un mauvais élingage de la charge, à une conduite inappropriée ou dans des cas plus rares à une rupture mécanique.

III.4.1.2 Un écrasement de victime :

L'écrasement entre la charge et un obstacle ou le heurt de victime est une cause très fréquente d'accident. Elle concerne le conducteur, l'élingueur, la personne qui guide la charge ou une personne non impliquée dans l'opération de levage.



Conclusion

Principalement dans les ponts roulant dispose des chemins d'enroulement, les poutres maîtresses et le chariot. La modélisation des ponts roulant est une tâche très importante dans la conception et se base sur trois mécanismes (levage, direction et translation) et tout les efforts aux quelles les chemins de roulement où le chariot se translate sont soumis.

Les ponts roulant sont soumis aux charges verticales et horizontales ; parfois aux effets extérieurs qui nous laisse à optimiser sa durée de vie.

CHAPITRE IV

Etude et dimensionnement d'un pont roulant

IV. Etude d'un pont roulant utilisées dans l'industrie

Introduction

En règle générale, les calculs nécessaires au dimensionnement du pont roulant, du chariot de transfert et du système de levage, ainsi que les détails de construction y relatifs, sont établis par le constructeur du pont roulant en fonction des normes y relatives. Parmi d'autres, ce dernier doit vouer un soin particulier à la sécurité et aux déformations.

Notre étude est sur un pont roulant bipoutre posé est dis bipoutre lorsque est constituée de deux poutres, le chariot de levage est alors du type birail. Il permet de déplacer des olives d'un point à un autre, en temps relativement court et avec toute sécurité nécessaire à son fonctionnement.

Ce calcul permet le dimensionnement de ces éléments important pour le pont roulant.

Modélisation géométrique d'un pont roulant

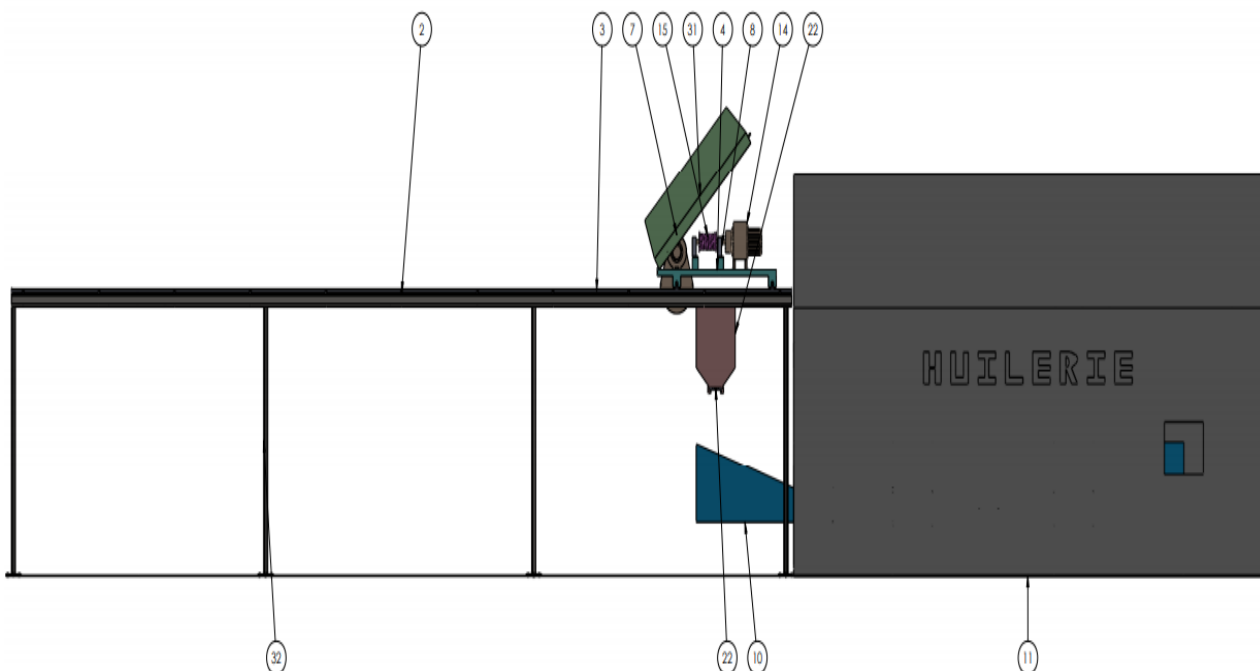
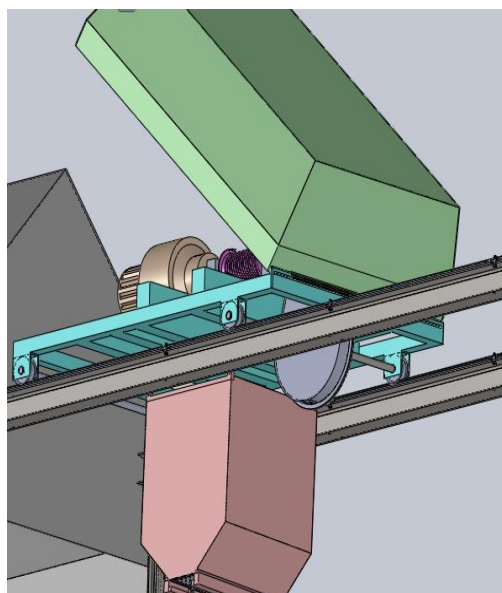
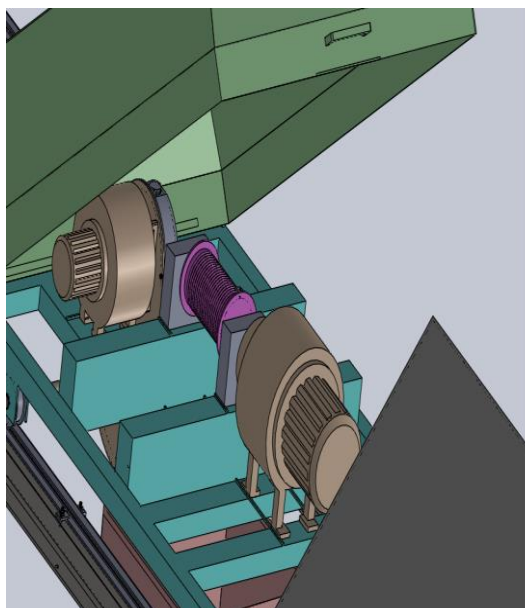


Fig IIV-1 : pont roulant bipoutre posé



No. ARTICLE	NUMERO DE PIECE	DESCRIPTION	QTE
1	TIRROIRE		1
2	POUTRE H		2
3	RAIL		2
4	CHARIOT		1
5	COUSSINET		4
6	GALET		4
7	MOTEUR DEPLACEMENT		1
8	REDUCTEUR		2
9	PLAQUE METALLIQUE		1
10	MACHINE		1
11	HUILERIE		1
12	BRIDE		44
13	ARBRE		1
14	MOTEUR LEVAGE		1
15	TAMBOUR		1
16	ISO 7411 - M16 x 60 --- 38-WS		44
17	Hexagon Nut ISO - 7414 - M16 - W - N		44
18	ISO 7411 - M24 x 60 --- 39-WS		32
19	Hexagon Nut ISO - 7414 - M24 - W - N		32
20	BRIDE CABLE		1
21	ISO 4014 - M10 x 45 x 45-N		1
22	BAC TIRROIRE GALET		1
23	ISO - Spur gear 10M 30T 20PA 50FW --- S30A75H50L50.0N		1
24	ISO - Spur gear 10M 67T 20PA 50FW --- S67A75H50L1.0N		1
25	CARTER		1
26	BOUCHON		1
27	ISO 7411 - M16 x 40 --- 40-WN		1
28	JOINT SPI		2

IV.1 Le logiciel SolidWorks :

Est un modeler volumique permettant de créer des pièces complexes en 3 dimensions. Ces pièces peuvent être ensuite utilisées pour créer des mises en plan en 2D et des assemblages de plusieurs pièces entre elles.

SOLIDWORKS est un système à cotation piloté. On peut spécifier des cotes et rapports géométriques entre les éléments. Un changement de cote entraîne un changement de taille de la pièce, tout en préservant l'intention de conception. Un modèle SolidWorks est constitué de pièces, d'assemblages et de mise en plan. Les pièces, les assemblages et les mises en plan affichent le même modèle dans des documents différents. Les changements opérés sur le modèle dans l'un des documents se propagent aux autres documents contenant ce modèle

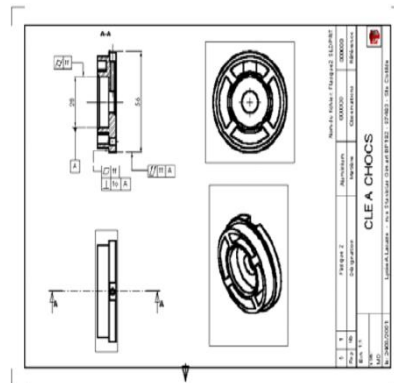


Fig IIV-2. Mise en plan

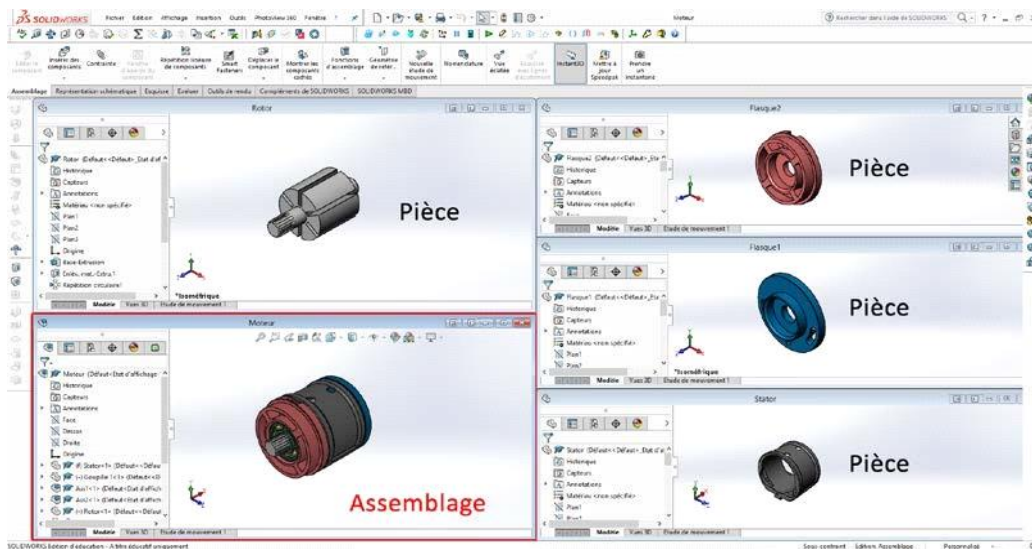


Fig IIV-3 : assemblage des pièces

IV.1.1 Le logiciel SolidWorks comprend :

Trois (03) modules élémentaires : Pièce, Assemblage, Mise en plan (fig.V.2)

En fonction du type de licence, d'autres compléments peuvent être implémenté. Dans la version SolidWorks Premium sont disponible les compléments suivants : SolidWorks Simulation, SolidWorks FlowSimulation, PhotoView 360, SolidWorks Motion. SOLIDWORKS

- a) **LE MODULE PIÈCE** : Le module pièce est le premier module élémentaire de SolidWorks, servant à élaborer le modèle numérique
- b) **LE MODULE ASSEMBLAGE** : Le module assemblage est le deuxième module élémentaire de SOLIDWORKS, permettant d'effectuer l'assemblage des pièces que l'on a élaboré préalablement dans le module pièce (fig.V.3).
- c) **LE MODULE MISE EN PLAN** : Le module Mise en Plan est le troisième module élémentaire de SOLIDWORKS, servant à effectuer la mise en plan d'une pièce ou d'un assemblage, que l'on a élaboré préalablement dans le module Pièce ou le module Assemblage

La barre d'outils d'annotation permet d'insérer des cotes diverses, du texte, des hachures et des axes à la mise en plan

SOLIDWORKS Simulation

Est un portefeuille d'outils d'analyse structurelle faciles à utiliser qui font appel à la méthode d'analyse par éléments finis (FEA) pour prédire le comportement physique réel d'un produit en testant virtuellement des modèles de CAO. Le portefeuille propose des fonctionnalités d'analyse dynamique et statique non linéaire et linéaire. SolidWorks Simulation permet de tester le comportement mécanique des pièces et des assemblages modélisés dans SolidWorks. SolidWorks Simulation permet de faire une étude : Statique, Fréquentielle, Flambement, Thermique, Test de chute, Fatigue et Dynamique (Modale, harmonique, spectrale et aléatoire)

PhotoView 360

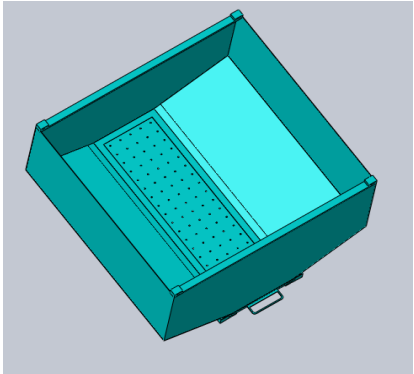
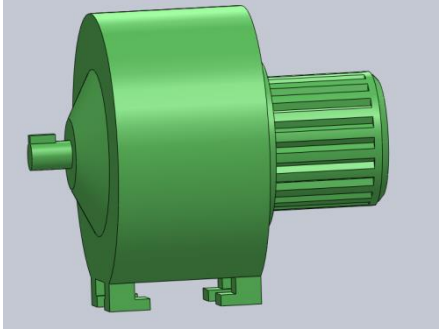
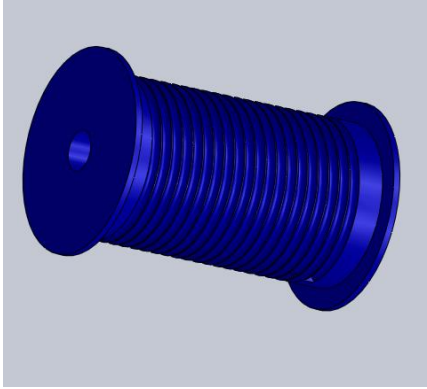

Permet de créer des rendus d'images au réalisme photographique des pièces et assemblages de SolidWorks. Pour un rendu d'image réaliste d'un modèle de SOLIDWORKS, vous pouvez choisir parmi un nombre d'effets avancés de rendu, et vous pouvez préciser vos préférences de traitement, y compris: Matériaux, lumière, image de fond, qualité de l'image, format de sortie du rendu. Ces informations sont groupées pour former une scène PhotoView 360

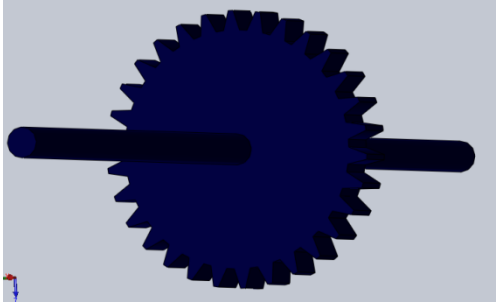
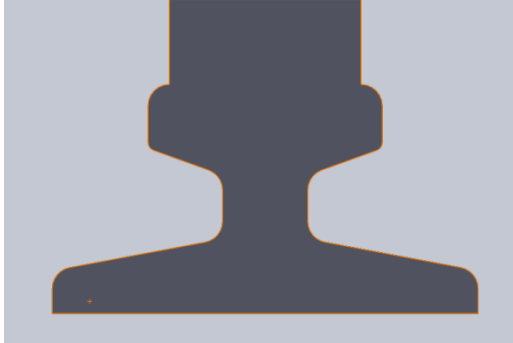
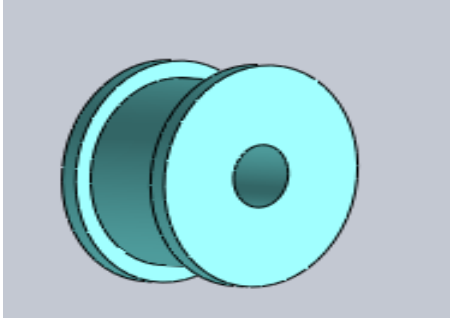
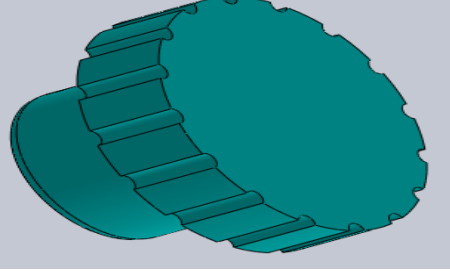
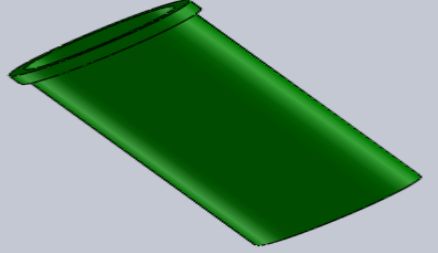
SOLIDWORKS Motion

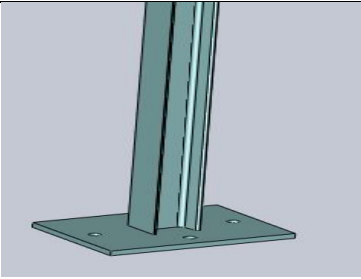
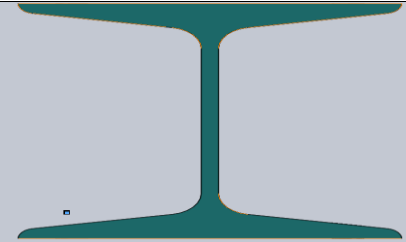
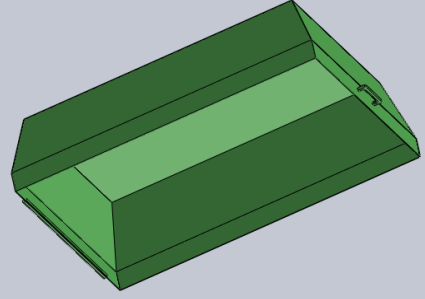
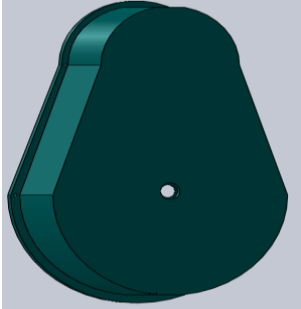
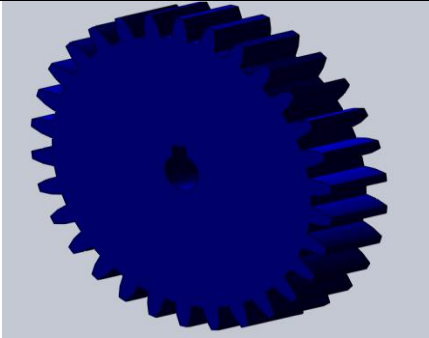
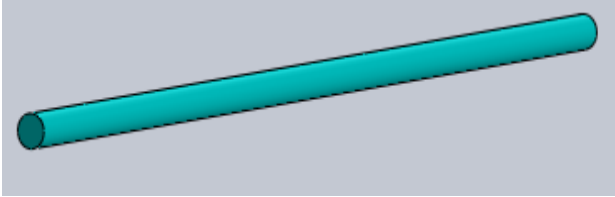
Avec SOLIDWORKS Motion, vous pouvez animer et capturer le mouvement d'assemblages SOLIDWORKS. SOLIDWORKS Motion peut générer des animations basées sur Windows (fichiers .avis). Conjointement avec PhotoView 360, SOLIDWORKS Motion peut produire des animations au réalisme photographique. Après avoir créé votre animation, SOLIWORKS Motion vous permet d'enregistrer l'animation en tant que fichier .avis pour être ensuite jouée séparément du logiciel SOLIDWORKS

IV.1.2 Les différents organes d'un pont roulant et leurs matériaux

(Voir tableau)

Organes	Illustrations	Matériaux
Le bac		acier Z3CND18
Le moteur		
Tambour		Acier moulage E36
Crochet		acier allié Type 320 AN

<p>Arbre de transmission</p>		<p>S235</p>
<p>Rail BURBACH</p>		<p>A55 DIN 536</p>
<p>Galet</p>		<p>l'acier DIN 1.6673 (36NiCrMo)</p>
<p>Bouchon</p>		<p>bouchon en plastique installation facile.</p>
<p>coussinet</p>		<p>Alliage de cuivre</p>

<p>Poteau</p>		<p>Acier</p>
<p>Poutre H</p>		<p>Acier</p>
<p>Cache</p>		<p>fabriqué en plastique flexible</p>
<p>Carter</p>		<p>fabriqué en alliage d'aluminium : Al Si 9Cu3 (Fe).</p>
<p>Pignon</p>		<p>C45</p>
<p>Arbre</p>		<p>Acier S235</p>

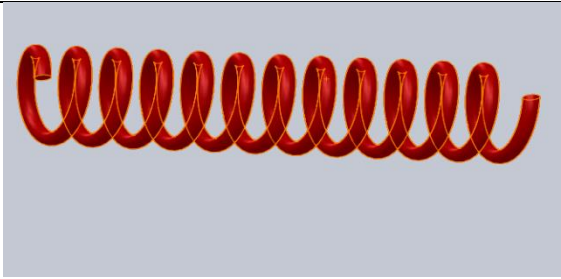
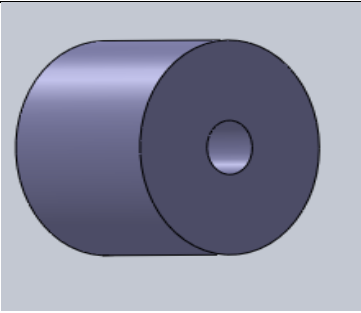
Ressort métallique		alliage métallique (laiton : Zn, Cu...).
Rondelle Pleine		en plastique (polyéthylène).

Tableau IV.1 : les Organes d'un pont roulant

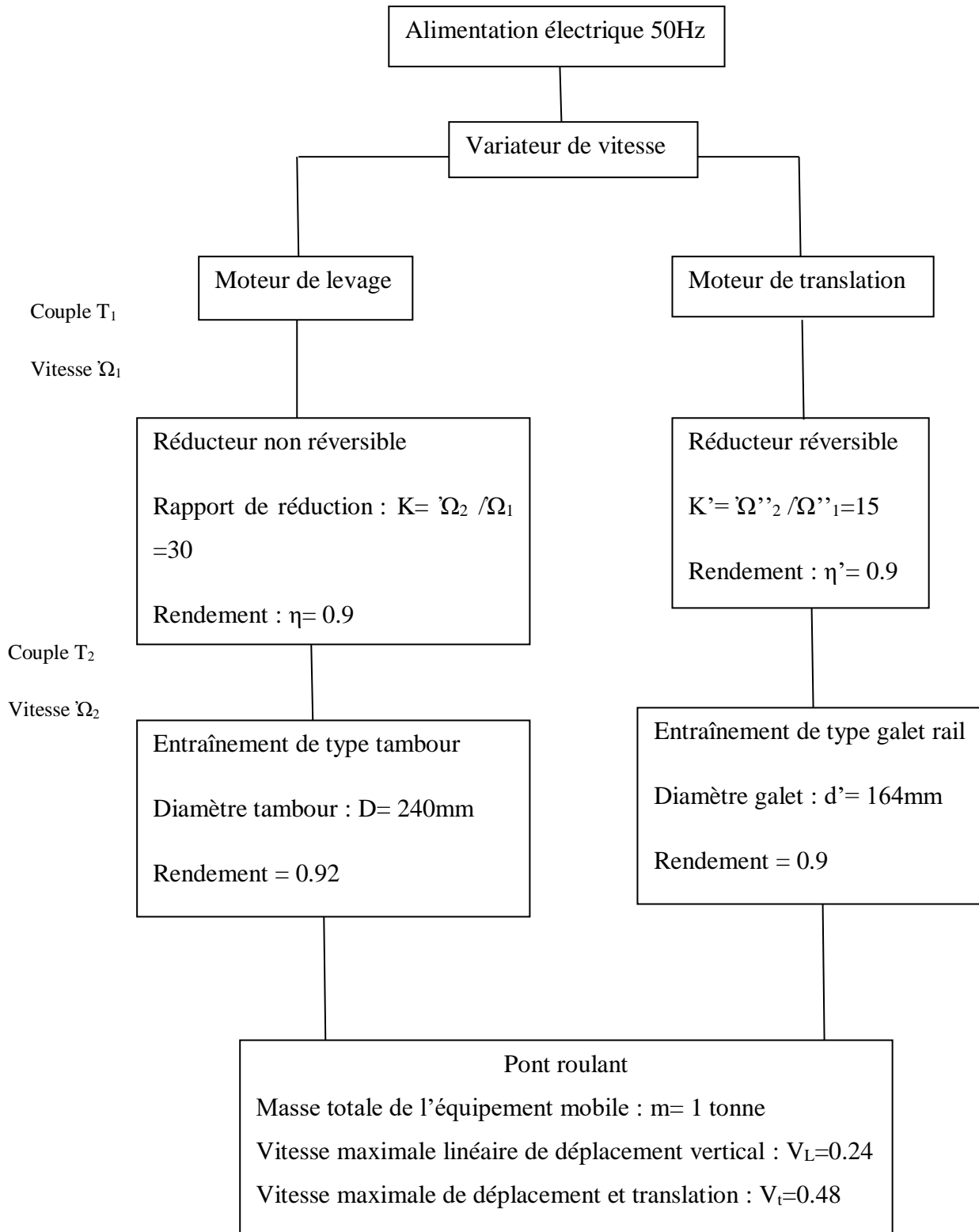


Fig IV.3 : Schéma simplifié du système de levage et de translation

IV.2 Calcul et dimensionnement des organes de levage :

IV.2.1 Le câble de lavage

Les câbles des appareils de levage et de manutention sont constitués de fils d'acier enroulés en hélice autour d'un fil central, formant ainsi un toron. Ces torons sont eux-mêmes enroulés en hélice autour d'une ame centrale en textile.

Les fils sont en aciers XC80, dont la charge de rupture varie de 1300 à 2000 N/mm², après tréfilage. Leur diamètre varie de 0.1 à 2 mm.

IV.2.1.1 Calcul de la tension du câble :

La tension du câble est donnée alors par la formule suivante :

$$T = \frac{Q}{n} \cdot \psi$$

Avec :

Q : charge de service augmentée du poids des accessoires (câble,...)

$$Q = 1500 \text{ daN}$$

n : rapport pratique de la charge à l'effort de traction,

$$n = 1.81$$

ψ : Coefficient dynamique

Avec :

$$\psi = 1 + \xi \cdot V_L$$

Où :

V_L : vitesse de levage donnée en m/s, avec: $V_L = 0.244 \text{ m/s}$

ξ : Coefficient expérimentale, pris $\xi = 0.6$ pour les ponts roulant, $\xi = 0.3$ pour les grues.

D'où :

$$\psi = 1.1$$

Or, la valeur du coefficient ψ à appliquer dans les calculs ne peut être inférieure à 1.15, on prend alors $\psi = 1.15$

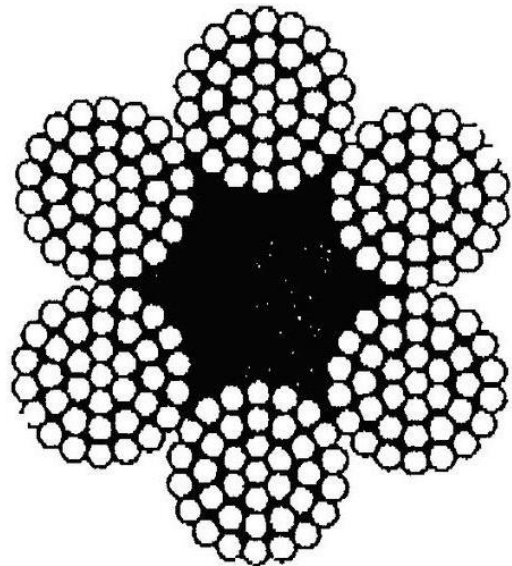


Fig IV-5: torons du câble de levage

La valeur maximale de la vitesse de levage à envisager pour l'application de cette formule est de 1 m/s pour les vitesses importantes, ψ est donné par les courbes de l'annexe

Il vient: $T = 953 \text{ daN}$

IV.2.1.2 Coefficients de sécurité:

Le toronnage réduit la résistance du câble, c'est la perte au câblage qui est de l'ordre de 17%
On tiendra compte pour les appareils de levage des coefficients de sécurité à la rupture (s_r) suivants :

- Montes charges; $s_r = 8$
- Appareils de levage manutention mécanique ou électrique ; $s_r = 6 \text{ à } 8$
- Câble porteurs; $s_r = 6$
- Câbles pour contrepoids; $s_r = 4$
- Elingues; $s_r = 10$
- Composition du câble :

6x48 (standard) (3+9+15+21)

IV.2.1.3 Calcul à la résistance du câble :

Supposons que les fils, constituant le câble, sont parallèles à son axe, le calcul à la résistance s'effectue comme suit :

IV.2.1.3.1 La contrainte de traction et d'incurvation :

Soit un câble constitué par (n) fils de diamètre (d), s'enroulant sur un tambour de diamètre (D) et soumis à une charge M . lors de l'enroulement, le câble garde la traction sur toute sa longueur, il est donc soumis simultanément à une traction et un effet d'incurvation.

IV.2.1.3.1.1 La contrainte de rupture à la traction

$$\sigma_{t1} = \frac{M}{S} = \frac{M}{n \frac{d^2}{4} \pi} \text{ (daN/mm}^2\text{)}$$

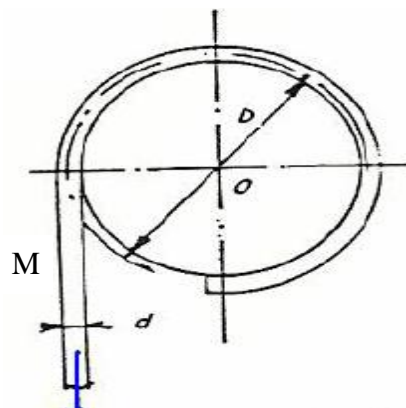
Avec :

S : la section du câble (mm)

M : charge totale (daN)

n : Nombre de fils constituant le câble,

d : Diamètre du fil (mm)



IV.2.1.3.1.2 Contrainte d'incurvation :

$$\sigma_{t2} = \frac{3}{8} E \cdot \frac{d}{D}$$

Il faut s'assurer que la contrainte total σ , ne dépasse pas la contrainte limite admissible, condition qui s'exprime par la relation suivante :

IV.2.1.3.1.2 Contrainte totale :

$$\sigma_{t1} + \sigma_{t2} = \sigma_t$$

AN :

- Force à soulever

$$\begin{aligned} N &= M \cdot g \\ &= 1500 \times 9,81 = 14715 \text{ N} \rightarrow 1471,5 \text{ daN} \end{aligned}$$

- Force de rupture N. Sr ; avec Sr= 7

$$\text{D'où : } 1471,5 \times 7 = 10300,5 \text{ daN}$$

- Force de rupture suivant câblage (17%) = 10300,5 * 1,7 = 17510,85 daN

Diamètre du fil d= 0.6 mm

- Section du câble

$$S = 6 \times 48 \frac{3,14 \times 0,6^2}{4} = 81,4 \text{ mm}^2$$

o Contrainte de traction

$$\sigma_{t1} = \frac{N}{S} = \frac{17510,85}{81,4} = 215,12 \text{ daN/mm}^2$$

o Contrainte d'incurvation

$$\sigma_{t2} = \frac{3}{8} E \cdot \frac{d}{D} = \frac{3}{8} \cdot 21000 \cdot \frac{0,6}{240} = 19,69 \text{ daN/mm}^2$$

Avec : E : le module d'élasticité longitudinal. E= 21000 daN/mm²

o Soit

$$\sigma_{t \max} = 215,12 + 19,69 = 234,81 \text{ daN/mm}^2$$

Il conviendra de prendre un câble dont les fils ont une résistance à la rupture Rr= 230 à 240 daN/mm²

IV.2.1.4 Choix du câble :

Le câble choisi est en acier XC80, à âme en textile dont les caractéristiques sont les suivantes :

- Diamètre théorique : 14.6mm Section du câble : 81.4 mm²
- Diamètre pratique : 15 poids linéique : 0.755daN/m
- Diamètre du fil : 0.6 mm

Tableau IIV-1 : tableau de normalisation du ϕ du fil

Φ du câble mm	Φ du fil mm	Poids en daN.m	Charge de rupture effective en daN	
6 torons de 19 fils (1+6+12) : âme en textile			210/220	230/240
9.3	0.6	0.300	4 520	5300
10.1	0.65	0.355	5 300	6300
11	0.7	0.410	6 200	7300
12.5	0.8	0.535	8 000	9500
14	0.9	0.675	10 200	12000
17	1.1	1.040	15 200	17900
20.1	1.3	1.40	21 200	25100
22	1.4	1.640	24 600	29100
6 × 30 (4+10+16)			Même usage	
9.9	0.5	0.330	4 960	5 900
11.9	0.6	0.475	7 100	8 400
15.8	0.8	0.840	12 700	15 000
20.7	1.05	1.450	21 900	25 900
41.4	2.1	5.800	87 400	103 300
6×48 fils (3+9+15+21)			Même usage	
10	0.40	0.335	4 780	5 600
15	0.60	0.755	10 800	12 700
20	0.80	1.340	19 100	22 600
24.9	1	2.100	29 900	35 300
34.9	1.4	4.130	58 500	69 100
37.4	1.5	4.720	67 300	79 500
49.9	2	8.400	119 300	141 200

IV.2.2 Le tambour d'enroulement :

Le tambour doit être rigide et solidement construit. Fabriqué en acier pour moulage E36, le tambour est réalisé en pièce coulées d'un seul bloc avec des cannelures peuvent porter un câble de diamètre 15mm, un tel constructeur permet d'obtenir un tambour léger, rigide et solide.

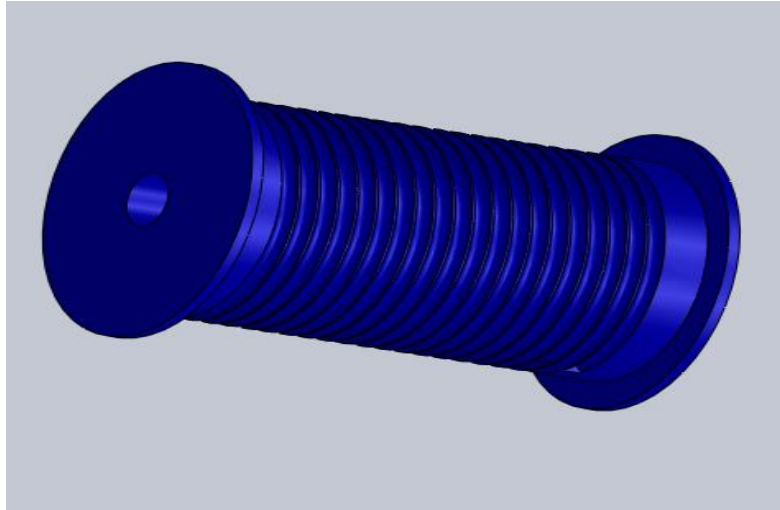


Fig IV-6 : le tambour d'enroulement

IV.2.2.1 Les impératifs de conception sont les suivants :

- Le câble doit reposer sur un arc de cercle de 120 à 140°
- L'écart entre deux gorges doit être de 15 à 20% supérieur au diamètre du câble, avec un minimum de 1.588 mm.
- Le fond de gorge doit être un arc de cercle égal au 1/3 de la circonférence du câble.
- Le rayon de la gorge doit excéder le rayon nominal du câble de 5% au maximum.
- La profondeur de la gorge doit être égale entre 1/3 et 1/2 du diamètre du câble.

IV.2.2.2 Dimensionnement du tambour :

Le tambour doit être aussi allongé que possible sans toutefois être trop long, afin de ne pas donner au câble un angle de déflexion trop grand.

IV.2.2.2.1 Diamètre du tambour :

Pour assurer une durée de vie suffisante au câble, les diamètres minimaux D_{\min} du tambour doit être déterminée en fonction du groupe de mécanisme, ils sont donnés par la formule suivante :

$$D_{\min} \geq h \cdot d'$$

Avec :

d' : Diamètre du câble, $d = 15 \text{ mm}$,

h : coefficient choisi en fonction du groupe dans lequel le mécanisme est classé, qui est d'autant plus grand que le service de l'appareil est plus dur, $h = 16$.

D'où :

$$D_{\min} \geq 240 \text{ mm}$$

IV.2.2.2.2 Diamètre d'enroulement du tambour

C'est le diamètre du tambour compté à partir de l'axe de câble, il est donné par :

$$D_e = D + 2 \cdot \left(\frac{d}{2} - p_g \right)$$

Avec :

D : diamètre du tambour, $D = 240 \text{ mm}$

d : diamètre du câble, $d = 15 \text{ mm}$

p_g : profondeur de la gorge, $p_g = 1/3 \cdot d = 5 \text{ mm}$,

D'où :

$$D_e = 245 \text{ mm}$$

IV.2.2.2.3 Longueur du tambour :

La longueur (l) du tambour dépend de la longueur L du câble à enrouler, elle est donnée par la formule suivante :

$$l = n \cdot p$$

Avec :

n : nombre de spires nécessaires à l'enroulement du câble.

P : Pas de la gorge du tambour

Détermination du nombre de spires nécessaires, n :

Le nombre de spires nécessaires à l'enroulement du câble se calcule au moyen de la formule qui suit :

$$n \geq \frac{L}{\pi \cdot D_e}$$

Dans laquelle :

L : Longueur du câble à enrouler qui dépend de la hauteur de levage h et du mode de suspension.

$$L = 2 \cdot h = 8 \text{ m avec } h = 4 \text{ m}$$

D_e : Diamètre d'enroulement du tambour, $D_e = 0.245 \text{ m}$

Il faut ajouter deux (02) spires mortes qui renforcent la fixation du câble et qu'il ne faut pas dérouler même dans la position la plus basse du crochet.

Soit un nombre de spires total :

$$n \geq 11 + 2 \text{ spires mortes on aura } 13 \text{ spire}$$

On prend

$$n = 20 \text{ spires}$$

Détermination du pas de la gorge, p :

Le pas de la gorge p est donné par :

$$p = 1.16 d$$

Avec :

d : diamètre du câble en mm

Soit :

$$p = 17.4 \text{ mm}$$

D'où la longueur du tambour

$$l = 348 \text{ mm}$$

Il faut prévoir un espace pour le dispositif de l'amarrage du câble du tambour

On prend :

$$l = 420 \text{ mm}$$

V.2.2.3 Calcul de vérification du tambour

V.2.2.3.1 Vérification à la résistance :

Le tambour est soumis simultanément aux trois sollicitations suivantes :

Flexion : sous l'effet de la tension du câble prise dans la section la plus désavantageuse.

Torsion : sous l'action du moment de torsion M_t .

Compression: sous l'action de la pression du câble enroulé.

Il convient alors de vérifier que la contrainte équivalente σ_{eq} , ne dépasse pas la contrainte limite admissible $[\sigma]$, qui s'exprime comme suit :

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_c + \sigma)^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]$$

Détermination de la contrainte de flexion σ :

Le tambour est considéré comme étant une poutre de section tubulaire simplement appuyée.

La contrainte de flexion est donnée par :

$$\sigma = \frac{M_{fmax}}{I/V}$$

Où :

M_{fmax} : Moment fléchissant maximal

$$M_{fmax} = \frac{T.l}{4}$$

(I/V) : Module de la section du tambour :

$$(I/V) = \frac{\pi R^4 - r^4}{4R}$$

R et r, rayon extérieur et intérieur du tambour ;

- Le moment fléchissant maximal :

$$M_{fmax} = 1.10^5 \text{ daN.mm}$$

- Le module de résistance de la section :

$$(I/V) = 1,35.10^6 \text{ mm}^3$$

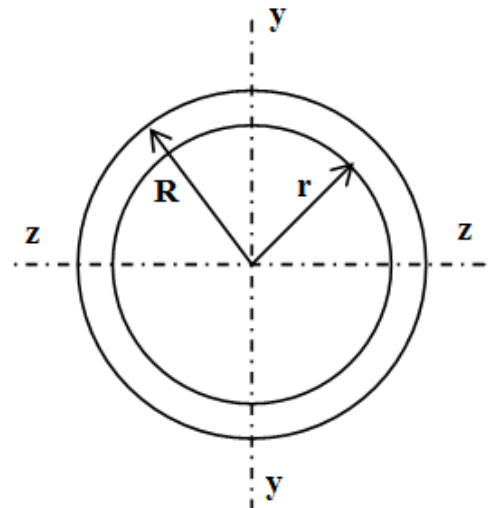
- La contrainte de flexion :

$$\sigma = 0.074 \text{ daN/mm}^2$$

Détermination de la contrainte de torsion :

La contrainte de torsion se calcule par la formule suivante :

$$\tau = \frac{M_t}{(I/V)_0}$$



Où :

M_t : moment de torsion

$$M_t = T \cdot \frac{D_e}{2}$$

T : tension du câble ; D_e : diamètre d'enroulement

$(I/V)_0$: Module de résistance de la section à la torsion

$$(I/V)_0 = \frac{\pi}{2} \frac{R^4 - r^4}{R}$$

Le moment de torsion

$$M_t = 1,17 \cdot 10^5 \text{ daN}\cdot\text{mm}$$

Le module de résistance de la section :

$$(I/V)_0 = 2,70 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$$

La contrainte de torsion :

$$\tau = 0,043 \text{ daN/mm}^2$$

Détermination de la contrainte de compression :

La contrainte de compression est donnée par la formule suivante :

$$\sigma_c = \varphi \cdot \frac{T}{S}$$

Où :

S : surface cisailée sous le câble

$$S = d \cdot e$$

e : Epaisseur du tambour, $e = 90 \text{ mm}$

d : Diamètre du câble, $d = 15 \text{ mm}$

φ : coefficient de réduction variant de 0.5 à 0.85, $\varphi = 0.7$

$$S = 1350 \text{ mm}^2$$

D'ou:

$$\sigma_c = 0,49 \text{ daN/mm}^2$$

Détermination de la contrainte limite admissible

Le tambour est en acier E36, de contrainte de rupture par traction : $\sigma_R = 42 \text{ daN/mm}^2$

La contrainte limite admissible à la rupture est donnée par la formule

$$[\sigma] = \frac{\sigma_R}{N \cdot \nu_R}$$

D'où :

$$[\sigma] = 15 \text{ daN/mm}^2$$

Après avoir déterminé les différentes contraintes sollicitant le tambour, on obtient une contrainte équivalente :

$$\sigma_{eq} = 0.57 \text{ daN/mm}^2$$

On a bien : $\sigma_{eq} = 0.57 \leq [\sigma] = 15 \text{ daN/mm}^2$ (équation vérifiée)

IV.2.2.3.2 Vérification de la pression du câble sur le fond de la gorge :

Il est important de connaître la pression du câble sur le fond de gorge d'une rainure de tambour, elle ne doit pas prendre une valeur excessive, car il en résulterait une rupture prématurée des fils du câble par indentations et usure anormale de la gorge.

On détermine cette pression par la formule :

$$P = \frac{T}{R_e \cdot d \cdot \lambda} \leq [P]$$

Où:

P : pression du câble en daN/mm²

T : Charge ou tension du câble en daN

R_e : rayon d'enroulement du tambour en mm

d : diamètre du câble en mm

λ : coefficient dépendant de la composition de câble. Pour un câble à fils ronds et une gorge du tambour neuve, λ = 0.5

[P] = 2 daN/mm² pour les câbles assurant un service intensif ou sous-tension

D'où : $P = 1.04 \text{ daN/mm}^2$

Soit : $P < [P] = 2 \text{ daN/mm}^2$

La pression du câble sur le fond de la gorge est vérifiée.

IV.2.3 Le crochet de levage :

Le câble ou la chaîne d'un appareil de levage supporte un crochet en acier allié qui doit toujours être monté oscillant pour que la charge soit dirigée suivant son axe. Sa forme d'égale résistance et normalisée

Information générales :

- Type 320 AN
- Tous les crochets sont équipés d'un linguet de sécurité
- Charge d'épreuve 2.5*CMU
- Code de charge estampée sur chaque crochet
- Crochet avec des marquages supplémentaires pour les indicateurs de déformation. Deux marques placées de manière stratégique, une juste en dessous de la tige ou de l'œil et l'autre au bout du crochet, ce qui permet une mesure QUIC-CHECK™ afin de déterminer si l'ouverture de gorge a changé indiquent ainsi une surcharge.

Matériel : Acier allié trempé et revenu

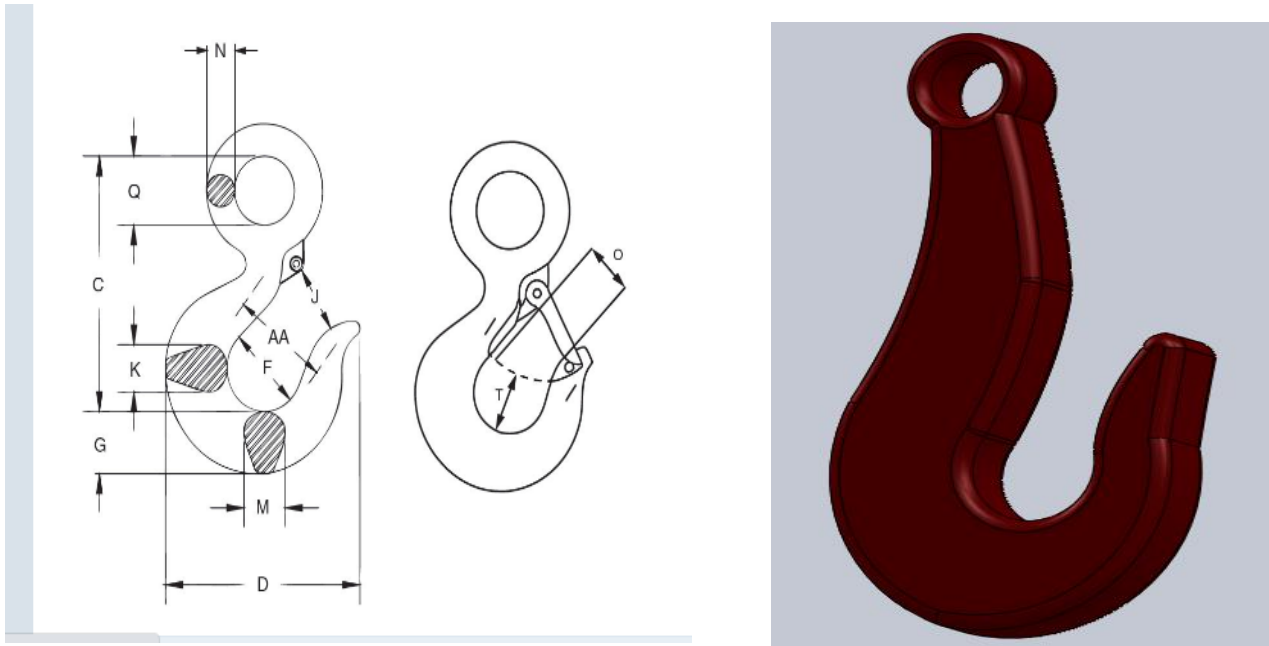
Marquage : selon la norme, Marqué CE

Norme : EN 1677-2

Attention : facteur de sécurité= 4,5 :1 de 31,5 à 60 tonnes WLL

Coefficient de sécurité : 5 :1

Grade : 8 [10]



FigIV-7 : crochet de levage à Œil

Tableau IIV-2 : tableau de normalisation du crochet de levage

Réf.	CMU Tonnes	C Mm	D Mm	F Mm	G Mm	J Mm	K Mm	M Mm	N mm	O mm	Q mm	T mm	Poids Kg131
131	1,25	85	72	31,8	18,5	22,9	16	16	9,14	22,6	19,1	22,1	0,28
132	1,6	97	79	35,1	21,3	23,6	18	18	10,7	23,1	23,1	24,9	0,4
133	2,5	105	89,5	38,1	25,4	25,4	22,4	22,4	14	25,4	23,7	26,2	0,65
134	3,2	119	101	41,4	28,7	28,7	23,9	23,8	14,7	27,7	31,8	29,5	0,94

IV.2.4 Le bac :

Structuré avec une tôle en acier Z3CND18.14.08, d'épaisseur 1.5mm pour contenir environ 1.2 m³ d'olives.

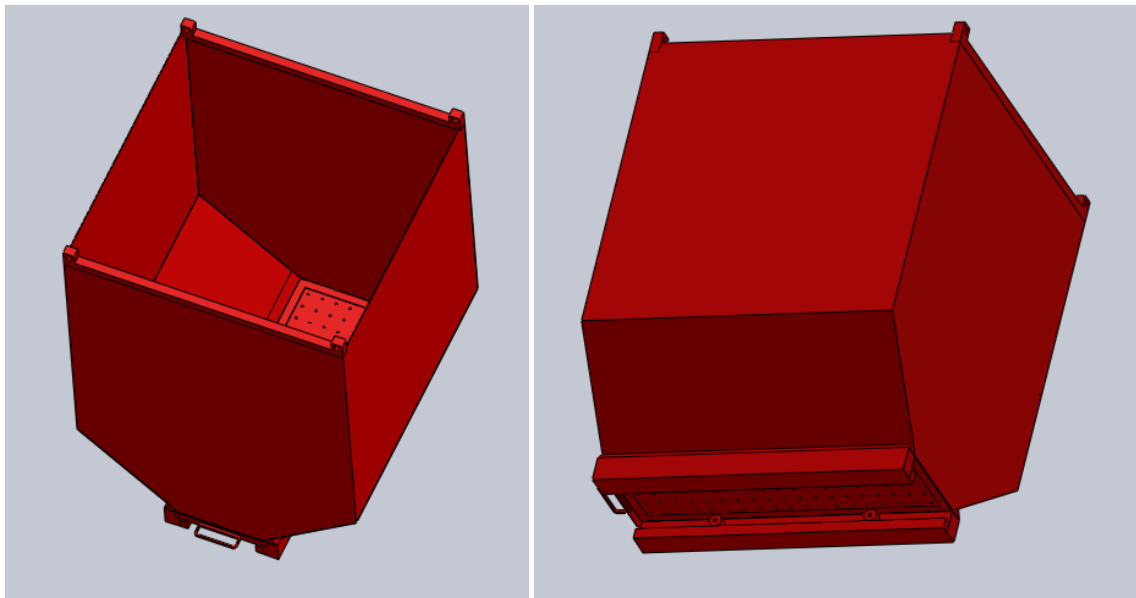
La forme donnée au bac une forme trapézoïdale, cube carrée avec une base triangulaire, cette forme permet la décharge d'olives sans coincement depuis le terroir glissant sur la base du bac conçu de la même matière avec une épaisseur de 2mm, ce terroir est également perforé pour évacuer la vidange dégagé par les olives quand le bac est remplis.

Le raccordement bac-câble se fait avec le système crochet-élingues, sur les quarts côtés du bac, des anneaux sont soudées pour l'attachement des câbles à l'aide de serres câbles.

Pour l'acier utilisé du type Z3CND18.14.08 (inox 316L) :

- Code de couleur : rouge ;
- Acier austénitique, amagnétique ;
- Résistance élevée à la corrosion, surtout pour l'eau salée et les acides ;
- Qualité de l'usinage : acceptable ;
- Bonne soudabilité
- Le formage à froid donne de bons résultats (amagnétique une fois recuit, légèrement magnétique lorsqu'il est travaillé à froid).

Application : Pétrochimie, marine, hôpitaux, équipements pour la restauration. [8]



FigIV-8 : Bac de lavage

IV.2.5 Choix du moteur de levage:

Le moteur doit être choisi de manière à ce que sa puissance nominale p_n soit supérieure ou égale à la puissance nécessaire à l'entretien du mouvement .

Calcul de la motorisation du moteur :

Un treuil équipant un portique industriel comprend la chaîne cinématique décrite par la figure ci-dessous.

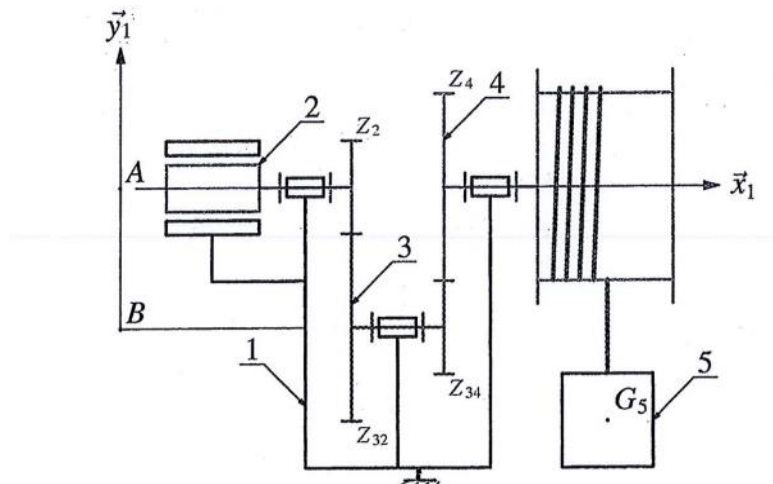


Fig IIV-9 : schéma cinématique du système de levage

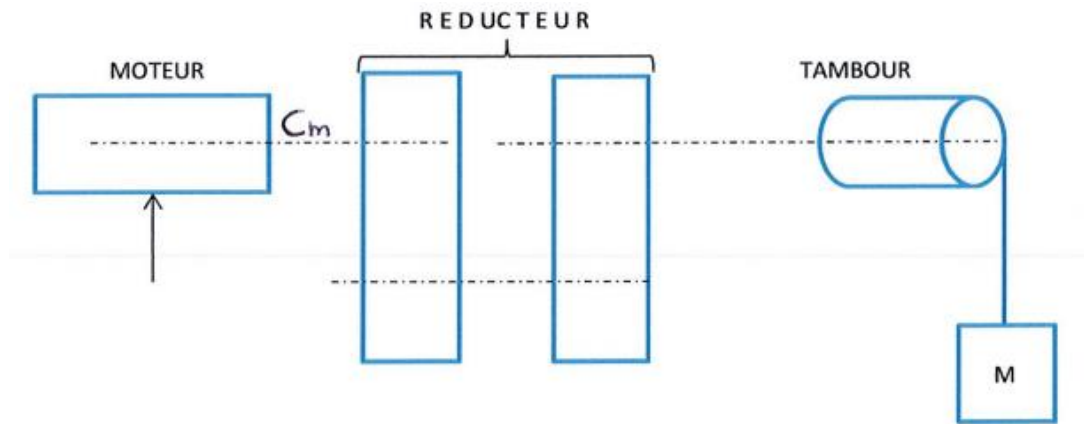
Ce mécanisme comprend 5 ensembles:

- Un bâti auquel on attache un repère (A, x_1, y_1, z_1)
- Un arbre moteur 2 en liaison pivot d'axe (A, x_1) avec bâti, qui est relié au rotor du moteur électrique et qui comporte un pignon de Z_2 dents.
- Un arbre intermédiaire 3, en liaison pivot d'axe (B, x_1) avec le bâti, qui comporte un premier pignon noté 3₂ de Z_{32} dents en prise avec le pignon 2 et un second pignon noté 3₄ de Z_{34} dents.
- Un tambour 4 en liaison pivot d'axe (A, x_1) avec le bâti, qui comporte un pignon de Z_4 dents en prise avec le pignon 3₄, sur le tambour, de rayon R , est enroulé un câble supposé inextensible et sans masse
- Une charge soulevée 5 de masse M .

Hypothèses pour les arbres 2,3 et 4 :

- On suppose les liaisons sans frottement

- Les centres de masse G_i sont sur les axes de rotation et on note J_i leur moment d'inertie par rapport à leur axe de rotation.



Données :

- On note g l'accélération de la pesanteur orientée suivant $-y_1$
- On note C_m le couple moteur exercé par le stator sur le rotor.

$Z_2 = 15$ dents

$Z_{32} = 150$ dents

$Z_4 = 90$ dents

$Z_{34} = 15$ dents

Moteur $N = 1400$ t/min

tambour du treuil $\phi = 240$ mm

Masse $M = 1$ tonne

$J_3 = 0.12$ m². Kg

$J_2 = 8.10^{-3}$ m².kg

$\mu = 0.1$

$J_4 = 2,4$ m².kg

$Z_{32} = 150$ dents

On désire accélérer la charge durant 1s maximum et la monter sur une distance de 1 m.

On tiendra également compte des rendements suivant :

Rendement du treuil : $\eta_T = 0.9$

Rendement de chaque train d'engrenages du réducteur : $\eta_{t1} = \eta_{t2} = 0.92$

Choisir le moteur parmi les listes (*voir l'annexe 5 et 6*)

$V_{5/1} = f(\omega_{2/1})$

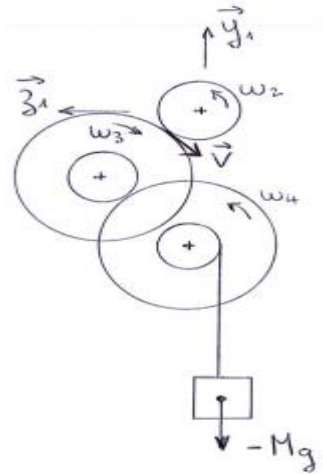
Sur un train d'engrenages on a : $\omega_2 \Omega_2 = \omega_3 \Omega_{32}$

Ω_2 et Ω_{32} rayons primitifs

$$\omega_2 \frac{mZ_2}{2} = \omega_3 \frac{mZ_{32}}{2}$$

$$\omega_2 Z_2 = \omega_3 Z_{32}$$

$$\omega_3 = \omega_2 \frac{Z_2}{Z_{32}} = \omega_2 \times \frac{1}{k_1}$$



Sur le deuxième train on a : $\omega_4 Z_4 = \omega_3 Z_{34}$

$$\omega_4 = \omega_3 \frac{Z_{34}}{Z_4} = \omega_3 \frac{1}{k_2}$$

On obtient finalement :

$$\omega_4 = \omega_3 \frac{1}{k_2} = \omega_2 \frac{1}{k_1 k_2}$$

D'où : $\frac{\omega_4}{\omega_2} = \frac{1}{k_1 k_2}$;

Avec : $k_1 = \frac{Z_{32}}{Z_2}$, $k_2 = \frac{Z_4}{Z_{34}}$

On peut également obtenir la loi d'E/S à partir de la relation suivante :

$$\frac{\omega_s}{\omega_e} = -1^n \frac{Z_{roues menantes}}{Z_{roue menées}}$$

n : nombre de contacte extérieurs

n= 2

$$\frac{\omega_4}{\omega_2} = \frac{Z_2}{Z_{32}} \frac{Z_{34}}{Z_4} = \frac{1}{k_1 k_2}$$

Vitesse de la charge :

//V_{5/1}// = ω₄. R. y₁

$$V_{5/1} = \omega_2 \frac{R}{k_1 k_2}$$

A.N:

$$\omega_2 = \frac{\pi \times 1400}{30} = 146,6 \text{ rad/s}$$

$$R=0.12 \text{ m}; \quad k_1 = \frac{z_{32}}{z_2} = \frac{150}{15} = 10$$

$$k_2 = \frac{z_4}{z_{34}} = \frac{90}{15} = 6$$

$$V_{5/1} = 146,6 \frac{0.12}{60}$$

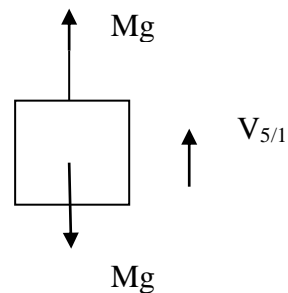
$$= 0.244 \text{ m/s}$$

But choisi un moteur et plus particulièrement de puissance et son couple :

Consiste à définir la puissance à appliquer à la charge :

Puissance à développer à vitesse constante

$$P = F \cdot V = Mg \cdot V_{5/1} = 1100 \times 9,81 \times 0.244 = 2,63 \text{ kw}$$



Puissance nécessaire pour accélérer la charge :

$$F_{\text{acc}} = M \gamma$$

Entre $t = 0 \text{ s}$ et $t = 1 \text{ s}$; on a un mouvement rectiligne uniformément accéléré $\gamma = \text{cst}$

$$V = \gamma t + V_0$$

Ici : $V_0 = 0$

$$\gamma = \frac{V}{t} = \frac{0.244}{1} = 0.244 \text{ m/s}^2$$

$$F_{\text{acc}} = M \gamma = 1100 \times 0.244 = 268,4 \text{ N}$$

$$P_{\text{acc}} = F_{\text{acc}} \times V_{\text{final}} = 268,4 \times 0,244 = 65,48 \text{ W}$$

Puissance totale nécessaire en fin accélérations :

$$P_t = 268,4 + 2633 = 2901,4 \text{ W} = 2,9 \text{ kw}$$

Puissance utile que doit fournir le moteur

$$P_{\mu} \frac{P_t}{\eta_T \eta_{n1} \eta_{n2}} = \frac{2901,4}{0,9 \times 0,92 \times 0,92} = 3817,63 \text{ w}$$

$$P_{\mu} = 3,82 \text{ kw}$$

On prend $P_{\mu} = 4 \text{ kw}$

η_T : treuil

$\eta_{n1} \cdot \eta_{n2}$: train d'engrenage

Les caractéristiques sont les suivantes :

- Puissance nominale : $p_n = 4 \text{ KW}$
- Couple minimal : $C_n = 25,5 \text{ N.m}$
- Couple de démarrage : $C_d = 1,8 C_n$
- Vitesse de rotation nominale : $N_n = 1500 \text{ tr/min}$
- Moment d'inertie : $J_m = 110,2 \cdot 10^{-4} \text{ kg.m}^2$
- Couple de freinage maximal : $C_f = 36 \text{ N.m}$
- vitesse de levage, $V_L = 0,244 \text{ m/s}$

IV.3 Calcul et dimensionnement les organes de translation :

IV.3.1 Choix du moteur de déplacement :

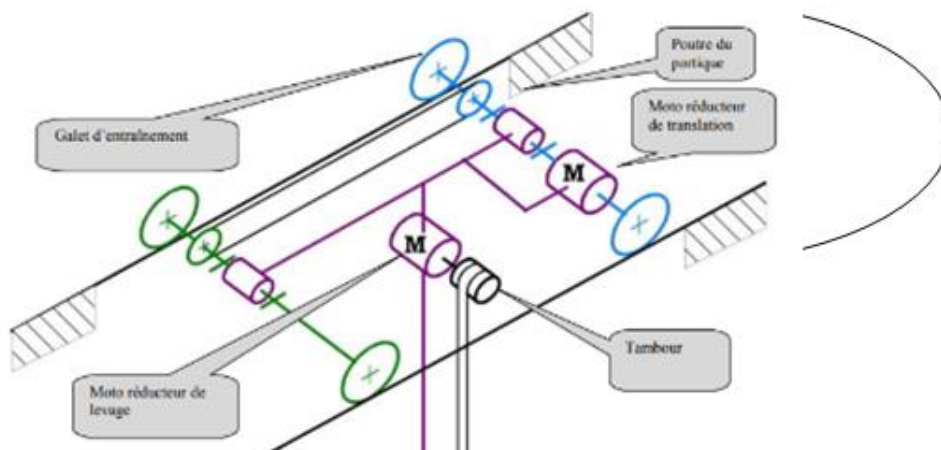


fig IV-10 : schéma cinématique du système de translation

On choisit le moteur frein DV 135 M SEW-USOCOME dont les caractéristiques sont les suivantes :

- Puissance nominale : $P_n = 3 \text{ KW}$
- Couple minimal: $C_n = 28.5 \text{ N.m}$
- Couple de démarrage : $C_d = 2 C_n$
- Vitesse de rotation nominale: $N_n = 1600 \text{ tr/min}$
- Moment d'inertie : $J_m = 120.10^{-4} \text{ kg.m}^2$
- Couple de freinage max: $C_f = 40 \text{ N.m}$
- Vitesse du moteur: $V_M = 2 \text{ m/s}$
- Vitesse de déplacement : $V_t = 0.48 \text{ m/s}$

IV.3.2 L'engrenage :

IV.3.2.1 Vérification des dents à la résistance au contact :

Le calcul consiste à la vérification de la condition de résistance $\sigma_c \max \leq [\sigma]_c$

La résistance au contact d'une dent d'engrenage, après avoir procédé à toutes les transformations et substitution est donnée par la formule

$$\sigma_c = \frac{0.59(i \pm 1)}{A i} \sqrt{\frac{E M_2 (i \pm 1) k_c k_d}{b A \sin 2\varphi}} \leq [\sigma]_c$$

En posant $b = \psi_A$, nous pouvons écrire la condition de résistance par la formule

$$\sigma_c = \frac{0.59(i \pm 1)}{A i} \sqrt{\frac{E M_2 (i \pm 1) k_c k_d}{\psi_A A \sin 2\varphi}} \leq [\sigma]_c$$

- Rapport de transmission i :

$$i = \frac{d_{p2}}{d_{p1}} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad \text{AN: } i = \frac{67}{30} = 2.23$$

Avec :

Z_1 et Z_2 : Nombre de dents du pignon et de la roue

d_{p1} et d_{p2} : Diamètre primitif du pignon et de la roue

- Entraxe A :

$$A = 485 \text{ mm}$$

- Module de Young réduit E :

$$E = \frac{2 E_1 E_2}{E_1 + E_2}$$

E_1 : Module de Young du pignon

E_2 : Module de Young de la roue

$E_1 = E_2 = E$ si le pignon et la roue sont constitués par un matériau

$$E = 210000 \text{ Mpa} = 210 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$$

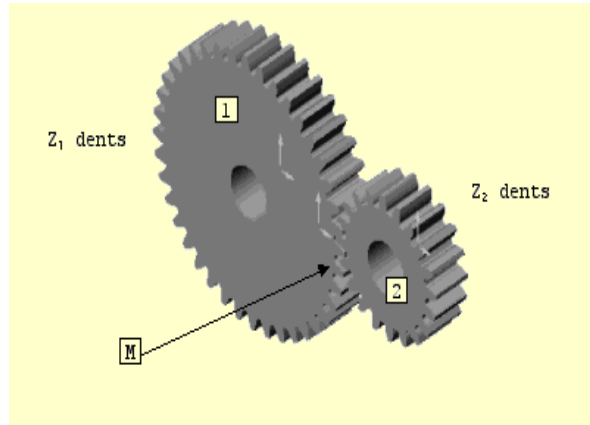


Fig IV-11 : engrenage simple

- Angle de pression φ :

$\varphi = 20^\circ$ pour les transmissions par engrenage à denture droite

- Couple résistant maxi M_2 :

$$M_2 = 239.25 \text{ N.m}$$

- Coefficient de largeur de la dent par rapport à l'entraxe Ψ_A

Ψ_A : 0.1 à 0.2

- Coefficient tenant compte de la concentration de charge et des charges dynamiques K

$$K = K_c \cdot K_d = 1.5$$

A.N:

$$\sigma_c = \frac{0.59 \times (2.23 + 1)}{485 \times 2.23} \sqrt{\frac{210 \times 10^3 \times 239.25 \times 10^3 \times 3.23 \times 1.5}{0.15 \times 485 \times 0.642}}$$

$$\sigma_c = 129.942 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_c = 1299.42 \text{ daN/cm}^2$$

- Contrainte admissible au contact $[\sigma]_c$

$$[\sigma]_c = C_R H_{RC} K_c$$

- Coefficient de concentration de charge K_c

$$K_c = \sqrt{\frac{m N_0}{N}}$$

N_0 : Nombre de cycle de chargement de base $N_0 = 10^7$ cycles

N_0 : (4 à 12) 10^7 pour acier dont H_{RC} comprise entre 40 à 63

N : Nombre de cycle de chargement

H_{RC} : Dureté Rockwell est comprise entre 40 et 63

On prend $H_{RC} = 49.1$

C_R compris entre 230 et 310

A.N:

$$[\sigma]_c = C_R H_{RC} K_c$$

$$[\sigma]_c = 270 * 49.1 * 1$$

$$[\sigma]_c = 13257 \text{ daN} / \text{cm}^2$$

$$\sigma_{c \max} \leq [\sigma]_c$$

$$\sigma_c = 1299.42 \text{ daN/cm}^2 < 13257 \text{ daN/cm}^2$$

La condition de résistance est vérifier la transmission va travailler en toute sécurité par rapport à la résistance au contact.

V.3.2.2 Vérification des dents à la résistance par flexion :

La résistance à la flexion d'une dent d'engrenage, après avoir procédé à toutes les transformations est donnée par les formules

$$\sigma_{r1} = \frac{F_1 k_{c1} k_{d1}}{b m_1 y_1} \leq [\sigma]_1$$

$$\sigma_{r2} = \frac{F_2 k_{c2} k_{d2}}{b m_2 y_2} \leq [\sigma]_2$$

Tableau IIV-3 : coefficient de forme de la denture

Z	18	20	22	24	26	28	30	35	40	45	50	65	80
Y	0,354	0,372	0,383	0,395	0,404	0,411	0,416	0,431	0,442	0,451	0,457	0,472	0,478

Y: Coefficient de forme de la denture

Z : est le nombre de dents

Z₁ : 30 dents \longrightarrow Y₁ = 0.416

Z₂ : 67 dents \longrightarrow Y₂ = 0.472

○ Module m:

m₁ = m₂ = 4.5mm

○ Largeur de la dent b:

b₁ = Largeur du pignon = 44mm

b₂ = Largeur de la roue = 50 mm

○ Diamètre primitif de la roue dp₂ :

dp₂ = 670mm

○ L'effort tangentiel F :

F = F₁ = F₂

$$M_2 = F \frac{dp_2}{2} \longrightarrow F = \frac{2M_2}{dp_2}$$

A.N:

$$F = \frac{2M_2}{dp_2}$$

$$F = \frac{2 \times 239.25 \times 10^3}{670} = 714.17 \text{ N}$$

$$\sigma_{r1} = \frac{714.17 \times 1.5}{44 \times 10 \times 0.416}$$

$$\sigma_{r1} = 5.853 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{r2} = \frac{714.17 \times 1.5}{50 \times 10 \times 0.472}$$

$$\sigma_{r2} = 4.54 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{r1} = [\sigma]_1 = [\sigma]$$

$$\sigma_{r2} = [\sigma]_2 = [\sigma]$$

- Contrainte admissible de flexion dans le cas des charges réversibles $[\sigma]_f$:

$$[\sigma]_f = \frac{\sigma_D k_c}{\lambda_\gamma} \frac{1}{[\eta]}$$

- Coefficient de sécurité admissible $[\eta]$

$$[\eta] = 1.5$$

- Limite d'endurance σ_D :

$$\sigma_D = 0.45\sigma_R = 0.45 \times 410 = 184.5 \text{ Mpa}$$

- Coefficient du nombre de cycles K_c :

$$K_c = 1$$

- Coefficient de concentration des contraintes au pied de la dent λ_γ :

$$\lambda_\gamma = 1.7 \text{ à } 1.8$$

A.N:

$$\sigma_f = \frac{\sigma_D \times K_c}{\lambda_\gamma} \frac{1}{[\eta]}$$

$$\sigma_f = \frac{184.5 \times 1}{1.8} \frac{1}{1.5}$$

$$\sigma_f = 68.33 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{r1} = 5.853 \text{ N/mm}^2 < 68.33 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{r2} = 4.54 \text{ N/mm}^2 < 68.33 \text{ N/mm}^2$$

Les deux conditions de résistance sont vérifiées, la transmission travaillera en toute sécurité par rapport à la résistance à la rupture par flexion.

IV.3.2.3 Calcul de vitesse de déplacement :

i : rapport de transmission

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{67}{30} = \frac{670}{300} = 2.23$$

- Nombre de tour/min du pignon :

$$N = \frac{1000V_M}{\pi \cdot D} \text{ tr/min}$$

Avec :

- Vitesse du moteur :

$$V_M = 2 \text{ m/s} = 120 \text{ m/min}$$

$$N_1 = \frac{1000 \times 120}{3.14 \times 300} = \frac{1,2 \cdot 10^5}{942} = 127,38 \text{ tr/min}$$

- Nombre de tour/min de la roue :

$$N_1 = \frac{N_1}{i} = \frac{127,38}{2,23} = 57,1 \text{ tr/min}$$

- Vitesse du galet :

$$V_g = \frac{\pi \cdot D \cdot N_2}{1000} = \frac{3.14 \times 164 \times 57,1}{1000} = 29,4 \text{ m/min}$$

- La vitesse du déplacement du chariot est 29,4 m/min

Donc la durée du parcours est 29,4 m/min \longrightarrow 0,48 m/s

D'où:

$$0,48 \text{ m} \longrightarrow 1 \text{ s}$$

$$20 \text{ m} \longrightarrow V_p?$$

$$V_p = \frac{20}{0,48} = 41,66 \text{ s}$$

Donc la durée du parcours est 41,66s

IV.3.3 Dimensionnement du chariot

C'est un chariot posé comprenant un palan et capable de se déplacer sur l'aile inférieure d'une poutre, soit sur un chemin de roulement fixe soit au-dessous de la poutre d'un pont roulant.

- Le matériau choisi pour le chariot est l'acier S235
- Volume : $V_{\text{chariot}} = 0,053 \text{ m}^3$
- Epaisseur du tube carrée : $e = 0,8 \text{ mm}$
- Masse volumique de S235 est 7800 kg/m^3
- Poids total du chariot = masse volumique \times volume du chariot

$$P_t = 413,4 \text{ kg}$$

Propriété	Valeur	Unités
Module d'élasticité suivant X	210000	N/mm ²
Coefficient de Poisson suivant XY	0.28	S.O.
Module de cisaillement suivant XY	79000	N/mm ²
Masse volumique	7800	kg/m ³
Limite de traction suivant X	350	N/mm ²
Limite de compression suivant X		N/mm ²
Limite d'élasticité	275	N/mm ²
Coefficient de dilatation thermique suivant X	1.1e-005	/K
Conductivité thermique suivant X	14	W/(m·K)

Tableau IV-4 : caractéristiques de l'acier

IV.3.4 Calcul de galets ; rail

IV.3.4.1 Vérification suivant les règles de la norme ISO 16881-1

Les vérifications suivantes sont incontournables pour le dimensionnement des galets des ponts roulant

- ◆ Résistance au chargement maximal auquel il sera objet.
- ◆ Usure minimal des chemins de roulement

D'après la norme, ces deux vérifications sont assurées par les deux équations suivantes

$$\frac{P_{max}}{b \cdot D} < 1.9 P_l$$

$$\frac{P_{max}}{b \cdot D} < C_1 * C_2 P_l$$

Avec :

D : le diamètre du galet de roulement (mm)

b : largeurs utile du rail (mm) – si la surface du champignon du rail plate $b = l - 2r$

r : rayon d'arrondi extérieur du champignon du rail (mm)

l ; largeur du champignon du rail (mm)

P_l : pression limite fonction du matériau du galet et du rail (Mpa) (voir tableau 2)

C_1 : coefficient fonction de la vitesse de rotation du galet

C_2 : coefficient fonction du groupe du mécanisme de translation du pont

P_{max} : la charge maxi au galet

IV.3.4.2 Choix du rail de roulement et détermination de la largeur utile

IV.3.4.2.1 Détermination du matériau :

Le galet qui existe actuellement est fabriqué à partir de l'acier DIN 1.6673 (36NiCrMo) de limite de résistance en traction 800 Mpa.

Le tableau suivant nous donne la valeur de la résistance à la traction du rail et la pression limite en fonction de la résistance à la traction du métal du galet :

Tableau IIV-5 : la valeur de la pression limite en fonction de la résistance à la traction

Résistance à la traction du métal du galet de roulement (Mpa)	P_l (Mpa)	Résistance minimal de l'acier du rail (Mpa)
$f_u > 500$	5.00	350
$f_u > 600$	5.6	350
$f_u > 700$	6.5	510
$f_u > 800$	7.2	510

Le galet qui existe est fabriqué d'un acier avec une résistance à la traction de 800 Mpa, donc la pression limite correspondante est $P_l = 7.2$ Mpa, et la résistance minimale de l'acier du rail est 510 Mpa.

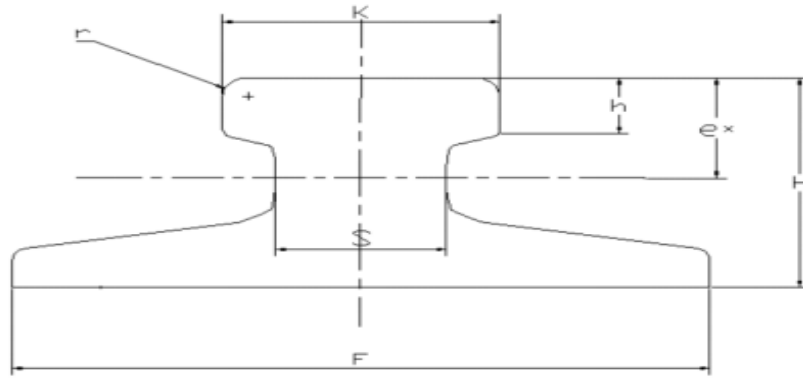
Choix du rail : BURBACH

rail	Charge tonne	Masse linéaire kg/m	K Mm	r mm	H mm	e_x mm	F mm	h mm	f mm	S mm
2	3	19.5	55	5	47	22.5	100	15	8	20

Tableau IIV-6 : les dimensions du rail

D'après les dimensions du galet il faut que la largeur du rail soit inférieure à 50mm afin d'avoir un bon fonctionnement.

Pour le rail ASCE 25 (rayon =5), $b = k - 2r = 55 - (2 \times 5) = 45\text{mm}$



**Fig IV-9 : représentation du rail type pont roulant A55 selon spécification technique
DIN 536**

IV.3.4.2.2 Calcul de la charge maximale :

Calcul de la charge maximale sur galet, nous présenterons un calcul statique. Sur chaque côté du pont roulant

Poids de la charge à transporté + poids du chariot = la charge totale sur les 4 galets

$$P_{\text{totale}} = 1000 \text{ kg} + 500 \text{ kg} = 1500 \text{ kg}$$

$$F = 15000 \text{ N}$$

- la charge maximale sur un galet

$$P_{\text{max}} = \frac{F}{4} = \frac{15000}{4} = 3750 \text{ N}$$

IV.3.4.2.3 Détermination des coefficients C_1 et C_2

Coefficient C_1 :

Le pont que nous avons, fonctionne avec une vitesse 28.m/min. d'après le tableau suivant on prend la vitesse la plus proche à la vitesse proposé.

Tableau IIV-7 : Valeurs de coefficient C_1

Galet	Valeurs de C_1 en fonction de la vitesse de déplacement (m/min)										
Diamètre (mm)	10	12.5	16	20	25	32	40	50	63	80	100
125	1.03	1.00	0.97	0.93	0.90	0.86	0.82	0.77	0.72	0.65	0.60
160	1.06	1.04	1.00	1.97	0.94	0.90	0.86	0.82	0.78	0.72	0.66
200	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.93	0.90	0.86	0.82	0.77	0.72
250	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.93	0.90	0.86	0.82	0.78
315	1.13	1.11	1.09	1.06	1.04	1.00	0.97	0.94	0.90	0.86	0.82
400	1.14	1.013	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.90	0.86

C_1 en fonction de diamètre du galet et la vitesse de translation du pont roulant en m/min

Pour la vitesse 32 m/min et le diamètre 160 mm, le coefficient que nous obtenons et de valeur de $C_1 = 0.9$

Coefficient C_2 :

Le mécanisme est soumis fréquemment à la sollicitation maximale et couramment à des sollicitations moyennes, la durée de fonctionnement quotidienne de notre mécanisme et de 1h à 2h. ce qui donne en utilisant le tableau, un mécanisme de niveau L3, M7 (voir l'annexe 1)

Le tableau donne une valeur de C_2 correspond à $C_2 = 0.8$

Tableau IIV-8 : Facteur C_2 en fonction du niveau du mécanisme

Classification en groupe de mécanisme	C_2
M_1 et M_2	1.25
M_3 et M_4	1.12
M_5	1.00
M_6	0.9
M_7 et M_8	0.8

❖ **Vérification des deux conditions :**

Première condition :

Exige la vérification de la condition suivante :

$$\frac{P_{max}}{b \cdot D} < 1.9 P_l$$

Avec : $P_l = 7.2 \text{ Mpa}$

$P_{max} = 3750 \text{ N}$

$$\frac{3750}{45 \times 164} < 1.9 \times 7.2$$

$$0.508 < 13.68$$

$b = 45 \text{ mm}$

$D = 164 \text{ mm}$

Deuxième condition :

$$\frac{P_{max}}{b \cdot D} < C_1 * C_2 P_l$$

$$D_{min} > \frac{P_{max}}{C_1 \times C_2 \times b \times P_l}$$

$$D_{min} > \frac{3750}{0.9 \times 0.8 \times 45 \times 7.2}$$

$D_{min} > 16.07 \text{ mm}$

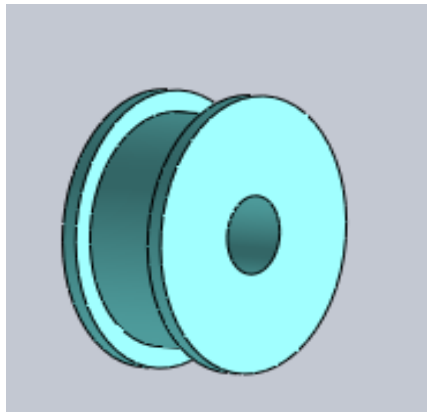


Fig IV-12 : gilet

On constate que les deux conditions sont vérifiées, donc

- Le gilet va résister au chargement maximal auquel il sera sujet.
- Le gilet va permettre à l'appareil d'effectuer son service normal sans usure anormale.

IV.3.5 Résistance de l'arbre de transmission au cisaillement :

L'arbre est de matériau Acier S235

$$\tau = \frac{F}{2S} \leq R_g$$

Avec :

- $F = 15000 \text{ N}$
- $d = 50 \text{ mm}$
- $S = \frac{\pi d^2}{4}$; $R_g = 0.8 R_e = 188 \text{ Mpa}$

$$\frac{15000}{2 \times 1962,5} \leq 188 \text{ Mpa}$$

D'où : $3,82 \text{ Mpa} < 188 \text{ Mpa}$ la condition de résistance est vérifiée

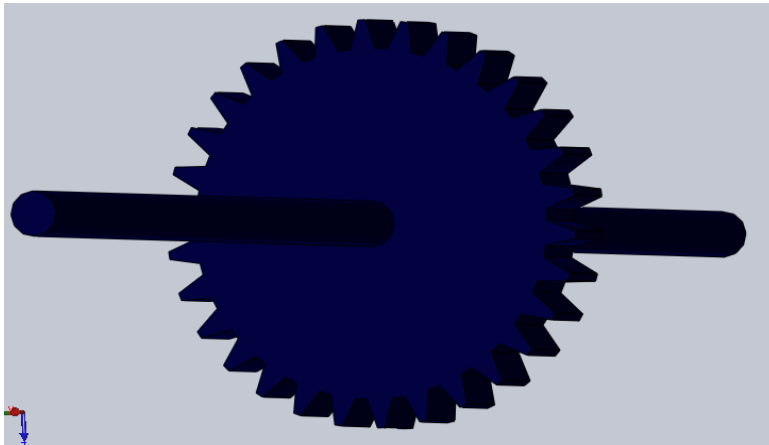


Fig IV-13 : l'arbre de transmission

IV.3.6 Dimensionnement de la poutre :

IV.3.6.1 Calcul du moment fléchissant

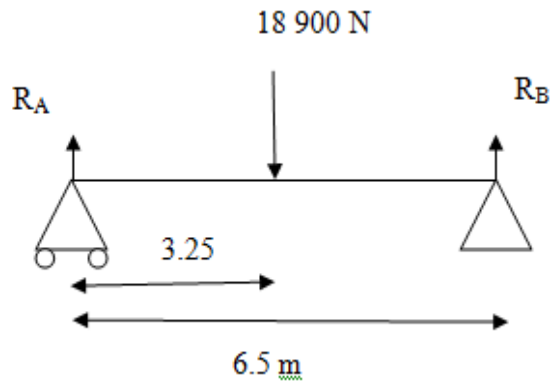
$$\sum F_y = 0$$

$$R_A + R_B - F = 0$$

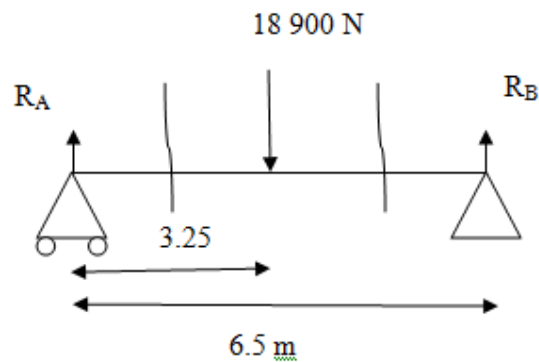
$$R_A + R_B = 18\,900\text{ N}$$

$$M_A = -3.25F + 6.5R_B = 0$$

$$R_B = \frac{3.25F}{6.5} = 9450\text{ N}$$



D'où : $R_A = 18900 - 9450 = 9450$



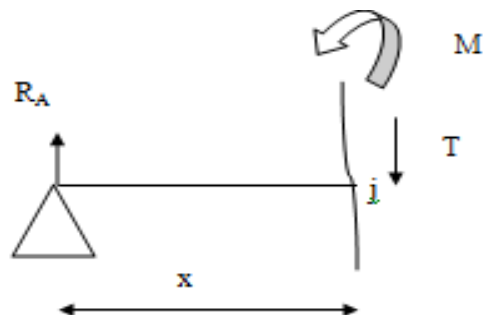
$$0 < x < 3.25$$

$$T = R_A = 9450\text{ N}$$

$$M_j = R_A \cdot x = 9450 x$$

$$M_0 = 0\text{ N}$$

$$M_{3.25} = 30712.5\text{ N}$$

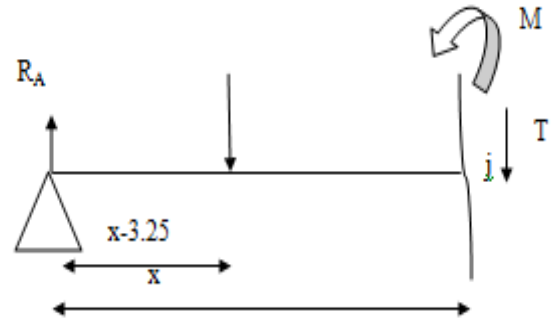


$$3,25 < x < 6,5$$

$$T = R_A - F$$

$$T = 9450 - 18900$$

$$T = -9450N$$



$$M_j = F(x - 3.25) - R_A \cdot x$$

$$M_j = 18900x - 9450x - 61425$$

$$M_j = 9450x - 61425$$

$$M_{3,25} = 30712.5 \text{ N}$$

$$M_0 = 0 \text{ N}$$

IV.3.6.2. Calcul de la contrainte normale :

La contrainte normale maximale dans la poutre est donnée par :

Soit : $\sigma_{max} < \sigma_{adm}$

$$\sigma_{max} = \frac{M_f}{W_{IZ}}$$

$$W_{IZ} > \frac{M_f}{\sigma_{adm}}$$

Avec : $\sigma_{adm} = 235 \text{ Mpa}$

AN :

$$W_{IZ} > \frac{30712,5}{235} = 130,7 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{max} = \frac{30712,5}{130,7} = 234,98 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{adm}$$

La contrainte maximale est inférieure à la contrainte admissible.

IV.3.6.1 La flèche :

On constate que la valeur de la flèche est importante, en effet, la valeur de la flèche admissible pour les poutres du pont roulant est :

IV.3.6.3.1 Flèche admissible :

$$f_{adm} = \frac{L}{300}$$

Avec : L= 6.5 m

AN :

$$f_{adm} = \frac{6500}{420} = 15,48 \text{ mm}$$

IV.3.6.3.2 Flèche maximale entre deux poteaux :

$$Y_c = -\frac{FL^3}{48EI_{gz}} = \frac{18900 \times 6.5 \times 10^3}{48 \times 210000 \times 5696,10^4}$$

$$Y_c = 9,04 \text{ mm}$$

$$f_{max} < f_{adm} \leftrightarrow 9,04\text{mm} < 15,48\text{mm}$$

La condition est vérifiée, nous allons adopter donc une longueur de 6,5 m entre deux poteaux, d'où le nombre de poteaux qu'on a est 4 de chaque côté.

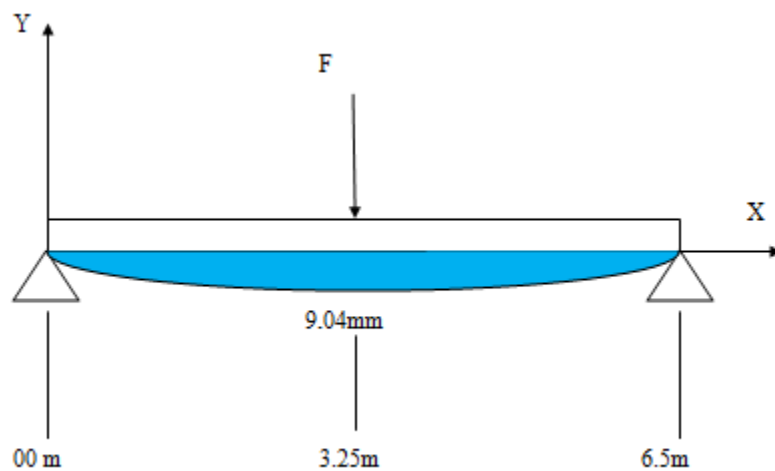


Fig IIV-4 : la flèche de la poutre

La flèche maximale est largement inférieure à la flèche admissible ainsi que les contraintes, donc le système va accomplir sa fonction sans risque de déformation

IV.3.7 Calcul de flambement des poteaux :

Le flambage ou flambement est un phénomène d'instabilité d'une structure, qui soumise à un effort normal de compression, a tendance à fléchir et se déformer dans une direction perpendiculaire à l'axe de compression.

Chaque poteau supporte les charges suivantes

- ✓ ½ du poids propre du pont roulant
- ✓ La charge maximale à transporter
- ✓ ¼ du (poids de la poutre support des chemins du roulement + poids du rail)

IV.3.7.1 La force normale maximale sur un poteau est :

$$P_{totale} = \frac{1}{2}(500kg) + 1000kg + \frac{1}{4}(1226kg + 390kg) = 1654 kg$$

$$F = 16\,540 N$$

IV.3.7.2 Vérification de la résistance au flambage :

La vérification du flambage du poteau consiste à comparer l'effort normal exercé sur le poteau avec la charge critique d'Euler.

La charge critique de l'Euler est donnée par la formule suivante

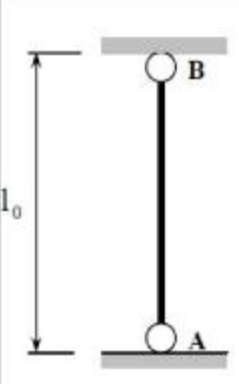
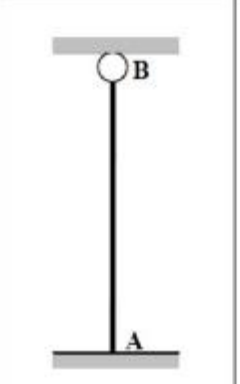
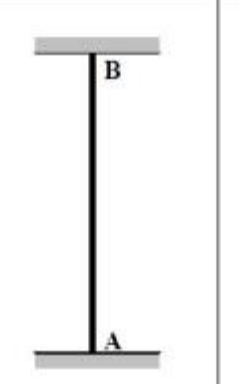


$$N_c = \frac{\pi^2 * E * I_{gz}}{l_f^2}$$

Avec :

I_{gz} : le moment quadratique de la poutre

E : le module d'Young

l_f : la longueur de flambement de la poutre (calculé en fonction des liaisons aux appuis)

Longueur de flambement l_f en fonction des liaisons aux appuis				
A et B sont sur la même verticale			Déplacement de B en tête de poteau	
				
$l_f = l_0$	$l_f = \frac{\sqrt{2}}{2} l_0$	$l_f = \frac{l_0}{2}$	$l_f = 2 l_0$	$l_f = l_0$

- Dans notre cas, la longueur de flambement est :

$$l_f = 2l_0$$

- Pour que le poteau résiste au flambement, il faut

$$N < N_c$$

C'est-à-dire :

$$N < \frac{2 \times \pi^2 * E * I_{gz}}{l_0^2}$$

$$l_0 = 4\text{m} = 4.10^3\text{mm}$$

$$E = 210\,000\text{ Mpa}$$

$$I_{gz} > 511\,400\text{ mm}^4$$

$$I_{gz} = 167.10^4\text{ mm}^4$$

Nous allons utiliser le profilé HEB 100 (voir l'annexe2)

IV.4 Organes intermédiaires

- Vis écrou : A l'acier brut.
- Rondelle plate : à l'acier 200 HV ZN ISO 7089
- Bouchon vidange boitier : bouchon en plastique installation facile.
- Ressort métallique : alliage métallique (laiton : Zn, Cu...).

IV.5 Organe de sécurités :

- Cache de protection : couvercle de protection pour moteur qui est l'élément essentiel du pont roulant, se positionne sur le dispositif, fabriqué en plastique flexible
- Rondelle pleine de sécurité en plastique (polyéthylène).
- Carter boitier à engrenage :

Cache boitier contient les deux roues dentées qui assurent le déplacement sur le pont, à lubrification et vidange (75W90) permanents, fabriqué en alliage d'aluminium :

Al Si 9Cu3 (Fe).

- Joint spi : Ce joint se compose d'un corps en élastomère qui sera placé dans une pièce fixe. Ce corps en élastomère sera renforcé par une armature. Nous retrouvons ensuite la lèvres d'étanchéité qui sera placée en appui sur la partie tournante de la pièce à rendre étanche. Enfin, un ressort sera inséré dans la lèvres d'étanchéité. Tout ce système permettra une parfaite étanchéité de la pièce.

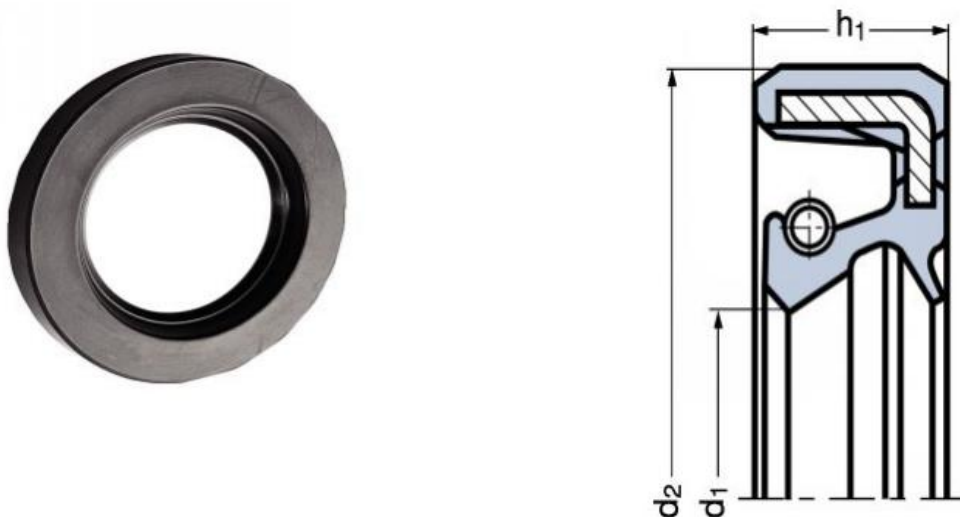


Fig IV-13: joint spi bague d'étanchéité

Tableau IIV-9 : tableau de normalisation du joint spi

Réf	Mode	d1 (mm)	d2 (mm)	h1 (mm)
E1-15×26×7BAUMSL	E1	15	26	7
E1-17×35×7BAUMSL	E1	17	35	7
E1-25×35×7BAUMSL	E1	25	35	7
E1-2540×7×BAUMSL	E1	25	40	7
E1-30×47×7BAUMSL	E1	30	47	7
E1-40×62×7BAUMSL	E1	40	62	7
E1-45×60×8BAUMSL	E1	45	60	8
E1-45×65×10BAUMSL	E1	45	65	10
E1-45×75×8BAUMSL	E1	45	75	8
E1-50×65×8BAUMSL	E1	50	65	8
E1-52×68×8BAUMSL	E1	52	68	8
E1-55×68×8BAUMSL	E1	55	68	8

IV.6 L'analyse statique sur SolidWorks

IV.6.1 Crochet

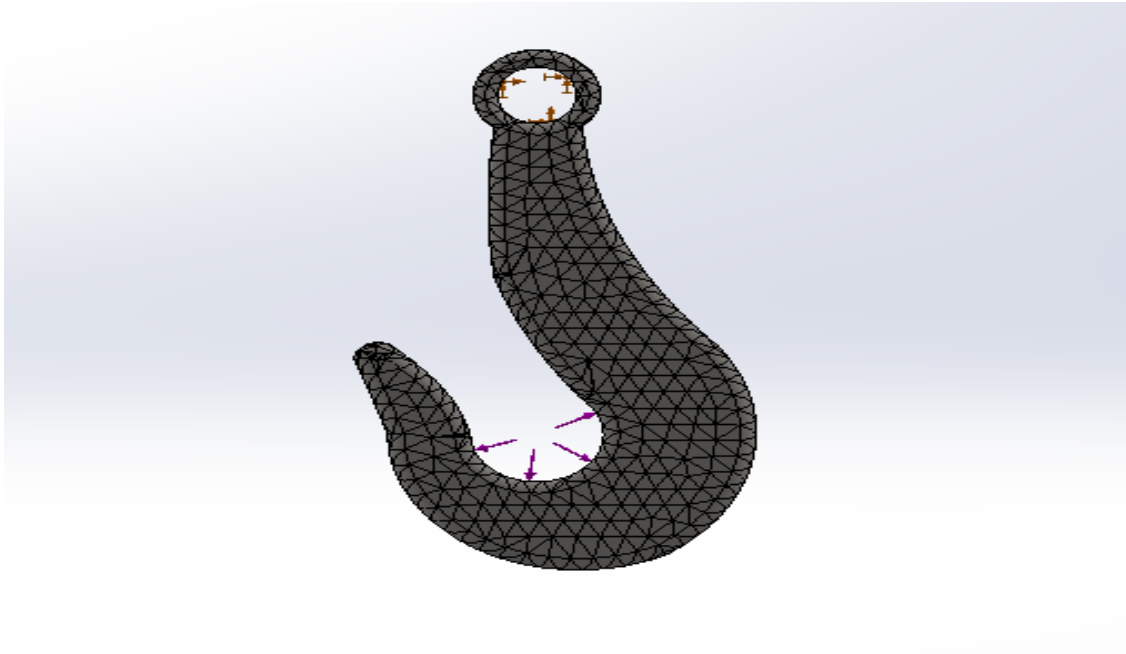


Fig IV.14 Maillage

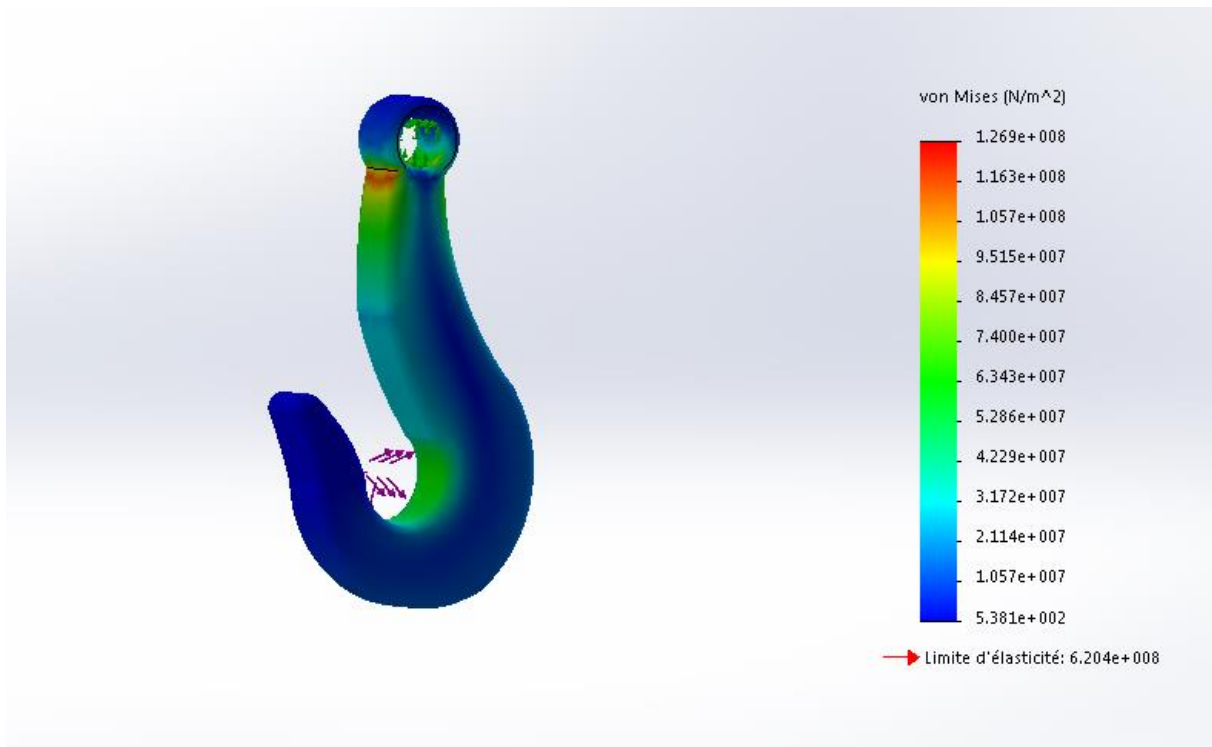


Fig IV.15 Contrainte

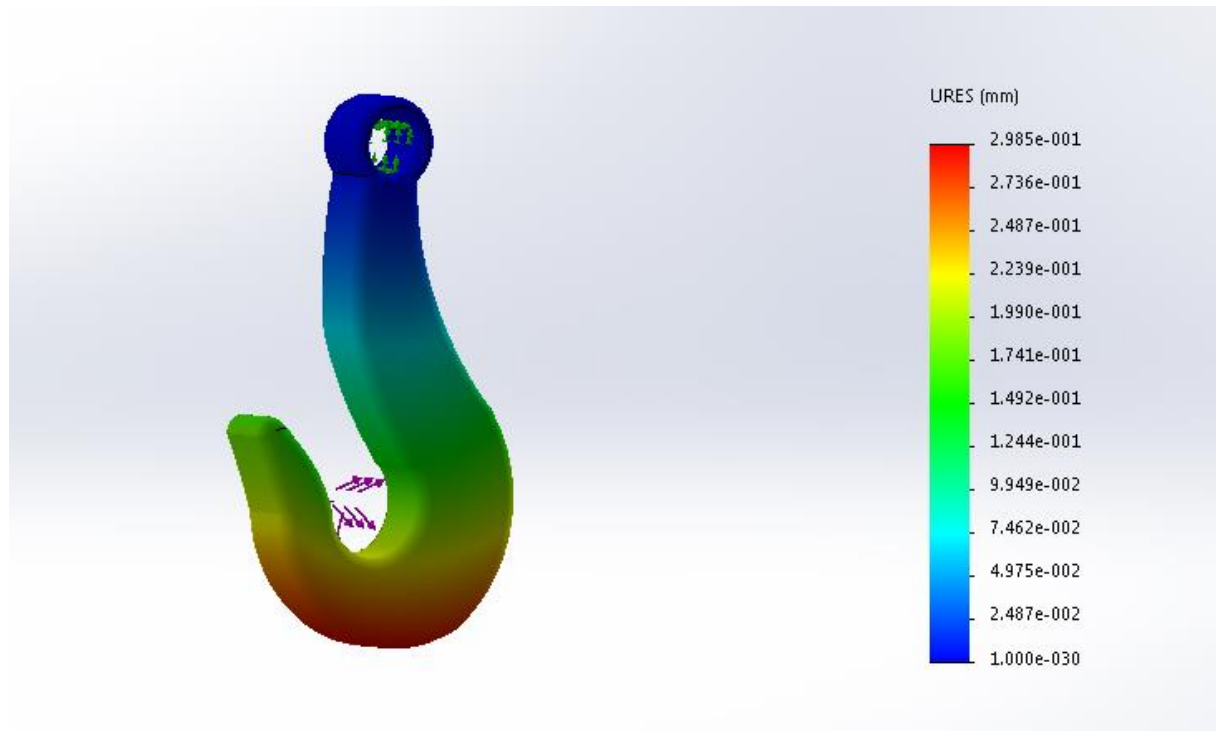


Fig IV.16 Déplacement

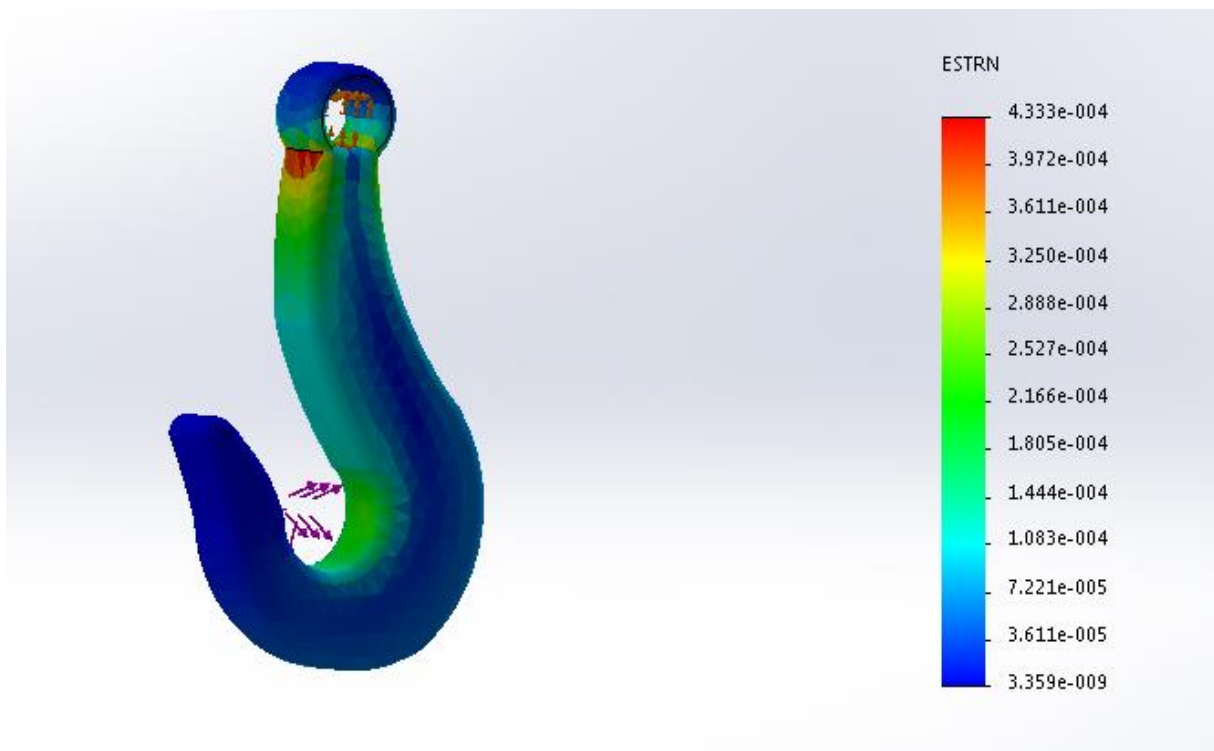


Fig IV.17 Déformation

IV.6.2 Tambour

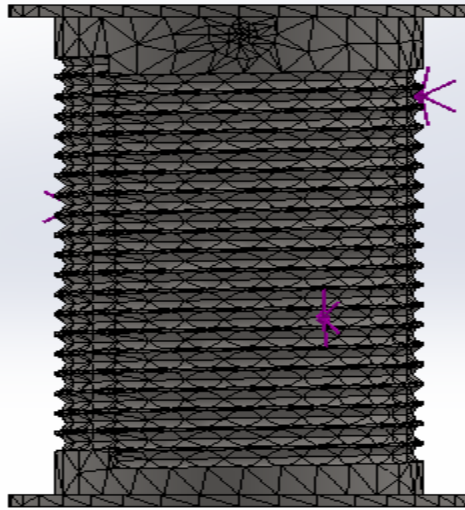


Fig IV.18 Maillage

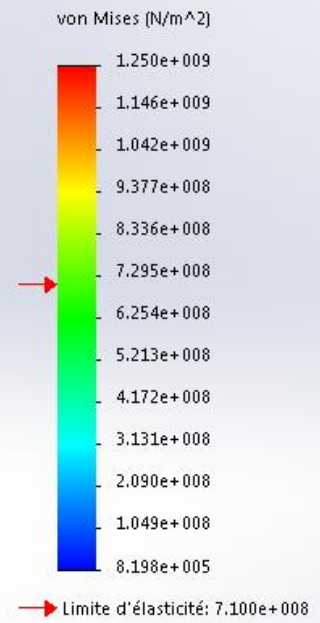
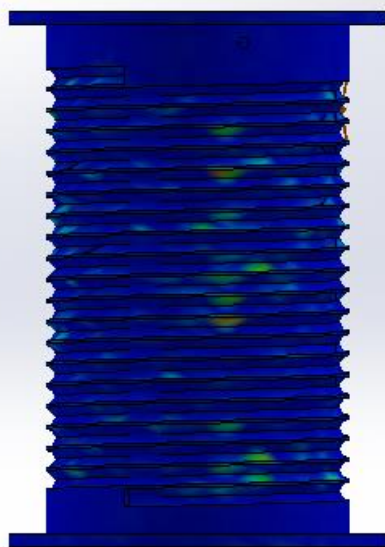


Fig IV.19 Contrainte

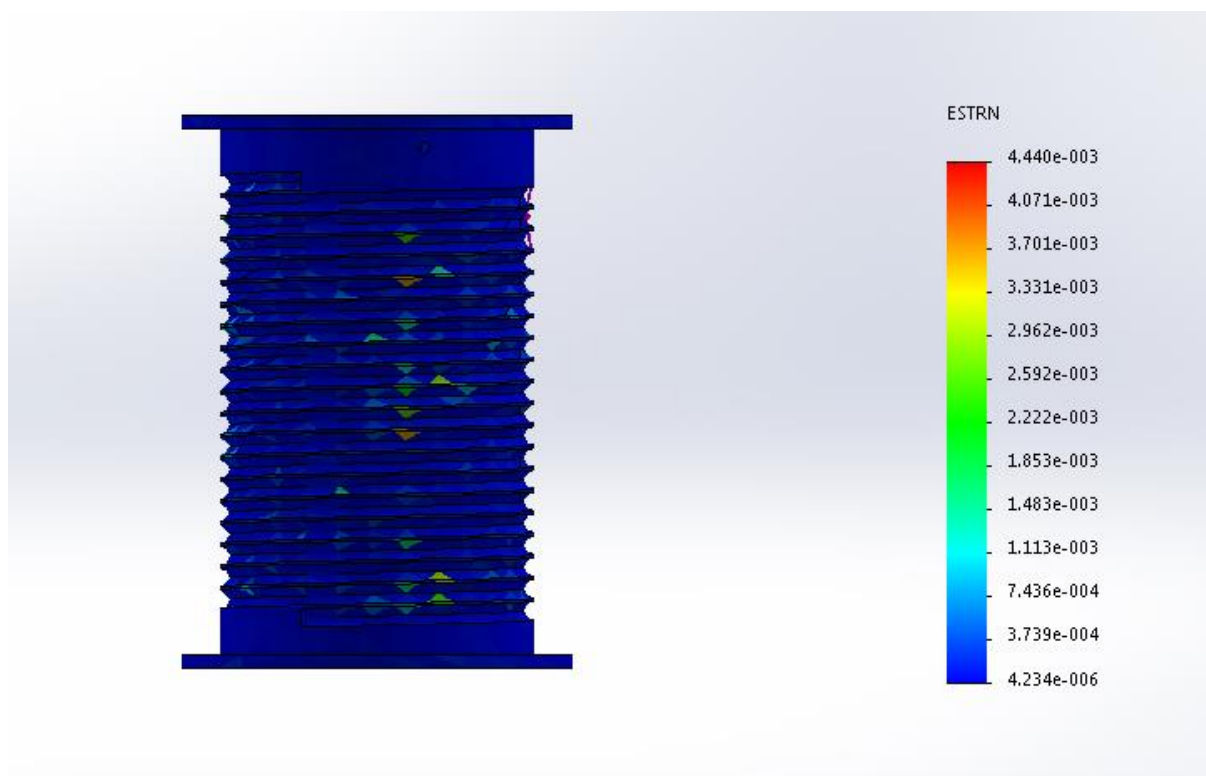


Fig IIV-20 Déformation

IV.6.3 Galet

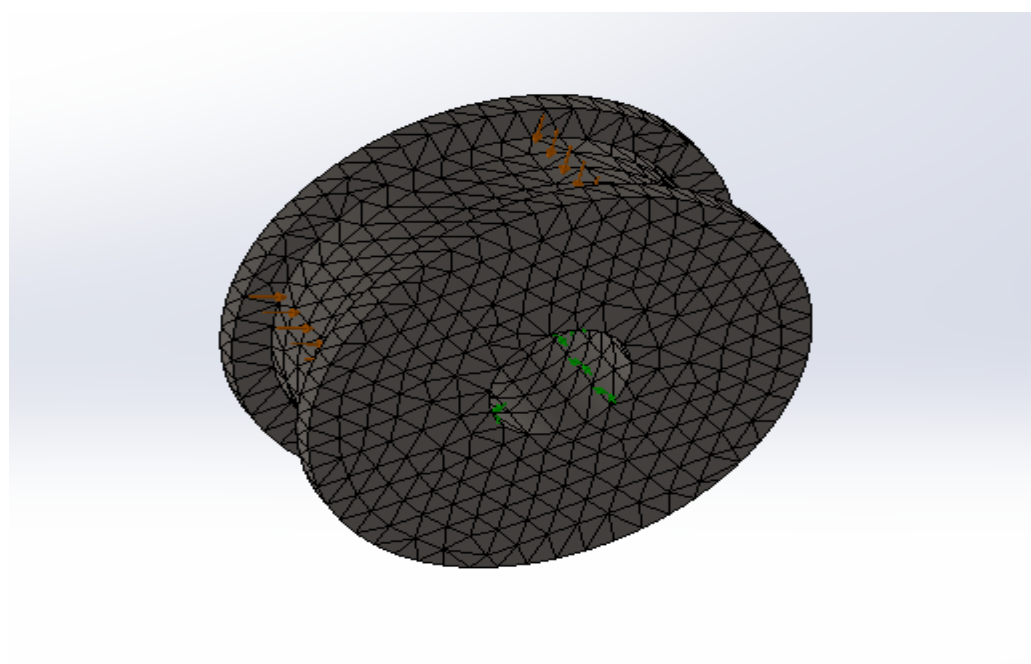


Fig IIV-21. Maillage

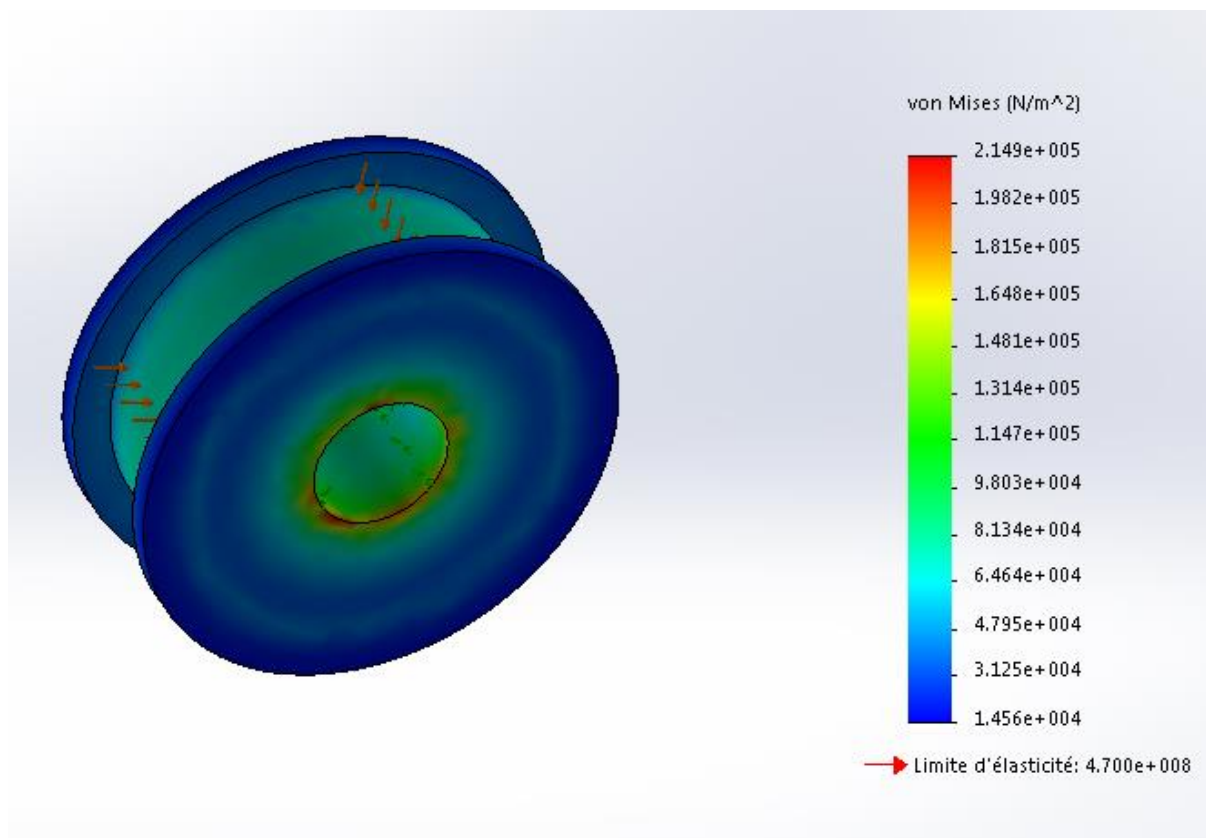


Fig IIV-22 Contrainte

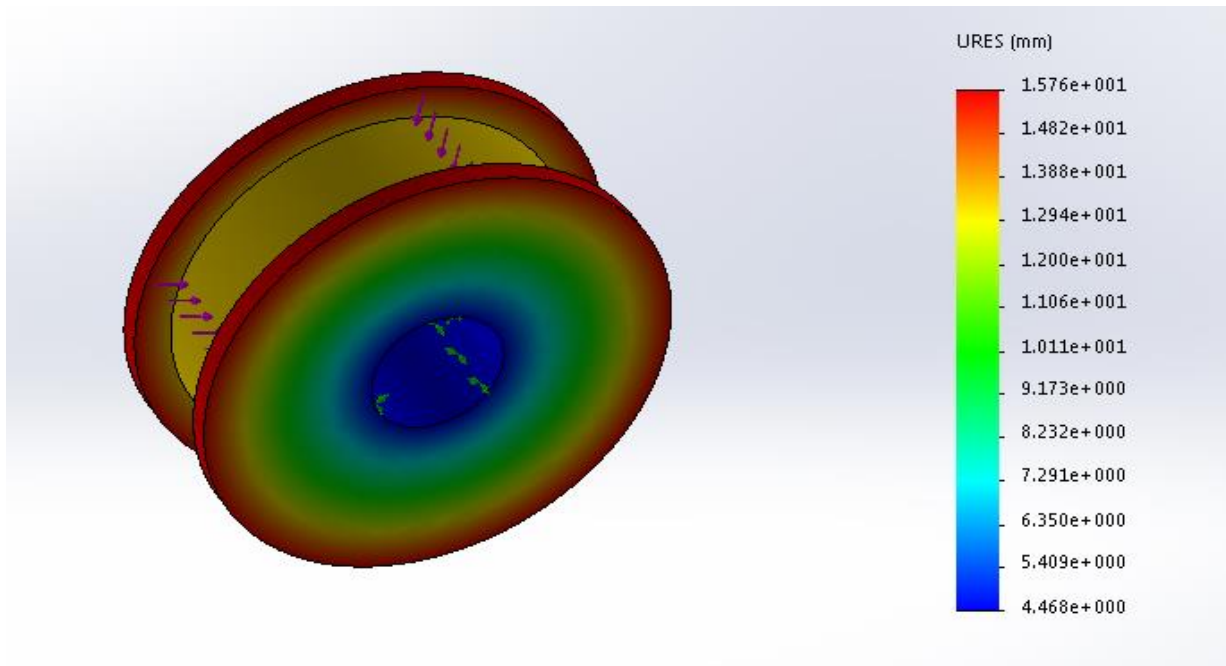


Fig IIV-23 Déplacement

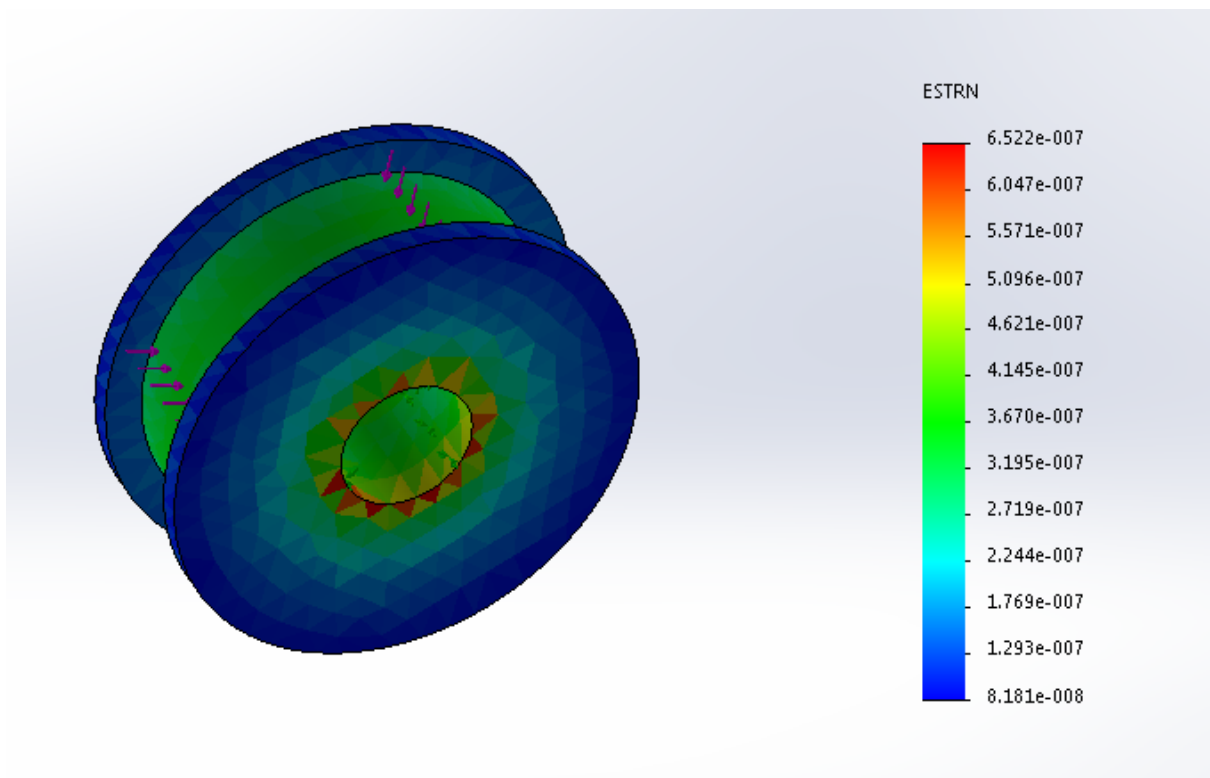


Fig IIV-24 Déformation

Conclusion Générale

Conclusion générale

Le travail que nous avons accompli, nous a permis de nous initier à la conception mécanique en tant que discipline scientifique et technique. Nous avons approfondi nos connaissances dans un domaine particulièrement important de la construction mécanique, celui des appareils de levage et de manutention.

Tout au long de cette étude, nous nous sommes efforcés à satisfaire les exigences modernes de construction des ponts roulants à savoir :

- Réduction des côtes d'encombrement et du poids ;
- Obtention du meilleur compromis résistance (rigidité des éléments mécaniques) ;
- Application des règles de calcul de la manutention.

Ces résultats obtenus par les formules de calcul doivent être ajustés pour les rendre conformes avec le système de normalisation d'une part et les contraintes qui peuvent surgir des conditions de montage d'autre part. Quant à la résistance des éléments, il ne peut être affirmé qu'après les essais mécaniques, car les contraintes admissibles adoptées dans le mode de calcul sont des valeurs approchées.

Pour ce qui est des organes qui travaillent à l'usure (câble, tambour, galets, rails), les différentes grandeurs influençant le phénomène sont déterminées afin qu'elles ne conduisent pas à l'usure excessive qui peuvent altérer le bon fonctionnement des mécanismes.

Pour les organes d'entraînement, ils sont choisis en fonction du service qu'ils assurent et vérifiés pour le cas de sollicitations les plus défavorables.

Nous pensons que cette étude pourra constituer un modèle ou un avant-projet de construction d'un pont roulant, susceptible d'aider les constructeurs qui s'intéresseront aux engins de levage et de manutention.

On souhaite que ce travail soit développé par rapport :

- Au choix des matériaux (qualité et prix) ;
- Étude et dimensionnement d'un arbre de levage ;
- le couple moteur de déplacement du chariot.

Bibliographie

[1]: rocdacier.com/cours-manutention-moyens-de-levage/ **18 AOÛT 2017**

[2] : M.BOUTALBI OUSSAMA. Commande par mode glissant du second ordre d'un portique à trois dimensions. Mémoire MAGISTER. UNIVERSITE FERHAT ABBAS-SETIF-1- UFAS (ALGERIE).2014.

[3] : Euro-manutention.com/qu-est-ce-que-la-manutention/

[4]:Preventica.com/dossier-risques-manutention-levage-industriel-appareils.php

SECURITE-AU-TRAVAIL - MANUTENTION – LEVAGE [01/01/2013](#)

[5] : *GUENADZIA KHEIR-EDDINE*. Etude des mécanismes de levage et de direction d'un pont roulant. L'obtention du diplôme de master. UNIVERSITE BADJI MOUKHTAR-ANNABA. 2018

[6] : ED 6105.pont roulant, pdf, Octobre 2018

[7] : OUCHENE Mohand et ZIDANE Mohamed Ouali. Etude d'un chariot d'un pont roulant. L'Obtention du diplôme d'ingénieur d'état en génie mécanique. Université de Tizi-Ouzou 1993-1994

[8] :file:///C:/Users/Ouahiba/Downloads/Documents/AciersInoxydables.pdf

[9] : michaud-chailly.com/bague-etancheite-double-levre-arbre-tournant-elastomere-fluore-fpm

[10] :traclev.com/produits/chaines/accessoires-chaine/grade-80/crochet-a-oeil-a-linguet-l320-an-p76237

[11] :rocdacier.com/forum/threads/calcul-des-c%C3%A2bles-m%C3%A9talliques.913.

Anexxe1 : groupe de mécanisme selon la norme FEM et ISO

L4												
MECANISME OU ELEMENTS DE MECANISME SOUMIS REGULIEREMENT A DES SOLLICITATIONS VOISINES DE LA SOLLICITATION MAXIMALE												
L3												
MECANISMES OU ELEMENTS DE MECANISME SOUMIS FREQUEMMENT A LA SOLLICITATIONS MAXIMALES ET COURAMMENT A DES SOLLICITATIONS MOYENNES												
L2												
MECANISMES OU ELEMENTS DE MECANISME SOUMIS ASSEZ SOUVENT A LA SOLLICITATIONS MAXIMALE ET COURAMMENT A DES SOLLICITATIONS FAIBLES												
L1												
MECANISMES OU ELEMENTS DE MECANISME SOUMIS ASSEZ SOUVENT A LA SOLLICITATIONS MAXIMALE ET COURAMMENT A DES SOLLICITATIONS TRES FAIBLES												
M3	M2	M1		T1	Au dessous de 0h15	400 heures	VO1,2		1Dm	1Cm	1Bm	
M4	M3	M2	M1	T2	de 0h15 à 0h30	800 heures	VO2,5	1Dm	1Cm	1Bm	1Am	
M5	M4	M3	M2	T3	De 0h30 à 1h	1600 heures	VO0,5	1Cm	1Bm	1Am	2m	
M6	M5	M4	M3	T4	De 1h à 2h	3200 heures	V1	1Bm	1Am	2m	3m	
M7	M6	M5	M4	T5	De 2h à 4h	6300 heures	V2	1Am	2m	3m	4m	
M8	M7	M6	M5	T6	De 4h à 8h	12 500 heures	V3	2m	3m	4m	5m	
	M8	M7	M6	T7	De 8h à 16h	25 000 heures	V4	3m	4m	5m		
		M8	M7	T8	Au dessus de 16h	50 000 heures	V5	4m	5m			
CLASSEMENT SUIVANT LA NORME ISO				TEMPS MOYENS DE FONCTIONNEMENT QUOTIDIEN			DUREE TOTALE D'UTILISATION		CLASSEMENT SUIVANT REGLES FEM			

Annexe 2: tableau de référence du profilé HEB

Profils	Poids kg/m	Dimensions mm							Section cm ²	Surface de peinture		Moments d'inertie		Modules de résistance		Rayons de giration	
		h	b	a	e	r	h1	m ² / m		m ² / t	Ix cm ⁴	Iy cm ⁴	Ix Vx cm ³	Iy Vy cm ³	Vx cm	Vy cm	
100	20,4	100	100	6	10	12	56	26	0,567	27,8	450	167	90	33	4,16	2,53	
120	26,7	120	120	6,5	11	12	74	34	0,686	25,7	864	318	144	53	5,04	3,06	
140	33,7	140	140	7	12	12	92	43	0,805	23,9	1509	550	216	79	5,93	3,58	
160	42,6	160	160	8	13	15	104	54,3	0,918	21,5	2492	889	311	111	6,78	4,05	
180	51,2	180	180	8,5	14	15	122	65,3	1,03	20,3	3831	1363	426	151	7,66	4,57	
200	61,3	200	200	9	15	18	134	78,1	1,15	18,8	5696	2003	570	200	8,54	5,07	
220	71,5	220	220	9,5	16	18	152	91	1,27	17,8	8091	2843	736	258	9,43	5,59	
240	83,2	240	240	10	17	21	164	106	1,38	16,6	11260	3923	938	327	10,3	6,08	
260	93	260	260	10	17,5	24	177	118,4	1,50	16,1	14920	5135	1150	395	11,2	6,58	

Annexe 3 : Groupe des charges

		Symbole	Paragraphe	Groupes de charges									
				Etat limite ultime							Charge d'essai	Acci dentelle	
				1	2	3	4	5	6	7		8	9
1	Poids propre de l'appareil de levage	Q_c	2.6	φ_1	φ_1	1	φ_4	φ_4	φ_4	1	φ_1	1	1
2	Masse à lever	Q_h	2.6	φ_2	φ_3	-	φ_4	φ_4	φ_4	$\eta^{1)}$	-	1	1
3	Accélération de la poutre du pont	H_L, H_T	2.7	φ_5	φ_5	φ_5	φ_5	-	-	-	φ_5	-	-
4	Marche en crabe de la poutre du pont	H_S	2.7	-	-	-	-	1	-	-	-	-	-
5	Accélération ou freinage du chariot ou du palan avec chariot	H_{T3}	2.7	-	-	-	-	-	1	-	-	-	-
6	Vent en service	F_W	Annexe A	1	1	1	1	1	-	-	1	-	-
7	Charge d'essai	Q_T	2.10	-	-	-	-	-	-	-	φ_6	-	-
8	Force de tamponnement	H_B	2.11	-	-	-	-	-	-	-	-	φ_7	-
9	Force de basculement	H_{TA}	2.11	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1

NOTE Pour le vent hors service, voir l'annexe A.

^a η est la part relative de la masse à lever qui reste après avoir enlevé la charge utile, mais qui n'est pas incluse dans le poids propre de l'appareil de levage.

Annexe 04 : coefficient dynamique

Coefficients dynamiques	Effets à prendre en compte	A appliquer à
φ_1	excitation de la structure de l'appareil de levage due au décollage de la masse à lever du sol	poids propre de l'appareil de levage
φ_2 ou φ_3	effets dynamiques du transfert de la masse à lever du sol à l'appareil de levage effets dynamiques d'une libération brutale de la charge utile, par exemple en cas d'utilisation d'un grappin ou d'un aimant	masse à lever
φ_4	effets dynamiques induits par le déplacement de l'appareil de levage sur des rails ou des chemins de roulement	poids propre de l'appareil de levage et de la masse à lever
φ_5	effets dynamiques provoqués par des forces d'entraînement	forces d'entraînement
φ_6	effets dynamiques d'une charge d'essai mue par les systèmes d'entraînement suivant le mode d'utilisation de l'appareil de levage	charge d'essai
φ_7	effets élastiques dynamiques de l'impact sur les tampons	charges des tampons

Annexe 5 :

Type	Puissance nominale à 50 Hz	Vitesse nominale	Couple nominal	Intensité nominale	Facteur de puissance	Rendement	Courant démarrage / Courant nominal	Masse
	P_N kW	N_N min ⁻¹	C_N N.m	$I_N(400V)$ A	$\cos \varphi$	η %	I_D / I_N	IM B3 kg
Moteurs asynchrones 230V/400V – 6 pôles								
LS 80 L	0,25	955	2,5	0,85	0,67	63	3,9	8,4
LS 80 L	0,37	950	3,7	1,1	0,72	66	4,3	9,7
LS 80 L	0,55	950	5,5	1,9	0,64	68	4,9	11
LS 90 S	0,75	930	7,7	2,1	0,77	68	4,2	13,5
LS 90 L	1,1	915	11,5	3	0,75	70	4,7	15,2
LS 100 L	1,5	905	15,8	4,2	0,74	69	4,5	20
LS 100 L	1,8	935	18	4,5	0,76	76	4,5	22
LS 112 M	2,2	905	23,2	5,8	0,76	72	5,6	24,2

Moteurs asynchrones 230V/400V – 4 pôles

LS 63 M	0,18	1390	1,2	0,64	0,65	62	3,7	5
LS 63 M²	0,18	1410	1,2	0,62	0,76	63	3,7	5
LS 63 M	0,25	1390	1,6	0,85	0,65	65	4	5,1
LS 63 M²	0,25	1390	1,6	0,85	0,65	65	4	5,1
LS 71 L	0,25	1425	1,7	0,8	0,65	69	4,6	6,4
LS 71 L	0,37	1420	2,5	1,06	0,7	72	4,9	7,3
LS 71 L	0,55	1400	3,8	1,62	0,7	70	4,8	8,3
LS 80 L	0,55	1400	3,8	1,6	0,74	67	4,4	8,2
LS 80 L	0,75	1400	5,1	2,01	0,77	70	4,5	9,3
LS 80 L	0,9	1425	6	2,44	0,73	73	5,8	10,9
LS 90 S	1,1	1429	7,4	2,5	0,84	76,8	4,8	11,5
LS 90 L	1,5	1428	10	3,4	0,82	78,5	5,3	13,5
LS 90 L	1,8	1438	12	4	0,82	80,1	6	15,2