

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la recherche Scientifique
Université A.MIRA de Bejaia



**Faculté de Technologie
Département de Génie mécanique**

Projet de fin d'étude

En vue de l'obtention du diplôme de Master en Génie Mécanique
Spécialité : Conception Mécanique et Productique

Thème :

**ETUDE ET CONCEPTION D'UN PONT ELEVATEUR A DEUX
COLONNES POUR VEHICULES LEGERES -SMB BEJAIA**

Présenté par :

Mr:SAIDI Aziz

Mr:ZERIZER Mourad

Encadré par :

Mr.AMZAL .I

Membres de Jury:

Président: Mr. BELAMRI A/Latif

Examineurs: Mr OURARI Mahmoud

M^{elle} HIMED

Promotion 2013

REMERCIEMENT

Nous tenons à remercier en premier lieu **ALLAH** le tout puissant de nous avoir donné la santé et le pouvoir d'accomplir ce modeste travail.


Nos remerciements vont à M. AMZAL.I d'avoir accepté de nous encadrer, et pour ses conseils et sa disponibilité.

Nous adressons également nos remerciements à tous les membres du jury qui ont pris le soin de consulter notre travail.

Nous remercions aussi tous les travailleurs de la bibliothèque centrale de l'université de Bejaia, ainsi que les travailleurs de la bibliothèque de l'école nationale polytechnique (ENP), et les personnels de l'entreprise SIMB-Bejaia, pour leurs aides.

Enfin, nous ne terminerons pas sans remercier tous les enseignants du département de génie mécanique pour la qualité de leurs cours ainsi que toutes les personnes qui nous ont aidé et soutenu.

Dédicace

 *Je dédie ce travail*

*A ceux qui n'ont jamais cessé de m'encourager et de me soutenir,
à ceux qui leur amour m'a donné la volonté d'aller toujours de
l'avant,*

 *A mes très chers parents, que Dieu les protège*

 *A ma grand-mère, mes frères, mes cousins et mes oncles*

 *A tous mes proches*

 *A mon binôme Mourad et toute sa famille*

 *A tous mes amis*

(Mourad, Fahem, Lemnouar, Amine, Hakim, Madjid, Toufik)

Aziz

Dédicace

Je dédie cet humble travail à mes très chers parents, dont le sacrifice, l'amour, le soutien, l'aide et les encouragements sont l'essence de ma réussite.

Je dédie ce travail également:

A mes très chers frères et mes sœurs.

A tous mes cousins et cousines

A ma futur femme Lamia et toute sa famille

A tous mes amis

(Faham, Nounour, Nadir, Foufou, Ryadh,.....)

Et

A mon binôme Aziz et sa famille

A tous qui m'ont connu et aidé de près et de loin dans la réalisation de ce travail.

Et

A tous ceux qui m'aiment et que j'aime.

Mourad.

LISTE DES FIGURES

Symbole	Définition	Unité
σ_t	contrainte calculée à la traction	N/mm ²
σ_c	contrainte calculée à la compression	N/mm ²
σ	contrainte calculée à la flexion	N/mm ²
σ_f	contrainte calculée au flambement	N/mm ²
τ	contrainte calculée à la torsion	N/mm ²
$[\sigma]$	contrainte admissible à la rupture	N/mm ²
a	Entraxe	mm
K_s	coefficient de sécurité	
R	réaction	N
L	longueur	mm
W_x	module d'élasticité de flexion	mm ³
I	moment d'inertie	mm ⁴
M_{fmax}	moment fléchissant max	N.mm
D	diamètre	mm
E	module de YOUNG	N/mm ²
T_g	Effort global de traction	N
e	épaisseur	mm
d_r	diamètre réel	mm
D_{pr}	diamètre du noyau à la racine des filets	mm
S	Aire de section	mm ²
P	pas	mm
d_m	diamètre moyen	mm
β	demi-angle au sommet du filet	Degré
f	coefficient de frottement	
α	angle d'hélice	Degré
L_a	avance pour un tour de la vis	mm
T	couple	N.mm
η	rendement	%
P_n	puissance nominale	Watt
P_s	La pression spécifique	Watt
D_p	diamètre primitif	mm
K[*]	rapport de transmission	
V	vitesse linéaire	m/s
f₁	facteur d'entraxe	
e_r	entraxe réel	mm
P_n	puissance nette	Watt
P_b	puissance de base	Watt
P_{a1}	puissance additionnelle fonction du rapport de transmission K [*]	Watt
P_{a2}	puissance additionnelle fonction de la durée de vie	Watt
f₂	facteur d'enroulement	
f₃	facteur de correction de longueur	
b	nombre de brin	

f_4	facteur de tension	
T_0	tension de pose	N
N	vitesse de rotation	Tr/min
ω	vitesse angulaire	Rad/s
D_f	Diamètre des cercles à fond des dents	mm
D_e	diamètre extérieur	mm
F_c	La force due à la force centrifuge	N
F_r	La charge minimale de rupture	N

LISTE DES SYMBOLES

Symbole	Définition	Unité
σ_t	contrainte calculée à la traction	N/mm ²
σ_c	contrainte calculée à la compression	N/mm ²
σ	contrainte calculée à la flexion	N/mm ²
σ_f	contrainte calculée au flambement	N/mm ²
τ	contrainte calculée à la torsion	N/mm ²
$[\sigma]$	contrainte admissible à la rupture	N/mm ²
a	Entraxe	mm
K_s	coefficient de sécurité	
R	réaction	N
L	longueur	mm
W_x	module d'élasticité de flexion	mm ³
I	moment d'inertie	mm ⁴
M_{fmax}	moment fléchissant max	N.mm
D	diamètre	mm
E	module de YOUNG	N/mm ²
T_g	Effort global de traction	N
e	épaisseur	mm
d_r	diamètre réel	mm
D_{pr}	diamètre du noyau à la racine des filets	mm
S	Aire de section	mm ²
P	pas	mm
d_m	diamètre moyen	mm
β	demi-angle au sommet du filet	Degré
f	coefficient de frottement	
α	angle d'hélice	Degré
L_a	avance pour un tour de la vis	mm
T	couple	N.mm
η	rendement	%
P_n	puissance nominale	Watt
P_s	La pression spécifique	Watt
D_p	diamètre primitif	mm
K[*]	rapport de transmission	
V	vitesse linéaire	m/s
f₁	facteur d'entraxe	
e_r	entraxe réel	mm
P_n	puissance nette	Watt
P_b	puissance de base	Watt
P_{a1}	puissance additionnelle fonction du rapport de transmission K [*]	Watt
P_{a2}	puissance additionnelle fonction de la durée de vie	Watt
f₂	facteur d'enroulement	
f₃	facteur de correction de longueur	
b	nombre de brin	

f_4	facteur de tension	
T_0	tension de pose	N
N	vitesse de rotation	Tr/min
ω	vitesse angulaire	Rad/s
D_f	Diamètre des cercles à fond des dents	mm
D_e	diamètre extérieur	mm
F_c	La force due à la force centrifuge	N
F_r	La charge minimale de rupture	N

TABLE DES MATIERES

Table des matières :

INTRODUCTION GENERALE

GENERALITES SUR LES MONTES CHARGES

I– définition.....	1
I-1- Le rôle des Appareils de levage et de manutention mécanique	1
I-2- Fonction des appareils de levage	1
II- Différents types de monte-charge du 2 ^{eme} et 3 ^{eme} groupes	2
II-1- Les monte-charge hydrauliques.....	2
II-2- Les monte-charges mécaniques	2
II-3- Les monte-charges électriques	3
III- Généralités sur les ponts élévateurs.....	4
III-1- Les différents domaines d'applications.....	4
III-2- Classification des ponts élévateurs.....	4
III-2-1- Ponts élévateurs souterrains	4
III-2-2- Ponts élévateurs hors terre.....	5
III-3- différents types de pont élévateur.....	5
III-3-1- Elévateur à deux colonnes.....	5
III-3-2- pont Elévateur à quatre colonnes	6
III-3-3- pont Elévateur à un ou plusieurs vérins	6
III-3-4- pont Elévateur à colonne mobile.....	6
III-3-5- pont Elévateur à ciseaux ou parallélogrammes.....	7

DESCRIPTION DU PONT ELEVATEUR A DEUX COLONNES

I- Principe de fonctionnement du pont élévateur à deux colonnes pour véhicules légers.....	8
II– Description des éléments du pont élévateur à deux colonnes.....	9
II-1- Description des éléments extérieurs du pont élévateur à deux colonnes.....	9
II-2- Description des éléments interieur du pont élévateurs à deux colonnes.....	10
III- Les principaux systèmes de transmission du pont élévateur	12
III-1- transmission par courroie.....	12
III-1-1- Types de courroies	12
III-2- Engrenages.....	13
III-2-1- Etude générale.....	13
III-2-2- Définition.....	13
III-2-3- Différents types d’engrenages.....	13
III-2-4- Transmissions par roues et chaines.....	14
III-2-4-1- Principales caractéristiques.....	14
III-2-4-2- Comparaison avec les courroies.....	14
III-2-4-3- Les inconvénients.....	14
III-2-4-4- Chaines à rouleaux.....	14
VI- Les roulements.....	15
VI-1- Les différents types de roulements.....	16
VI-2- Charges supportées par les roulements.....	16
V- Les moteurs électriques.....	17
V-1- Moteur asynchrone triphasé.....	17

IV- Vis de transmission.....	18
IV-1- assemblages à vis.....	18
IV-2- Filet.....	19
IV-3- différents Types de filets.....	19
IIV- Problématique et conduite des calculs.....	20
IIV-1- problématique.....	20
IIV-2- Conduite des calculs.....	20
IIV-2-1- Vérification par rapport à la rupture.....	20
IIV-2-2- Vérification au flambement.....	21
IIIV- cahier des charges.....	21

CALCULS DIMENSIONNEMENTS

I- Calcul des réactions qui s'exercent sur les bras du pont élévateur.....	22
I-1- Détermination du centre de gravité d'un rectangle à soulever.....	22
I-2- Détermination des réactions.....	24
I-3- Dimensionnement des bras du pont élévateur.....	26
I-3-1- Vérification des bras à la flexion.....	26
II- Calcul du diamètre de l'axe d'articulation des bras télescopiques.....	29
III- Dimensionnement de la vis de transmission.....	31
III-1- Dimensionnement du diamètre de la vis.....	31
III-2- Vérification de la vis de transmission.....	34
III-3- Dimensionnement des filets de la vis motrice.....	38
III-4- Détermination des efforts qui s'exercent sur la vis.....	39

III-5- Le couple nécessaire pour actionner la vis.....	41
III-6- Le rendement de la vis de transmission.....	42
VI- Calcul de l'écrou porteur.....	43
VI-1- Les trois modes de faillite possible des filets.....	43
VI-2- Calcul le nombre de filet d'un écrou porteur.....	45
V- Choix du moteur.....	45
V-1- Vérification du couple moteur.....	45
IV- Choix des courroies.....	46
IV-1- calculs des courroies.....	46
IV-2- Calcul des tensions de fonctionnement.....	51
IIIV- Calcul de la clavette.....	53
IIIV- Choix des paliers de roulement de l'arbre.....	55
IIIV-1- Choix des roulements.....	56
IIIV-2- Calcul de la charge équivalente.....	56
IIIV-3- Choix des facteurs axiaux et radiaux.....	56
IIIV-4- Calcul de la charge dynamique de base.....	57
IIIV-5- Calcul de vérification.....	57
IIIV-6- Choix de la butée.....	58
XI- Calcul de la chaine des deux roues.....	59
XI-1- Le choix de la chaine de transmission.....	59
XI-2- Dimensionnement de la chaine.....	61
XI-3- Calcul de la résistance de la chaine.....	62

XI-4- Efforts appliquées sur une chaîne.....	63
XI-5- Critère de faillite.....	64
XI-6- Calcul du diamètre « d » de l'axe ordinaire de la chaîne.....	65
XI-7- Vérification des maillons à la traction.....	67

ETUDE TECHNOLOGIQUE

I - logiciel SOLIDWORKS.....	69
II- logiciel RDM6.....	70
III- Simulation des bras télescopiques.....	70
III-1- pour les bras longs.....	70
III-2- Pour les bras courts.....	72
VI- présentation de la démarche de la simulation numérique avec solidworks.....	74
VI-1- les étapes à suivre pour notre étude de simulation.....	74
V-2- simulation de l'écrou porteur.....	75

ENTRETIEN DU PONT ELEVATEUR

I- Généralité sur la maintenance.....	77
I-1- Définition générale.....	77
I-2- Les différents types de maintenance.....	77
I-2-1- La maintenance corrective.....	77
I-2-2- La maintenance préventive.....	77
I-2-2-1- Maintenance systématique.....	77
I-2-2-2- La maintenance conditionnelle.....	77

I-3- Entretien des courroies.....	77
I-3-1- Contrôle de l'état de courroie.....	77
I-3-1-1- Craquelure	77
I-3-1-2- Cassure des dents.....	78
I-3-1-3- Ecaillage	78
I-3-1-4- Coupure.....	78
I-4- Entretien préventif de la chaine de transmission.....	78
I-4-1- Lubrification.....	78
I-4-1-1- Lubrification manuelle.....	78
I-4-1-2- Lubrification par compte-gouttes.....	79
I-4-1-3- Lubrification par barbotage.....	79
I-4-1-4- Lubrification automatique par circulation.....	79
II- Le type de lubrification utilisé pour notre chaine de transmission.....	79
III- Entretien du pont élévateur.....	80
III-1- Utilisation de la maintenance préventive.....	80
III-2- Utilisation maintenance corrective.....	80
VI- Les pannes éventuelles.....	81

CONCLUSION GENERALE.

INTRODUCTION

Introduction

L'utilisation d'une technologie qui parviens à soulever des poids et des volumes assez grands, est très important, ce qui va pousser les ingénieurs à penser pour trouver une solution efficace et économique, ce qui à mener à inventer les appareils de levages et de manutention.

Le rôle des appareils de levage et de manutention devient de plus en plus important dans toutes les branches de l'industrie moderne.

Leurs emplois est évidemment une nécessité dans l'industrie lourde, qui doit à tout instant, déplacer des charges importantes, mais l'amélioration du rendement de l'atelier, même modeste, qui dispose d'un système d'appareils surs, commodes et parfaitement adaptés, justifie leur installation et les dépenses qui en résulte.

Chaque année le parc automobile mondial évolue d'une façon très spectaculaire, et l'entretien de ces véhicules est devenu un secteur très rentable, ce qui à pousser les industriels à chercher un moyen de levage, qui permet de soulever ces véhicules et qui permet aussi le gain de temps et d'augmenter le rendement, d'où l'apparition des ponts élévateurs pour véhicules ,ces ponts donnent une très grande accessibilité aux éléments inférieurs des véhicules contrairement aux fosses ,ils permettent aussi de donner des meilleures conditions de travail.

Etude d'un pont élévateur pour véhicules légers, est l'objet de notre travail, ce pont permet une portée maximale de 3000 KG, destiné aux garagistes qui travaillent dans le domaine de la réparation des automobiles, ce pont donne une très grande accessibilité aux organes inférieurs des véhicules, pour cela on va étudier les principaux éléments qui constitue ce pont.

Pour un maximum de clarté, nous avons divisé notre mémoire en cinq chapitres clôturés par une conclusion générale :

Le premier chapitre, est consacré sur des généralités sur les montes charges, la description des éléments du pont élévateur à deux colonnes pour véhicules légers son donné

dans le deuxième chapitre ; le troisième chapitre est consacré au dimensionnement du pont élévateur. L'étude technologique du pont élévateur dans le quatrième chapitre, dans le cinquième chapitre on retrouve l'entretien du pont élévateur.

GENERALITES SUR LES MONTES CHARGES

Généralités sur les montes charges : [1]

I- Définition :

On appelle monte-charge tout système répondant aux problèmes de manutention de charges, ou de personnes avec changement de niveau. D'après la norme française P 82-201.

I-1- Le rôle des Appareils de levage et de manutention mécanique : [2]

Le rôle des appareils de levage et de manutention devient de plus en plus important dans toutes les branches de l'industrie moderne.

Leur emploi est évidemment une nécessité dans l'industrie lourds qui doit, à tout instant, déplacer des charges importantes, mais l'amélioration du rendement de l'atelier, même modeste, qui dispose d'un système d'appareils surs, commodes et parfaitement adaptés, justifie leur installation et la dépense qui en résulte.

C'est un approvisionnement de l'atelier et des machines régulièrement assuré et, de ce fait, des pertes de temps réduites ; enfin, une fatigue moindre du personnel.

Nous pouvant donné l'extrême diversité des appareils de levage et de manutention, diversité est fonction :

- De l'importance de la masse a déplacé.
- De l'importance déplacement à effectuer.
- De la nature des matériaux à déplacer.

I-2- Fonction des appareils de levage :

Le problème se pose de façon très simple : déplacer des charges .sans envisager, pour l'instant, la nature de ces charges, tout revient donc à considérer, pour une opération élémentaire, deux points qui peuvent être déterminés par des coordonnées xyz.

La fonction principale des appareils à étudier est le levage .c'est d'ailleurs l'opération la plus difficile, celle qui exige de l'homme le plus de peine ; le déplacement horizontal d'une charge peut encore se faire assez facilement, par des moyens de fortune.

Les ascenseurs et monte-charges sont classés en trois groupes : [1]

❖ **Groupe I :**

Ascenseurs, ascenseurs de charge. Ascenseurs transportant habituellement ou occasionnellement des personnes. Ces appareils sont appelés couramment, suivant leur utilisation, soit ascenseurs, soit ascenseurs de charge (monte-charge accompagnés).

❖ **Groupe II :**

Monte-charge. Appareils dont l'emploi est interdit pour le transport des personnes, mais où les personnes peuvent avoir accès pour la manutention des charges.

❖ **Groupe III :**

Petits monte-charge. Appareil dont les dimensions ou la constitution s'opposent manifestement à l'accès des personnes (dimension de cabine fixées dans la norme). Suivant leur destination, ces appareils sont souvent appelés : petits monte-charge, monte paquets, monte-plats, table élévatrice, etc.

On peut classer éventuellement les appareils du 2^{ème} et 3^{ème} groupes en fonction de leurs sources d'énergie.

II-Différents types de monte-charge du 2^{ème} et 3^{ème} groupes :[1]

II-1- Les monte-charge hydrauliques :

Au début du XIX^{ème} siècle, ce fut le premier monte-charge moderne conçu par l'homme.

Dans ce dispositif, la cage (ou la plateforme) était montée sur un piston creux en acier qui coulissait dans un réservoir cylindrique creusé dans le sol. On injectait de l'eau sous pression dans le cylindre. La pression augmentant, l'eau soulevait le piston et donc la cage va être élevée.

Ceux-ci redescendaient sous l'action de leur propre poids quand l'eau était évacuée. Dans les premières installations, la valve principale de contrôle du flux d'eau est actionnée manuellement.

II -2-Les monte-charges mécaniques :

Ce genre de monte-charge est généralement, utilisé dans des chantiers ; il est employé dans la construction de bâtiments. Cet appareil est actionné par un moteur thermique qui, et à l'aide d'un câble enroulé sur une poulie solidaire, soulève la plateforme, parfois on procède manuellement.

II-3- Les monte-charges électriques :

Le principe de fonctionnement de ce type de monte-charge ne diffère pas du principe de fonctionnement du monte-charge mécanique.

Avec l'avènement de l'énergie électrique, nombre d'appareils, les monte-charges compris, sont adaptés à l'utilisation de cette nouvelle source d'énergie. Les moteurs électriques occupent les espaces réduits et leur utilisation devient générale, du petit monte-paquet au grand ascenseur. Leur inconvénient est que leur installation est fixe, on ne peut pas les utiliser dans divers endroits en l'absence d'électricité. Par contre ils sont plus économiques et silencieux.

Le moteur électrique fournira l'énergie nécessaire au fonctionnement de la pompe hydraulique qui à son tour provoque le mouvement de translation du vérin ; le moteur thermique(ou mécanique) peut remplacer le moteur électrique pour des raisons d'économie ou de libre mouvement de l'appareil.

Toutefois, pour des applications de charge moins importantes le constructeur peut équiper la machine d'un système de levage manuel ;

Ainsi, la combinaison de toutes ces techniques ; charge maximale à soulever ; hauteur et moyens disponibles de levage, permet de réaliser Des monte-charges adaptés à l'application voulue.

Selon la charge maximale à soulever, la hauteur de levage et l'espace disponible, le constructeur peut réaliser un monte-charge adapté à chaque application.

On peut distinguer les monte-charges suivant :

- Monte-charge à ciseaux ;
- Monte-charge à colonnes ;

❖ Monte-charge à ciseaux :

Cet élévateur de charge est construit sur la base d'une plateforme montée sur deux ciseaux superposés. Son utilisation répond à des problèmes de manutention d'un certain ordre de grandeur de la charge et de hauteur avec changement de niveau.

La technologie du monte-charge à ciseaux permet de supporter des charges de 3 à 4.2 tonnes, des hauteurs de 2 m et avec des dimensions du plateau allant jusqu'à 1,95 m. Ils peuvent s'adapter à toute la configuration et autorisent 4 forces d'appuis au plateau.

Il ne nécessite aucune infrastructure porteuse au niveau du bâtiment autre qu'une fosse supportant l'appareil et sa charge.

Eventuellement, des parois pleines ou grillagées peuvent assurer la protection périphérique. Des portes ou des portillons asservis et équipés de serrures simples empêchent leur ouverture tant que le plateau ne se trouve pas à son niveau.

❖ Monte-charge à colonne :

La technologie de monte-charge à colonnes permet des courses importantes (10 mètres et plus) avec des dimensions de plateau adoptées à l'utilisation, ainsi que de la charge élevée.

III- Généralités sur les ponts élévateurs : [3]

Le pont élévateur est un appareil de levage équipé de dispositifs supports de charges guidés, destinés au levage des moyens de transport terrestre tels que voiture, motocycles, camion, bus ,...etc.

Un élévateur de véhicules offre la possibilité d'incliner les dispositifs supports de charge parallèlement ou perpendiculairement à l'axe principal du véhicule à soulever.

III-1- Les différents domaines d'applications :

On général, le pont élévateur est utilisé pour soulever différents types de véhicules (automobile, camion, car,...) ; il est surtout utilisé dans les garages d'entretien et de réparation des véhicules, dans les ateliers de montages de véhicules, et dans les usines de fabrications comme c'est le cas à la société nationale des véhicules industrielles (SNVI).

III-2- Classification des ponts élévateurs : [4]

III-2-1- Ponts élévateurs souterrains :

Les ponts élévateurs dont les éléments de levage sont situés sous le plancher des installations d'entretien et de réparation sont connus sous le nom de «ponts élévateurs souterrains ». Ces ponts élévateurs sont munis d'un ou de plusieurs vérins, selon le genre de véhicule et le poids à soulever.

III-2-2- Ponts élévateurs hors terre :

Les ponts hors terre sont boulonnés au plancher des installations d'entretien et de réparation et ils sont actionnés par un moteur électrique. Le moteur fait fonctionner une pompe hydraulique, un ou plusieurs cylindres ou un mécanisme d'entraînement à vis.

III-3- différents types de pont élévateur : [3]

- Les élévateurs à une ou plusieurs colonnes,
- Les élévateurs à un ou plusieurs vérins,
- Les élévateurs à colonnes mobile,
- Les élévateurs à ciseaux ou parallélogrammes,

III-3-1- Elévateur à deux colonnes :

Les ponts élévateurs à deux colonnes sont des ponts servant à soulever des véhicules automobiles d'un poids total compris entre 2,07 et 5 tonnes, sur une hauteur de levage de 2,07 à 2,10 m.

Ils sont utilisés pour la manutention des véhicules légers.

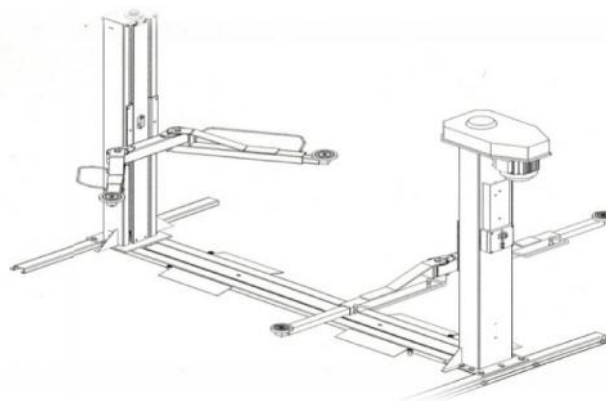


Figure -01 : pont élévateur à deux colonnes.

III-3-2- pont Elévateur à quatre colonnes :

Les ponts élévateurs à quatre colonnes sont des ponts servant à soulever des véhicules automobiles dont la charge totale est comprise entre 4 et 10 tonnes, sur une hauteur de levage de 1,75 à 2,13 m. ils sont utilisés pour les véhicules lourds.



Figure 02 : pont élévateur à quatre colonnes.

III-3-3- pont Elévateur à un ou plusieurs vérins :

Le pont élévateur à vérins est dispositif de levage à un ou à deux vérins, d'une capacité de levage totale de 3,2 à 5 tonnes et une hauteur de levage de 1,9 m.



Figure 03: pont élévateur à un ou plusieurs vérins.

III-3-4- pont Elévateur à colonne mobile :

Ils sont constitués de colonne mobile, il ne demande pas d'emplacement particulier mais une surface plane, utilisable à l'intérieur ou à l'extérieur, la capacité de levage totale est de 7,5 tonnes.

III-3-5- pont Élévateur à ciseaux ou parallélogrammes :

Le pont élévateur à ciseaux est destiné à lever les véhicules légers et utilitaires d'un poids total compris entre 3 et 4,2 tonnes, et une hauteur allant jusqu'à 1,95 m.



Figure 04 : pont élévateur à ciseaux.

DESCRIPTION DU PONT ELEVATEUR A DEUX COLONNES

I- Principe de fonctionnement du pont élévateur à deux colonnes pour véhicules légers:

Le moteur électrique est positionné sur la partie haute de la colonne principale (colonne motrice).

La rotation de la vis motrice de la colonne principale est assuré par le moteur via une poulie de réduction et une courroie, l'écrou porteur s'élève avec la rotation de la vis motrice et assure le levage du chariot. Un écrou de sécurité est situé en dessous de l'écrou porteur, dans le cas improbable d'une rupture de l'écrou porteur, l'écrou de sécurité supportera entièrement la charge, le chariot pourra alors être redescendu. L'élévateur devra être mis hors service et l'interrupteur sectionneur cadenassé en position « off » jusqu'à la remise en conformité. Un dispositif similaire dans la colonne réceptrice est synchronisé avec l'assemblage de la colonne motrice par l'intermédiaire d'une chaîne de transmission passant à l'intérieur du châssis de liaison. Un tampon en feutre monté sur chacun des chariots de levage et un réservoir d'huile au bas de chaque colonne, assure la lubrification des vis motrice et des écrous, à chaque fois que l'élévateur est soulevé depuis sa position basse.

L'objet de notre étude est d'étudier un pont élévateur à deux colonnes pour véhicules légers qui a les caractéristiques suivantes :

- portée maximale : 3000 kg.
- hauteur maximale du pont : 2660 mm.
- largeur maximale du pont élévateur : 3060 mm.

Pour cela on va étudier les principaux organes qui constituent notre pont élévateur, et qui sont nécessaires à son fonctionnement.

II– Description des éléments du pont élévateur à deux colonnes :

II-1- Description des éléments extérieurs du pont élévateur à deux colonnes :

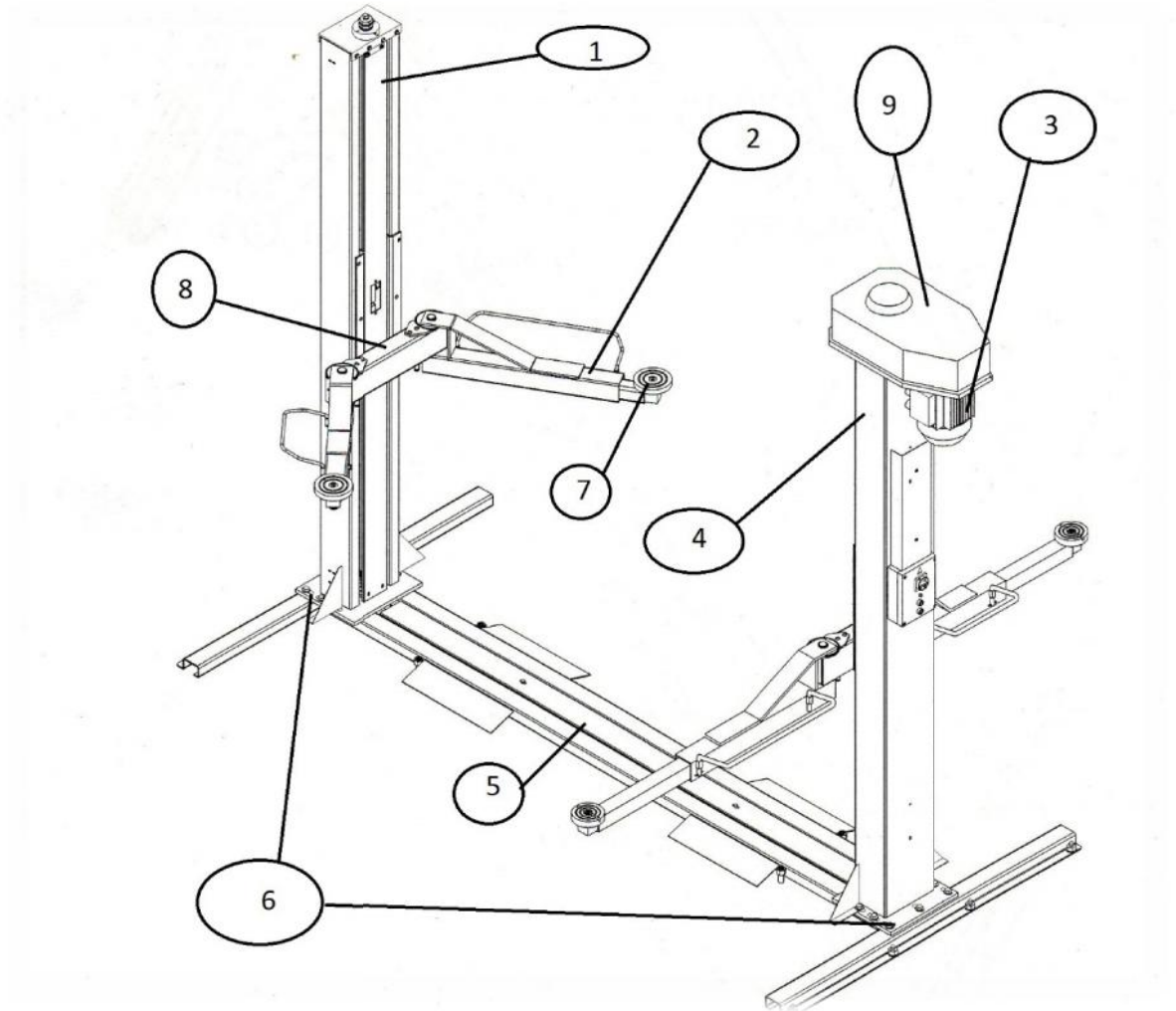


Figure 05 : organes extérieurs du pont élévateur [image AGM METI SRL].

Nomenclature :

- 1- colonne receptrice ; 2- bras télescopique ; 3- moteur électrique ; 4- colonne motrice ;
5- carter de protection de la chaîne ; 6- châssis ; 7- tampon en caoutchouc ; 8- chariot ;
9- carter de protection des poulies.

II-2- Description des éléments intérieurs du pont élévateur à deux colonnes :

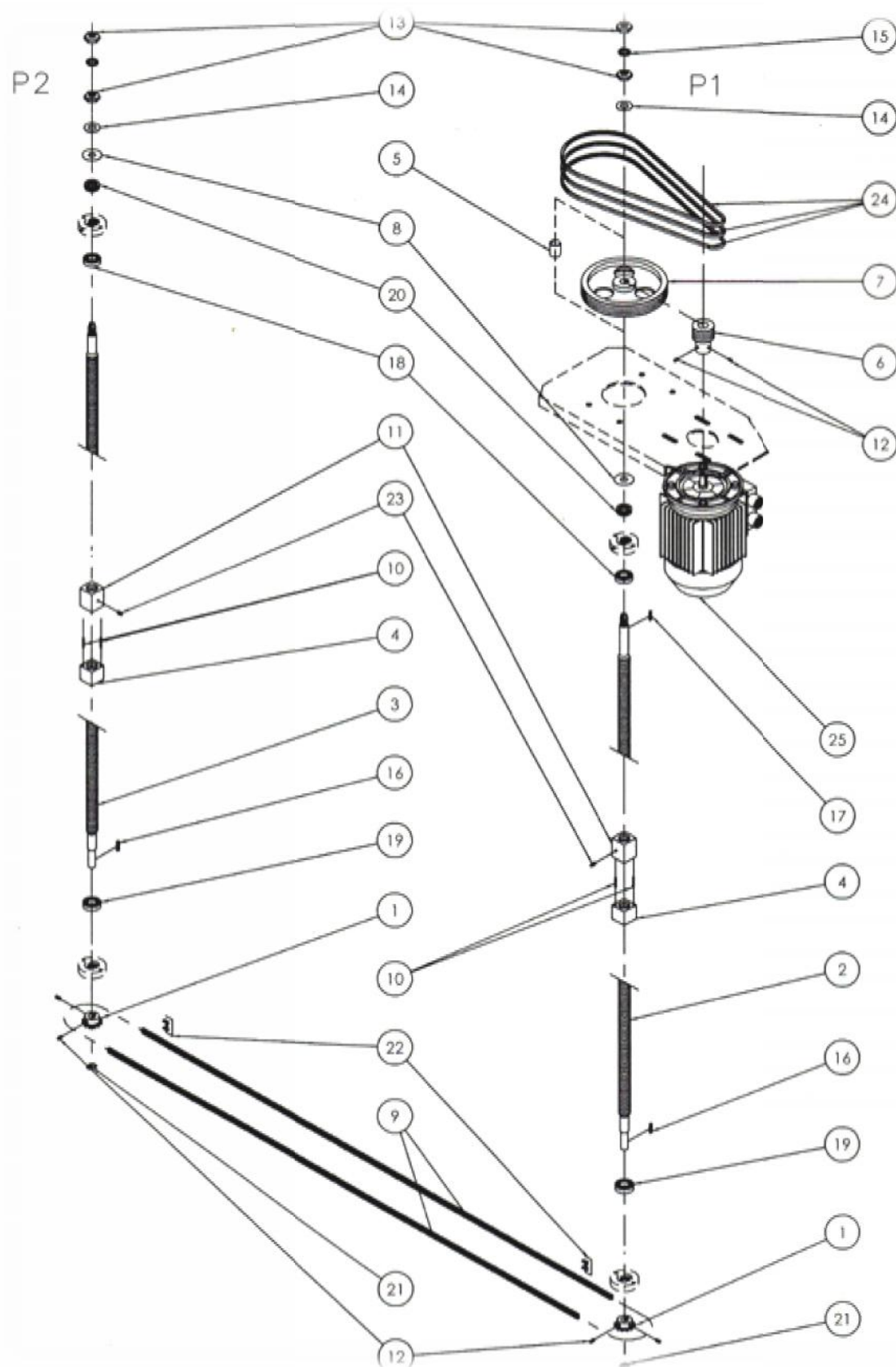


Figure 06 : Organes intérieurs du pont élévateur [image AGM METI SRL].

Nomenclature :

- 1- Pignon.
- 2- Arbre, tige.
- 3- Arbre, tige.
- 4- Ecrous de sécurité.
- 5- Canule.
- 6- Poulie.
- 7- Poulie.
- 8- Rondelle.
- 9- Chaîne.
- 10- Goupille.
- 11- Vis de guidage.
- 12- Vis.
- 13- Ecou.
- 14- Rondelle.
- 15- Rondelle.
- 16- Clé parallèle.
- 17- Clé parallèle.
- 18- Tourillon.
- 19- Tourillon.
- 20- Tourillon.
- 21- Organe de sécurité.
- 22- liaison.
- 23- Graisseur.
- 24- Courroie.
- 25- Moteur.
- P_1 : colonne motrice.
- P_2 : colonne réceptrice.

III- Les principaux systèmes de transmission du pont élévateur : [5]

Le nom de transmissions mécaniques est donné aux mécanismes susceptibles de transmettre l'énergie des moteurs aux organes d'exécution des machines, généralement avec le changement des vitesses, des efforts ou des moments, et parfois de l'allure et du principe du mouvement.

D'après le mode de transmission du mouvement de l'élément menant à l'élément mené, on distingue :

- **Les transmissions par frottement** : à contact direct (par friction) ou à lien flexible (par courroie) ;
- **Les transmissions par engrenement** : à contact direct (dentures droites et hélicoïdales) ou à lien flexible (chaîne).

III-1- transmission par courroie: [6]

Une courroie est un organe de transmission de puissance d'un arbre moteur à un arbre récepteur. On sait que la transmission peut être également assurée par engrenages ou par chaînes. On choisira la transmission par courroies lorsque les vitesses linéaires seront élevées, les facteurs d'usure et de bruit intervenant en sa faveur.

III-1-1- Types de courroies :

- les courroies plates.
- les courroies trapézoïdales.
- les courroies hexagonales.
- les courroies synchrones.

Pour notre étude sur le pont élévateur à deux colonnes, le type de courroie utilisée est **trapézoïdal**.

Les courroies trapézoïdales sont les plus utilisés ; à tension égale elles transmettent une puissance plus élevée que les courroies plates.

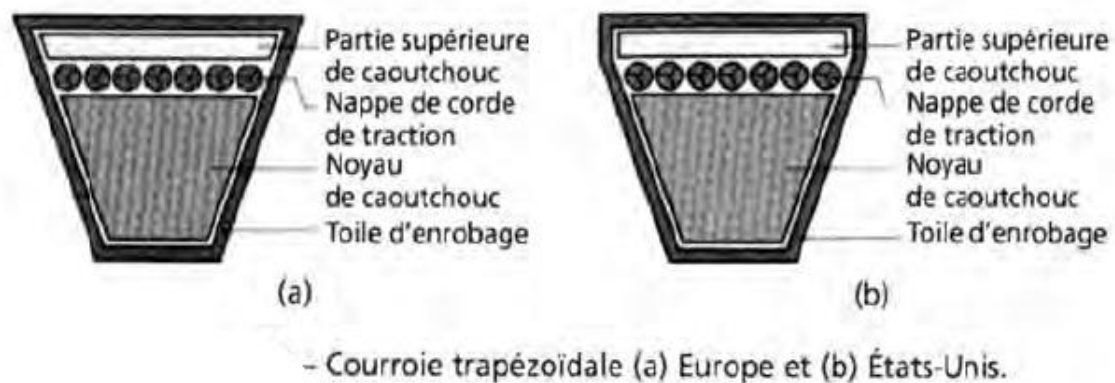


Figure 07 : Courroie trapézoïdale.

III-2- Engrenages : [7]

III-2-1- Etude générale :

Les engrenages constituent des organes de transmission qui se sont largement répandus dans les domaines les plus variés de la construction mécanique. Dans les nombreuses machines, telles que les machines-outils, les automobiles, les appareils de levage et de manutention...etc. ^[6]

Les engrenages sont des composants mécaniques essentiels. Ils font partie des systèmes de transmission de mouvement et de puissance les plus utilisés, les plus résistants et les plus durables.

Ils sont normalisés. Les engrenages fabriqués avec la norme internationale ISO présentent l'avantage d'être facilement interchangeables et permettent des possibilités de fabrication plus économiques.

III-2-2- Définition :

On appelle engrenage l'ensemble des deux roues dentées engrenant l'une avec l'autre.

III-2-3- Différents types d'engrenages : ^[7]

- Engrenage droit à denture droite.
- Engrenage à denture hélicoïdale.
- Engrenage conique.

- Engrenages roues et vis sans fin.

III-2-4- Transmissions par roues et chaines : [7]

Les chaines sont utilisées en transmission de puissance mais aussi en manutention et convoyage et dans de nombreuses réalisations.

III-2-4-1- Principales caractéristiques :

- Rapport de transmission constant (pas de glissement).
- Longue durée de vie.
- Aptitude à entraîner plusieurs arbres récepteurs en même temps à partir d'une même source. Sont essentiellement utilisées aux basses vitesses (moins de 13 m /s pour les chaines à rouleaux, moins de 20 m/ s pour les chaines silencieuses).
- Montages et entretien plus simples que celui des engrenages.

III-2-4-2- Comparaison avec les courroies :

- Sont plus bruyantes.
- Présentent des durées de vie plus élevées.
- Tournent moins vite.
- Supportent des conditions de travail plus rudes (température plus élevées...).
- Nécessitent une lubrification.

III-2-4-3- Les inconvénients de ces transmissions sont :

- Leur prix relativement élevé,
- Une certaine irrégularité de marche,
- La nécessité d'un montage et d'un entretien soigneux,
- Leur inaptitude au renversement de marche en service.

III-2-4-4- Chaines à rouleaux : [7]

Les chaines à rouleaux sont les plus utilisées en transmission de puissance ; elles ont des vitesses limites de 12 à 15 m/ s ; leur rapports limites de transmission vont de 6 à 9.

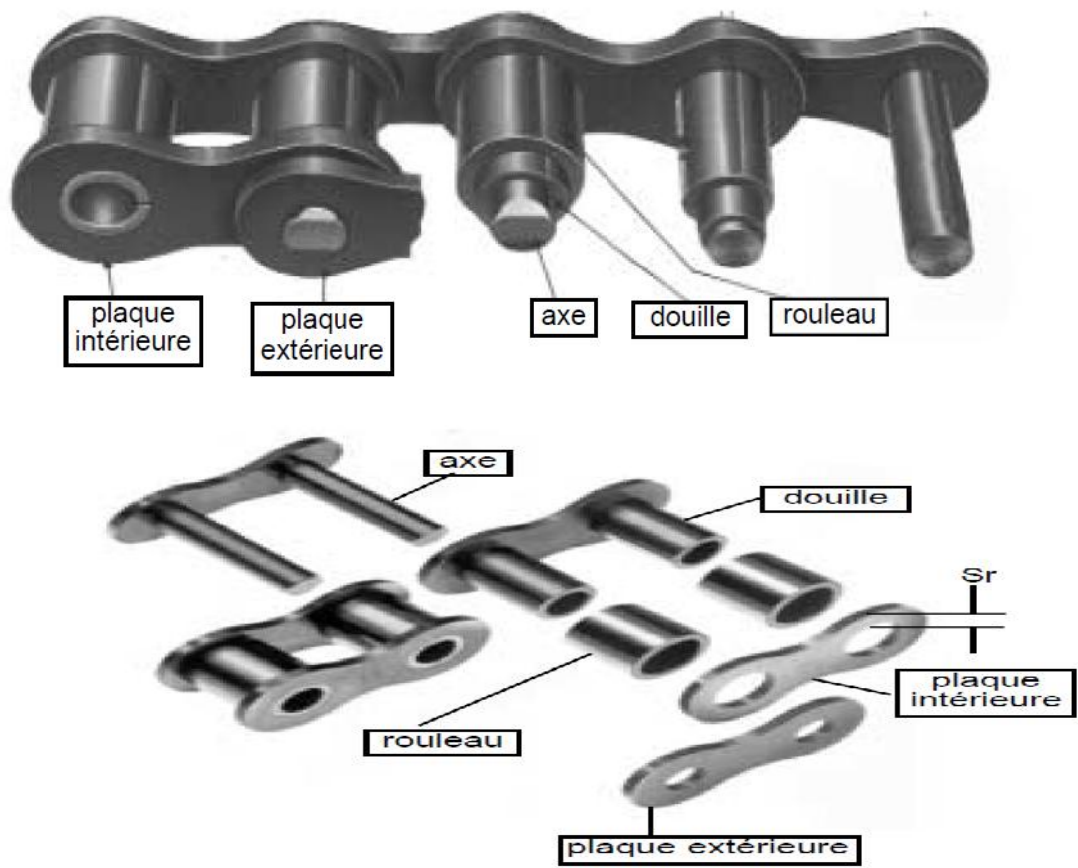


Figure 8 : composants des chaînes à rouleaux.

VI- Les roulements: [8]

Les pertes d'énergie résultant du roulement de deux pièces l'une sur l'autre sont beaucoup moins élevées que l'énergie résultant du glissement de ces pièces l'une sur l'autre. De plus la situation de roulement est beaucoup moins sensible aux variations des vitesses et des charges.

C'est cette raison qui a poussé les constructeurs à adapter sur les arbres tournant des roulements destinés à les supporter et les guider dans leur mouvement tout en réduisant considérablement le coefficient de frottement.

Un roulement se compose :

- De la bague intérieure : qui s'ajuste sur l'arbre.
- De la bague extérieure : qui se positionne dans le logement.

- Des éléments roulants (billes ou rouleaux de forme diverses qui roulent sur les chemins des deux bagues).
- La cage : qui maintient les éléments roulants à intervalles réguliers.

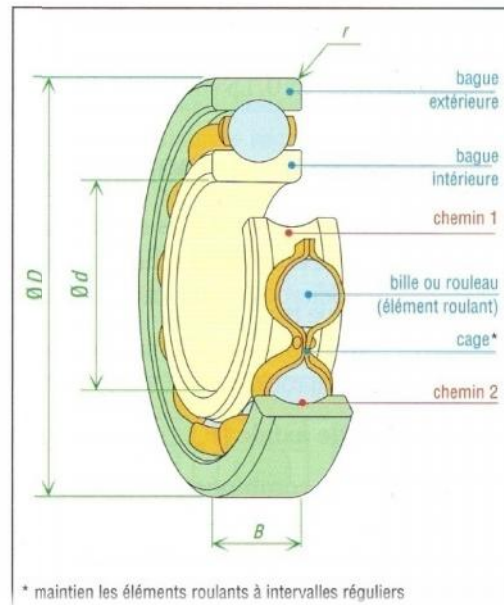


Figure 09: Constituants d'un roulement rigide à billes.

Un roulement est défini par deux caractéristiques essentielles : Le type et les dimensions.

VI-1- Les différents types de roulements sont les suivants :

- Les roulements à billes à contact radial.
- Les roulements à billes à contact oblique.
- Les roulements à deux rangées de billes à rotule.
- Les roulements à rouleaux cylindriques.
- Les roulements à deux rangées de rouleaux à rotule.
- Les roulements à rouleaux coniques.

VI-2- Charges supportées par les roulements : [9]

Les actions mécaniques de contact exercées par les éléments roulants sur l'une ou l'autre bague sont en général schématisées par des forces ou des charges.

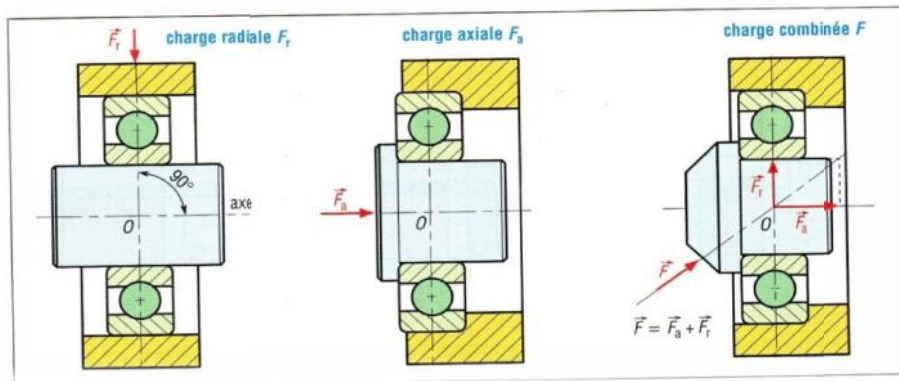


Figure 10: charges supportées par un roulement.

V- Les moteurs électriques : [10]

L'entraînement en rotation d'élément de machines est fréquemment réalisé par des moteurs électriques.

La fonction d'un moteur électrique est de convertir une puissance électrique fournie en une puissance mécanique caractérisée par un couple moteur M et vitesse angulaire ω (ou une fréquence de rotation n).

Pour notre étude on va utiliser un moteur électrique triphasé asynchrone.

V-1- Moteur asynchrone triphasé :

Ces moteurs sont les plus utilisés .Le rotor ,en tôles magnétique isolées ,comporte des encoches dans lesquelles sont logés des conducteurs en cuivre ou en aluminium .Un champ magnétique tournant ,créé par les trois bobinages du stator ,donne naissance dans les conducteurs du rotor à des courants induits .Le rotor est ainsi soumis à un couple moteur M dont le sens est donné par la loi de Lenz.



Figure 11 : moteur électrique asynchrone triphasé.

IV- Vis de transmission :

Introduction :

La vis de transmission est une pièce de machine utilisée pour transformer un mouvement de rotation en un mouvement de translation, et en général pour transmettre de la puissance. ^[11]

IV-1- Assemblages à vis : [12]

Les mécanismes à vis représentent les éléments d'assemblage les plus fréquents en construction de machines. Ils sont toujours constitués par deux composants : la pièce intérieure appelée vis et la pièce extérieure nommée écrou. Ces deux pièces travaillent simultanément par emboîtement et par frottement.

a / Vis de mouvement :

Ce mécanisme transforme un mouvement de rotation ou un couple en un mouvement de translation rectiligne ou une force axiale. Le mouvement dans le sens inverse est réservé aux mécanismes à frottement très faible ou aux filetages à très grand angle de filet.

b / Vis de serrage appelée également vis de fixation :

Ce mécanisme permet de retenir deux ou plusieurs pièces en immobilité l'une par rapport à l'autre. Ces éléments de machines font l'objet d'une normalisation internationale ISO

IV-2- Filet :

Un filet est une structure hélicoïdale utilisée pour la transformation rotation / translation. Cette structure peut se trouver enroulée autour d'un cylindre plein (tige filetée, par exemple une vis) ou creux (trou taraudé, par exemple un écrou). Le pas de vis mesure la distance entre une forme de la structure et sa plus proche répétition trouvée par translation selon l'axe du cylindre.

Dans un système vis-écrou, selon la valeur du pas de vis, le diamètre du cylindre et le coefficient de frottement des matériaux utilisés,

- soit la rotation seule peut entraîner la translation (vis d'assemblage)
- soit la translation seule peut entraîner la rotation (manche de tournevis « automatique »)
- soit le système est réversible

Le choix du pas de vis (ainsi que des autres paramètres) dépend donc de l'utilisation envisagée. Le plus grand nombre des applications se trouve dans la première catégorie (la rotation produit la translation, de manière irréversible)

IV-3- différents Types de filets :

Il existe plusieurs types de filetage. Le choix se fait en fonction de plusieurs critères : fabrication, résistance et encombrement :

- Filet unifié
- Filet métrique ISO
- Filet métrique trapézoïdal
- Filet carré
- Filet rond
- Filet gaz
- Filet lustrerie
- Filet électrique
- Filet d'artillerie
- Filet en dents de scie

IIV- Problématique et conduite des calculs :

IIV -1- problématique :

Dans le but d'étudier un pont élévateur à deux colonnes, destiné à soulever des véhicules légers, nous allons procéder à étudier les principaux éléments qui constituent ce pont et les efforts que subissent chaque élément, et le types de matériaux utiliser. Notre étude sera faite en premier lieu par la méthode analytique, puis vérifier nos résultats par la simulation numérique, en utilisant les logiciels Solidworks et RDM6.

IIV-2- Conduite des calculs : [2]

Les éléments du mécanisme sont calculés en vérifiant qu'ils présentent une sécurité suffisante par rapport aux causes de ruine provenant de la rupture, du flambement, et de l'usure excessive.

En outre d'autres considérations peuvent intervenir et il convient, en particulier, d'éviter les échauffements exagérés ou les déformations pouvant entraver le bon fonctionnement des mécanismes.

IIV-2-1- Vérification par rapport à la rupture :

La vérification des éléments des mécanismes par rapport à la rupture s'effectue en vérifiant que la contrainte calculée ne dépasse pas une contrainte admissible dépendant de la charge à la rupture du matériau utilisé.

Relation entre les contraintes calculées et les contraintes limites admissibles :

Suivant l'effort considéré, on vérifie les relations ci-dessous dans lesquelles on appelle :

σ_t : contrainte calculée à la traction.

σ_c : contrainte calculée à la compression.

σ : contrainte calculée à la flexion.

σ_f : contrainte calculée au flambement.

τ : contrainte calculée à la torsion.

$[\sigma]$: contrainte admissible à la rupture.

Traction pure: $3\sigma_t \leq [\sigma]$

Compression pure : $\sigma_c \leq [\sigma]$

Flexion pure : $\sigma \leq [\sigma]$

Cisaillement pur : $\sqrt{3}\tau \leq [\sigma]$

Flexion et traction combinées : $3\sigma_t + \sigma \leq [\sigma]$

Flexion et compression combiné : $\sigma_c + \sigma \leq [\sigma]$

Traction, flexion et cisaillement combiné :

$$\sqrt{(3\sigma_t + \sigma)^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]$$

Compression, flexion et cisaillement combiné :

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

IIV-2-2- Vérification au flambement :

Les organes qui sont sollicités, sont les vis de transmission, que nous allons vérifier au flambement.

IIIV- cahier des charges :

D'après le catalogue **METI AGM**, Les données techniques d'un pont élévateur à deux colonnes pour véhicules légers:

- Portée maxi : 3000 Kg.
- Durée de montée chargée : 60 Sec.
- Hauteur max. utile : 2200 mm.
- Distance int. Colonnes : 2560 mm.
- Hauteur maxi. Du pont élévateur : 2660 mm.
- Largeur maxi du pont élévateur : 3060 mm.
- Moteur électrique triphasé.
- Puissance moteur : 3 KW.

CALCULS ET DIMENSIONNEMENTS

Introduction :

La résistance des matériaux est la science qui vise à la détermination :

- des dimensions d'un organe mécanique dont on connaît la nature et les efforts qui lui sont appliqués.
- des déformations et des contraintes d'un organe mécanique dont on connaît les dimensions, les formes et la nature du matériau.

Le coefficient de sécurité utilisé pour les appareils de levage et de manutention varie entre [1,5 à 10].

Pour des raisons de sécurité et le facteur d'économie, on choisit un coefficient de sécurité, $K_s=5$.

I- Calcul des réactions qui s'exercent sur les bras du pont élévateur :

On considère le véhicule sur le pont élévateur comme un rectangle posé sur quatre appuis. Avec les caractéristiques suivantes :

- P : le poids maximal du véhicule ; $P=3000$ da N.
- L*I : dimensions du châssis d'un véhicule ; supposons $L*I=1900*1100$ (mm²).

I-1- Détermination du centre de gravité d'un rectangle à soulever :

Le centre de gravité est différent d'un véhicule à un autre, et il dépend de la géométrie et le poids du véhicule; selon le catalogue de Constructeur des ponts élévateurs **METI AGM**, le centre de gravité doit être situé entre les deux colonnes.

On va déterminer le centre de gravité selon le catalogue **METI AGM** et le schéma suivant :

Nous avons supposé que le châssis du véhicule est rectangulaire, et de dimensions :

$$L*I=1900*1100 \text{ mm}^2.$$

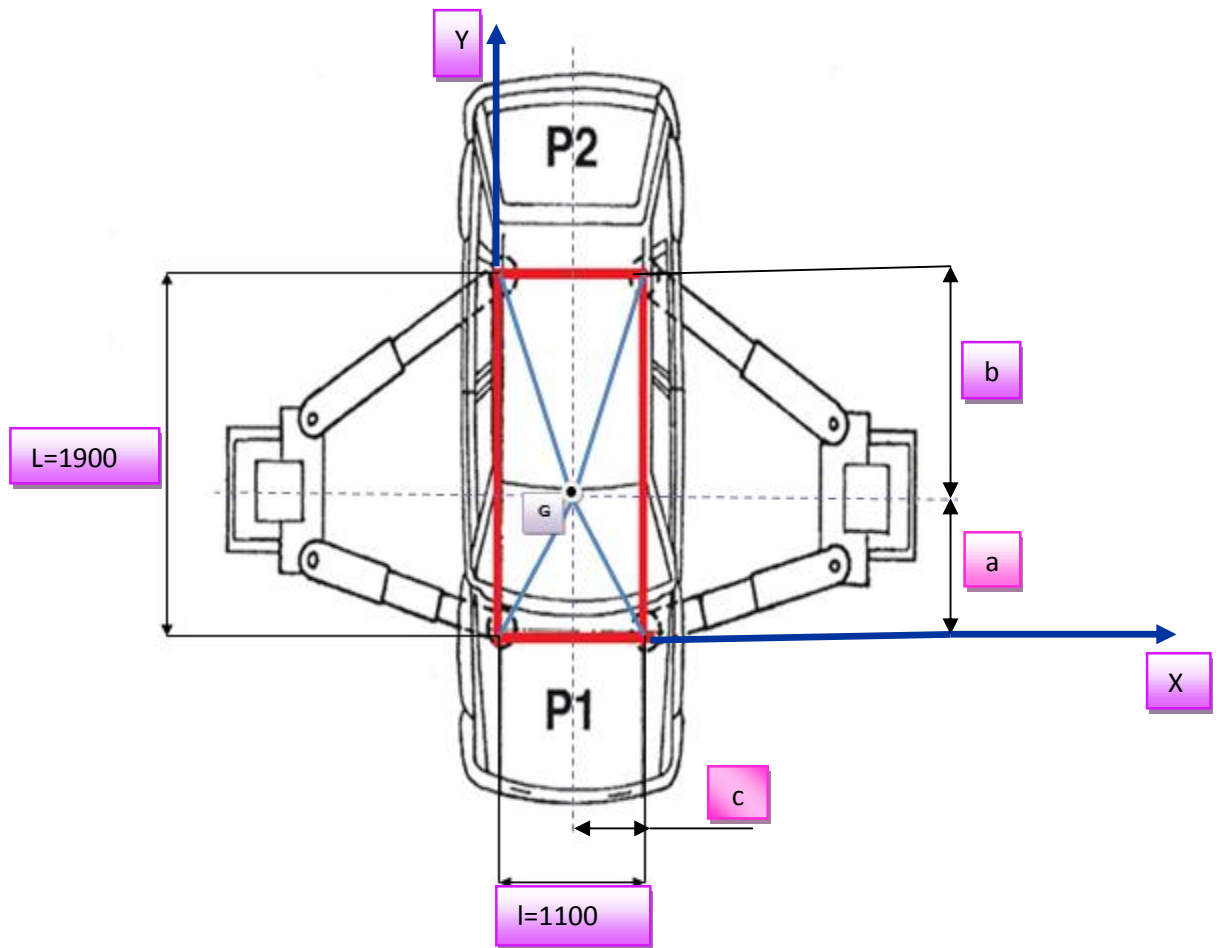


Figure12: châssis d'un véhicule posé sur quatre appuis.

Avec :

$$\vec{OG} = X_G \cdot \vec{i} + Y_G \cdot \vec{j}$$

$$\vec{OG} = \frac{1}{2}l \cdot \vec{i} + a \cdot \vec{j}$$

D'où :

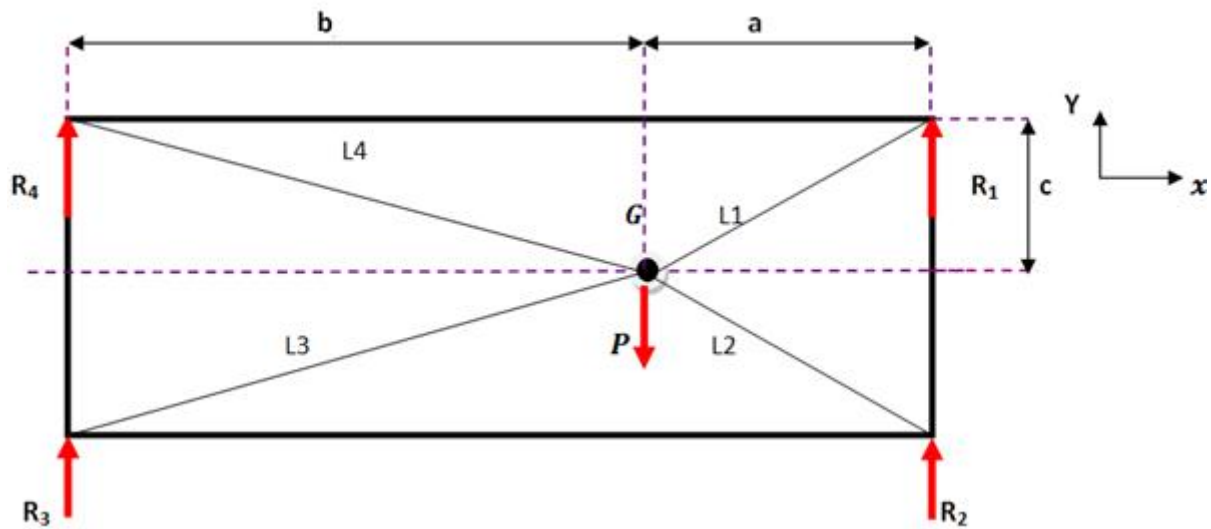
$$\vec{OG} = 550 \cdot \vec{i} + 700 \cdot \vec{j}$$

$$a = 700 \text{ mm.}$$

$$b = 1200 \text{ mm}$$

$$c = 550 \text{ mm}$$

I-2- Détermination des réactions :



Les réactions R_1 , R_2 , R_3 et R_4 sont respectivement perpendiculaires aux longueurs L_1 , L_2 , L_3 et L_4

Pour déterminer les réactions aux niveaux des appuis, on applique les équations d'équilibre suivantes:

$$\sum \vec{F}/_y = \vec{0}:$$

Avec la projection des forces selon l'axe (yy') , on trouve :

$$R_1 + R_2 + R_3 + R_4 = P \dots \dots \dots (1)$$

En appliquant la somme des moments par-rapport à G :

$$\sum \vec{M}/_G = 0:$$

$$R_1 L_1 + R_2 L_2 - R_3 L_3 - R_4 L_4 = 0 \dots \dots \dots (2)$$

Par symétrie, on a:

$$R_1 = R_2 \text{ et } L_1 = L_2$$

Ainsi:

$$R_3 = R_4 \text{ et } L_3 = L_4$$

On fait remplacer les réactions « R » et les longueurs « L » dans l'équation(1) et (2), ce qui vient :

$$2R_1 + 2R_3 = P \Rightarrow R_1 + R_3 = \frac{P}{2}$$

$$R_3 = \frac{P}{2} \left(\frac{L_1}{L_1 + L_3} \right) \dots \dots \dots (3)$$

$$R_1 = \frac{P}{2} \left(\frac{L_3}{L_1 + L_3} \right) \dots \dots \dots (4)$$

Calcul des longueurs L_1 et L_3 :

On a :

$$L_1 = \sqrt{c^2 + a^2}$$

$$L_3 = \sqrt{b^2 + c^2}$$

AN:

$$L_1 = \sqrt{(550)^2 + (700)^2} = 890,285 \text{ mm}$$

$$L_3 = \sqrt{(1200)^2 + (550)^2} = 1320,038 \text{ mm}$$

Calcul des réactions R_1 et R_3 :

$$R_3 = \frac{P}{2} \left(\frac{L_1}{L_1 + L_3} \right)$$

$$R_1 = \frac{P}{2} \left(\frac{L_3}{L_1 + L_3} \right)$$

AN:

$$R_3 = \frac{3000}{2} \cdot \left(\frac{890,285}{890,285 + 1320,038} \right) = 604,153 \text{ daN.}$$

$$R_1 = \frac{3000}{2} \cdot \left(\frac{1320,038}{890,285 + 1320,038} \right) = 895,847 \text{ daN.}$$

I-3- Dimensionnement des bras du pont élévateur :

I-3-1- Vérification des bras à la flexion :

Le type de matériau utilisé pour les bras du pont est en acier non allié E360 (A70), qui a des caractéristiques suivantes :

- La limite d'élasticité : $\sigma_e = 360 \text{ N/mm}^2$.
- La contrainte admissible : $[\sigma] = \frac{\sigma_e}{K_s} = 90 \text{ N/mm}^2$.
- Module d'élasticité : $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$.

K_s : est le coefficient de sécurité, et pour des raisons de sécurité. On va prendre: $K_s = 4$.

Les bras du pont élévateur sont profilés rectangle de section creuse et de longueur L :

- La longueur du bras long d'un pont élévateur: $L_{max} = 1200 \text{ mm}$; $L_{min} = 760 \text{ mm}$.
- La longueur du bras court d'un pont élévateur: $L_{max} = 845 \text{ mm}$; $L_{min} = 515 \text{ mm}$

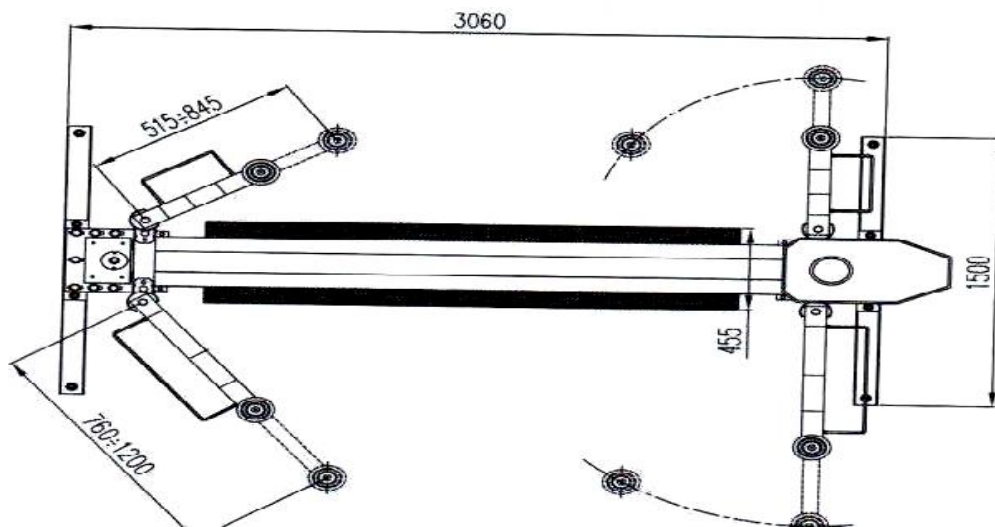


Figure 13: longueur des bras télescopique.

Condition de résistance :

Elle est donnée par la formule suivante:[13]

$$\sigma = \frac{M_{fmax}}{I} \leq [\sigma]$$

Avec:

$$W_x = \frac{I}{V} \geq \frac{M_{fmax}}{[\sigma]}$$

W_x : Module d'élasticité de flexion.

I : moment d'inertie.

M_{fmax} : Moment fléchissant max.

a / Calcul des réactions pour les bras long :

Pour L_{max} :

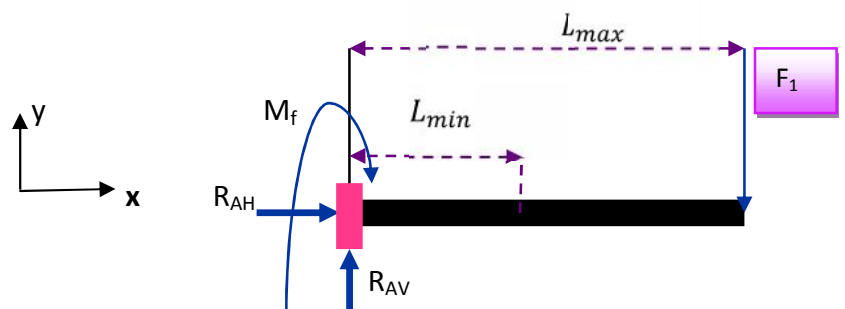
$$R_{AV} = F_1 = -895,847 \text{ da N.}$$

Calcul de l'effort tranchant :

$$T(x) = F_1 = -895,847 \text{ da N.}$$

Calcul de moment fléchissant :

$$M_f(x) = F_1 \cdot x ;$$



Avec: $x = L_{max} = 1200 \text{ mm.}$

$$M_{fmax} = -1,075 \cdot 10^6 \text{ daN.mm}$$

$$W_x = \frac{I}{V} \geq \frac{F_1 \cdot L_{max}}{[\sigma]}$$

Application numérique :

$$W_x = \frac{I}{V} \geq 119,044 \text{ cm}^3.$$

D'après le formulaire de la résistance des matériaux pour les poutrelles creuses rectangulaire. (Voir annexe, tableau 1), on va prendre $W_x = 119,1 \text{ cm}^3$ et les dimensions suivantes: [14]

$b \cdot h = 200 \cdot 100 \text{ mm}^2$; $e = 4 \text{ mm}$ et $S = 22,87 \text{ cm}^2$.

Avec :

e : Épaisseur.

S : Aire de section.

b : la base.

h : la hauteur.

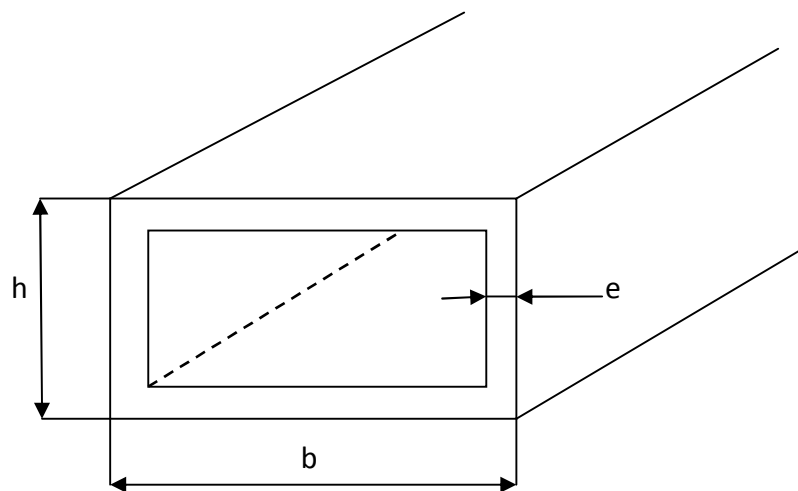


Figure 14 : poutrelle creuse rectangulaire.

b / Calcul des réactions des bras court :

Pour L_{max} :

$$R_{BV} = F_2 = -604,153 \text{ da N.}$$

Calcul de l'effort tranchant :

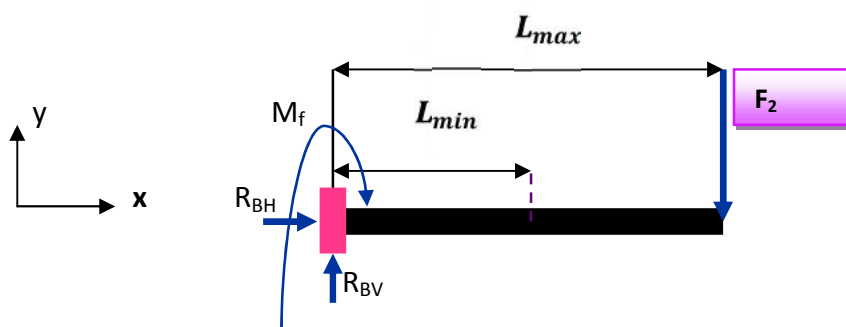
$$T(x) = F_2 = -604,153 \text{ da N.}$$

Calcul de moment fléchissant :

$$M_f(x) = F_2 \cdot x ;$$

Avec: $x = L_{max} = 845 \text{ mm}$

$$M_{fmax} = -510509,285 \text{ daN.mm}$$



$$W_x = \frac{I}{V} \geq \frac{F_2 \cdot L_{max}}{[\sigma]}$$

Application numérique :

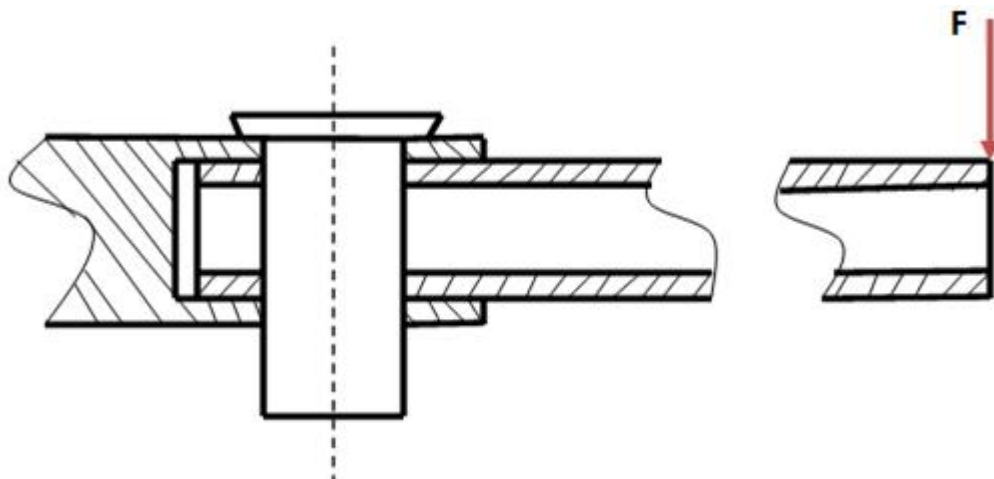
$$W_x = \frac{I}{V} \geq 56,70 \text{ cm}^3.$$

D'après le formulaire de la résistance des matériaux pour les poutrelles creuses rectangulaire. (Voir annexe, tableau 1), on va prendre $W_x = 59,22 \text{ cm}^3$ et les dimensions suivant :

$$b \cdot h = 150 \cdot 50 \text{ mm}^2; e = 5 \text{ mm}; S = 18,14 \text{ cm}^2.$$

II- Calcul du diamètre de l'axe d'articulation des bras télescopiques :

L'axe d'articulation des bras télescopiques soumis au cisaillement.



Le type de matériau utilisé pour les axes est le **C35 (XC38)**, qui a les caractéristiques après trempe : [7]

- La limite d'élasticité : $\sigma_e = 430 \text{ N/mm}^2$.
- La charge limite de rupture par traction : $\sigma_r = 780 \text{ N/mm}^2$



Figure 15: axe d'articulation des bras télescopique (SIMB Bejaia).

Condition de résistance au cisaillement:

Elle est donnée par la formule suivante: [8]

$$\tau = \frac{4F}{\pi D^2} \leq [\tau]$$

Avec:

$$[\tau] = \frac{\tau_e}{K_s}$$

$K_s=4$; coefficient de sécurité.

$\tau_e = 0,5 \cdot \sigma_e$ (Pour les aciers doux).

D'où :

$$\tau_e = 215 \text{ N/mm}^2$$

$$[\tau] = 53,75 \text{ N/mm}^2$$

Le diamètre de l'axe d'articulation pour des bras longs et courts sont données comme suit:

$$D_1 \geq \sqrt{\frac{4F_1}{\pi[\tau]}}$$

$$D_2 \geq \sqrt{\frac{4F_2}{\pi[\tau]}}$$

D'où :

$$D_1 \geq 14,57 \text{ mm}$$

$$D_2 \geq 11,96 \text{ mm}$$

Alors, pour des raisons de sécurité. On adopte un diamètre: $D=18 \text{ mm}$

III- Dimensionnement de la vis de transmission :

La vis de transmission est une pièce de machine utilisée pour transformer un mouvement de rotation en un mouvement de translation et, en général pour transmettre de la puissance.

L'étude de la vis implique l'analyse des contraintes relatives aux filets et au corps de la vis.

III-1- Dimensionnement du diamètre de la vis : [11]

Les forces agissant sur la vis de transmission engendrent des contraintes de compression, de torsion et de flexion dans le corps de la vis.

Pour calculer ces contraintes, on utilise une barre cylindrique de diamètre égal au diamètre de la racine (d_r) de la vis.

La vis est en acier faiblement allié **30CrNiMo8 (30CND8)**, de caractéristiques suivantes : [7]

- La charge limite de rupture par traction: $\sigma_r = 145 \text{ daN/mm}^2$.
- La limite d'élasticité: $\sigma_e = 105 \text{ daN/mm}^2$.
- Le module d'Young : $E = 2.10^5 \text{ MPa}$.
- Contrainte admissible à la rupture : $[\sigma] \approx 70 \text{ da N/mm}^2$.
- Contrainte admissible au cisaillement : $[\tau] \approx 35 \text{ da N/mm}^2$.

a / La contrainte de compression:

On a:

$$F = -F_1 - F_2$$

D'où:

$$IFI = 1500 \text{ da N.}$$

Condition de résistance à la compression :

La contrainte de compression induite dans la vis est donnée par : **[15]**

$$\sigma = \frac{4.F}{\pi.d_r^2} \leq [\sigma]_{comp}$$

Avec ;

F : la charge axiale qui s'applique sur la vis.

d_r : Diamètre à la racine des filets.

On a:

$$[\sigma]_{comp} = [\sigma].K_s$$

Avec:

K_s , le coefficient de sécurité.

Donc :

$$d_r \geq \sqrt{\frac{4.F}{[\sigma]_{comp} \cdot \pi}}$$

Application numérique:

$$d_r \geq 4,26 \text{ mm.}$$

b / La contrainte de flexion :

Pour les bras long:

Le moment fléchissant au niveau de l'axe de la vis est donné par la formule suivante: **[13]**

$$M_{f1\max} = F_1 \cdot (L_1 + e).$$

Avec :

e : L'épaisseur de l'écrou porteur du diamètre d , avec $e=135$ mm.

D'où :

$$M_{f1 \max} = 895,847 \cdot (1200 + 135)$$

$$M_{f1 \max} = 1195955,745 \text{ daN.mm}$$

Pour les bras court :

$$M_{f2 \max} = F_2 \cdot (L_2 + e)$$

D'où:

$$M_{f2 \max} = 604,153 \cdot (845 + 135)$$

$$M_{f2 \max} = 592069,94 \text{ daN.mm}$$

Calcul le moment résultant à l'axe de la vis:

Le moment fléchissant équivalent est donné par :

$$M_{f \text{ éq}} = \sqrt{M_{f1 \max}^2 + M_{f2 \max}^2}$$

D'où:

$$M_{f \text{ éq}} = 1334,487 \cdot 10^3 \text{ daN.mm}$$

La contrainte de flexion est donnée par:

$$\sigma_f = \frac{32 \cdot F \cdot e}{\pi \cdot d^3} \leq [\sigma]_{\text{flexion}}$$

Si la charge est excentrique, avec ; e : l'excentricité de la charge par-rapport à l'axe de la vis,

tel que : $e = \frac{d_r}{2}$

On a :

$$d_r \geq \sqrt{\frac{32.F}{2.\pi.[\sigma]}}$$

D'où :

$$d_r \geq 10,45 \text{ mm.}$$

c / La contrainte de torsion :

Le diamètre de l'arbre est donné par la formule suivante : **[13]**

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16.M_t}{\pi.[\tau]}}$$

Tel que : $M_t = F. \frac{D_{pr}}{2}$

Avec :

D_{pr} : Diamètre du noyau à la racine des filets, et on prend: $D_{pr}=55 \text{ mm.}$

D'où :

$$d \geq 18,17 \text{ mm.}$$

Pour des raisons de conception et un maximum de sécurité, nous adoptons un diamètre :
D=58mm.

III-2- Vérification de la vis de transmission:

a / Vérification à la flexion:

La condition de résistance pour l'arbre à la flexion est donnée par la formule suivante: **[15]**

$$\sigma_{max} = \frac{M_{fmax}}{\frac{I}{V}} \leq [\sigma]$$

Avec :

$\frac{I}{V}$: Module de résistance de l'arbre.

$$\frac{I}{V} = 0.1 d^3 = 19.511.10^3 \text{ mm}^3.$$

Application numérique :

$$\sigma_{max} = \frac{1334,487.10^3}{19,511.10^3}$$

$$\sigma_{max} = 68,39 \text{ da N/mm}^2 < [\sigma].$$

Donc ; La condition de résistance à la flexion est vérifiée.

b / Vérification à l'effort tranchant :

La résistance de l'arbre à l'effort tranchant, pour les sections circulaires, est donné par la formule suivante: [15]

$$\tau_{max} = \frac{4}{3} * \tau_{moyenne}$$

$$\tau_{moyenne} = 4 \frac{T}{\pi \cdot d_r^2}$$

Avec :

T : Effort tranchant maximal, $T = 895,847 \text{ da N}$.

D'où :

$$\tau_{max} = 0,406 \text{ da N/mm}^2.$$

c / vérification au flambement :

Vérification de la vis au flambement : [16]

Si la charge en compression est trop grande, il y aura flambage de la vis. il s'agit donc de déterminer quelle est la charge critique au-delà de laquelle cette instabilité mécanique se produira.

Un des facteurs importants relatifs à cette analyse est le rapport d'élancement $\frac{L}{d_r}$:

Avec :

$L = 2200$ mm ; longueur de la vis entre les supports.

$d_r = 53$ mm ; diamètre à la racine.

D'où :

$$\frac{L}{d_r} = 41,5.$$

$\frac{L}{d_r} > 6$; On doit vérifier le flambage, avec deux cas possible :

Premier cas : on applique la formule de Johnson suivante :

$$\frac{P_{cr}}{A_r} = \sigma_e \cdot \left[1 - \frac{\sigma_e}{4\pi^2} \cdot \frac{1}{c \cdot E} \cdot \left(\frac{L^2}{K^2} \right) \right]$$

Si :

$$\frac{L}{K} < \sqrt{\frac{2 \cdot c \cdot \pi^2 \cdot E}{\sigma_e}}$$

Deuxième cas : on applique la formule d'Euler suivante :

$$\frac{P_{cr}}{A_r} = \frac{c \cdot \pi^2 \cdot E}{\left(\frac{L}{K} \right)^2}$$

Si :

$$\frac{L}{K} \geq \sqrt{\frac{2 \cdot c \cdot \pi^2 \cdot E}{\sigma_e}}$$

Avec :

$K = \sqrt{\frac{I_r}{A_r}}$: Le rayon de giration à la racine de la vis.

I_r : Moment d'inertie central principal ; $I_r = \frac{\pi d_r^4}{32} = 77,42.10^4 mm^4$.

A_r : Section à la racine de la vis ; $A_r = \frac{\pi d_r^2}{4} = 2,205.10^3 mm^2$.

E : Module d'élasticité du matériau ; $E = 2.10^5 MPa$.

c : Tient compte du montage, une extrémité est fixe et l'autre libre ; $c = 0,25$.

AN :

$$\sqrt{\frac{2.c.\pi^2.E}{\sigma_e}} = 30,64.$$

$$\frac{L}{K} = 117,4.$$

$$\frac{L}{K} > \sqrt{\frac{2.c.\pi^2.E}{\sigma_e}}$$

Donc, on applique la formule d'Euler, avec :

$$\frac{P_{cr}}{A_r} = \frac{c.\pi^2.E}{\left(\frac{L}{K}\right)^2}$$

P_{cr} : La charge critique.

D'où :

$$P_{cr} = 78891,4 N.$$

$$F < P_{cr}$$

$$15000 N < 78891,4 N.$$

Donc, la vis est vérifiée au flambement.

III-3- Dimensionnement des filets de la vis motrice :

a / Détermination de l'angle d'hélice de la vis :

Pour des raisons de conception, on prend le pas de la vis : $p=10\text{mm}$.

L'angle d'hélice de la vis est donné par la formule suivante : [11]

$$\tan \alpha = \frac{p}{\pi \cdot d_r}$$

Avec :

p : les pas de la vis.

d_r : Diamètre à la racine de la vis.

Le diamètre à la racine pour un filet carré est donné par formule suivante : [11]

$$d_r = d - \frac{p}{2}$$

$$d_r = 58 - \frac{10}{2} = 53 \text{ mm}$$

D'où :

$$\alpha = \arctan \left(\frac{p}{\pi \cdot d_r} \right)$$

$$\alpha = (3,43)^\circ$$

b/ Détermination de l'angle de frottement φ :

L'angle de frottement est donné par la formule suivante: [5]

$$\varphi = \arctg \left(\frac{f}{\cos \beta} \right)$$

β : demi angle au sommet du filet. Pour notre cas, on utilise un filet carré: $\beta=0^\circ$.

On adopte un coefficient de frottement entre vis et écrou $f=0,18$ (vis en acier et l'écrou en bronze).

Donc :

$$\varphi = \arctan f$$

$$\varphi = (10,2)^\circ$$

III-4- Détermination des efforts qui s'exercent sur la vis: [11]

La nomenclature utilisée pour un filet carré:

- d : Diamètre nominal.
- d_r : Diamètre à la racine ($d_r = d - \frac{p}{2}$).
- p : pas de la vis.
- α : angle d'hélice.
- F : charge axial.
- L_a : avance pour un tour de la vis.

La force nécessaire que le moteur doit fournir pour actionner la vis, est donnée par les formules suivantes : [11]

a / À la montée:

$$P_m = \frac{F \left(\frac{L_a}{\pi d_r} + f \right)}{1 - f \frac{L_a}{\pi d_r}}$$

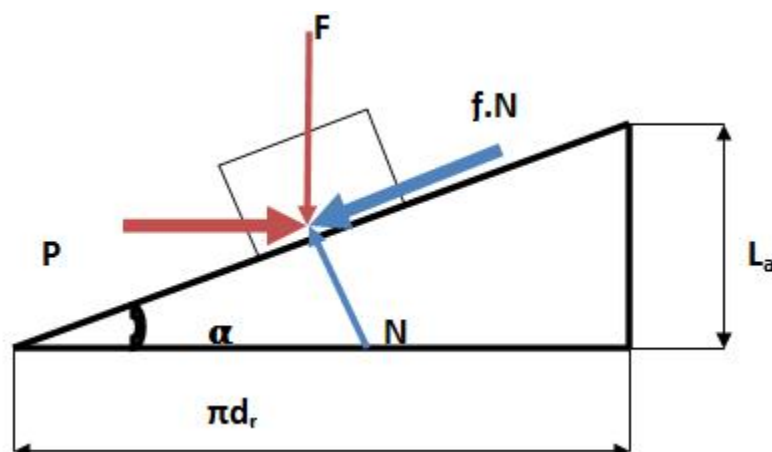


Figure 16 : diagramme des forces lorsque le déplacement axial de la vis est dans le sens opposé à la force axiale

Avec :

L_a = pas (pour filet simple).

d_r : Le diamètre à la racine avec $d_r = d - \frac{P}{2}$

f : coefficient de frottement entre l'acier et le bronze.

P_m : la force à la montée.

F : somme des deux forces qui s'exercent sur les bras télescopiques du pont élévateur.

D'où:

$$P_m = \frac{1500 \left(\frac{10}{\pi \cdot 53} + 0,18 \right)}{1 - \frac{0,18 \cdot 10}{\pi \cdot 53}}$$

$$P_m = 364,071 \text{ da N.}$$

b / À la descente :

$$P_D = \frac{F \left(f - \frac{L_a}{\pi d_r} \right)}{1 + \left(f \frac{L_a}{\pi d_r} \right)}$$

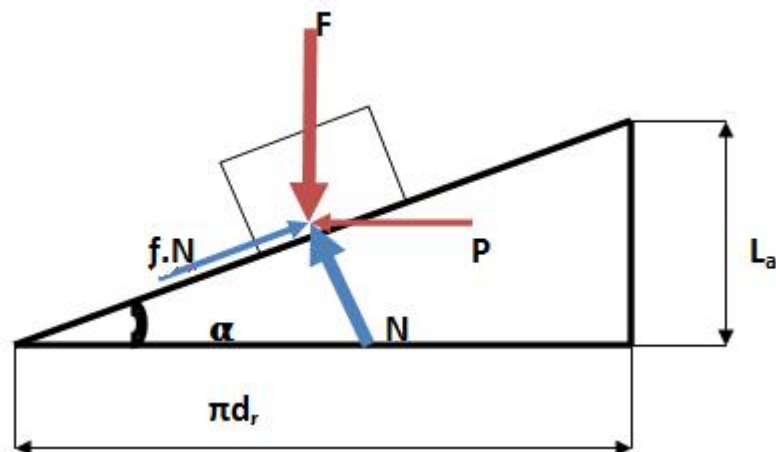


Figure 17 : diagramme des forces lorsque le déplacement axial de la vis est dans le même sens que la force axiale.

Application numérique:

$$P_D = \frac{1500(0,18 - \frac{10}{\pi \cdot 53})}{1 + (\frac{0,18 \cdot 10}{\pi \cdot 53})}$$

$$P_D = 177,94 \text{ da N.}$$

D'après les deux figures précédentes :

- La force F est la résultante des forces axiales que l'on veut transmettre ou du poids que l'on veut soulever.
- La force P est due au couple appliqué et elle agit dans des sens différents, selon que le déplacement axial de la vis est dans le sens opposé (montée) ou dans le même sens (descente) que la charge extérieures F.
- La normale N est la force de contact entre la vis et l'écrou.
- La force de frottement f.N changera de sens suivant le sens de rotation de la vis.
- P_M et P_D sont les forces qu'une manivelle ou un moteur doivent générer pour actionner la vis, cette force agit à une distance $\frac{d_r}{2}$ du centre de la vis.

III-5- Le couple nécessaire pour actionner la vis:

Le couple nécessaire pour effectuer la montée et la descente est calculé par les équations suivantes : [5]

a / À la montée :

Le couple nécessaire est donné par :

$$T_M = P_M \cdot \frac{d_r}{2}$$

AN:

$$T_M = 9647,88 \text{ daN} \cdot \text{mm}$$

b / A la descente :

Le couple nécessaire est donné par la formule suivante :

$$T_D = P_D \cdot \frac{d_r}{2}$$

AN:

$$T_D = 4702,16 \text{ daN.mm}$$

III-6- Le rendement de la vis de transmission:

a / A la montée :

Le rendement de la vis est donné par : **[11]**

$$\eta_{vis} = \frac{F \cdot L_a}{2 \cdot \pi \cdot T_M}$$

AN :

$$\eta_{vis} = \frac{1500 \cdot 10}{2 \pi \cdot 9647,88}$$

$$\eta_{vis} = 0,24 = 24\%$$

b / À la descente :

Le rendement de la vis est donné par :

$$\eta_{vis} = \frac{F \cdot L_a}{2 \cdot \pi \cdot T_D}$$

AN :

$$\eta_{vis} = \frac{1500 \cdot 10}{2 \cdot \pi \cdot 4702,16}$$

$$\eta_{vis} = 0,50 = 50\%$$

Le rendement de la vis est très faible ; puisque l'angle α , elle faut qu'elle soit inférieure à φ .

Le calcul de la vis réceptrice est le même que la vis motrice, puisque les deux vis sont identiques, donc on ne va pas refaire les calculs pour la vis réceptrice.

VI- Calcul de l'écrou porteur:

Pour le calcul de l'écrou porteur de chaque vis de transmission, on calcul un seul écrou celui de la vis motrice qui est identique avec l'écrou porteur au niveau de la vis réceptrice.

L'écrou porteur est en bronze (alliage de cuivre CuSn4), ce qui va permettre de réduire les frottements avec la vis de transmission qui est en acier.

VI-1- Les trois modes de faillite possible des filets sont :

Si en prenant un écrou suffisamment long que l'on évite à la faillite. Par conséquent, on choisira la longueur la plus grande parmi ces trois modes de faillite qu'on va calculer.

a / le cisaillement à la base des filets de la vis:

La longueur nécessaire de l'écrou, afin d'éviter le cisaillement des filets de la vis L_{ev} est donnée par la formule suivante : [11]

$$L_{ev} = \frac{p \cdot F \cdot F_s}{0,577 \cdot S_y \cdot \pi \cdot d_n \cdot t}$$

Avec:

p : le pas de la vis.

F_s : Le facteur de sécurité.

S_y : La limite d'écoulement du matériau de la vis.

t : L'épaisseur du filet à la racine.

d_n : Diamètre nominale de la vis.

Application numérique:

$$L_{ev} = \frac{10 \cdot 15000 \cdot 6}{0,577 \cdot 180 \cdot 3,14 \cdot 58,3}$$

$$L_{ev}=15,86 \text{ mm.}$$

b /le cisaillement à la base des filets de l'écrou:

La longueur nécessaire de l'écrou, afin d'éviter le cisaillement des filets de l'écrou

L_{ee} est donnée par la formule suivante : [11]

$$L_{ee} = \frac{P.F.F_s}{0,577.S_y.\pi.d.t}$$

Application numérique:

$$L_{ee} = \frac{10.15000.6}{0,577.180.3,14.59.3}$$

$$L_{ee}=15,59\text{mm}$$

c / l'usure des filets due à la pression de contact:

La longueur nécessaire de l'écrou L_{eu} , pour éviter l'usure est donnée par la formule suivante:[11]

$$L_{eu} = \frac{4.p.F}{\pi.(d^2-d_n^2).S_p}$$

Avec:

$$S_p = 17 \text{ MPa} ; \text{ Pression permise entre la vis et l'écrou, (Voir annexe, tableau 2)}$$

Application numérique:

$$L_{eu} = \frac{4.10.15000}{\pi.(59^2-58^2).17}$$

$$L_{eu}=96,06\text{mm.}$$

En pratique, pour avoir un bon design, on choisira $L_e = \max (L_{ev}, L_{ee}, L_{eu})$ égal à plus ou moins 1,5d (vis).

Donc, on prend:

$$L_e = L_{eu} = 96,06\text{mm}$$

Soit:

$$L_e=98\text{mm.}$$

VI-2- Calcul de nombre de filet d'un écrou porteur:

Il est donné par la formule suivante : [11]

$$n = \frac{L_e}{p}$$

Avec :

n : Nombre de filet d'un écrou.

L_e : Longueur d'un écrou.

p : Le pas d'un écrou.

AN: $n = 9,8$.

L'écrou devrait donc compter 10 filets.

V- Choix du moteur : [17]

Nous avons choisi dans le catalogue **SEW**, un moteur **DV132S6** dont les caractéristiques sont les suivantes :

- P_n : Puissance nominale ; $P_n=3$ KW.
- N_n : vitesse de rotation nominale ; $N_n=940$ tr/min.
- C_n : couple nominale ; $C_n=30,5$ N.m.

V-1- Vérification du couple moteur :

Il faut vérifier que le couple nécessaire est inférieur au couple nominal : [18]

$$C_m \leq C_n$$

Le couple nécessaire est donné par la formule suivante :

$$C_m = \frac{9550 \cdot P}{N_n}$$

D'où :

$$C_m = 30,4 \text{ N.m}$$

$$30,4 \text{ N.m} < C_n$$

Donc, le choix du moteur est satisfaisant.

IV- Choix des courroies :

Le type de courroies utiliser est courroie trapézoïdale

Cahier de charge :

- Vitesse de la petite poulie : 940tr/mn.
- Puissance réelle à transmettre : $P=3\text{KW}$.
- Vitesse de la grande poulie : $N_d=220\text{tr/mn}$.

IV-1- calculs des courroies :

a / Calcul de la puissance de service :

Elle est donnée par la formule suivante : **[19]**

$$P_s = P \cdot K_s$$

Avec :

P_s : Puissance de service ou puissance corrigé.

$K_s=1,3$; coefficient de service.

D'où :

$$P_s=3,9\text{KW}.$$

b / Diamètre primitif :

$d_p=85\text{mm}$, est imposé pour la petite poulie.

Pour la grande poulie :

On a :

$$\frac{N_D}{N_d} = \frac{d_p}{D_p}$$

D'où :

$$D_p = \frac{d_p \cdot N_d}{N_D} = 363,18\text{mm}.$$

On prend:

$$D_p = 364 \text{ mm}.$$

c / Entraxe a :

L'entraxe est donné par la formule suivante: **[7]**

$$\frac{D_p}{d_p} > 3 \Rightarrow a \geq D_p$$

On prend :

$$a = 400 \text{ mm}$$

d / Rapport de transmission:

Il est donné par la formule suivante : **[19]**

$$K^* = \frac{N_1}{N_2}, \text{ si } N_1 > N_2$$

D'où:

$$K^* = \frac{940}{220} = 4,27$$

e / Vitesse linéaire de la courroie :

Elle est donnée par la formule suivante : [19]

$$V = \frac{d_p \cdot N_1}{19100}$$

D'où:

$$V = \frac{85.940}{19100} = 4,18 \text{ m/s}$$

f / Longueur primitif de courroie :

Elle est donnée par la formule suivante : [19]

$$L_p = 2.a + 1,57.(d_p + D_p) + \frac{|d_p - D_p|^2}{4.a}$$

$$L_p = 2.400 + 1,57. (85 + 364) + \frac{|85 - 364|^2}{4.400}$$

$$L_p = 1553,58 \text{ mm.}$$

On prend une longueur normalisé: L=1750 mm, avec le type de courroie **XPA 1750**(voir annexe, tableau 3).

g / Calcul de l'entraxe réel:

Il est donné par la formule suivante: [19]

$$e_r = \frac{1}{2} [k - f_1 \cdot |d_p - D_p|]$$

Avec :

$$K = L - 1,57. (d_p + D_p)$$

f_1 : Facteur d'entraxe est obtenu en fonction du rapport : $\frac{D_p - d_p}{k}$, $f_1 = 0,13$ (voir annexe, tableau 4).

D'où :

$$k=1045,07$$

$$e_r=504,4 \text{ mm.}$$

h / Calcul de la puissance nette :

La puissance nette P_n est calculée avec la relation suivante : [19]

$$P_n = (P_b + P_{a1} + P_{a2}) \cdot f_1 \cdot f_2$$

Avec :

P_b : la puissance de base fonction de d (d_p ou D_p) et N (N_1 ou N_2)

Soit:

d_p et N_1 , si: $d_p < D_p$.

$P_b=1,97 \text{ kW}$ (voir annexe, tableau 5).

P_{a1} : est une puissance additionnelle fonction du rapport de transmission : $K^*=4,27$, et $N_1=940 \text{ tr/min}$.

$K^* > 1,45 \Rightarrow P_{a1} = 0,22 \text{ kW}$ (voir annexe tableau 6).

P_{a2} : est la puissance additionnelle fonction de la durée de vie ; $P_{a2} = \frac{N_1 d_p}{202922}$

D'où :

$$P_{a2}=0,39 \text{ kW.}$$

f_2 : est le facteur d'enroulement fonction de Q .

Avec :

$$Q = \frac{d_p - D_p}{e_r}$$

D'où :

$$Q=0,55$$

Après extrapolation :

$f_2=0,92$ (voir annexe, tableau 7).

f_3 : facteur de correction de longueur.

Pour une courroie **XPA 1750** : $f_3=0,96$.

D'où :

$$P_n = (1,97+0,22+0,39).0,92.0,96$$

$$P_n=2,27 \text{ KW.}$$

i / Calcul le nombre de brin :

Il est donné par la formule suivant : [19]

$$b = \frac{P_c}{P_n} = \frac{P_s}{P_n}$$

D'où:

$$b = 1,71$$

Soit 2 brins.

j / Calcul de la tension de pose :

Elle est donnée par la formule suivante : [19]

$$T_0 = \frac{45(f_4 - f_2)P_c}{f_2 \cdot b \cdot v} + mv^2$$

Avec :

m: constante, lié à la masse volumique de la courroie; $m=0,0104$, (voir annexe, tableau8).

f_4 : facteur de tension; $f_4=2,5$.

D'où :

$$T_0=161,7 \text{ da N.}$$

IV-2- Calcul des tensions de fonctionnement :

Cette transmission fonctionne en réducteur K_{12} : [19]

Avec :

$$K_{12}=\frac{\omega_2}{\omega_1}=\frac{d_p}{D_p}=\frac{r_1}{r_2}<1.$$

Impose donc : $r_1 < r_2$, soit par conséquent, $\alpha_1 < \alpha_2$. le risque de glissement est plus important sur la poulie bénéficiant de l'angle d'enroulement le plus petit (ici α_1).

Il convient donc de définir T et t en se plaçant dans le cas défavorable, c'est-à-dire sur la poulie motrice.

Nous avons :

$$T - t = \frac{C_1}{r_1} = \frac{C_2}{r_2}$$

$$\frac{T}{t} = e^{3\lambda f \alpha_1}$$

Avec :

$$C_1 = \frac{P}{w_1} \text{ et } w_1 = \frac{\pi N_1}{30}$$

D'où:

$$C_1 = \frac{30P}{\pi N_1} = \frac{30.3.1000}{3,14.940} = 30,49 \text{ Nm.}$$

$$\frac{C_1}{r_1} = \frac{30,49}{42,5.10^{-3}} = 717,41 \text{ N.}$$

Calculer l'expression $e^{3\lambda f \alpha_1}$:

On a:

$$\alpha_1 = 2 \arccos \left[\frac{r_2}{e} (1 - k_{12}) \right]$$

Avec:

$$k_{12} = \frac{N_2}{N_1} = \frac{220}{940} = 0,23.$$

D'où:

$$\alpha_1 = 2 \arccos \left[\frac{182}{504,4} \left(1 - \frac{220}{940} \right) \right]$$

$$\alpha_1 = 147,91$$

$$\alpha_2 = 2\pi - \alpha_1$$

$$\alpha_2 = 212,09$$

λ : constante < 1

On prend : $\lambda = 0,9$

f : Coefficient de frottement poulie courroie ; $f = 0,4$

D'où :

$$e^{3\lambda f \alpha_1} = 16,22$$

$$T - t = 717,41$$

$$\frac{T}{t} = 16,22$$

Conduit à :

$$t = 47,13 \text{ N}$$

$$T=764,54 \text{ N}$$

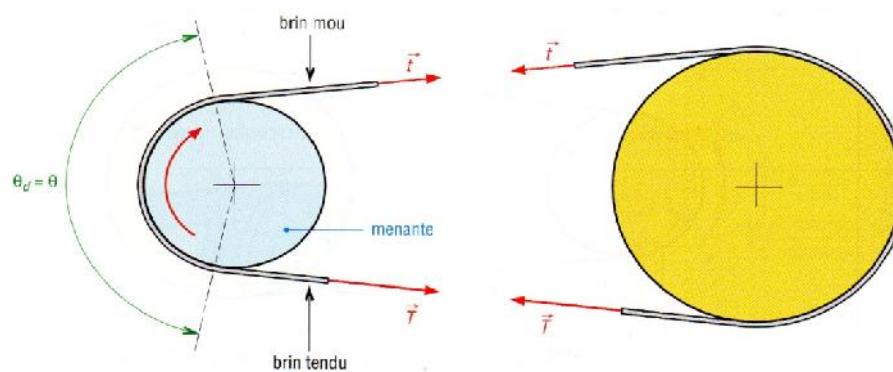


Figure 18 : tension de la courroie au niveau du brin mou et tendre.

IIV- Calcul de la clavette :

La grande poulie est montée sur la vis motrice, avec une clavette. Pour des raisons de conception, nous prenons le diamètre de l'arbre : $D=45 \text{ mm}$, et les dimensions suivantes pour une clavette parallèle (voir annexe, tableau 9): **[10]**

a: la largeur du clavette; $a=14 \text{ mm}$.

b : la hauteur du clavette ; $b=9 \text{ mm}$

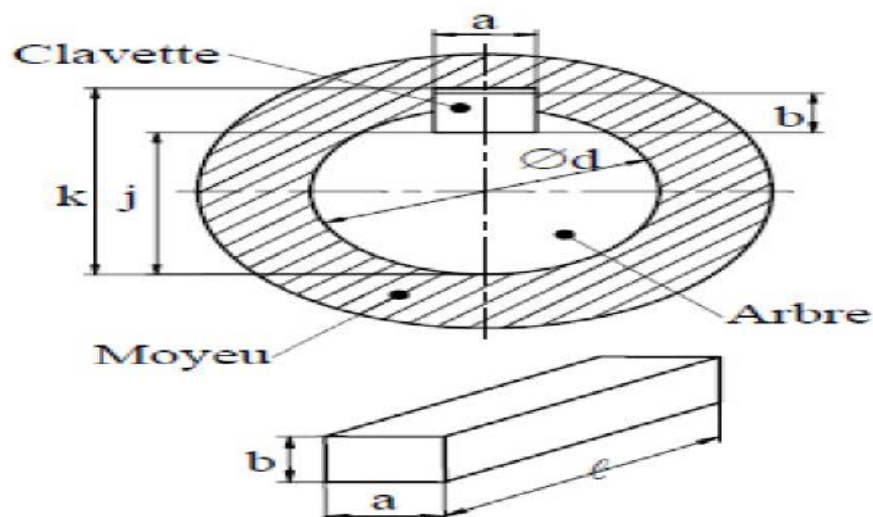


Figure 19 : clavette parallèle.

La puissance à transmettre est connue: $P=3 \text{ kw}$, donc on peut déduire le couple de torsion T repris par la clavette en utilisant la relation suivante: **[11]**

$$T = \frac{P.60}{2.\pi.N}$$

Avec :

P : puissance à transmettre.

N : vitesse de rotation de l'arbre.

D'où :

$$T = \frac{3000.60}{2.\pi.220} = 130,21 \text{ N.m}$$

Ce couple T va transmettre une force F entre l'arbre et la clavette :

La force F est donnée par la formule suivante : [5]

$$F = \frac{2.T}{D}$$

D'où :

$$F = \frac{2.130,21}{45.10^{-3}}$$

$$F = 5787,11 \text{ N.}$$

La force F engendre des contraintes de compression (écrasement), et des contraintes de cisaillement.

a / La contrainte de compression :

Elle est donnée par la formule suivante : [5]

$$\sigma_c = \frac{2.F}{L.b} = \frac{4.T}{D.L.b} \leq [\sigma_c]$$

Avec :

$$[\sigma_c] = 50 \text{ N/mm}^2 \text{ pour l'acier [11]}$$

D'où :

$$L \geq \frac{4.T}{D.b.[\sigma_c]}$$

$$L = \frac{4.130210}{45.9.50}$$

$$L \geq 25,72 \text{ mm.}$$

b /La contrainte de cisaillement :

Elle est donnée par la formule suivante : [5]

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{2.T}{D.L.a} : [\tau]$$

Avec :

$$[\tau] = 53 \text{ N/mm}^2 \text{ [11]}$$

D'où :

$$L \geq \frac{2.T}{D.a.[\tau]}$$

$$L \geq 7,80 \text{ mm}$$

$$\tau = 45,95 \text{ N/mm}^2 \quad [\tau].$$

Donc, la condition de résistance au cisaillement est vérifiée.

On choisi L selon : $L = L_{\max}(\sigma_c, \tau)$

Donc, on admettra : $L = 25,72 \text{ mm.}$

Pour des raisons de sécurité, on prend: $L = 26 \text{ mm}$

IIIIV- Choix des paliers de roulement de l'arbre :

L'étude des arbres a montré que des forces de réaction axiales ou radiales doivent être reprises pour garder l'arbre en équilibre. Pour assurer la transmission des efforts axiaux et

radiaux, aussi pour un bon guidage en rotation avec un minimum de frottement, les éléments tournants des mécanismes sont portés par des paliers à roulement.

IIIV-1- Choix des roulements:

Pour choisir un roulement, il convient de s'assurer qu'il est en mesure de supporter la charge dynamique à laquelle il peut être soumis dans le cas le plus défavorable.

IIIV-2- Calcul de la charge équivalente:

A partir des efforts axiaux F_a et radiaux F_r , nous déterminons la charge équivalente P : [9]

$$P = X.F_r + Y.F_a$$

Avec :

X : Coefficient radial du roulement.

F_r : Composant radial de la charge réelle.

Y : Coefficient axial du roulement.

F_a : Composant axial de la charge réelle.

Dans notre cas la charge est composée de la charge axiale et radiale.

Avec :

$$F_a = R_{AV} + R_{BV} = 1500 \text{ da N.}$$

$$F_r = 2.(T + t) = 162,32 \text{ da N.}$$

T et t : sont les tensions au niveau de la courroie.

Charge statique de base, $C_0 = 3000 \text{ da N.}$

IIIV-3- Choix des facteurs axiaux et radiaux :

Pour choisir les facteurs axiaux et radiaux, il faut respecter les formules suivantes : [15]

$$\frac{F_a}{C_0} = 0,5 \text{ donc } e = 0,44 \text{ (voir annexe, tableau N° 13).}$$

$$\frac{F_a}{F_r} > e \text{ (voir annexe, tableau N°13).}$$

D'où :

$$X = 0,56.$$

$$Y = 1.$$

$$P = 1590,89 \text{ da N.}$$

IIIV-4- Calcul de la charge dynamique de base :

Elle est donnée par la formule suivante : [18]

$$C = P \cdot \sqrt[K]{\frac{L_n \cdot N_T}{16666,67}}$$

Avec :

P : Charge dynamique équivalente, $P = 1590,89$ da N.

N_T : vitesse de rotation de la poulie menée, $N_T = 220$ tr/mn.

L_n : La durée de vie nominale du roulement, $L_n = 2500$ h.

K : Facteur dépendant du type de roulement :

$K = 3$; Pour les roulements à billes.

$K = \frac{10}{3}$; Pour les roulements à rouleaux.

Nous obtiendrons alors ;

$$C = 19976,91 \text{ da N.}$$

À partir de la charge dynamique de base calculée, nous choisirons une butée à bille sur la partie inférieure de la vis et un roulement à bille sur la partie supérieure de la vis, dont les caractéristiques sont les suivantes : [20]

Roulement **SKF 2313B**.

- $d = 45 \text{ mm}$; Diamètre intérieur.
- $D = 85 \text{ mm}$; Diamètre extérieur.
- $C = 25100 \text{ da N}$; Charge dynamique de base.
- $C_0 = 36000 \text{ da N}$; Charge statique de base.
- $Y_0 = 1,8$; Facteur axial.
- $X_0 = 0,56$; Facteur radial.

IIIV-5- Calcul de vérification :

a / Vérification à la charge statique :

Il faut vérifier que la charge statique P_0 est inférieure à la charge statique de base C_0 , condition qui s'exprime par : [9]

$$P_0 \leq C_0$$

Avec :

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a$$

D'où :

$$P_0 = 2790,89 \text{ da N} < C_0$$

b / Vérification de la durée de vie du roulement :

Il faut vérifier que la durée de vie du roulement est supérieur à la durée de vie nominal, condition qui s'exprime par : **[18]**

$$L = \frac{16666,67}{N_t} \left(\frac{C^3}{P^3} \right) \geq L_n$$

Avec :

- L : Durée de vie.
- L_n : Durée de vie nominal, $L_n=2500 \text{ h}$.
- P : charge équivalente, $P = 1590,89 \text{ da N}$.
- N_t : vitesse de rotation de la poulie menée, $N_t=220 \text{ tr/mn}$.

D'où :

$$L = 4958,78 \text{ h} > L_n$$

Après vérification, notre roulement est en mesure de supporter les charges qui lui sont imposées.

III-6- Choix de la butée :

Pour déterminer une butée, il faut vérifier qu'elle est capable de supporter la charge statique à laquelle elle est soumise dans le cas le plus défavorable.

La charge statique équivalente d'une butée soumise à une charge axiale F_a , est donnée par la formule suivante : **[9]**

$$P_0 = F_a$$

Avec :

$$F_a = P \cdot K_s$$

K_s : coefficient de securite.

D'où :

$$P_0 = 2545,42 \text{ da N}.$$

On choisit dans le catalogue **SKF** une butée à bille à simple effet, **série 12** de caractéristiques suivantes :

- d : diamètre intérieur, $d=45 \text{ mm}$
- D : diamètre extérieur, $D=73 \text{ mm}$

- C : charge dynamique de base, C=3600 da N.
- C₀ : charge statique de base, C₀=8500 da N.

XI- Calcul de la chaine des deux roues :

L'entraînement de la vis réceptrice se fait par une chaine et deux roues dentées, l'une montée sur la vis motrice, l'autre sur la vis réceptrice.

XI-1- Le choix de la chaine de transmission:

Nous avons choisi une chaine à rouleaux à double rangés **16A**, dont les caractéristiques sont les suivantes : [7]

- Le pas ; $p = 25,4$ mm
- Le diamètre des rouleaux ; $r = 15,88$ mm
- La surface nominale de contact ; $A_r = 178$ mm².
- La masse linéique ; $\rho = 2,56$ Kg/m.
- Coefficient de sécurité ; $n_s = 8,2$.
- La charge de rupture ; $R = 11120$ da N.

Nous avons choisi arbitrairement le nombre des dents de la roue motrice : $Z_1 = Z_2 = 23$ dents et nous pouvons avoir le diamètre des roues (motrice ou réceptrice).

De là, nous pouvons avoir ω_1 (ou ω_2) et N_1 (ou N_2).

a / Le diamètre des roues :

On a:

$$\sin \frac{\alpha}{2} = \frac{p}{d_p}$$

Avec:

$$\alpha = \frac{360^\circ}{Z_d}$$

P : le pas de la chaine (commun aux deux roues).

On a donc :

$$d_{pi} = \frac{p}{\sin \frac{\pi}{Z_i}}$$

Pour : $I_{chaîne} = 1$,

On a :

$$d = d_1 = d_2 \text{ (ou } r_1 = r_2 \text{)}.$$

D'où :

$$d_p = 186,53 \text{ mm.}$$

b / Calcul de la vitesse angulaire ω :

On a :

$$V = \omega_1 \cdot r_1 = \omega_2 \cdot r_2 = \omega \cdot r$$

Avec :

$$V = 1,98 \text{ m/s.}$$

D'où :

$$\omega = 21,22 \text{ rad/s}$$

c / Calcul de la vitesse de rotation N :

On a :

$$\omega = \frac{\pi \cdot N}{30}$$

D'où :

$$N = 202,83 \text{ tr/mn.}$$

d / Diamètre des cercles à fond des dents:

Il est donné par la formule suivante: [18]

$$D_f = D_p - r$$

Avec :

$$r = 15,88 \text{ mm}$$

D'où:

$$D_f = 170,65 \text{ mm.}$$

Le diamètre extérieur est donné par la formule suivante : [18]

$$D_e = D_p + 1,25.p - r$$

D'où :

$$D_e = 202,4 \text{ mm.}$$

XI-2- Dimensionnement de la chaîne :

Dans les conditions normales de transmission, l'entraxe est donné par : [5]

$$a = X.p$$

Avec :

X : coefficient variant entre 30 et 50, et cependant on peut accepter une valeur maximale de X de l'ordre de 80.

p : le pas de la chaîne.

a : l'entraxe, a=2032 mm

a / Calcul de longueur de la chaine :

La longueur de la chaine est donnée par la formule suivante : [5]

$$L_c = 2 \cdot a \cos(\alpha) + p \left[\frac{Z_r + Z_r}{2} + \frac{Z_r - Z_r}{\pi} \right]$$

Avec :

a: l'entraxe entre les deux roues.

α : l'angle d'enroulement.

Soit : $\alpha = 0^\circ$.

Donc:

$$L_c = 4648,2 \text{ mm.}$$

b / Calcul le nombre de maillons :

Le nombre de maillons est donné par la formule suivante : [5]

$$L_m = \frac{L_c}{p}$$

D'où ;

$$L_m = 183 \text{ maillons.}$$

XI-3- Calcul de la résistance de la chaine :**Calcul de la puissance corrigée :**

La puissance corrigée de la chaine est donnée par la formule suivante : [7]

$$P_c = P_s \cdot K_v \cdot K_R$$

Avec :

$$P_s = P \cdot K_s$$

$K_s = 1,3$; coefficient de service, (voir annexe, tableau N°10).

$K_V=0,87$; coefficient correcteur fonction du nombre de dents, (voir annexe, graphe N°1).

$K_R=0,57$; coefficient correcteur fonction du nombre de rangées (voir annexe, tableau N°11).

$P= 3 \text{ KW}$; puissance d'un moteur électrique.

D'où:

$$P_c = 2,223 \text{ KW.}$$

XI-4- Efforts appliquées sur une chaîne :

a / Tension utile: si on néglige la tension causé par le poids de la chaîne dans le brin mou, on obtient l'expression de la tension due à la transmission de puissance par la formule suivante : [11]

$$F = 1000 \cdot \frac{P_c}{V_c} \quad [F].$$

Avec :

$$V_c = 1,98 \text{ m/s.}$$

$$[F] = \frac{R}{n_s \cdot K_e}$$

$$K_e = K_r \cdot K_g \cdot K_p$$

$K_r=1$; Le coefficient de service.

$K_g=1,3$; Le coefficient De graissage.

$K_p=1$; Le coefficient K_p tient compte de la disposition de la transmission.

D'où:

$$F = 1122,73 \text{ N.}$$

$$[F] = 10431,52 \text{ N.}$$

$$1122,73 \text{ N} \quad 10431,52 \text{ N}.$$

b / Tension due à la force centrifuge : comme pour les courroies, la tension due à la force centrifuge est donnée par la formule suivante : **[11]**

$$F_c = \rho \cdot V_c^2$$

Avec:

$$\rho = 25,6 \text{ N/m} ; \text{ la masse linéique.}$$

D'où:

$$F_c = 100,36 \text{ N}.$$

XI-5- Critère de faillite:

a / Condition concernant la rupture de la chaîne : pour éviter la rupture de la chaîne, il faut vérifier que l'inégalité suivante est satisfaite : **[11]**

$$F + F_c \leq \frac{F_r}{n_s}$$

Avec :

F : La tension utile.

F_c : La force due à la force centrifuge.

F_r : La charge minimale de rupture.

n_s : Le coefficient de sécurité.

Pour les chaînes à rouleaux, la charge minimale de rupture est donnée par la formule suivante : **[11]**

$$F_r = X \cdot p^2$$

Avec :

p : le pas de la chaîne en mm

$$X = 86,2.$$

D'où :

$$F + F_c = 1223,09 \text{ N.}$$

$$\frac{F_r}{n_s} = \frac{86,2 \cdot (25,4)^2}{8,2} = 6782,04 \text{ N.}$$

$$1813,99 \text{ N} \leq 6782,04 \text{ N.}$$

Donc, la condition pour éviter la rupture de la chaîne est vérifiée.

b / Condition concernant l'usure des composantes de la chaîne :

La pression spécifique P_s qui s'exerce sur la surface de contact entre les rouleaux et les dents des pignons doit être inférieure à la valeur admissible $[P]$ [11]

Soit :

$$P_s = \frac{F + F_c}{A_r} < [P]$$

Avec :

$A_r = 1,78 \text{ cm}^2$; la surface de contact nominale du rouleau avec les dents des pignons.

$[P] = 3300 \text{ N/cm}^2$ (Voir annexe, tableau 14).

D'où :

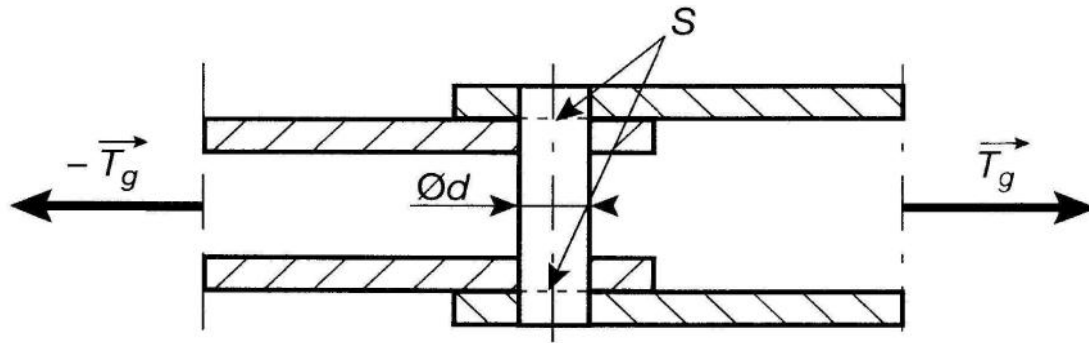
$$P_s = 687,13 \text{ N/cm}^2.$$

$$687,13 \text{ N/cm}^2 \leq 3300 \text{ N/cm}^2.$$

Donc, la condition est vérifiée.

XI-6- Calcul du diamètre «d » de l'axe ordinaire de la chaîne :

L'axe ordinaire de la chaîne soumis au cisaillement induit par l'effort de traction global T_g .



La contrainte tangentielle dans les axes est donnée par la formule suivante : [5]

$$\tau = \frac{T_g}{S}$$

Où ;

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

Avec :

S : la section cisailée de l'axe.

La condition de résistance au cisaillement s'écrit :

$$\tau \leq \tau_{pg}$$

Avec :

d : Diamètre de l'axe.

T_g : Effort global de traction.

τ_{pg} : Contrainte tangentielle pratique.

L'axe est en acier faiblement allié **30CrNiMo8 (30CND8)** de caractéristiques suivantes : [7]

- La charge de rupture par traction : $\sigma_r = 145 \text{ daN/mm}^2$.
- La limite d'élasticité : $\sigma_e = 105 \text{ daN/mm}^2$.
- $[\sigma] = 70 \text{ daN/mm}^2$.

- $[\tau] = 35 \text{ da N/mm}^2$.

Le diamètre de l'axe est donné par la formule suivante : [11]

$$d \geq 2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_g}{\pi \cdot \tau_{pg}}}$$

On a :

- La charge total de lavage : $p = 3000 \text{ Kg}$.
- La charge de traction par chaine : $T_g = 3000 \text{ da N}$.

D'où :

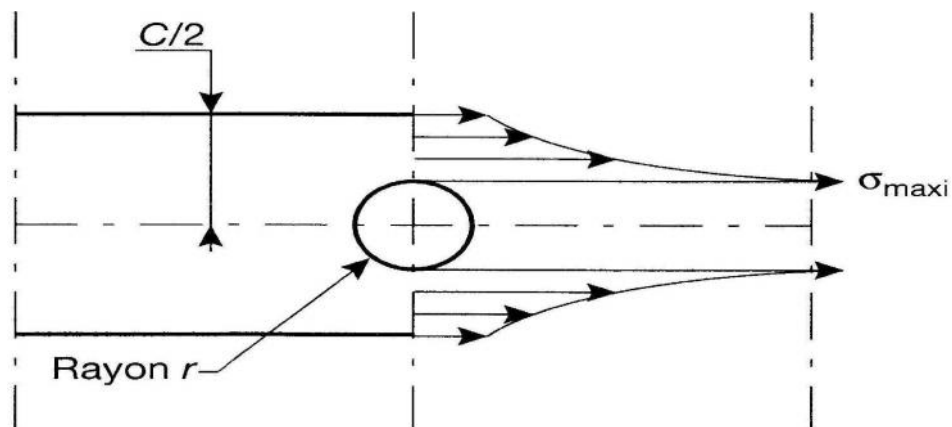
$$d \geq 14,77 \text{ mm}$$

Pour un maximum de sécurité et des raisons de conception mécanique, nous adoptons un diamètre normalisé :

$$d = 15,88 \text{ mm}$$

XI-7- Vérification des maillons à la traction:

Pour des raisons de conception, nous avons : $C = 36,1 \text{ mm}$; $r = 7,94 \text{ mm}$



La contrainte normale moyenne dans la plaque est donnée par la formule suivante : [18]

$$\sigma_{moy} = \frac{T_g}{2 \cdot S}$$

Avec, S : la section des plaques.

La concentration de contrainte donne la contrainte normale maximale dont il faut tenir compte:

$$\sigma_{max} = K \cdot \frac{T_g}{2.S}$$

Avec :

K = 1,66 ; coefficient de concentration de contrainte (voir annexe, tableau 12).

S = 178 mm² et $[\sigma] = 70$ da N/mm².

Nous obtiendrons alors:

$$\sigma_{max} = 13,99 \text{ da N/mm}^2 \quad 70 \text{ da N/mm}^2.$$

Conclusion :

Les résultats obtenus pour la résistance des éléments, ne peuvent pas être confirmés qu'après essais mécanique, car les contraintes admissibles adoptées dans le mode de calcul sont des valeurs approchées.



ETUDE TECHNOLOGIQUE

Introduction :

Ce chapitre est une partie très importante dans notre étude sur le pont élévateur à deux colonnes, car la plus part des calculs réaliser avec la méthode analytique vont être vérifié par la simulation numérique avec deux logiciels. Le premier logiciel est SOLIDWORKS qui permet de dessiner et d'assembler le système étudié, et de faire la simulation. Le deuxième logiciel est RDM6 utilisé pour la simulation des bras télescopiques du pont élévateur à deux colonnes.

La mise en œuvre d'une simulation numérique nécessite, comme point de départ, une définition quasi-complète de la structure étudiée et de son environnement direct. Cela suppose donc une définition des formes, dimensions et matériaux qui constituent le produit ainsi que des conditions aux limites en efforts et déplacement, des conditions initiales du mouvement d'un mécanisme, des conditions de contact, etc.

I -Logiciel SOLIDWORKS : [21]

SolidWorks est un logiciel de dessin et de conception assisté par ordinateur DAO et CAO. Il est considéré comme un outil essentiel dans le domaine de la conception mécanique, et nombreuses entreprises et bureaux d'études en mécanique de renommé l'utilisent. Il permet, avec ses diverses fonctionnalités, d'aborder des problèmes de dimensionnement complexe et de les résoudre dans des délais très courts, comparés aux méthodes conventionnelles.

Il est apprécié par des ingénieurs de conception pour sa souplesse et son potentiel en constante progression grâce au programme de développement.

L'interface DAO de SolidWorks permet la création de formes en 3D de la manière la plus facile et la plus rapide.

Il fait appel à des fonctions comme la révolution, l'extrude, enlèvement de matière ou la symétrie pour obtenir des formes 3D à partir de dessin plan. Pour une même forme il peut y avoir différentes manières de procéder pour sa création.

Par exemple sur une même surface fait les fonctions Base / Bossage extrudé et assistance pour le perçage.

La fonction Base / Bossage extrudé (cylindre) : obtenir un cylindre par extrusion de L'esquisse d'un cercle.

II - logiciel RDM6 :

RDM6 est un logiciel destiné à l'enseignement du calcul des structures par la méthode des éléments finis. Il comprend les modules suivants : RDM - Flexion : calcul et optimisation des poutres droites sollicitées en flexion simple. RDM - Ossatures : analyse statique et dynamique des ossatures planes ou tridimensionnelles. RDM - éléments finis : modélisation et maillage d'une surface plane, élasticité plane ou de révolution, flexion des plaques, analyse thermique en régime permanent, Section droite d'une poutre. RDM - Rosettes : dépouillement des rosettes, étude des contraintes et des déformations autour d'un point.

III-Simulation des bras télescopiques :

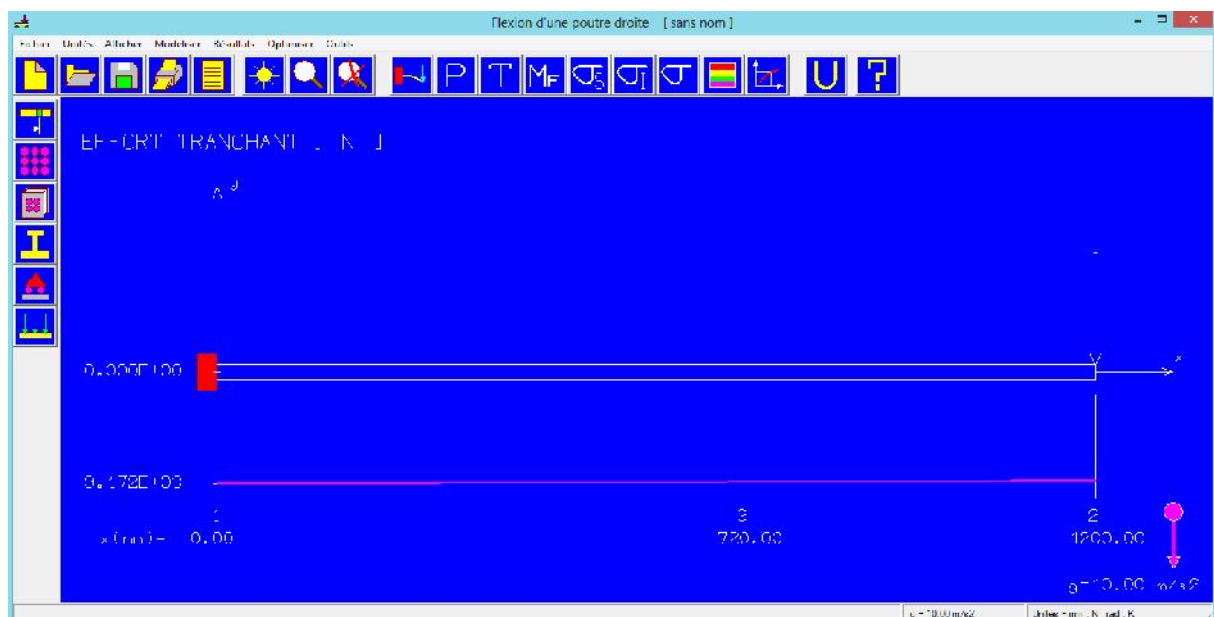
Les bras télescopiques sont considérés comme des poutrelles rectangulaires creuses.

III -1- les bras longs :

Caractéristiques des bras longs :

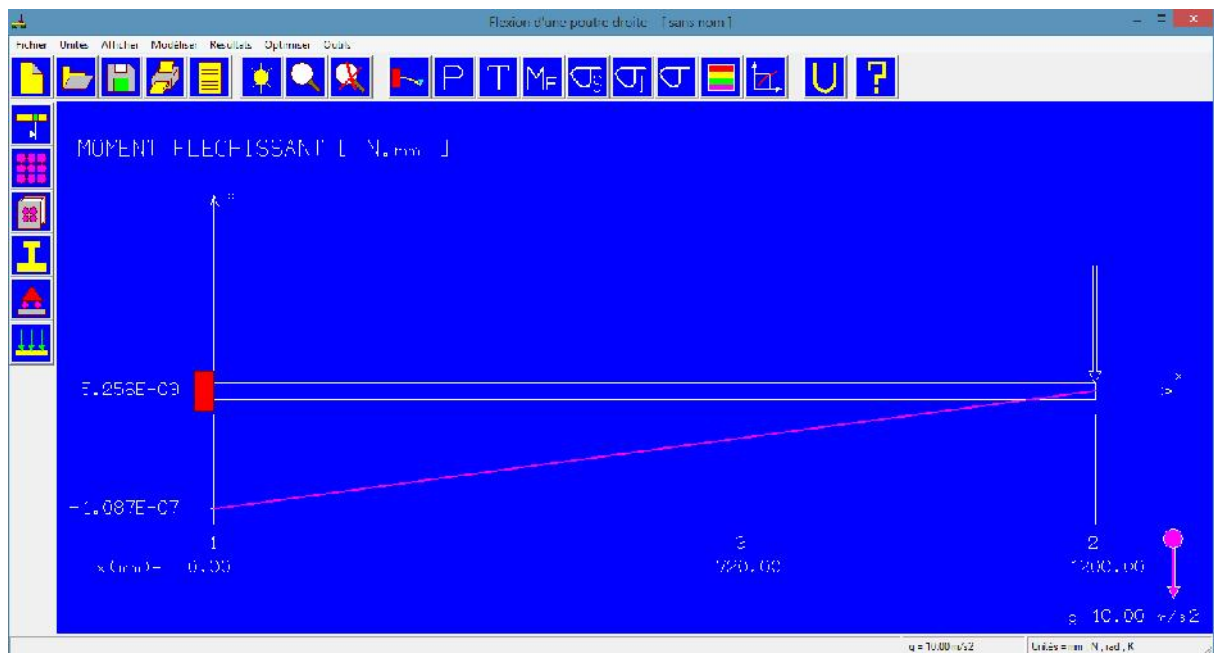
- Matériau : est en acier non allié E360 (A70), $\sigma_e=360 \text{ N/mm}^2$,
- Dimensions : $L_{\max}=1200 \text{ mm}$; $L_{\min}=760 \text{ mm}$; $b*h=200*100 \text{ mm}^2$; $e=4 \text{ mm}$;
 $S=22,87 \text{ cm}^2$; $W_x=119,1 \text{ cm}^3$.
- La force appliquée : $F_1=895,847 \text{ da N}$.

a / Vérification de l'effort tranchant :



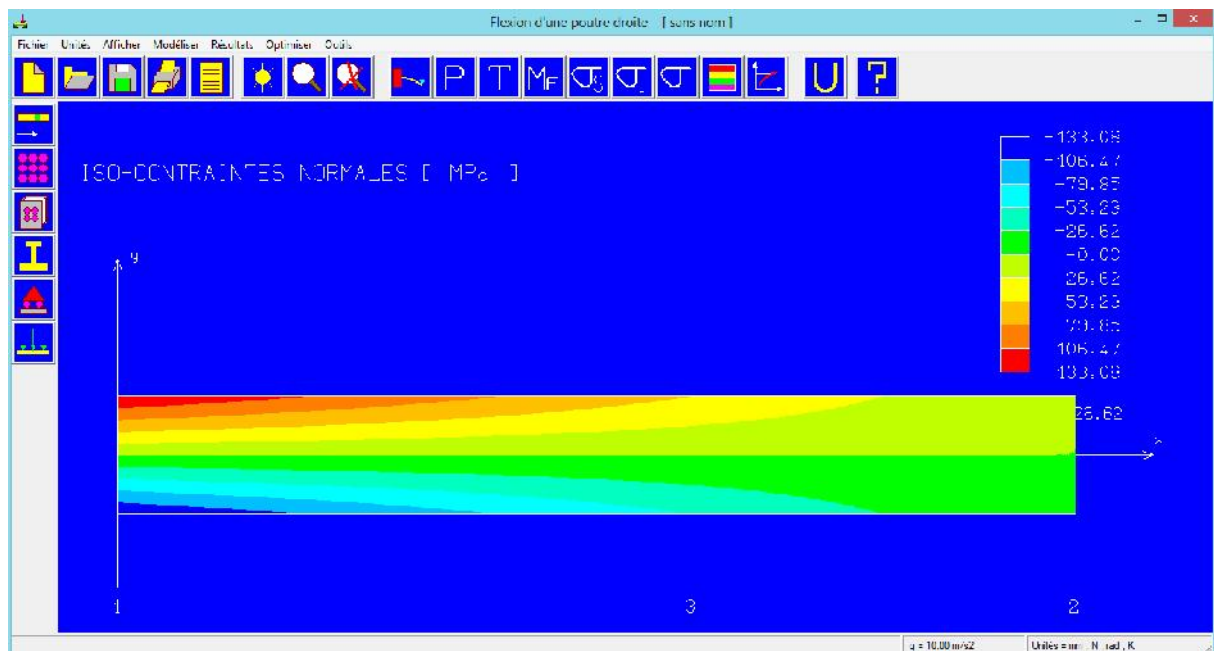
La valeur de l'effort tranchant $T = -917,2$ da N

b / Vérification du moment fléchissant :



La valeur du moment fléchissant obtenue à partir de la simulation $M_f = -1,087.10^6$ da N.mm

c / Vérification des contraintes normales :



D'après la simulation, on remarque que la valeur maximale que le bras télescopique subit

$\sigma_{max}=133,08 \text{ N/mm}^2$, inférieur à la valeur de la limite d'élasticité du matériau

$\sigma_e=360 \text{ N/mm}^2$

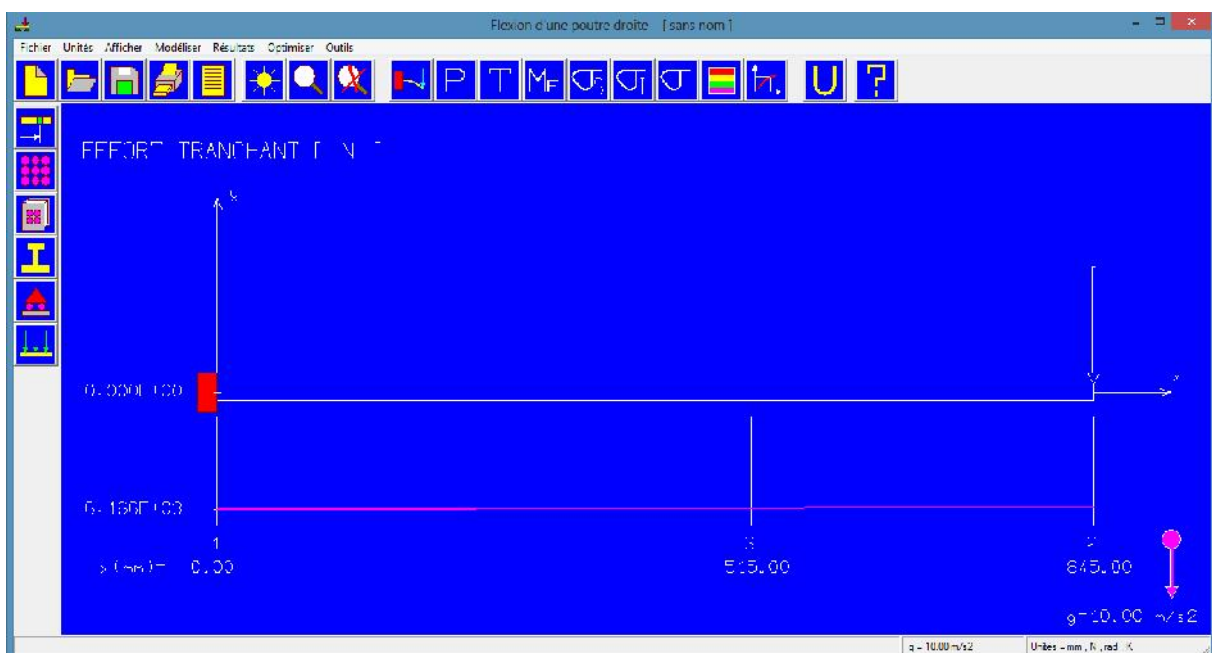
III -2- Pour les bras courts :

- Matériau : est en acier non allié E360 (A70) ; $\sigma_e = 360 \text{ N/mm}^2$.
- Dimensions : $L_{max}=845 \text{ mm}$; $L_{min}=515 \text{ mm}$; $b*h=150*50 \text{ mm}^2$; $e=5 \text{ mm}$;

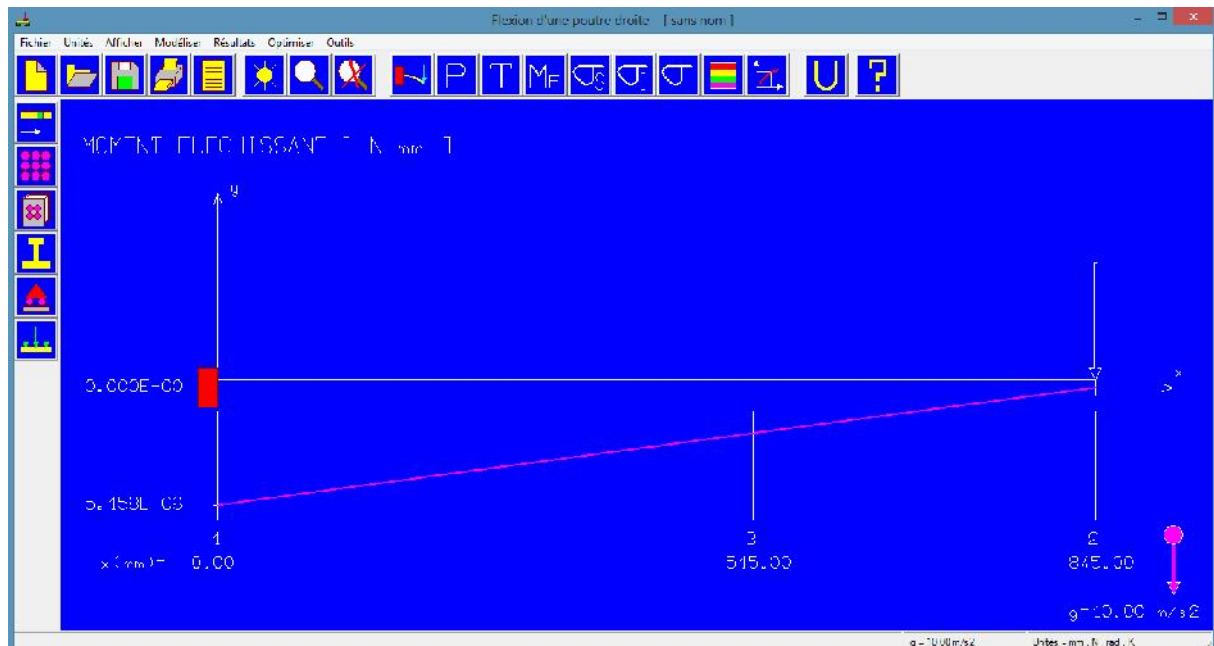
$S=18,14 \text{ cm}^2$; $W_x=59,22 \text{ cm}^3$

- La force appliqué : $F=604,153 \text{ da N}$.

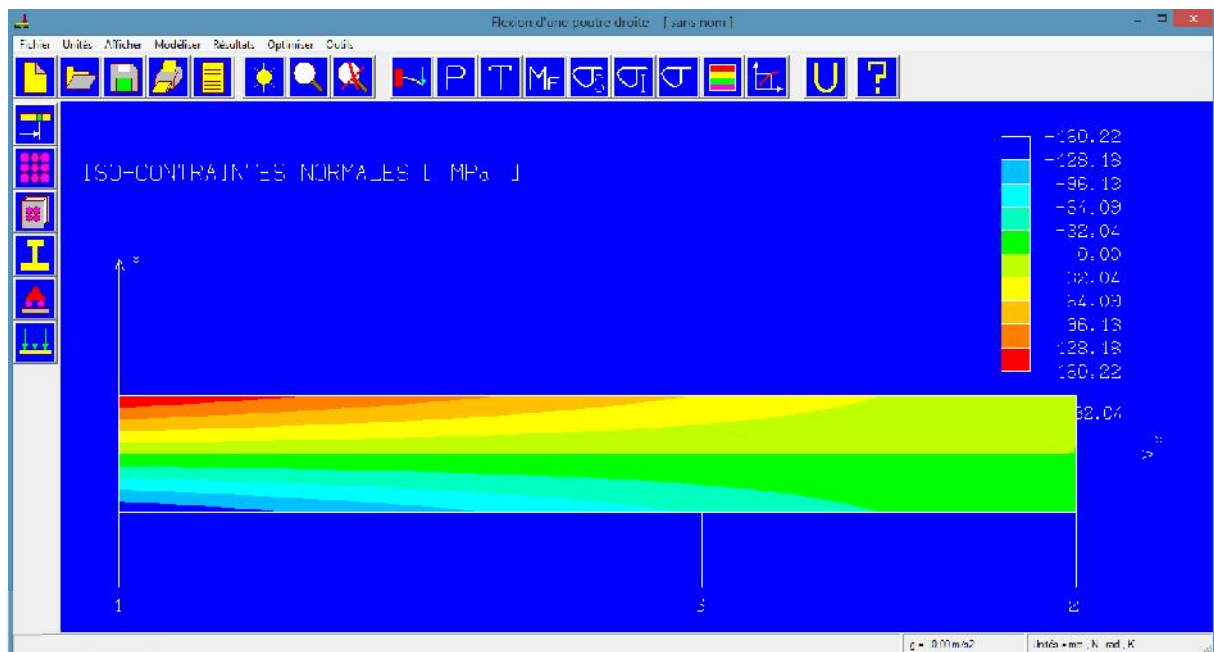
a / Vérification de l'effort tranchant :



La valeur de l'effort tranchant $T= -616,6 \text{ da N}$

b / Vérification du moment fléchissant :

La valeur du moment fléchissant obtenue $M_f = -5,158.10^5$ da N

c / Vérification des contraintes normales :

$\sigma_{max} = 160,22 \text{ N/mm}^2$ inférieur à la limite d'élasticité du matériau utilisé

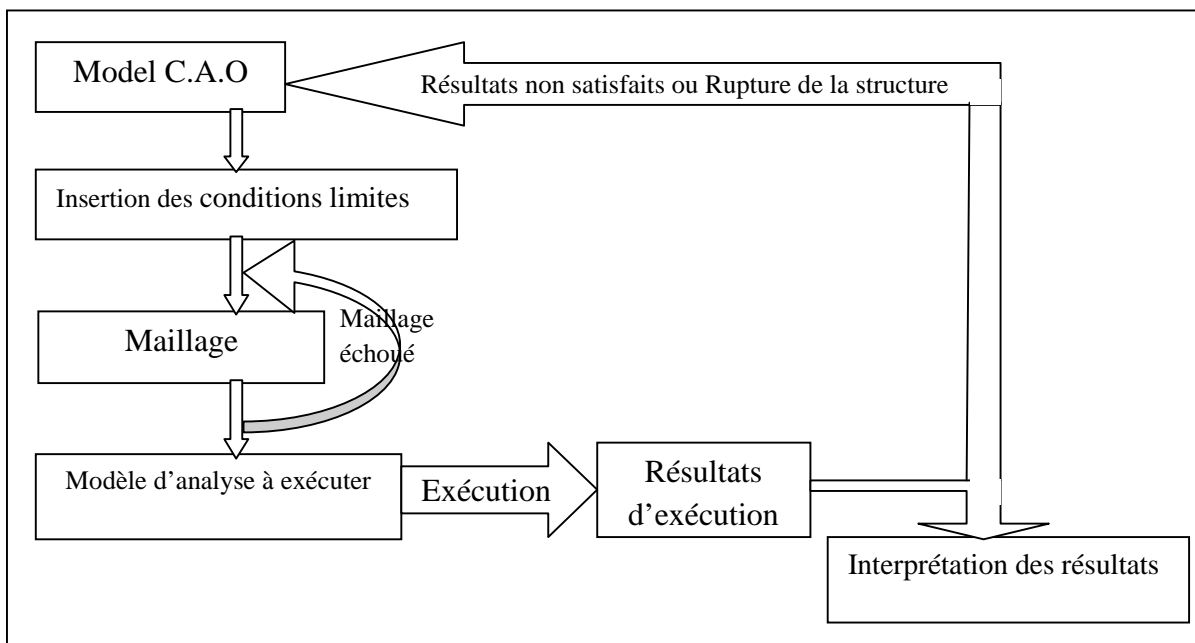
$\sigma_e = 360 \text{ N/mm}^2$

Conclusion :

D'après la simulation numérique, réalisée avec le logiciel RDM6, sur les bras télescopiques, on constate que les résultats obtenus par la méthode analytique, sont presque identique avec ceux de la simulation.

VI -Présentation de la démarche de la simulation numérique avec solidworks :

Pour la mise en œuvre de l'écrou nous avons procédé à une gestion d'une démarche qui est présentée sur la figure suivante

**VI -1- Les étapes à suivre pour notre étude de simulation**

- Affectation du matériau (les propriétés physiques et mécaniques).
- Mise en place des conditions aux limites (déplacements imposés).
- Application des chargements.
- Maillage de l'assemblage.
- Exécution de l'analyse.
- Visualisation et analyse des résultats.

VI -2- Simulation de l'écrou porteur :

L'écrou porteur est la pièce qui subit la grande charge.

Matériau de l'écrou porteur : est l'alliage de cuivre CuSn4.

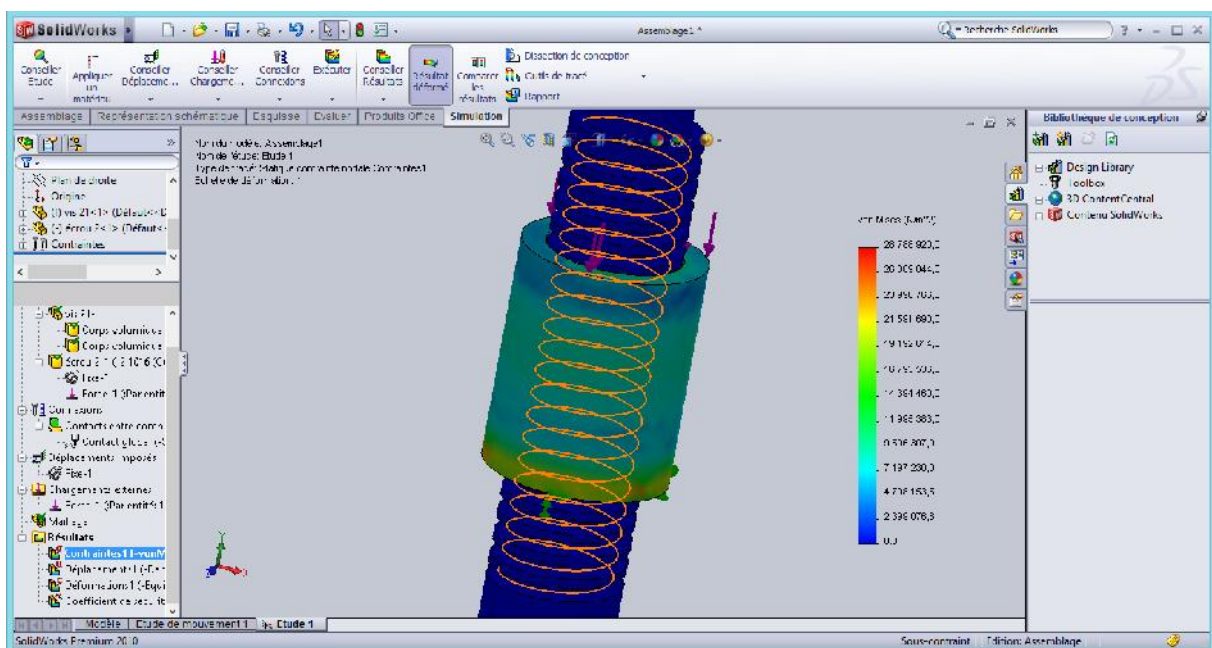
Caractéristique du matériau de l'écrou : $\sigma_e = 200 \text{ N/mm}^2$.

La charge appliquée sur l'écrou porteur : 15000 N

Exécution de l'analyse

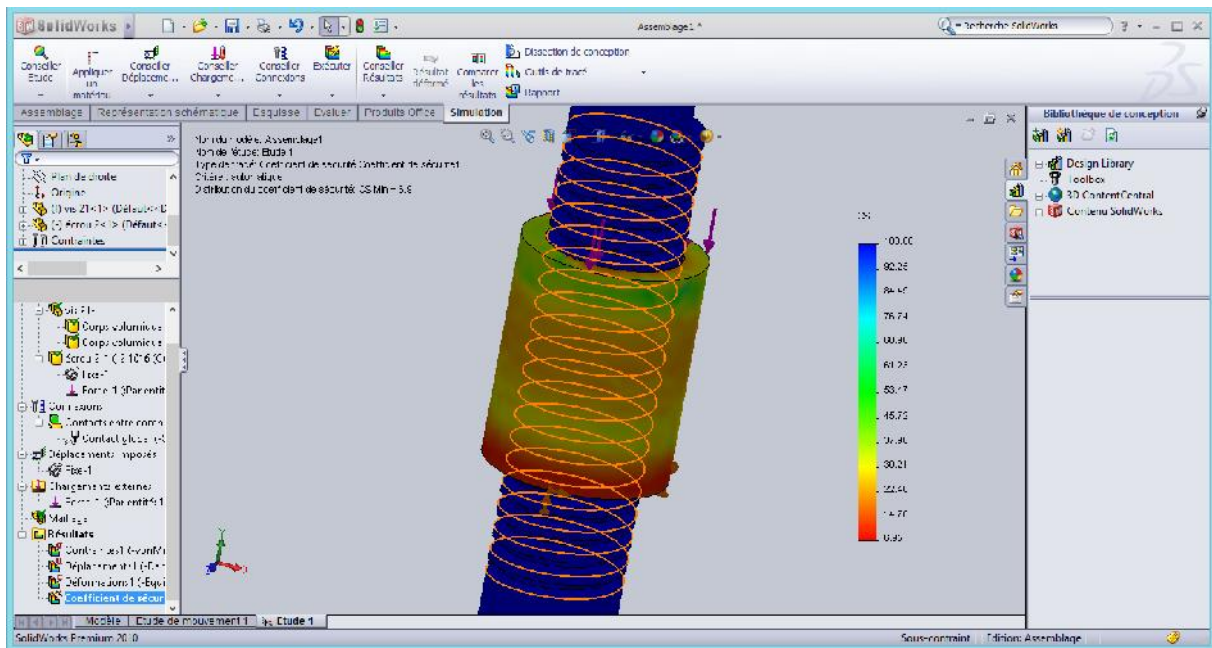
a/Contrainte de Von Mises

La figure suivante illustre la distribution des contraintes de type Von Mises en « N/m^2 », Sachant que la limite d'élasticité du CuSn4 est d'ordre de 200 MPa, nous constatons (en accord avec les couleurs de la barre d'indication à la droite de la figure) que pratiquement les zones qui sembleraient dangereuses sont celle au voisinage de la partie inférieure de l'écrou porteur qui s'élève à environ 28,78 MPa, ce résultat est satisfaisant comparé à la limite d'élasticité de notre matériau.



b /La distribution du coefficient de sécurité

La figure suivante illustre la distribution du coefficient de sécurité (rapport entre la contrainte admissible et la contrainte appliquée). Nous constatons (en accord avec les couleurs de la barre d'indication à la droite de la figure) que le coefficient de sécurité auquel l'écrou répond est bien d'ordre de « $s = 6$ » comme prévu dans les calculs analytiques du chapitre précédant.



ENTRETIEN DU PONT ELEVATEUR

I- Généralité sur la maintenance : [6]

I-1- Définition générale :

La maintenance est définie comme étant l'ensemble des actions permettant de maintenir ou de rétablir un bien dans un état spécifié ou en mesure d'assurer un service déterminé.

Maintenir c'est donc effectuer des opérations qui permettent de conserver le potentiel du matériel pour assurer la continuité et la qualité de la production.

I-2- Les différents types de maintenance :

I-2-1- La maintenance corrective :

- Il s'agit d'une maintenance effectuée après défaillance.
- C'est une politique de maintenance qui correspond à une attitude de réaction à des événements plus ou moins aléatoires et qui s'applique après la panne.

I-2-2- La maintenance préventive :

I-2-2-1- Maintenance systématique :

Maintenance préventive effectuée selon un échéancier établi en fonction du temps ou du nombre d'unités d'usage.

I-2-2-2- La maintenance conditionnelle :

Maintenance préventive subordonnée à un type d'évènement prédéterminé révélateur de l'état de dégradation d'un bien.

I-3- Entretien des courroies :

I-3-1- Contrôle de l'état de courroie :

I-3-1-1- Craquelure :

Les petites craquelures peuvent apparaître sur les flancs et la base de la courroie. Celles-ci sont dues à un excès de chaleur ou à l'action des vapeurs chimiques. La chaleur peut être produite par une tension insuffisante de la courroie.

L'origine de la craquelure provient aussi du montage de galet des mauvais côtés de la courroie et du mauvais stockage.

I-3-1-2- Cassure des dents :

Les dents de la courroie crevassent ou cassent à cause :

- d'une température de fonctionnement trop haute.
- de vibrations anormales qui sont souvent dues à un mauvais équilibrage.
- d'un galet extérieur trop petit.

I-3-1-3- Ecaillage :

L'enrobage s'est écaillé, les flancs sont mous et gluants et le profil est gonflé .Ces phénomènes sont dus à une contamination aux huiles ou aux solvants.

Le nettoyage des courroies et poulies s'effectue avec un chiffon imbibé de mélange de glycérine et d'alcool.

I-3-1-4- Coupure :

La courroie est coupée dans sa base ou carrément cassée et a quitté la transmission. Ceci est probablement dû à un mauvais alignement ou à un choc violent sous tension. Vérifier l'alignement des poulies et l'absence d'un corps étranger.

I-4- Entretien préventif de la chaîne de transmission :

I-4-1- Lubrification :

La lubrification s'effectue en règle générale à l'huile .La graisse n'est utilisée qu'en cas de fonctionnement lent et en atmosphère oxydante ; la chaîne est alors périodiquement démontée, nettoyée dans un bain de graisse chauffée à environ 60 degrés.

I-4-1-1- Lubrification manuelle :

La lubrification se fait manuellement avec un pinceau.

I-4-1-2- Lubrification par compte-gouttes :

Dans le cas où l'accès est difficile, un système de compte-goutte ou de brosse compte-goutte distribue directement de l'huile à l'articulation.

I-4-1-3- Lubrification par barbotage :

Soit le point le plus bas de la chaîne trempe dans l'huile, soit l'huile est entraînée par un disque solidaire du pignon inférieur, et répartie par un déflecteur.

I-4-1-4- Lubrification automatique par circulation :

L'huile, envoyée par une pompe de circulation, est projetée sur la face interne de la chaîne.

- en cas de chaîne extrêmement chargée, une huile extrême pression est nécessaire.
- en cas de fonctionnement à température élevée, on augmentera la viscosité ; au-dessus de 150 degré, il faut un lubrifiant sec ou de synthèse (voir annexe, tableau 15)

II- Type de lubrification utilisé pour notre chaîne de transmission : [11]

On utilise la lubrification par compte-gouttes suivant la vitesse linéaire de notre chaîne de transmission qui est de : $v=1,98 \text{ m/s}$. (Voir annexe tableau 15).

Calcul de la lubrification de la chaîne :

Le calcul de la lubrification au compte-goutte est donné par la formule suivante : [19]

$$N_g = (r + 1) v . p$$

$$N_g = (2+1) . 1,98 . 2,54$$

$$N_g = 15,02 \text{ gouttes par minute.}$$

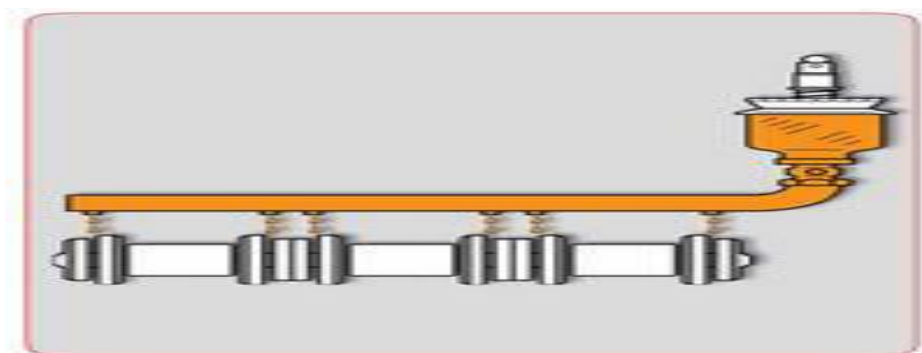


Figure 20 : lubrification par compte-goutte.

Avec :

N_g : nombre de gouttes par minute.

r : nombre de rangs de la chaîne

v : vitesse linéaire de la chaîne en m/s.

p : pas de la chaîne en cm.

III- Entretien du pont élévateur :

Pour l'entretien du pont élévateur, on va opter pour deux types de maintenance, la maintenance préventive et la maintenance corrective.

III -1- Utilisation de la maintenance préventive :

Elle consiste à lubrifier l'élément mécanique en contact pour éviter l'usure par frottement, donc lubrifier la vis de transmission par un lubrifiant pour faciliter le déplacement de l'écrou porteur et éviter le frottement.

a / Toutes les semaines :

- Contrôler la lubrification des vis de levage.
- Contrôler le graissage de la chaîne.
- Contrôler le graissage des roulements.

b /Tous les mois :

- Contrôler l'état des vis.
- Contrôler la chaîne, et les courroies.

III -2- Utilisation maintenance corrective :

Elle consiste à remplacer les éléments défaillants. Principalement l'écrou porteur, l'écrou de sécurité, les axes des bras, les courroies et la chaîne de transmission.

VI- Les pannes éventuelles :

Pannes éventuelles	causes	remèdes
Le pont ne fonctionne pas	Les fusibles de protection sont grillés. Les fusibles de transformateur sont grillés Panne au niveau de l'installation électrique	Remplacer les fusibles Remplacer les fusibles. contrôlé
Le pont ne complète pas sa course de levage	La sonde thermique du moteur est déclenchée. La charge excède la capacité nominale Le voltage du réseau est trop bas	Attendre le réenclenchement de la sonde S'en tenir aux normes
La course de montée maximale des chariots est de 3000 mm et est suivie du déclenchement de la sonde thermique	Blocage mécanique pour usure des écrous porteurs	Remplacer les écrous
La course de levage est irrégulière	Patinages des courroies de transmission	Régler ou remplacer les courroies
Blocage mécanique	Butée de fin de course endommagée	Remplacer la butée de fin de course
L'élévateur ne réaligne pas en descente (colonne opposée plus haute) ou en montée (colonne opposée plus basse)	Frottement trop important du câble dans la gaine à cause d'écrasements ou de détérioration de cette dernière .le problème est mis en évidence par des différences de cote	Remplacer la gaine et le câble. L'enlever et procéder au réglage correct du mécanisme de réalignement

CONCLUSION GENERALE

Conclusion générale

L'étude d'un pont élévateur pour véhicules légers, est très complexe pour déterminer tous les organes qui le constituent, à cause du manque de la documentation dans ce domaine, car les constructeurs des ponts élévateurs ne publient pas leurs technologies.

Notre étude est faite sur les éléments essentiels du pont élévateur .Elle est fondée sur les théories de résistance des matériaux et les catalogues publiés par les constructeurs.

Pour l'étude technologique du pont élévateur à deux colonnes, nous avons utilisé SolidWorks et RDM6 comme outils d'aide.

Cette étude nous a permis d'avoir une idée sur le monde du travail et qui nous a appris que les éléments fondamentaux d'un projet d'ingénierie sont la fiabilité, le bon rendement, la disponibilité des moyens, et tout cela pour un coût relativement faible pour concurrencer. Ce projet est une étape préliminaire, pour pouvoir aborder la conception de n'importe quel mécanisme par le logiciel SolidWorks.

BIBLIOGRAPHIE

Bibliographie

- [1]** : Mr. MELCHANE Farid, Mr. MEDJKOUNE Nabil: Mémoire de fin d'étude (option construction mécanique). Etude et conception d'une table élévatrice. Université Abderrahmane MIRA Bejaia. Promotion 2002-2003.
- [2]** : G.LEMASSON, A.L.TOURANCHEAU : Appareils de levage et de manutention mécanique. Edition Dunod. PARIS, 1971.
- [3]** : Mr. CHALABI Nadjib, Mr. AIT SI ALI Nakib : Mémoire de fin d'étude (option construction mécanique). Etude d'un pont élévateur à deux colonnes pour véhicules légers. Université Abderrahmane MIRA Bejaia. Promotion 2005.
- [4]** : METI AGM : Catalogue de constructeur des ponts élévateurs. Italie, 2010.
- [5]** : V. Dobrovolski, K. Zablonski, S. Mak, A. Radtchik, L. Erlik : Éléments de machines. Editions MIR. MOSCOU. 1971.
- [6]** : Jean Hég. PRATIQUE DE LA MAINTENANCE PREVENTIVE. Edition Dunod, paris, 2002.
- [7]** : Jean-Louis FANCHON. Guide des Sciences et technologies industrielles. Edition afnor Nathan. 2012
- [8]** : I.AMZAL. Cours de conception des systèmes mécanique. Master 1 ; année 2012.
- [9]** : Youde Xiong, Y.Qian, Z.Xiong, D.Picard : Formulaire de mécanique, Pièces de construction. Edition EYROLLES, 2007.
- [10]** : André CHEVALIER. Guide du dessinateur industriel. Edition HACHETTE technique, 2004.
- [11]** : G.DROUIN, M.GOU, P.THIRY, R.VINET : Elément de machine. Editions de l'école polytechnique de Montréal, 1986.
- [12]** : Site WEB : www.Wikipédia.com.

[13] :A.Compa, R.Chappert, R.Picand : La mécanique par les problèmes, résistance des matériaux. Edition Foucher. Paris, 1984.

[14] : Youde Xiong : Formulaire de résistance des matériaux. Edition EYROLLES, 2002.

[15] : Christian Eloy : Aide-mémoire, calculs en construction mécanique, conception en construction mécanique. Edition DUNOD.PARIS ,1981.

[16] :P. Agati, N.Mattera : Mécanique appliquée, résistance des matériaux. Edition DUNOD. Paris ,1996.

[17] : Catalogue SEW USOCOME : Moto-variateurs mécaniques, 2005.

[18] :A.A/Latif,T.Nassim : PFE contribution à l'étude d'un escalier mécanique. Université Abderrahmane MIRA Bejaia. Promotion 2003.

[19] : Francis Esnault : Construction mécanique, transmission de puissance Tome 3.Edition DUNOD, Paris 2009.

[20] : Catalogue général SKF2800F. Les roulements.1970.

[21] : FORTAS Ismail : PFE Etude d'un système de volet pour avion civil par solidworks. Ecole nationale supérieure polytechnique. Juillet 2011.

ANNEXE

-Création et identification :

La société des industries des métaux de la wilaya de Bejaia par abréviation (SIMB), a été créée par délibération N31/78 du 26/04/1978 de l'assemblée populaire de la wilaya de Bejaia, rendue exécutoire par l'arrêté interministériel N4165 DGCL / DUEL du 29/05/1979.

-Mission de la SIMB :

La SIMB a pour mission :

- La mise en charge et la réalisation des projets mécanique.
- L'installation des charpentes métallique.
- Commercialisation des véhicules et pièces.
- La réparation et maintenance des véhicules.

-Mission de Peugeot :

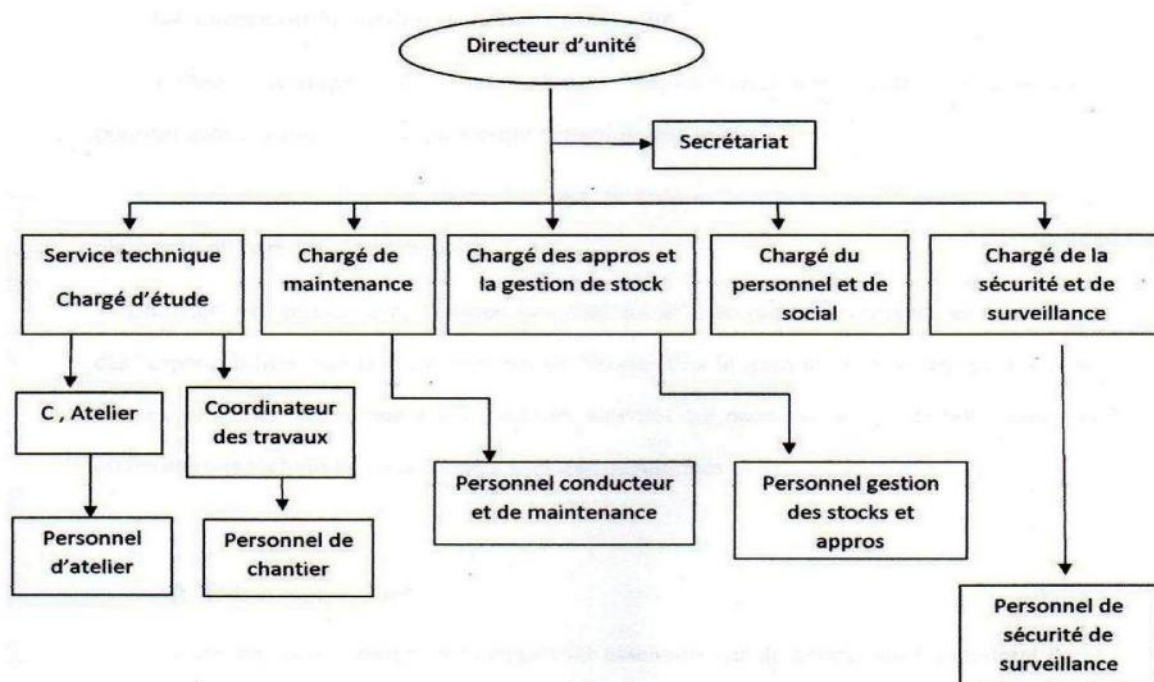
- Commercialisation des véhicules.
- Vente de pièces de rechange.
- Réception et stockages des pièces.
- Gestion de stock (pièce).
- La réparation de véhicule.

- Présentation de service après-vente :

L'agent distributeur Peugeot de la SIMB a mis à disposition du client un service après-vente, qui propose divers prestations afin de répondre aux problèmes aux soucis concernant leurs véhicules, ses services sont :

- Service Peugeot rapide ;
- Service pièce de rechange ;
- Atelier de réparation et de maintenance.

Organigramme unité distributeur peugeot :



Plan de situation

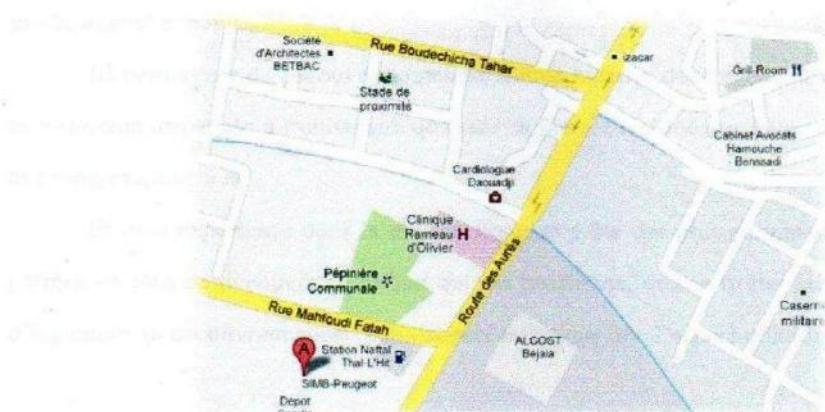
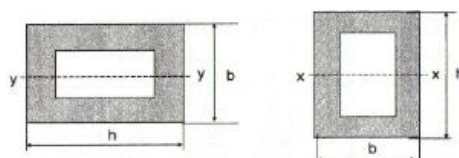


Tableau 1 :

Poutrelles creuses rectangulaires

Dimension extérieures	Epaisseur	Masse linéique	Aire de la section	Moment d'inertie de torsion	Moment d'inertie de flexion	Moment d'inertie de flexion	Module d'inertie de flexion	Module d'inertie de flexion	Rayon de giration	Rayon de giration
$h \times b$	e			J	I_x	I_y	W_x	W_y	i_x	i_y
mm	mm	kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ⁴	cm ⁴	cm ³	cm ³	cm	cm
100*50	*3	6,54	8,331	88,85	104,50	35,570	20,900	14,230	3,542	2,066
100*60	*3	7,01	8,931	122,10	118,60	53,950	23,730	17,980	3,645	2,458
120*60	*3	7,95	10,130	156,90	186,30	63,700	31,050	21,230	4,289	2,508
140*40	*3	7,95	10,130	90,50	218,00	29,590	31,140	14,800	4,638	1,709
140*80	*3	9,84	12,530	318,20	330,60	140,000	47,230	35,000	5,136	3,342
	**5	15,80	20,140	502,10	506,50	212,500	72,350	53,120	5,015	3,248
150*50	*3	8,89	11,330	150,60	294,20	52,160	39,220	20,860	5,095	2,146
	**5	14,20	18,140	230,10	444,10	76,530	59,220	30,610	4,948	2,054
150*100	*3	11,30	14,330	509,00	456,30	245,700	60,840	49,140	5,643	4,141
	**5	18,20	23,140	811,70	707,00	378,600	94,270	75,720	5,527	4,045
160*90	*3	11,30	14,330	467,00	495,80	205,200	61,980	45,600	5,882	3,784
180*80	*3	11,70	14,930	446,30	614,60	175,600	68,280	43,890	6,416	3,429
	**5	19,00	24,140	706,30	953,50	268,800	105,900	67,200	6,285	3,337
180*100	*3	12,70	16,130	656,00	708,60	288,000	78,730	57,610	6,628	4,226



Dimension extérieures	Epaisseur	Masse linéique	Aire de la section	Moment d'inertie de torsion	Moment d'inertie de flexion	Moment d'inertie de flexion	Module d'inertie de flexion	Module d'inertie de flexion	Rayon de giration	Rayon de giration
$h \times b$ mm ²	t mm	kg/m	A cm ²	J cm ⁴	I_x cm ⁴	I_y cm ⁴	W_x cm ³	W_y cm ³	i_x cm	i_y cm
200*100	4	17,9	22,87	987,5	1191	408,7	119,1	81,74	7,219	4,228
	5	22,2	28,23	1209	1446	493,7	144,6	98,74	7,158	4,283
	6	26,3	33,45	1420	1685	572,3	168,5	114,5	7,097	4,136
	8	34,1	43,46	1810	2113	711,0	211,3	142,2	6,973	4,045
	10	41,5	52,91	2157	2479	826,5	247,9	165,3	6,845	3,952
	12	48,5	61,79	2459	2876	920,5	278,6	184,1	6,714	3,860
200*120	5	23,7	30,23	1656	1637	745,5	163,7	124,2	7,358	4,966
	6	28,1	35,85	1951	1911	867,7	191,1	144,6	7,301	4,920
	8	36,6	46,66	2505	2408	1087,0	240,8	181,2	7,184	4,827
	10	44,7	56,91	3008	2841	1275,0	284,1	212,5	7,065	4,733
200*150	5	26,1	33,22	2397	1922	1237,0	192,2	165,0	7,605	6,100
	6	31,0	39,45	2833	2249	1477,0	224,9	192,9	7,751	6,056
	8	40,4	51,46	3661	2851	1828,0	285,1	243,7	7,443	5,960
	10	49,4	62,91	4426	3283	2136,0	328,3	288,4	7,333	5,864
	12	57,9	73,79	5128	3847	2453,0	384,7	327,1	7,220	5,766
250*100	5	26,1	33,22	1623	2533	606,6	202,7	121,3	8,732	4,270
	6	31,0	39,44	1906	2963	705,0	237,0	141,0	8,667	4,220
	8	40,4	51,46	2437	3749	880,7	300,0	176,1	8,535	4,136
	10	49,4	62,90	2911	4438	1030,0	355,1	205,9	8,400	4,046
	12	57,9	73,79	3330	5035	1154,0	402,8	230,8	8,260	3,955

Tableau 2 :

Valeur de la pression permise S_p entre la vis et l'écrou

Matériaux		Pression permise en MPa	Gamme de vitesses au diamètre moyen
Vis	Écrou		
Acier	Bronze	17 – 24	Basse vitesse, bonne lubrification.
Acier	Fonte	12 – 17	Basse vitesse (0,04 m/s), mouvement intermittent.
Acier	Bronze	11 – 17	Basse vitesse (0,05 m/s), mouvement intermittent.
Acier	Fonte	4 – 7	Vitesse moyenne (0,10 – 0,20 m/s).
Acier	Bronze	5 – 10	Vitesse moyenne (0,10 – 0,23 m/s).
Acier	Bronze	1 – 2	Haute vitesse (0,25 m/s).

Tableau 3:

Longueurs normalisées L des courroies de type XPA.

N° de courroie	Longueur de réf.
ISO	mm ISO
XPA-1750	1 750
XPA-1800*	1 800
XPA-1900*	1 900
XPA-1950	1 950
XPA-2000*	2 000
XPA-2060	2 060
XPA-2120*	2 120
XPA-2240*	2 240
XPA-2360*	2 360
XPA-2430	2 430
XPA-2500*	2 500
XPA-2650*	2 650
XPA-2800*	2 800
XPA-3000*	3 000
XPA-3150*	3 150
XPA-3350*	3 350
XPA-3550*	3 550

Tableau 4 :

Facteur d'entraxe f_1

$\frac{ d_1 - d_2 }{K}$	Facteur f_1
0,00	0,00
0,02	0,01
0,04	0,02
0,06	0,03
0,08	0,04
0,10	0,05
0,12	0,06
0,14	0,07
0,16	0,08
0,18	0,09
0,20	0,10

Tableau 5 :

Puissance de base P_b .

N Petite poulie (tr/min)	Diamètre d de la petite poulie (mm)						
	80	85	90	95	100	106	112
585	1,13	1,30	1,47	1,64	1,80	2,00	2,20
700	1,32	1,52	1,72	1,92	2,11	2,35	2,58
725	1,36	1,57	1,77	1,98	2,18	2,42	2,67
870	1,59	1,83	2,08	2,32	2,56	2,85	3,14
950	1,71	1,97	2,24	2,50	2,76	3,08	3,39
1 160	2,02	2,34	2,66	2,97	3,29	3,67	4,04
1 450	2,43	2,82	3,21	3,60	3,99	4,45	4,91
1 750	2,83	3,30	3,76	4,22	4,68	5,23	5,77
2 850	4,15	4,87	5,58	6,29	6,99	7,82	8,64
3 450	4,77	5,61	6,45	7,27	8,09	9,05	10,01
100	0,24	0,27	0,31	0,34	0,37	0,41	0,45
200	0,45	0,51	0,57	0,63	0,69	0,76	0,84
300	0,64	0,73	0,82	0,91	0,99	1,10	1,21
400	0,82	0,93	1,05	1,17	1,29	1,43	1,57
500	0,99	1,14	1,28	1,43	1,57	1,74	1,91
600	1,16	1,33	1,50	1,67	1,84	2,05	2,25
700	1,32	1,52	1,72	1,92	2,11	2,35	2,58
800	1,48	1,70	1,93	2,15	2,38	2,64	2,91
900	1,63	1,89	2,14	2,39	2,64	2,93	3,23
1 000	1,78	2,06	2,34	2,62	2,89	3,22	3,55

Tableau 6 :

Puissance additionnelle P_{a1} .

tr/min de la petite poulie	1 à 1,01	1,02 à 1,03	1,04 à 1,05	1,06 à 1,08	1,09 à 1,11	1,12 à 1,15	1,16 à 1,2	1,21 à 1,28	1,29 à 1,44	> 1,45
585	0,00	0,02	0,03	0,05	0,06	0,08	0,09	0,11	0,12	0,14
700	0,00	0,02	0,04	0,05	0,07	0,09	0,11	0,13	0,14	0,16
725	0,00	0,02	0,04	0,06	0,07	0,09	0,11	0,13	0,15	0,17
870	0,00	0,02	0,04	0,07	0,09	0,11	0,13	0,16	0,18	0,20
950	0,00	0,02	0,05	0,07	0,10	0,12	0,15	0,17	0,20	0,22
1 140	0,00	0,03	0,06	0,09	0,12	0,15	0,18	0,21	0,24	0,27
1 450	0,00	0,04	0,07	0,11	0,15	0,19	0,22	0,26	0,30	0,34
1 750	0,00	0,05	0,09	0,14	0,18	0,23	0,27	0,32	0,36	0,41
2 850	0,00	0,07	0,15	0,22	0,29	0,37	0,44	0,51	0,59	0,66
3 450	0,00	0,09	0,18	0,27	0,36	0,44	0,53	0,62	0,71	0,80
100	0,00	0,00	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02
200	0,00	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,04	0,05
300	0,00	0,01	0,2	0,02	0,03	0,04	0,05	0,05	0,06	0,05
400	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
500	0,00	0,01	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,09	0,10	0,12
600	0,00	0,02	0,03	0,05	0,06	0,08	0,09	0,11	0,12	0,14
700	0,00	0,02	0,04	0,05	0,07	0,09	0,11	0,13	0,14	0,16
800	0,00	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,17	0,19
900	0,00	0,02	0,05	0,07	0,09	0,12	0,14	0,16	0,19	0,21
1 000	0,00	0,03	0,05	0,08	0,10	0,13	0,15	0,18	0,21	0,23

Tableau 7 :

Facteur de correction f_2 pour l'arc d'enroulement.

$\frac{ d_1 - d_2 }{e_r}$	Arc d'enroulement sur la petite poulie (degrés)	Facteur f_2
0,00	180	1,00
0,10	174	0,99
0,20	169	0,97
0,30	163	0,96
0,40	157	0,94
0,50	151	0,93
0,60	145	0,91
0,70	139	0,89
0,80	133	0,87
0,90	127	0,85

Tableau 8 :

Constante m liée à la masse volumique de la courroie.

Section courroie individuelle Micro-V®, ou Polyflex®, JB™	m
Z	0,005
A	0,009
B	0,014
C	0,026
D	0,052
AX	0,008
BX	0,013
CX	0,023
SPZ/3V	0,0066
SPA et XPA	0,012
SPB/5V	0,017
SPC	0,032
8V	0,046
XPZ/3VX	0,006
XPA	0,0104
XPB/5VX	0,013
PJ	0,0006

Tableau 9:

Dimensions des clavettes

d	a	b	s	j	k	d	a	b	s	j	k
de 6 à 8 inclus	2	2	0,16	d - 1,2	d + 1	58 à 65	18	11	0,6	d - 7	d + 4,4
8 à 10	3	3	0,16	d - 1,8	d + 1,4	65 à 75	20	12	0,6	d - 7,5	d + 4,9
10 à 12	4	4	0,16	d - 2,5	d + 1,8	75 à 85	22	14	1	d - 9	d + 5,4
12 à 17	5	5	0,25	d - 3	d + 2,3	85 à 95	25	14	1	d - 9	d + 5,4
17 à 22	6	6	0,25	d - 3,5	d + 2,8	95 à 110	28	16	1	d - 10	d + 6,4
22 à 30	8	7	0,25	d - 4	d + 3,3	110 à 130	32	18	1	d - 11	d + 7,4
30 à 38	10	8	0,4	d - 5	d + 3,3	130 à 150	36	20	1,6	d - 12	d + 8,4
38 à 44	12	8	0,4	d - 5	d + 3,3	150 à 170	40	22	1,6	d - 13	d + 9,4
44 à 50	14	9	0,4	d - 5,5	d + 3,8	170 à 200	45	25	1,6	d - 15	d + 10,4
50 à 58	16	10	0,6	d - 6	d + 4,3	200 à 230	50	28	1,6	d - 17	d + 11,4

Nota : L'emploi d'une clavette, sur un arbre de dimension supérieure, est possible.

Tableau 10 :

Valeur de coefficient de service K_s .

1. Valeur du coefficient de service K_s				
	service léger 0 à 6 h/jour	service normal 6 à 16 h/jour	service dur 16 à 24 h/jour	service très dur en continu
transmission uniforme sans à-coups	1,0	1,2	1,4	1,6
transmission avec légers à-coups et chocs modérés	1,1	1,3	1,5	1,8
transmission avec à-coups et chocs élevés *	1,2	1,4	1,7	2,1
* avec des inversions de sens, des démarrages fréquents sous forts couples				

Tableau 11:

Coefficient correcteur K_R .

Coefficient correcteur K_R						
type de la chaîne	simple	double	triple	quadruple	quintuple	sextuple
nombre de rangées	1	2	3	4	5	6
K_R	1	0,57	0,4	0,32	0,27	0,23

Tableau 12 :

Coefficient de concentration de contrainte.

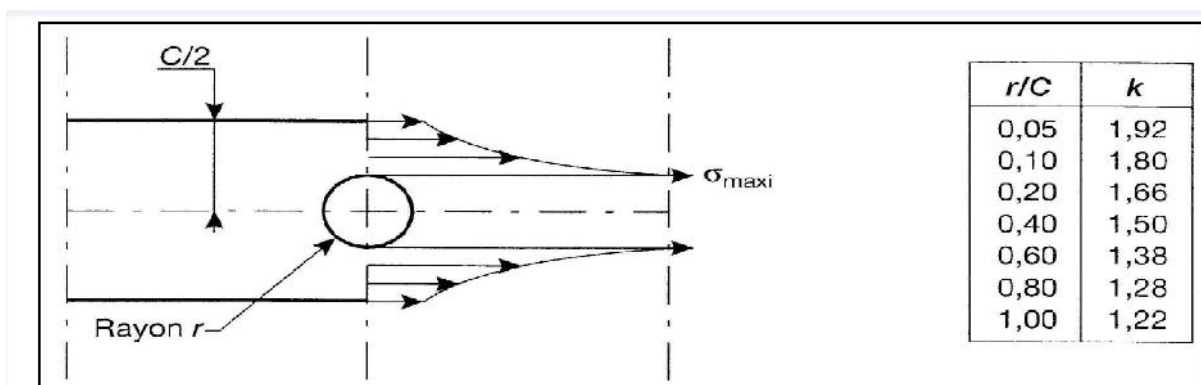


Tableau 13 :

Coefficient pour le calcul de P : roulements rigides à une rangée de bille

Valeur de X et Y						
F_a/C_0		0,025	0,04	0,07	0,13	0,25 0,50
$\frac{F_a}{F_r} \leq e$	X	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00 1,00
	Y	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00 0,00
$\frac{F_a}{F_r} > e$	X	0,56	0,56	0,56	0,56	0,56 0,56
	Y	2,00	1,80	1,60	1,40	1,20 1,00
e		0,22	0,24	0,27	0,31	0,37 0,44

Tableau 14 :

Valeur de la pression admissible en fonction de la vitesse linéaire.

Vitesse de la chaîne m/s	Pression admissible dans les surfaces d'articulation N/cm ²	Lubrification
0,05 à 0,50	4.500	Manuelle
0,51 à 1,0	3.800	Manuelle
1,1 à 2,0	3.300	Manuelle
2,1 à 4,0	2.750	Par compte-gouttes
4,1 à 7,0	2.250	Par compte-gouttes

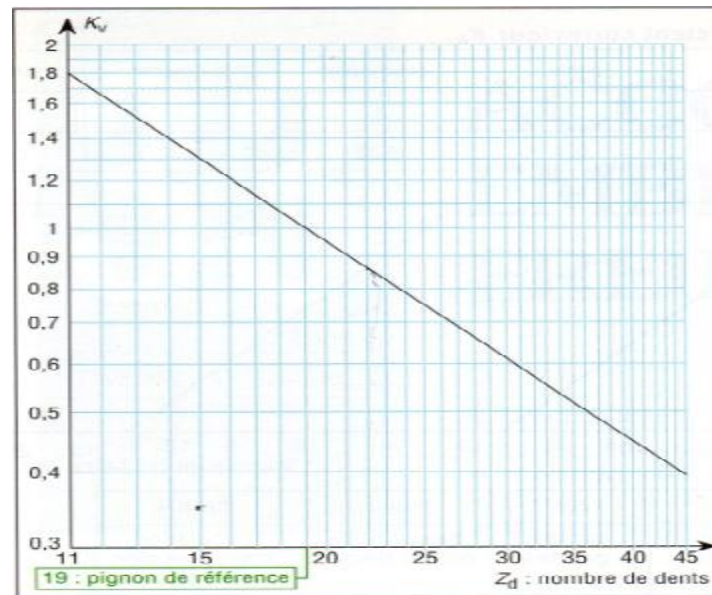
Tableau 15 :

Lubrification de la chaîne de transmission.

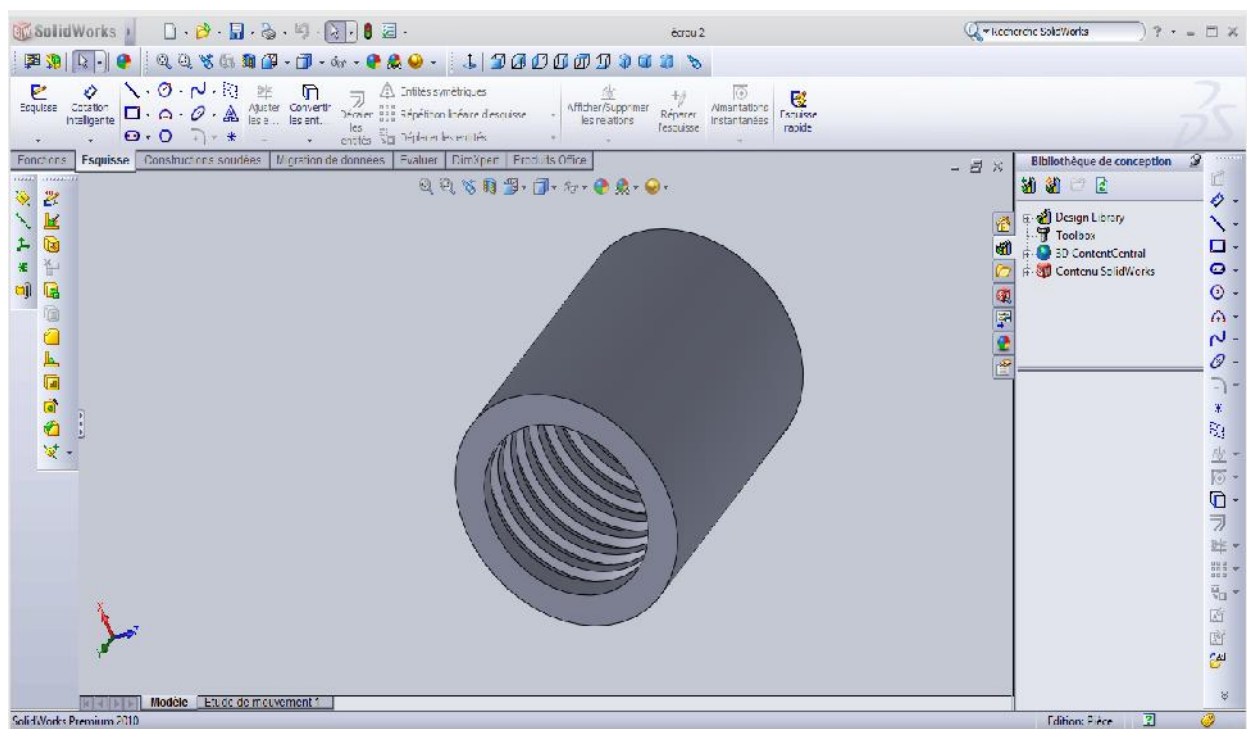
Mode de lubrification	Vitesse linéaire	Puissance	Viscosité lubrifiant à 50 °C	Remplacement
Manuel	< 1 m/s	< 5 CV	3 à 6° Engler	
Compte-gouttes	< 1 m/s	< 5 CV	3 à 6° Engler	
	< 2 m/s	Toutes puissances	6 à 12° Engler	
Barbotage	Entre 2 et 7 m/s	< 20 CV	3 à 6° Engler	Suivant le degré de pollution et d'oxydation de l'huile ou toutes les 2 400 heures environ.
		> 20 CV	6 à 12° Engler	
Automatique	> 7 m/s	< 10 CV	2 à 3° Engler	
		Entre 10 et 50 CV	3 à 6° Engler	

Graphe 1 :

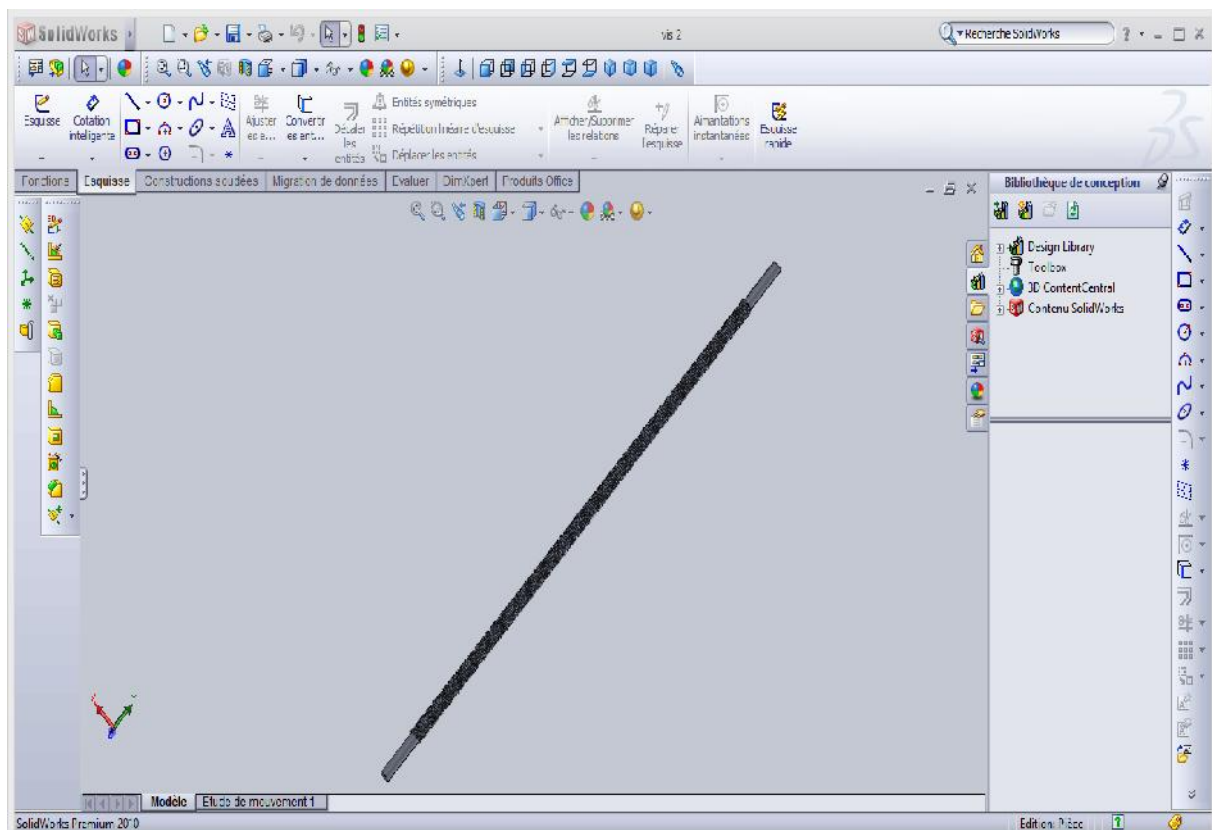
Coefficient correcteur fonction de nombre de dents.



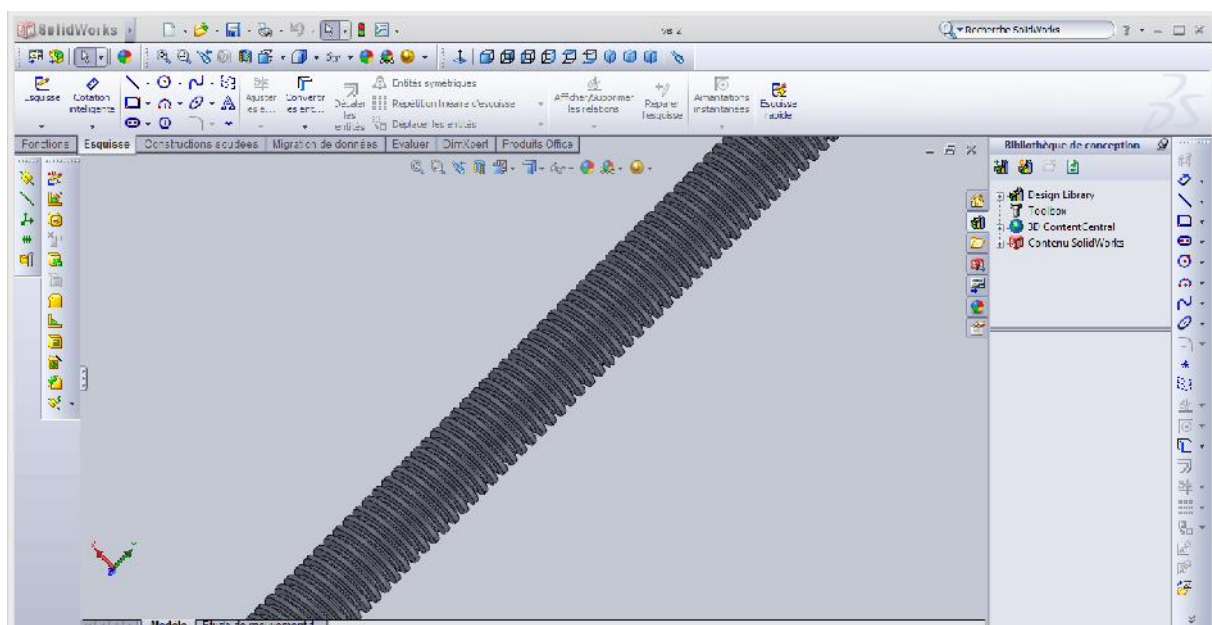
Ecrou porteur :



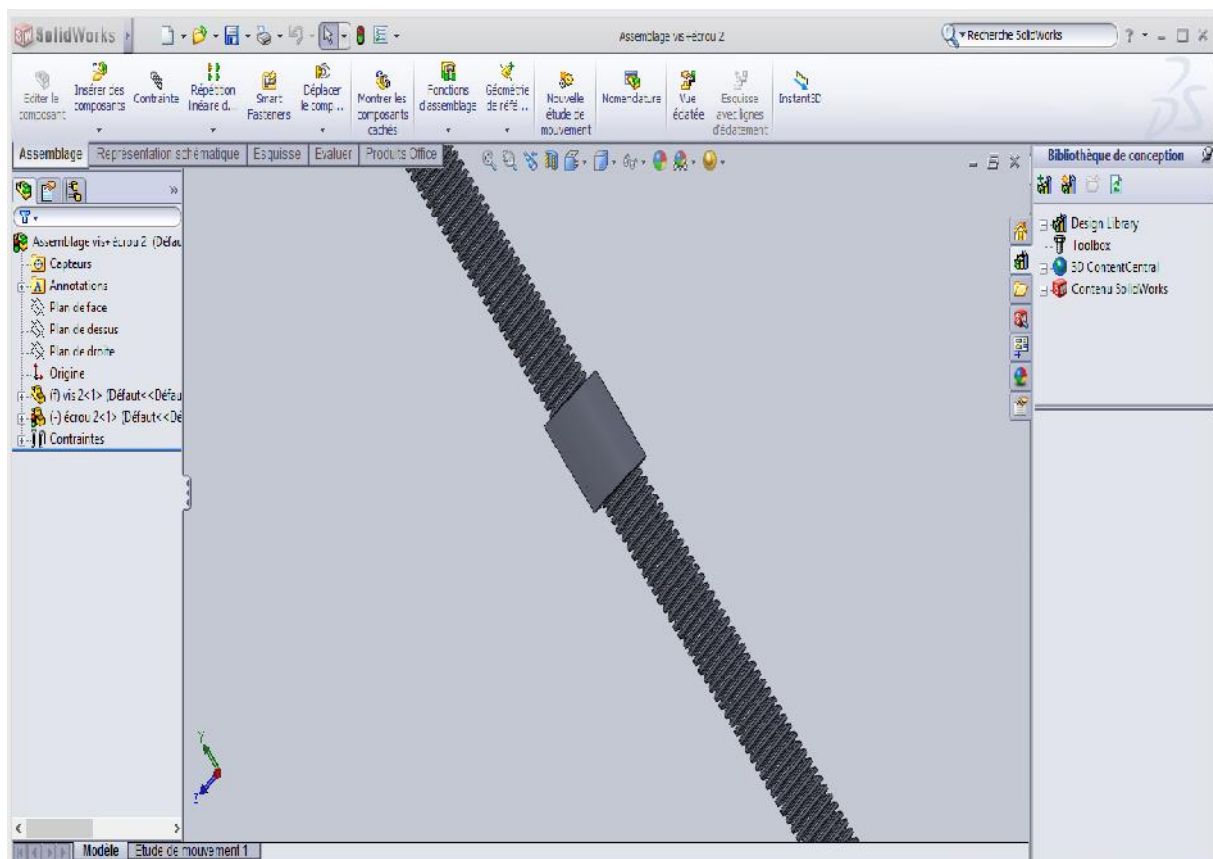
Vis de transmission :



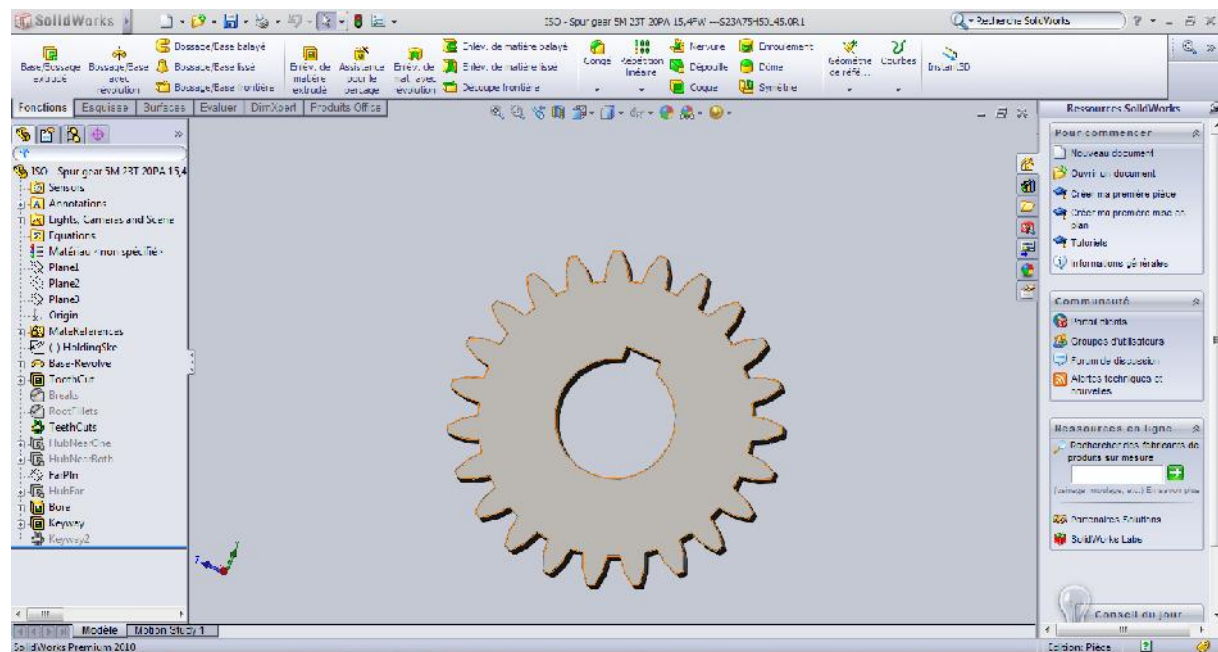
Filet de la vis de transmission :



Assemblage vis+écrou :



La roue dentée :



Résumé

L'objectif de ce travail est l'étude et la conception d'un pont élévateur à deux colonnes pour véhicules légers.

On a commencé par la description des différents éléments de système du pont élévateur, puis les calculs de ses principaux organes.

Une simulation numérique par les logiciels SOLIDWORKS et RDM6, est utilisée pour simuler les principaux organes et comparer avec les résultats obtenus par la méthode analytique.

Mots clés : vis de transmission, pont élévateur, monte-charges.

Abstract

The objective of this work is the study and design of a lift with two columns for light vehicles.

It started with the description of the various system components of the lift, then the calculations of its principal organs.

A numerical simulation by software SOLIDWORKS and RDM6 is used to simulate the major organs and compared with the results obtained by the analytical method.

Keywords: transmission screw, lift, hoists.