



3ÈME ANNÉ

PALAN ELECTRIQUE

Projet bureau d'études

ENCADRÉ PAR:

-Mr LAASRI

RÉALISÉ PAR:

-ASMAE BENCHEIKH
-DILAL Mohammad
- MOURTAKI OTHMANE
- SADIK Omar

**SEC 5
G 525**

REMERCIEMENT

NOUS tenons à exprimer toute notre reconnaissance à MR Le professeur LAASRI de nous avoir encadré, orienté, aidé et conseillé.

Nous adressons nos sincères remerciements à tous les professeurs, intervenants et toutes les personnes qui par leurs paroles, leurs écrits, leurs conseils et leurs critiques ont guidé nos réflexions et ont accepté de nous rencontrer et de répondre à nos questions durant nos recherches.

PLAN:

1- Introduction

2-Recherche bibliographique:

-1-définition du palan

-2-les types du plan

-3-Les poulies

-4-Les câbles

-5-Les crochets

-6- Les Tambours

-7-Les limiteurs de couple

-8-les freins

-9-Les engrenages

3-Partie A : Analyse fonctionnel

-1-bête à corne

-2-Pieuvre

-3-FAST

-4-SADT

-5-Solution technologique

-6-Choix de solution

-7-Description des solutions de FAST

-8-Cahier de charge

-9-Schéma cinématique

-10- Schéma Technologique

PLAN:

4-Partie B : Dimensionnement

- 1- Choix du moteur frein
- 2-choix des accouplements
- 3-Dimmentionnement du câble
- 4- dimensionnement des Roulements de l'arbre moteur
- 5- Dimensionnement de l'arbre moteur
- 6- Roulements de l'arbre satellite
- 7-Dimmentionnement de l'arbre satellite
- 8-Dimentionnement des roulements du tambour
- 9-Dimensionnement du tambour
- 10-Dimentionnement du chariot



Introduction

-Dans le cadre de notre formation à l'Ecole national des Arts et Métiers nous sommes amené à réaliser un projet de bureau d'études d'un appareil de levage.

-EN effet ,Il s'agit d'une étude d'un appareil de levage et manutention intitulé palan électrique, c'est un appareil qui a pour rôle de soulever, abaisser ou déplacer des charges au moyen d'un tambour lié à un câble métallique qui est à son tour lié à la charge qu'on veut déplacer .

-**Notre étude** comporte une analyse des éléments principaux et secondaires composant la structure du palan électrique. Puis une analyse fonctionnelle de notre projet, par suite le dimensionnement des parties critiques de notre système ,enfin on va aborder la partie dessin.

Qu'est-ce qu'un appareil de levage :

-Tout dispositif ou appareil servant à lever ou à abaisser des matériaux ou de l'équipement est considéré comme un appareil de levage.

En voici quelques exemples :

- les treuils à cliquet utilisés pour le levage
- les crics
- les palans à main
- les palans à levier
- les palans à bras

Recherche bibliographique

• Introduction :

- Le palan électrique est une unité de commande électrique et mécanique destinée à soulever, abaisser ou déplacer des charges au moyen d'un tambour lié à un câble métallique ou une chaîne. Le palan électrique est puissant et peut être très utile et efficace pour sa facilité d'entretien et l'exigence de procédures d'exploitations simples.

• Définition du palan :

- Les palans sont des ensembles de treuil et poulies mobiles et de poulies fixes à travers lesquelles passe un même câble. Ils sont destinés à gagner de la force ou bien de la vitesse. Ils sont constitués de : Tambour -> poulies -> crochet



• Les différents types des palans :

1-Palan à chaîne électrique :

- Principaux avantages :

** Conception compacte qui procure une meilleure approche du crochet aux extrémités (aucun tambour)
** Plus économique qu'un palan à câble (design avec moins d'usinage et de système électronique)
** Aucun déplacement du crochet lors de la montée ou la descente (True Vertical Lift)
** Capacité de levage jusqu'à 6,300 kg (disponible jusqu'à 35,000 kg dans le hors standard)

** Ensemble crochet plus compact et plus robuste
** Encombrement extrêmement réduit disponible

- Principaux désavantages :

** Gamme de vitesses réduite
** L'espace pris par le bac à chaîne
** Certains accessoires ne sont pas disponibles

2-Palan à câble électrique :

- Principaux avantages :

** Vitesses de levage rapides disponibles
** Recommandé pour les longues courses du crochet
** Aucun espace à considérer pour le bac à chaîne
** Capacité de levage standard jusqu'à 250,000 kg

- Principaux désavantages :

** L'intérieur d'un câble d'acier peut être plus difficile à inspecter
** Plus dispendieux
** Supplément à prévoir si un levage droit est nécessaire (True Vertical Lift)

Recherche bibliographique

• **Les PouLies:**

-Les différents types de poulier :

1-Poulies fixes :

La poulie fixe est une poulie qui a l'axe de rotation fixé soit constamment soit provisoirement.

Leurs inconvénients sont :

** pertes de forces possibles.

** Frottement du câble à la rivière de la poulie car les torons du câble sont en contact avec le fond du la poulie.

2- Poulies mobiles :

Les poulies mobiles Servent à changer la direction du câble.

La poulier mobile a l'axe déplaçant dans l'espace.

Les palans peuvent être à simple brin ou double bri



• **Les câbles :**

-Définition :

- les câbles sont utilisés dans les appareils de levage et de manutention, dans les mécanismes suivants :

**Mécanismes de levage.

**Mécanismes de changement de la portée.

**Mécanismes de translation, et de rotation.

**Suspension de la charge (voie téléphérique, ...)

**Traction de charge.

-Types des câbles :

Les câbles non métalliques



Les câbles non métalliques





Recherche bibliographique

-Les câbles peuvent être :

- ** En matière organique (halfa, chanvre).
- ** En acier.
- ** En matière synthétique (nylon).
- ** Mixte.

- Avantage des câbles métalliques :

- ** Grande vitesse de levage jusqu'à 150 m/mn. -
- ** Poids relativement faible. -
- ** Grande longévité (grande durée de vie). -
- ** Haute souplesse (pour l'enroulement autour des poulies...).
- ** Grande force de levage.

-Inconvénients des câbles métalliques :

- ** Risque de rupture.
- Les câbles en acier sont fabriqués par des fils en acier produit par des laminoirs à froid dont la force de rupture d'un fil est obtenue à partir d'une contrainte qui varie en général entre $j=1500$ et $j =2500\text{Mpa}$. Les fils les plus utilisés ont une contrainte j entre (1800/2200Mpa).

-Mode de câblage :

- **Câblage simple** : (ordinaire) utilisé pour de faibles charges dc <6mm, les diamètres des fils utilisés peuvent avoir des dimensions semblables ou différents.

-**Câblage double** : Pour assurer une bonne flexibilité du câble celui-ci est formé d'un noyau entouré de torons.

Le toron peut contenir plusieurs couches de fils.

Pour assurer le bon contact entre les couches de fils, le diamètre des fils diminue de l'intérieur vers l'extérieur.

-**Câblage parallèle** : Le sens de câblage des torons et celui du câble sont les mêmes.

-**Câblage croisé** : Le sens de câblage des torons et celui du câble sont de sens contraires.

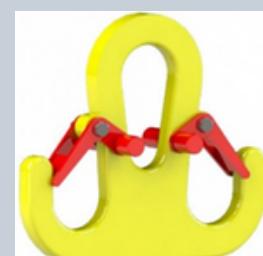
• **Les crochets :**

-On distingue deux types de crochets :

Simple corne



double corne



➤ Recherche bibliographique

- **Les tambours :**



-C'est l'élément dans lequel s'enroule le câble métallique.

Le choix de cet élément dépend de sa forme géométrique, de la nature de la surface latérale et du matériau

-En ce qui concerne la forme géométrique on distingue :

- les tambours cylindriques
- les tambours coniques
- les tambours mixtes

-A propos de la forme de la surface latérale il y a :

-**Tambour lisse** : Le principal avantage de ce type de tambour est le faible encombrement, mais la durée de vie du câble diminue vu le frottement continu des différentes parties du câble.

-**Tambours cylindriques à rainure filetée** : il n'existe aucun contact entre les spires par conséquent nous n'avons aucune usure des spires du câble.

--- Le matériau utilisé est généralement l'acier.

Recherche bibliographique

• Les limiteurs de couple :

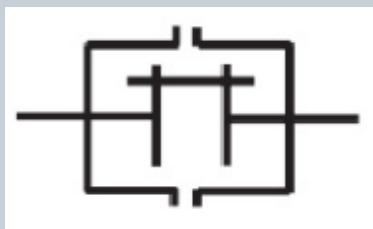
- Définition :

-C'est un Mécanisme utilisé pour entraîner en rotation un arbre de sortie tant que le couple à transmettre n'excède pas une valeur d'étalonnage. Quand le couple est supérieur à cette valeur d'étalonnage, la transmission du mouvement est rompu.

Ils sont recommandés en cas de surcharge au démarrage de pic de charges accidentels et en insertions de rotation, pour protéger le moteur et différents organes de transmission.



-Symbole normalisé :

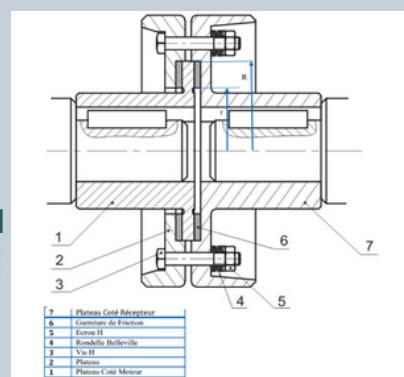


- Fonctionnement :

-Le limiteur de couple est réglé à la valeur du couple de déclenchement souhaitée. Lors d'un dépassement du couple réglé dû à une surcharge ou une collision,

le limiteur de couple se déclenche et sépare le côté entraînant du côté entraîné en quelques millisecondes.

Le temps de réponse au déclenchement dépend tout d'abord des performances et du type de limiteur de couple mais aussi de la rigidité des axes tournants ainsi que de la vitesse et de la violence de la collision. Dans le cas d'une collision, l'énergie destructrice au moment de la collision est désolidarisée. Un fonctionnement optimal ne peut être garanti que si le couple de surcharge se situe au-dessus du couple maximum de la machine en service . En effet le limiteur de couple doit désolidariser les deux parties uniquement lorsque le couple est anormalement élevé et doit pouvoir transmettre celui-ci lors du fonctionnement normal de la machine.





Recherche bibliographique

- Règles de conception :

Généralement, l'effort presseur est créé par un ressort (hélicoïdal ou rondelle).

- L'effort presseur peut être réglable en agissant sur la compression du ressort.

- Le ressort est monté entre deux éléments cinématiquement liés en fonctionnement normal.

- Il existera une vitesse différentielle entre les deux parties en fonctionnement limiteur de couple. Cette différence de vitesse doit être prévue lors de la conception. Le lieu du glissement ne doit pas être ambigu.

- Il faut éviter que cette vitesse différentielle se répercute sur le ressort. - Afin d'éviter le problème précédent, un des disques de frottement sera monté en liaison glissière sur

l'arbre correspondant.

- Le dimensionnement du couple transmissible en fonction de l'effort presseur, des dimensions, des matériaux doit être traité de manière rigoureuse

-Types des limiteurs de couple :

-En effet Il existe plusieurs types de limiteurs en fonction des exigences de chaque problème :

1.Les limiteurs de couple sans friction :

-Destinés à protéger avec précision les processus et les transmissions de machines, offrent, par l'extrême diversité de leurs principes fonctionnels, une solution optimale pour chaque cas d'application :

- A hélicoïde pour des conditions d'utilisation sévères
- A double rouleaux pour un couple maintenu avec une précision constante pendant la durée d'utilisation
- A billes pour une très grande précision de déclenchement, auquel s'ajoute une transmission du couple sans jeu dans les deux sens de rotation
- A rouleaux pour une utilisation plus universelle.



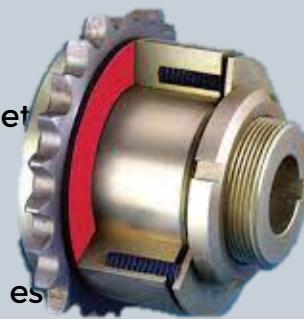
2.Les limiteurs de couple à friction :

Ils se basent sur l'action conjointe de disques de friction et de la pression exercée par des ressorts. Lors de l'opération de transmission de puissance par composants (couronne pour chaîne, poulie dentée et installée entre les bagues de friction, commence à glisser en arrêtant ainsi son roulement et conséquemment le fonctionnement de la machine.

Ils sont indiqués dans les environnements poussiéreux; l'intervention est silencieuse et sans vibrations; les deux sens de rotation sont protégés.

Ils disponibles en deux versions :

- A bâillet pour une constante du couple en patinage fréquent
- A ressorts Belleville pour une protection simple particulièrement économique

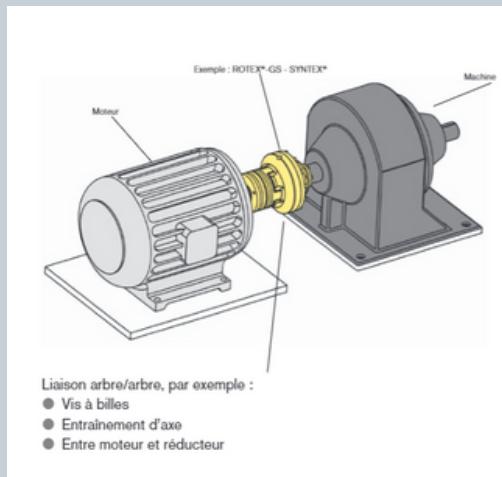


Recherche bibliographique

- Types de transmission:

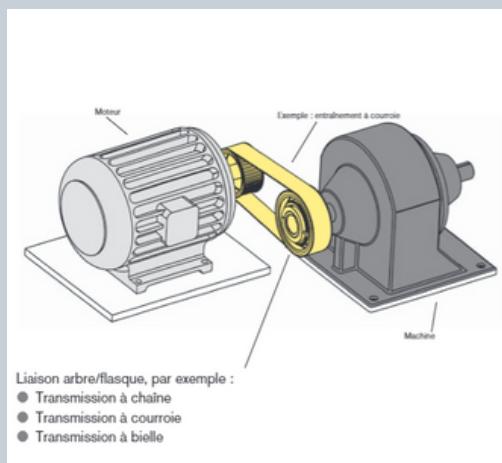
1-Transmission direct:

- le limiteur de couple est placé sur l'arbre de transmissions entre l'élément moteur et l'élément entraîné.



2.Transmission indirect:

-le limiteur peut permet de réaliser ou non la liaison entre l'arbre moteur et la poulie (ou le pignon).



•Quel type de limiteur de couple nous allons utiliser dans notre projet ?



LE limiteur de couple à friction

Recherche bibliographique

-Avantages et bénéfices :

- Protéger le réducteur en cas de collisions accidentelles avec le produit.
- Protéger un film dans une machine d'emballage en cas de traction excessive.
- Absorber les couples au démarrage sans désaccoupler la transmission.
- Protéger la transmission en cas d'accumulation rapide de produit.

-Principales applications :

- Anneaux de friction, Machines à cintrer.
- Bandes transporteuses.
- Secteur automobile.

-Intérêt d'utilisation dans ce mécanisme :

-La protection contre les surcharges de palan est assurée par un limiteur de couple à fraction à action directe.

-Le réglage du limiteur de couple à friction permet à l'appareil de soulever une charge correspondant à la charge d'essai dynamique et charge maximal d'utilisation.

• **Les moteurs électriques:**

-Définition:

On peut définir le moteur simplement comme tout dispositif qui convertie une énergie en une énergie mécanique ; et selon le type de l'énergie de l'entrée on les qualifie en plusieurs catégories notamment, moteur à combustion, moteurs électriques , moteurs a pression etc.

-types de moteurs électriques:

Selon le type de la tension d'alimentation de la machine, on peut la classifier en deux types : Machine a courant continue et machine a courant alternatif.

1- Moteurs à courant continue :

Ce type de machine est constitué d'un stator qui est soit un enroulement d'un fil électrique (bobinage), soit un aimant permanent et un rotor qui est constitué d'un arbre enroulé par un fil électrique parcours par un courant, ou, en présence du champ magnétique créé un moment.

***Avantages :** L'avantage le plus évidant de ce type des moteurs est le fait qu'il peuvent être alimentés par des batteries vues que ses derniers délivrent une tension continue, donc une grande diversité pour l'utilisation. En plus de ça, les moteurs DC sont simples à l'installation et la maintenance, et assurent une puissance et moment plus importants.

2 -Moteurs à courant alternatif synchrone :

Dans ce montage-là, le stator est en fait 3 bobinages, chacun est lié à une phase d'un système triphasé, induisant un champ magnétique tournant dans le stator. La description asynchrone vient du fait que la vitesse de l'arbre n'est pas synchronisée par la vitesse de l'alimentation alternative.

Recherche bibliographique

3 -Moteurs à courant alternatif asynchrone :

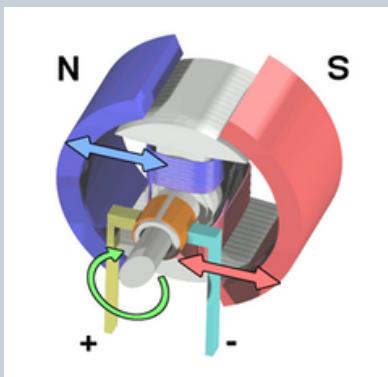
La différence entre ce type et le type synchrone est le fait que le rotor dans ce cas est un aimant permanent ce qui le permet au courant d'imposer sa fréquence sur le rotor.

4 -Avantages des moteurs alternatifs :

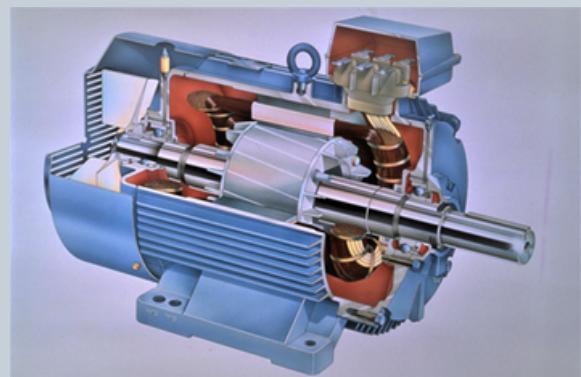
Ces moteurs sont généralement plus contrôlables au niveau des vitesses, consomment moins d'énergie et sont plus maintenables et ont une durée de vie plus importante.

-Choix du moteur électrique

Le choix du moteur électrique qu'on va utiliser dans notre projet pour notre projet va être faire après une étude et un dimensionnement de la partie mécanique du système, mais on peut dire que généralement on utilisera moteurs alternatifs asynchrones vue le type d'alimentation préalable au milieux industrielles selon le tableau suivant extrait du guide du dessinateur industrielle :(Voir « Guide du dessinateur industriel » par André Chevalier , édition 2004 p 246,247).



Moteur à courant continu.



Moteur à courant alternatif synchrone

Recherche bibliographique

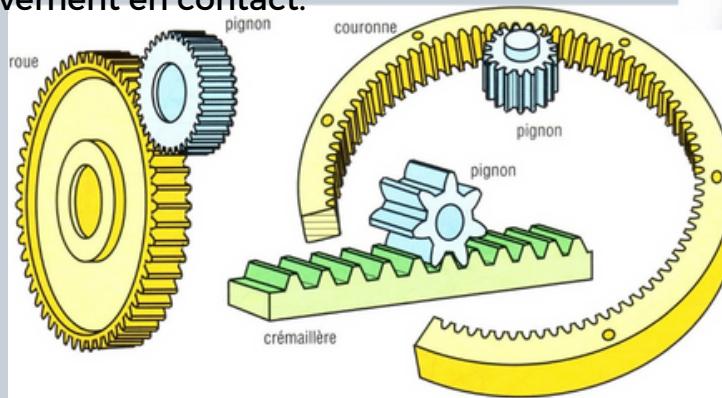
• Les engrenages:

-Fonction Globale :

--La fonction globale d'un engrenage est de transmettre un mouvement de rotation par obstacles en changeant ses caractéristiques.

-Qu'est ce qu'un engrenage ?

L'engrenage est un mécanisme élémentaire constitué de deux roues dentées mobiles autour d'axes de position relative invariable, et dont l'une entraîne l'autre par l'action de dents successivement en contact.



Les deux roues sont conjuguées : la plus petite est le pignon, la plus grande la roue.

• Remarque : Une roue à rayon infini est une crémaillère.

- Utilisation :

On les utilise pour transmettre un mouvement et une puissance entre 2 arbres parallèles ou non, concourants ou non et perpendiculaires ou non. Pour un prix de revient modéré, ils ont pour avantage un excellent rendement et un encombrement plutôt faible. Ils sont dans certains cas irréversibles.

-LES DIFFERENTS TYPES D'ENGRENAGES :

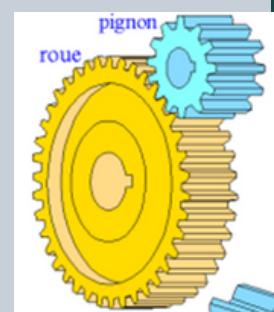
Suivant la fonction qu'ils ont à réaliser, les engrenages peuvent avoir différentes formes et différentes caractéristiques de denture. il y a 3 catégories d'engrenages.

Les engrenages droits (à axes parallèles)	Les engrenages coniques (à axes concourants)	Les engrenages gauches

Recherche bibliographique

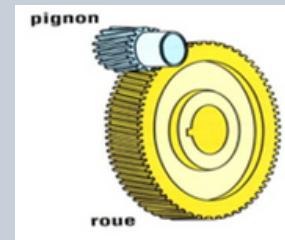
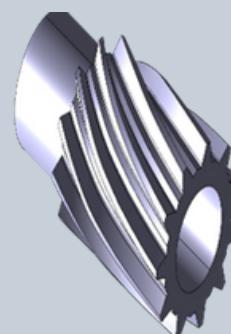
1-Les engrenages droits à denture droite :

Les plus simples et les plus économiques, ils sont utilisés pour transmettre la puissance et le mouvement entre 2 arbres parallèles. Les dents des roues de l'engrenage sont parallèles à l'axe de rotation des arbres.



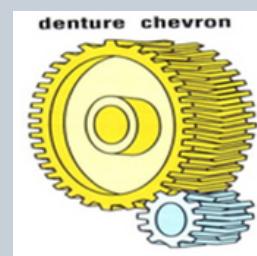
2-les engrenages droits à denture hélicoïdale :

Ils transmettent un mouvement et une puissance entre 2 arbres parallèles. L'angle d'inclinaison de la denture est le même pour les 2 roues, mais de sens opposé. L'avantage de ce système est d'atténuer les vibrations et donc le bruit.



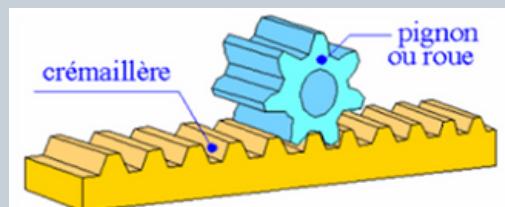
3-Les engrenages droits à denture à chevrons :

Elle réduit les pulsations du produit par rapport aux engrenages à dentures droites et hélicoïdales.



4-Pignon et crémaillère :

Le système à pignon et crémaillère transforme le mouvement de rotation du pignon en un mouvement de translation de la crémaillère ou vice versa.



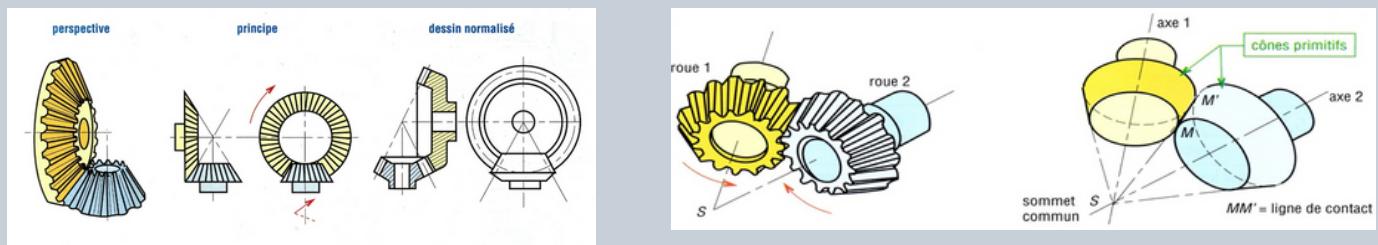
5-Les engrenages coniques :

C'est un groupe important utilisé pour transmettre un mouvement entre deux axes non parallèles dont les axes sont concourants. Les axes à 90° sont les plus courants.

Recherche bibliographique

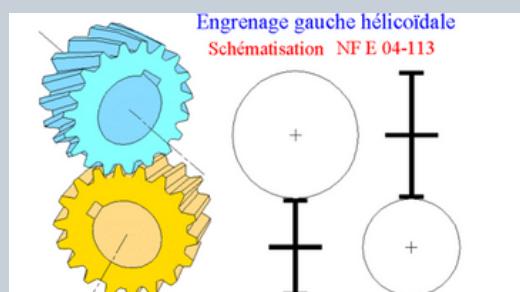
5-Les engrenages coniques :

C'est un groupe important utilisé pour transmettre un mouvement entre deux axes non parallèles dont les axes sont concourants. Les axes à 90° sont les plus courants.



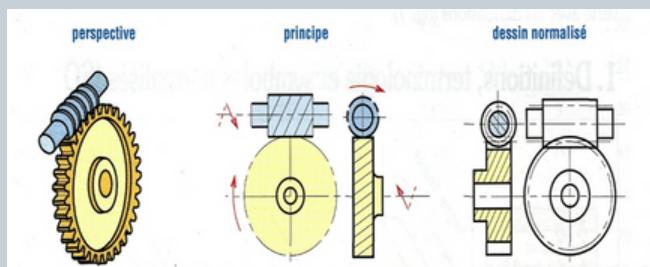
6-Les engrenages gauches :

La transmission du mouvement se fait entre deux arbres orthogonaux. Ces engrenages permettent de grands rapports de réduction (jusqu'à 1/200) et offrent des possibilités d'irréversibilité. Ils constituent les engrenages à l'engrènement le plus silencieux et sans chocs. En contrepartie le glissement et le frottement important provoquent un rendement médiocre.



7-Les engrenages à vis sans fin :

L'axe de rotation de la vis sans fin est perpendiculaire à l'axe de rotation de la roue menée.



Recherche bibliographique

-TRAINS D'ENGRENAGES :

Présents dans une grande quantité de machines et de mécanismes, les trains d'engrenages peuvent utiliser les différentes roues dentées vues précédemment, ils ont pour vocation de transformer les caractéristiques du mouvement de l'arbre moteur en un ou plusieurs mouvements sur le ou les arbres de sortie.

D'une manière générale dans chaque couple de roues, on appelle « roue menante » la roue dentée motrice et « roue menée » la roue dentée réceptrice.



-Rapport de transmission :

Le rapport de transmission (i) d'un train d'engrenage exprime le rapport entre la fréquence de rotation de l'arbre de sortie et celle de l'arbre d'entrée.

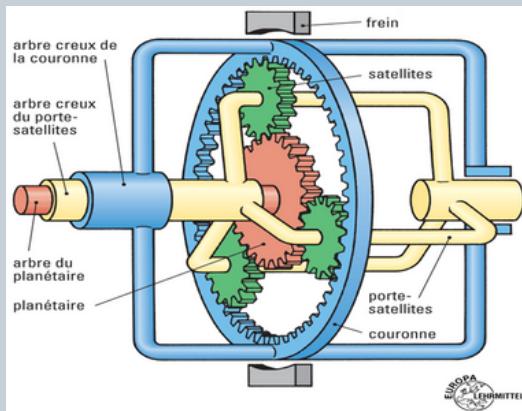
- Rapport de transmission : $i = \omega_e / \omega_s$

-- ω_e = est la fréquence de rotation de l'arbre d'entrée exprimée en rad/s.

-- ω_s = est la fréquence de rotation de l'arbre de sortie exprimée en rad/s.

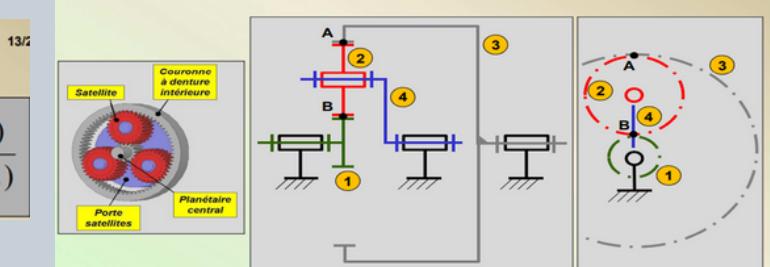
-Train épicycloïdal :

Train épicycloïdal simple à 1 2 3 ou 4 satellites. Ils permettent de grands rapports de réduction sous un faible encombrement et sont abondamment utilisés dans les boîtes de vitesses automatiques.

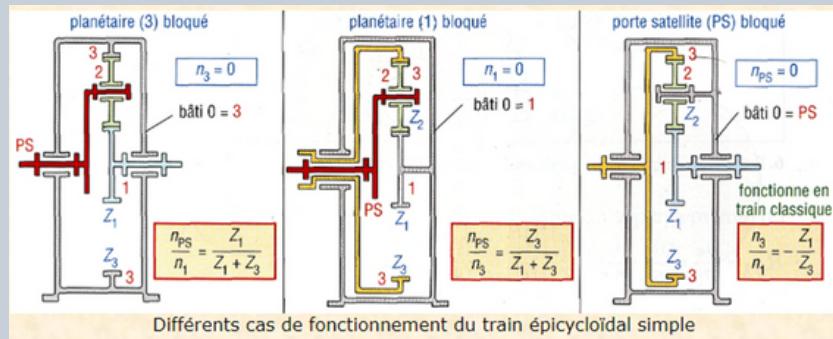


Formule de Willis

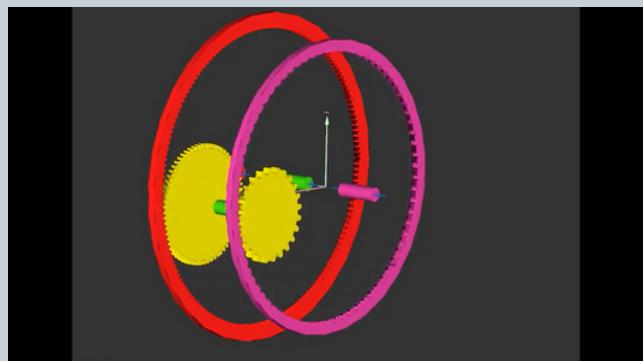
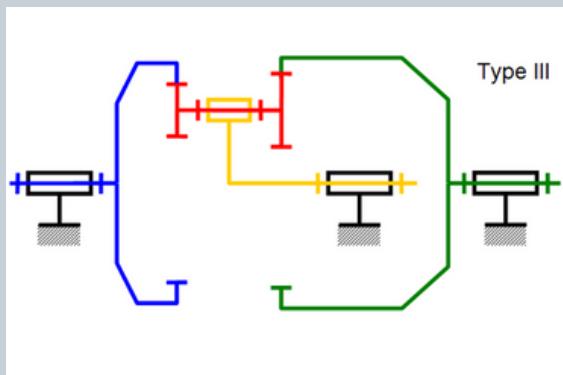
$$\frac{N_{\text{sortie}} - N_{PS}}{N_{\text{entrée}} - N_{PS}} = (-1)^{\text{Nb contacts ext}} \times \frac{\prod (Z_{\text{roues motrices}})}{\prod (Z_{\text{roues réceptrices}})}$$



Recherche bibliographique



-Pour ce système on utilise un train épicycloïdal double (type III) avec 6 satellites et avec 2 couronnes l'une mobile et l'autre fixe ave le bâti. Satellite à double denture et deux planétaires extérieurs.



• Les freins:

-définition :

- Un frein est un système permettant de ralentir, voire d'immobiliser, les pièces d'une machine ou d'un véhicule. Dans le cas de mouvements, la plupart des types de freins transforment l'énergie cinétique en énergie thermique par friction de pièces mobiles sur des pièces fixes, éléments qu'il faut refroidir.

- les types de freins :

1- frein à disque :

Le frein à disque est un système de freinage performant pour les véhicules munis de roues en contact avec le sol : automobile, moto, camion, avion, train, vélo tout terrain, etc. et pour diverses machines réclamant des freins performants et endurants.

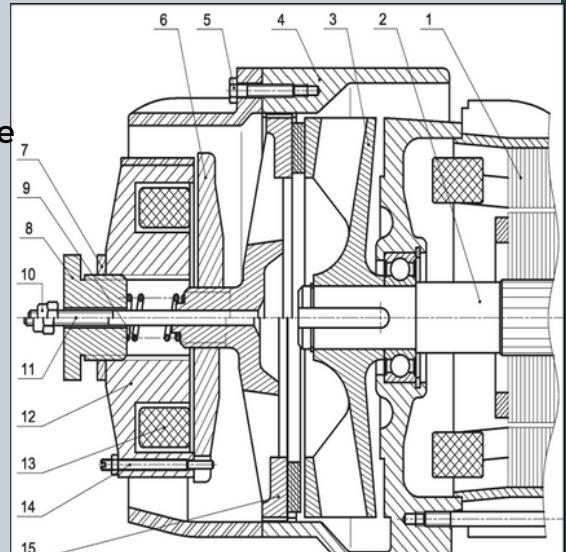
Ce système transforme l'énergie cinétique du véhicule en chaleur qui doit être dissipée le plus rapidement possible.



Recherche bibliographique

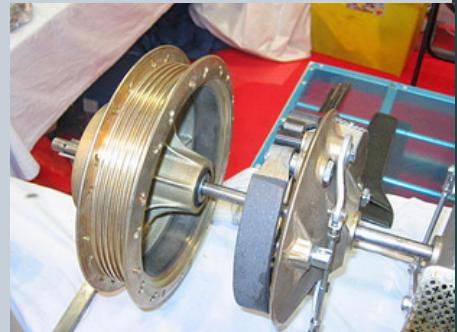
-Frein à disque à manque de courant

A la mise sous tension du moteur-frein, l'électro-aimant (13) attire l'armature (6) qui comprime le ressort (9) et libère le disque. Le frein est alors desserré. A la mise hors tension, l'électro-aimant (13) n'est plus alimenté, il libère l'armature qui sous la pression du ressort (9), presse la couronne (15) sur le disque. La couronne (15) est immobilisée en rotation par deux crans dans le flasque-frein (4). La couronne (15) supporte la garniture, le disque-frein (3) sert de ventilateur.



-frein mono disque :

Un frein à tambour est un système de freinage constitué d'une cloche (le tambour, solidaire de la roue), à l'intérieur de laquelle se trouve un mécanisme (solidaire de l'essieu) comportant au moins deux mâchoires en forme d'arc de cercle munies de garnitures. Sous l'action de cames ou de pistons les garnitures des mâchoires viennent frotter sur l'intérieur du tambour. La structure du tambour est assez simple. Sa caractéristique est la présence de plusieurs ressorts qui empêchent les coussinets de bouger spontanément et assurent également le transfert automatique vers la position de non-travail après que le piston a cessé d'appuyer dessus.



Les cames sont actionnées par une commande mécanique (câble, tirant) alors que les pistons sont les récepteurs d'une commande hydraulique.

- Frein à sangle :

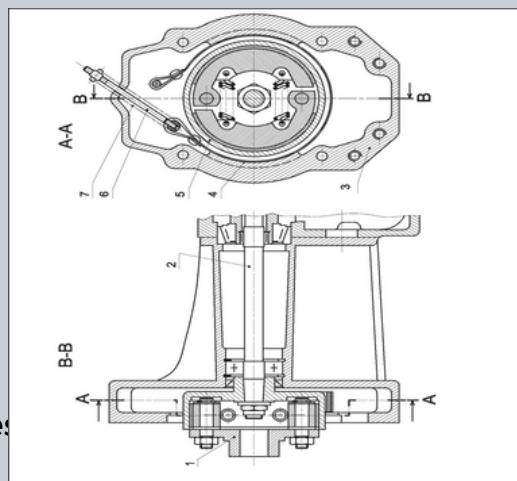
Contact radial entre deux solides :

Il s'agit d'un embrayage frein muni d'un tambour (5) unique disposant de deux surfaces fonctionnelles :

- à l'intérieur : embrayage centrifuge .

-à l'extérieur : frein à sangle.

Le freinage est obtenu par translation du tirant (6) par un câble (non représenté). Le relâchement du frein est obtenu par un ressort (7). Ce dispositif est monté sur un motoculteur.



➤ Analyse fonctionnel

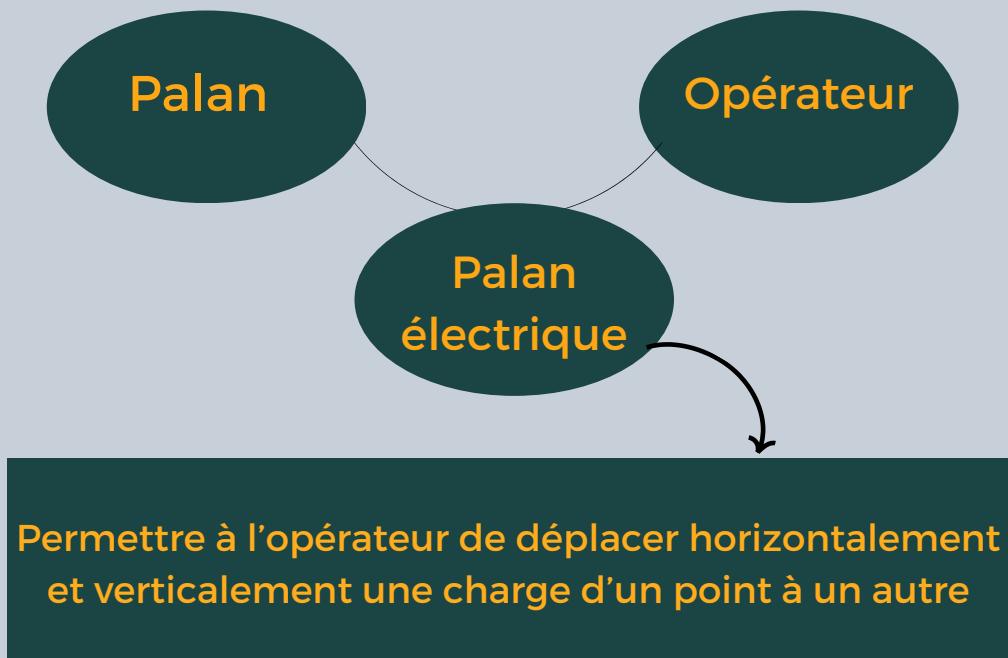
- **Introduction :**

Au début d'un projet pour créer (conception) ou améliorer (ré-conception) un produit, l'analyse fonctionnelle est un élément indispensable à sa bonne réalisation. On détermine donc les fonctions principales et les fonctions contraintes d'un produit. Il est important de faire ce recensement afin d'effectuer un dimensionnement correct des caractéristiques du produit.

Lors de l'analyse fonctionnelle, chaque fonction doit être recensée, caractérisée, ordonnée, hiérarchisée et valorisée.

- 1- **Bête à corne :**

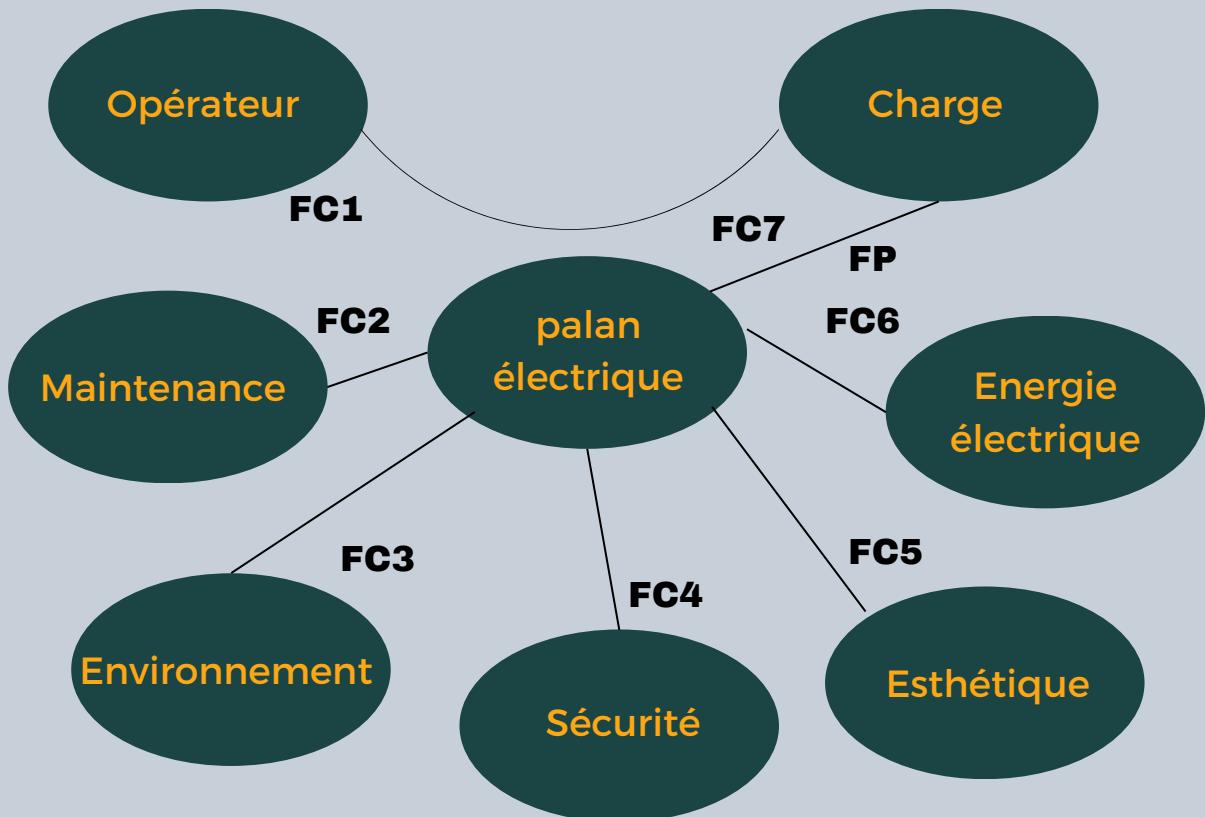
- Ce diagramme sert à savoir si la conception d'un nouveau produit ou service est viable par rapport aux besoins des utilisateurs. Elle est donc utile au processus de recherche et développement.



- 2-PIEVRE:

- Il s'agit d'un schéma qui représente la relation entre un produit/service et son environnement, il permet de voir quelles sont les fonctions essentielles et secondaires d'un produit et comment ces fonctions réagissent avec le milieu extérieur.

Analyse fonctionnel



FP : déplacer horizontalement et verticalement la charge.

FC1 : être facile à utiliser.

FC2 : respecter l'environnement.

FC3 : Faciliter la tâche de maintenance.

FC4 : Respecter les normes de sécurité.

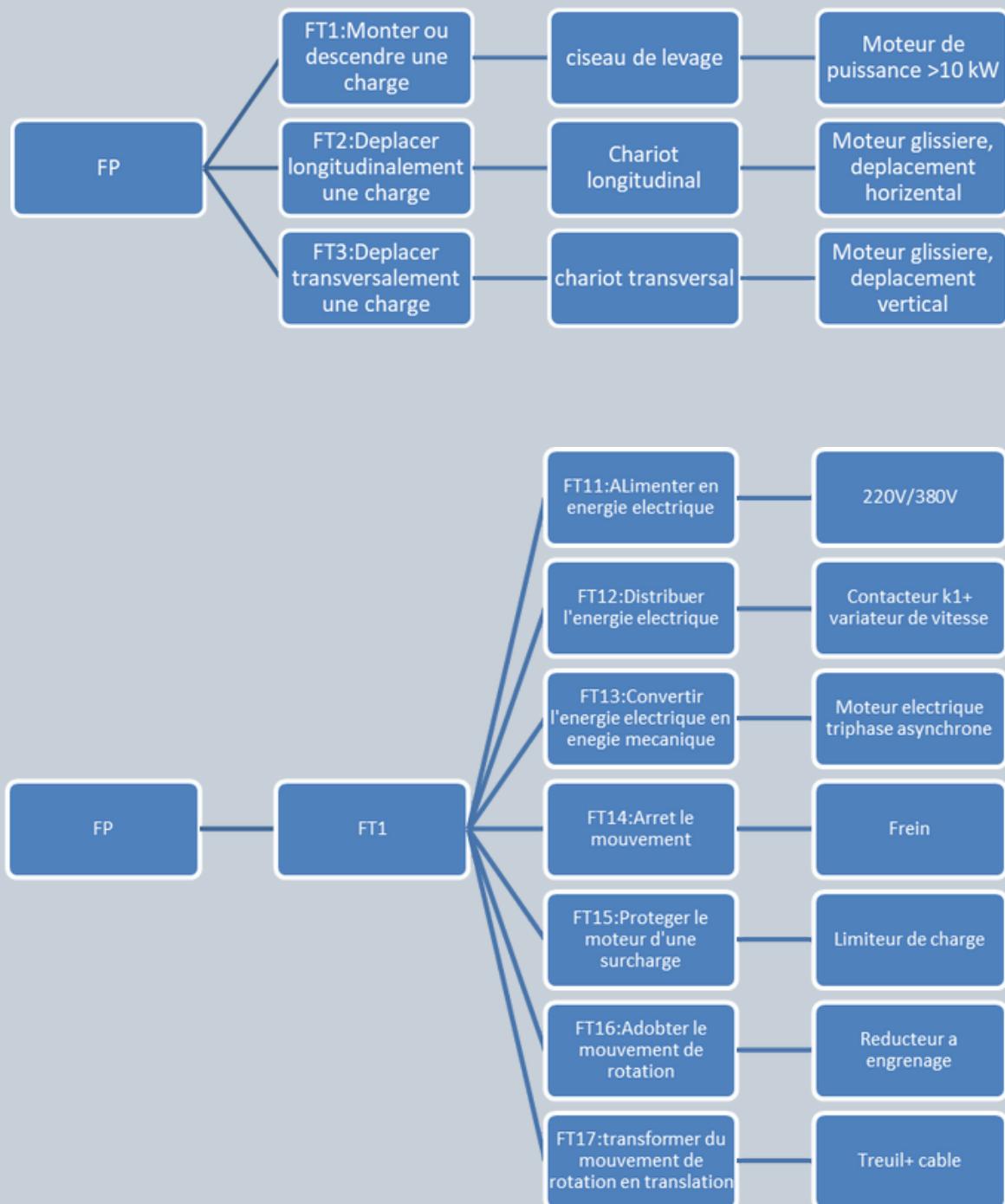
FC5 : plaire à l'utilisateur esthétiquement.

FC6 : Alimenter le système en énergie électrique.

FC7 : Respecter la masse de charge

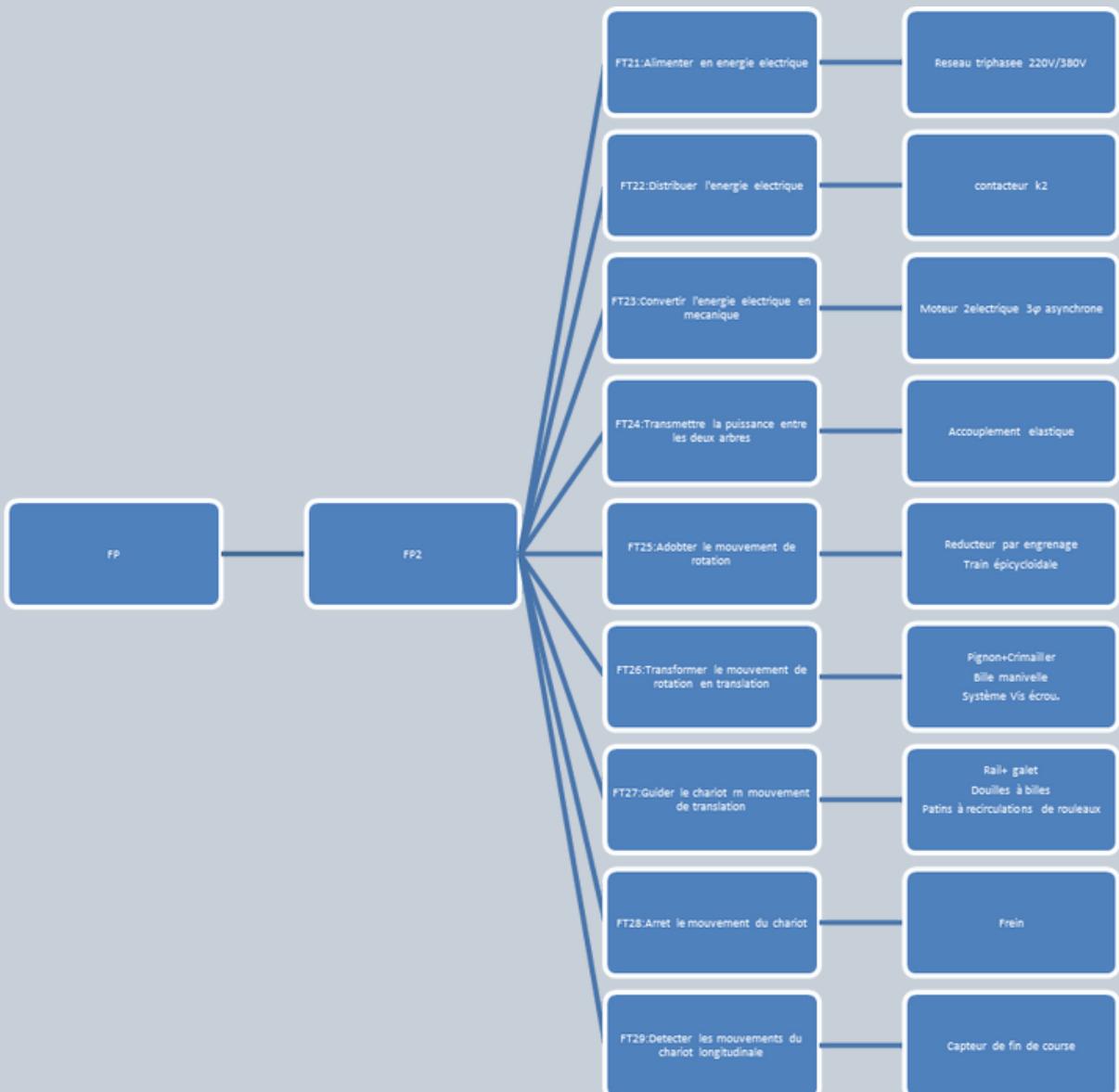
Analyse fonctionnel

3- FAST::



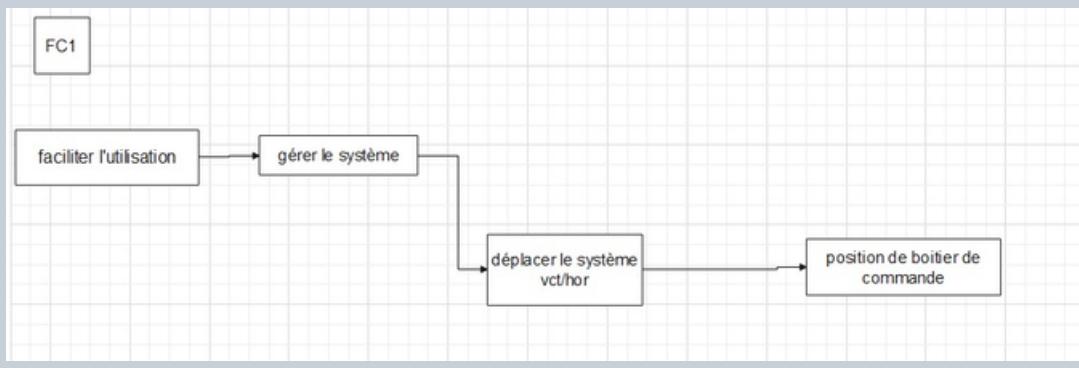
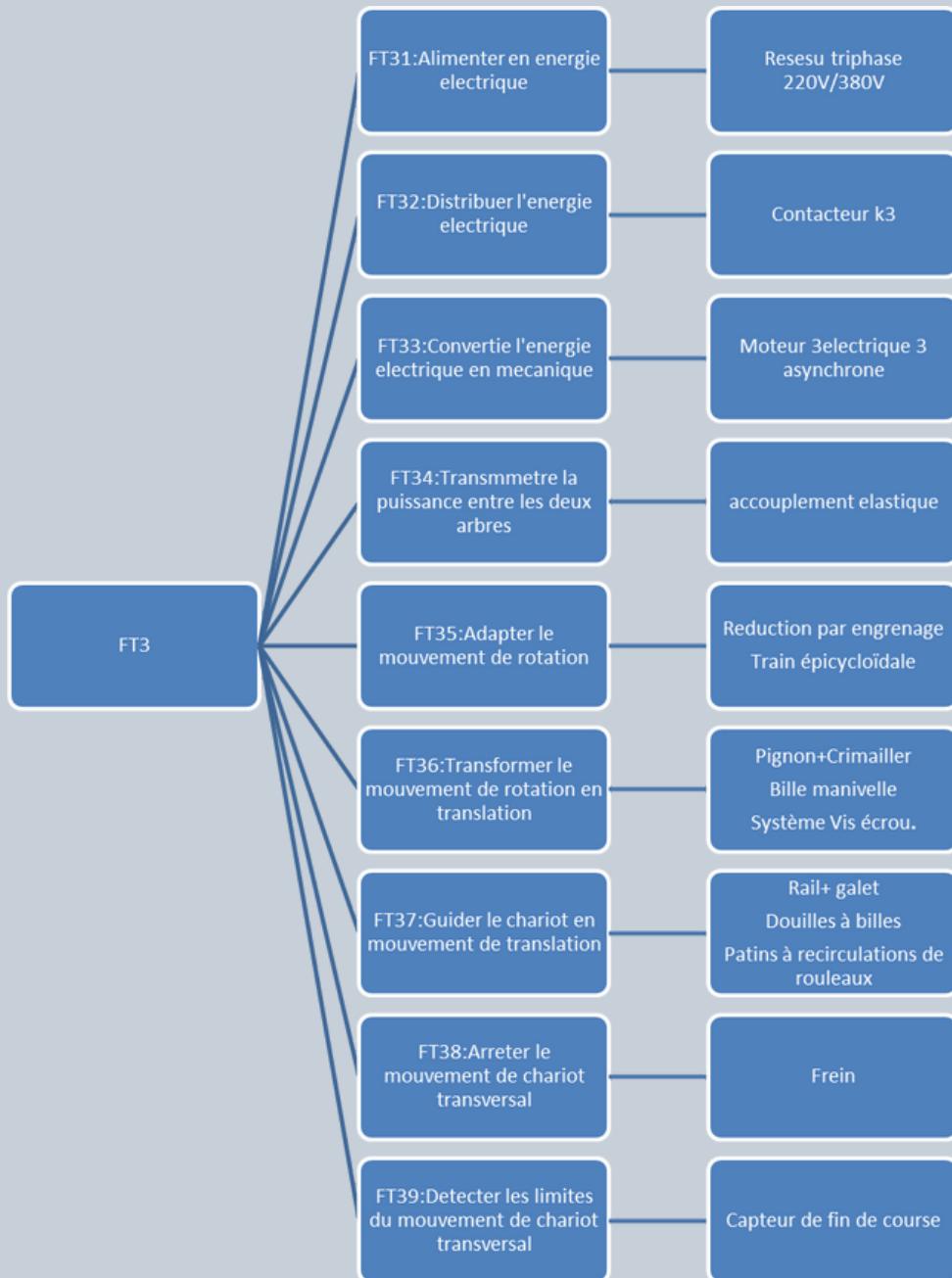


Analyse fonctionnel

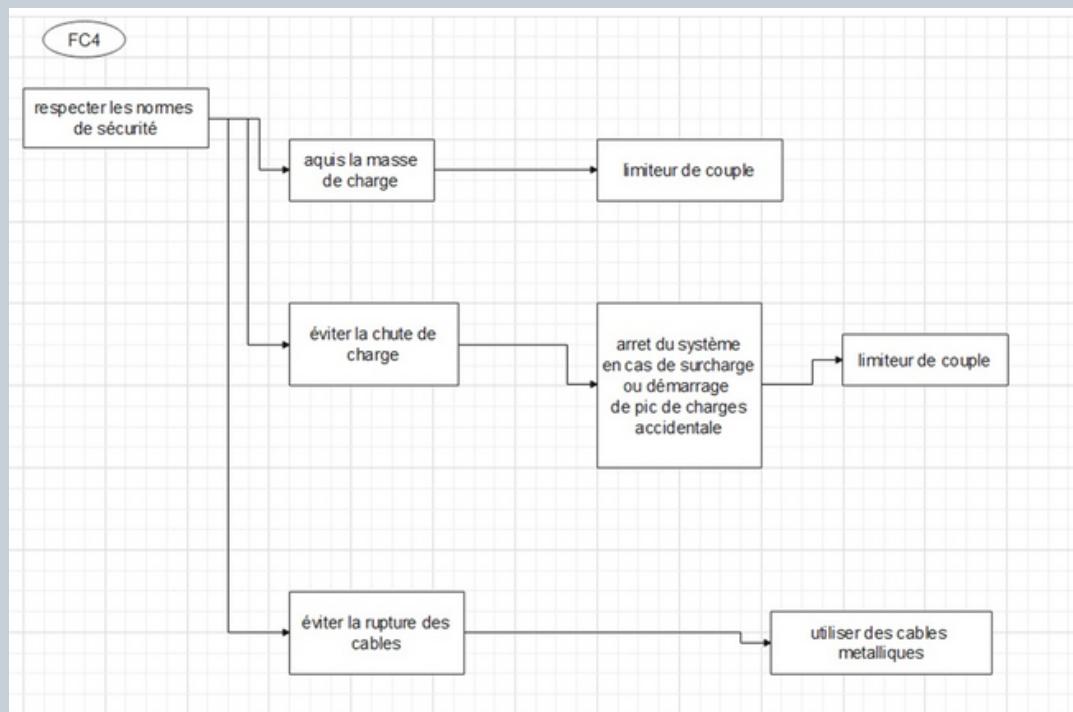
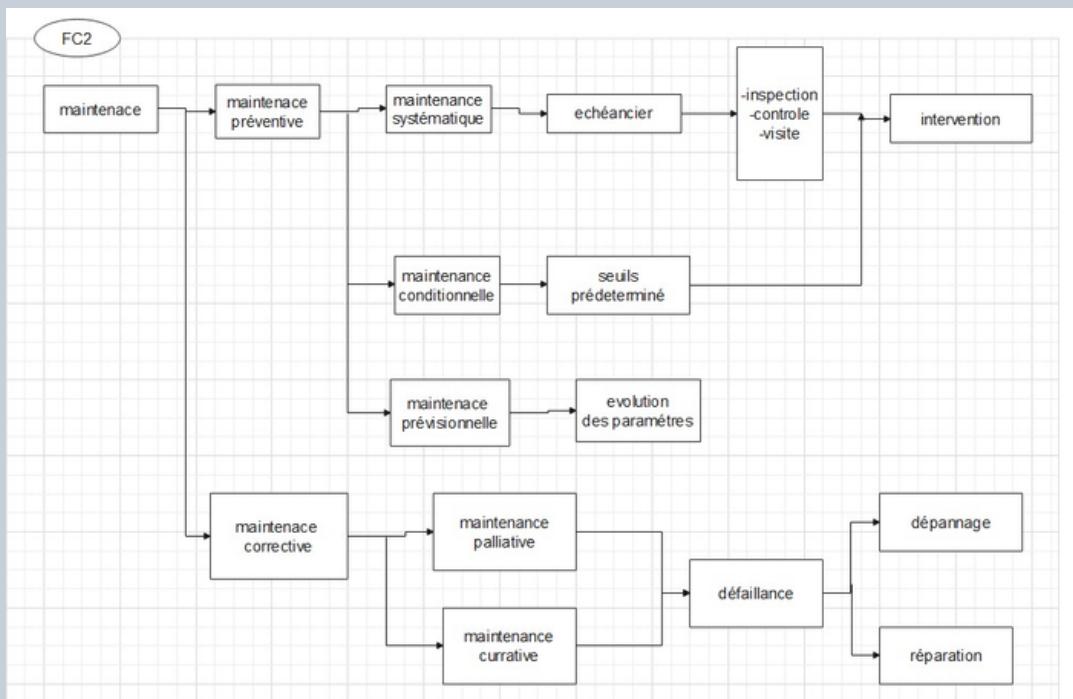




Analyse fonctionnel

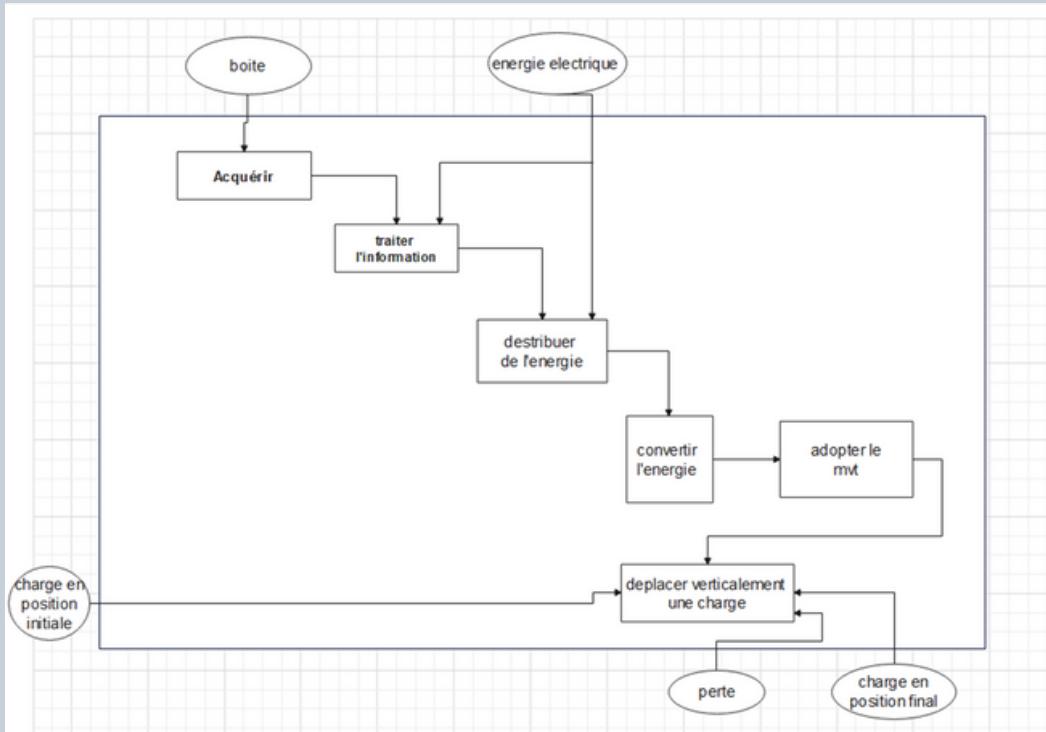


Analyse fonctionnel



Analyse fonctionnel

4-SADT:



5-Solution technologique:

	FONCTION	SOLUTION CHOISIES	AVANTAGES	INCONVENIENTS
FP	FT2+FT3 FT36 + FT26	Pignon + cremailier	Il n'y a aucun glissement lors de la transformation de ce mouvement. Cout.	Demande d'un grand espace. Il y a beaucoup d'usure. Nécessite d'une lubrification importante.
		System vis écrou	Cout optimale. Fabrication facile. Permet d'exercer des forces et des pressions importantes.	Génère beaucoup de frottement. Supporte moins de charge. Vitesse base
		System polie courroie	Pas de lubrification. Facile à réaliser. Silencieux.	Usure de la courroie. Rapport de transmission irrégulier du au glissement Supporte moins de charge.
	FT2+FT3 FT37 + FT27	Douilles à billes	Supporter des charges élevées. Guidage parfait Pas de frottements	Cout Flexion de l'arbre Supporte des charges moyennes
		Galets + Rail	Cout Convoyer les produits en toute simplicité grâce à ses rails à galets	Support moins de charges
		Patins à recirculations de rouleaux	Guidage parfait Support des grandes charges Sécurité à la norme	Cout



Analyse fonctionnel

6-Choix de solution:

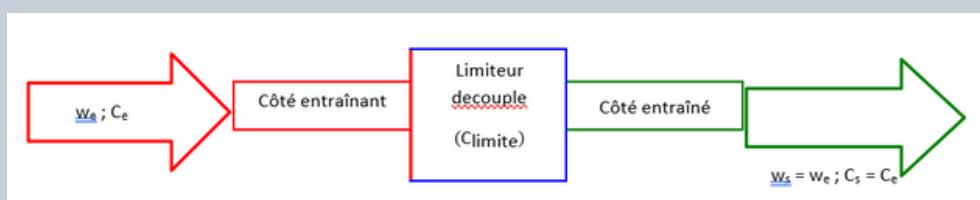
FP	FONCTION	SOLUTIONS	COMMENTAIRES
	FT2+FT3 FT26+FT36	Pignon + crémaillère	Il n'y a aucun glissement lors de la transformation de ce mouvement aussi le cout est optimale.
	FT2+FT3 FT27+FT37	Galet + Rail	Dans notre projet la charge qui doit être supportée par le palan est petite donc galet peut supporter cette charge aussi que le cout de système galet rail est optimale car ils sont des pièces standard aussi convoyer les produits en toute simplicité grâce à ses rails à <u>galets</u> .

7-Description des solutions de FAST :

1.Limiteurs de charge :

Les limiteurs de couple sont des composants de sécurité mécaniques utilisés en transmission de puissance pour désolidariser et protéger la cinématique de la force motrice lorsqu'un sur couple résultant d'une surcharge apparaît.

Le principe de base du limiteur de couple est de supprimer la transmission de couple entre une partie tournante entraînante et la partie tournante entraînée lorsque le couple transmis à celle-ci dépasse une valeur de consigne réglée

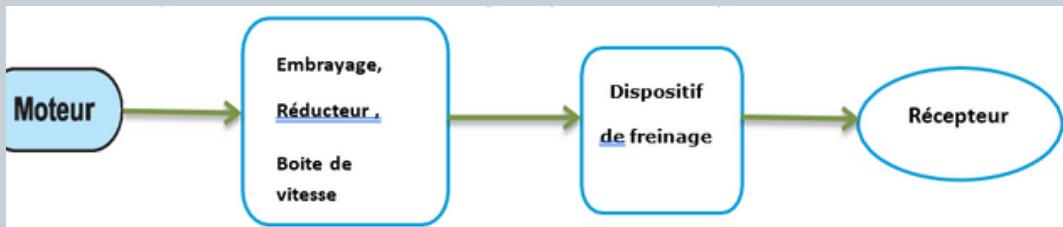


Fonctionnement anormal : $C_e > C$ déclenchement avec C déclenchement le couple de déclenchement réglé du limiteur.

➤ Analyse fonctionnel

2.Les Freins :

Il est utilisé pour ralentir ou arrêter un organe (un mécanisme) en mouvement.



En général le dispositif de freinage est placé à proximité de l'organe récepteur afin de réduire les chocs dans la transmission.

8- cahier de charge fonctionnel:

FONCTIONS	CRITERES	NIVEAUX	FLEXIBILITE
FP	<ul style="list-style-type: none"> -MASSE MAXIMALE DE LA CHARGE -VITESSE DE LA MONTE ET LA DESCENTE. -VITESSE DE DEPLACEMENT HORIZONTAL (LONGITUDINALE+ TRANSVERSALE) -HAUTEUR DE LEVAGE . -SURFACE DE LA ZONE DE DEPLACEMENT . 	<ul style="list-style-type: none"> $\leq 1 \text{ TONE}$ $0,1 \text{ m /s}$ $0,2 \text{ m /s}$ 10m $6*6=36 \text{ m}^2$ 	<ul style="list-style-type: none"> +10 KG F0 F1 F1 F0
FC1	-BOITE DE COMMANDE FACILE A MANIPULER	---	---
FC2	-SYSTEME DEMONTABLE	---	---
FC3	-BRUIT	$\leq 80\text{dB}$	F0
FC4	- COEFFICIENT DE SECURITE	$U=1,5$	F0
FC5	<ul style="list-style-type: none"> -COULEUR -FORME -TAILLE 	<ul style="list-style-type: none"> -JAUNE- BLEU -CYLINDRIQUE $D=200\text{m}$ $L=50 \text{ cm}$ 	<ul style="list-style-type: none"> F3 F2 F2 F1
FC6	<ul style="list-style-type: none"> -TENSION -FREQUENCE -INTENSITE -DUREE DE TRAVAIL 	<ul style="list-style-type: none"> $220 \text{ V}/380 \text{ V}$ 50HZ 12A $14\text{h} / \text{j}$ 	<ul style="list-style-type: none"> F1 F1 F1 F1
FC7	-PRIX CONVENABLE		



Analyse fonctionnel

~ Le critère d'appréciation est associé à une caractéristique d'une fonction de service et est retenu pour apprécier la manière dont la fonction est remplie. Les performances d'une fonction peuvent être précisées par plusieurs critères (dimensions, poids, style..).

~ Le niveau du critère d'appréciation est la grandeur recherchée en tant qu'objectif. C'est la valeur à atteindre par le critère pour que la fonction soit réalisée.

~ La classe de flexibilité placée auprès du niveau d'un critère d'appréciation permet de préciser son degré de négociabilité ou d'impérativité.

~ Si la flexibilité est nulle (**F0**) le niveau de la fonction est impératif.

~ Si la flexibilité est faible (**F1**) le niveau de la fonction est peu négociable.

~ Si la flexibilité est moyenne (**F2**) le niveau de la fonction est négociable.

~ Si la flexibilité est forte (**F3**) le niveau de la fonction est très négociable

9- Schéma cinématique :

-Classe D'équivalence :

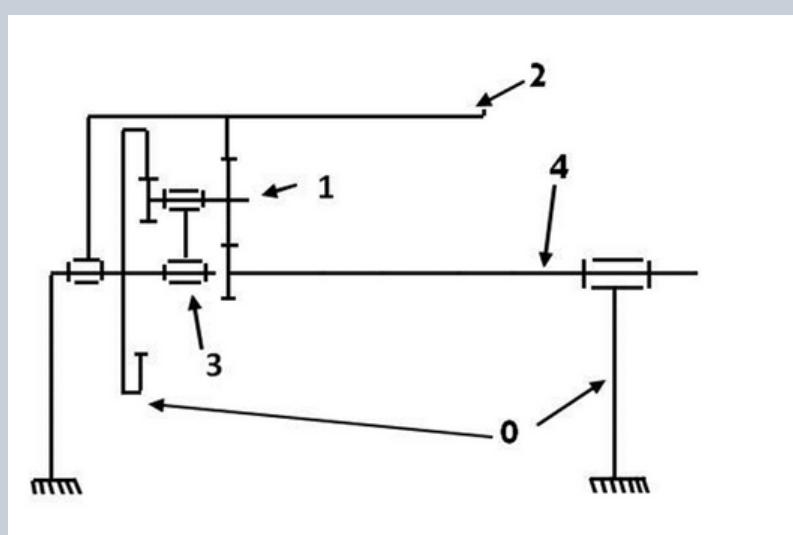
0 = {Couronne0, porte satellites, Boitier électrique, ...}

1 = {Satellite (1), Satellite (2), Satellite (3) Arbre, ...}

2= {Couronne 2 =tambour, câble, crochet}

3= {Porte satellite, ...}

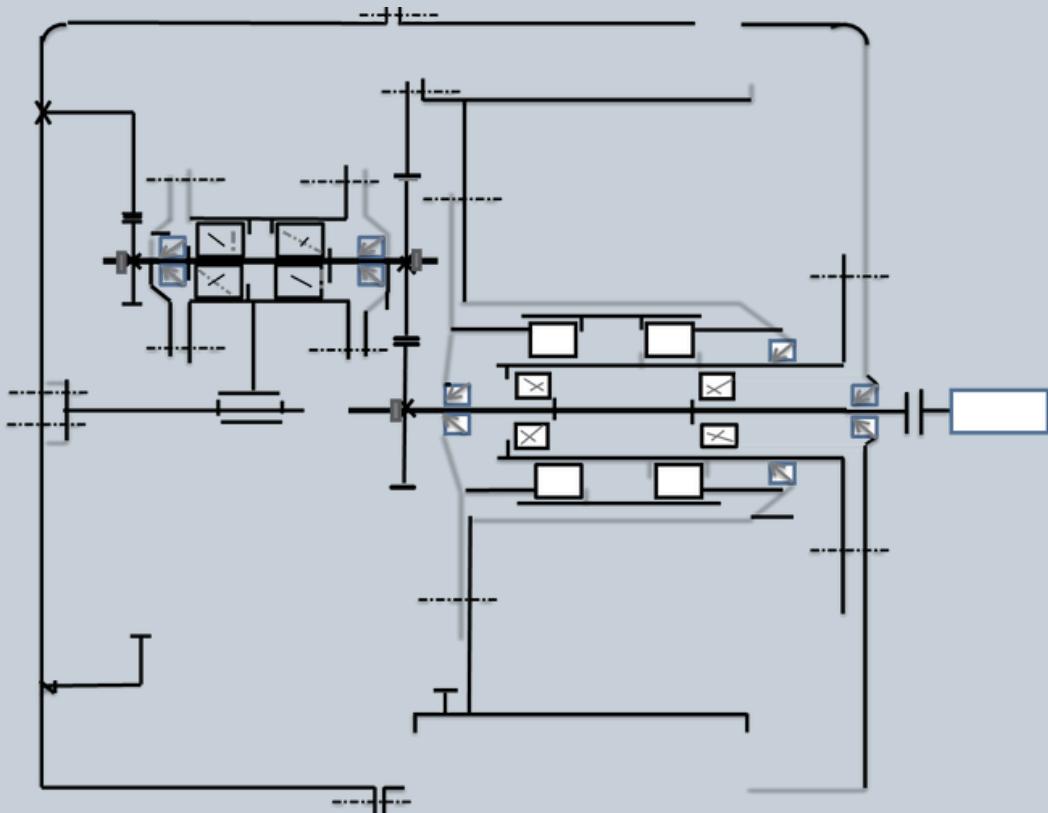
4= {Arbre moteur, planétaire}





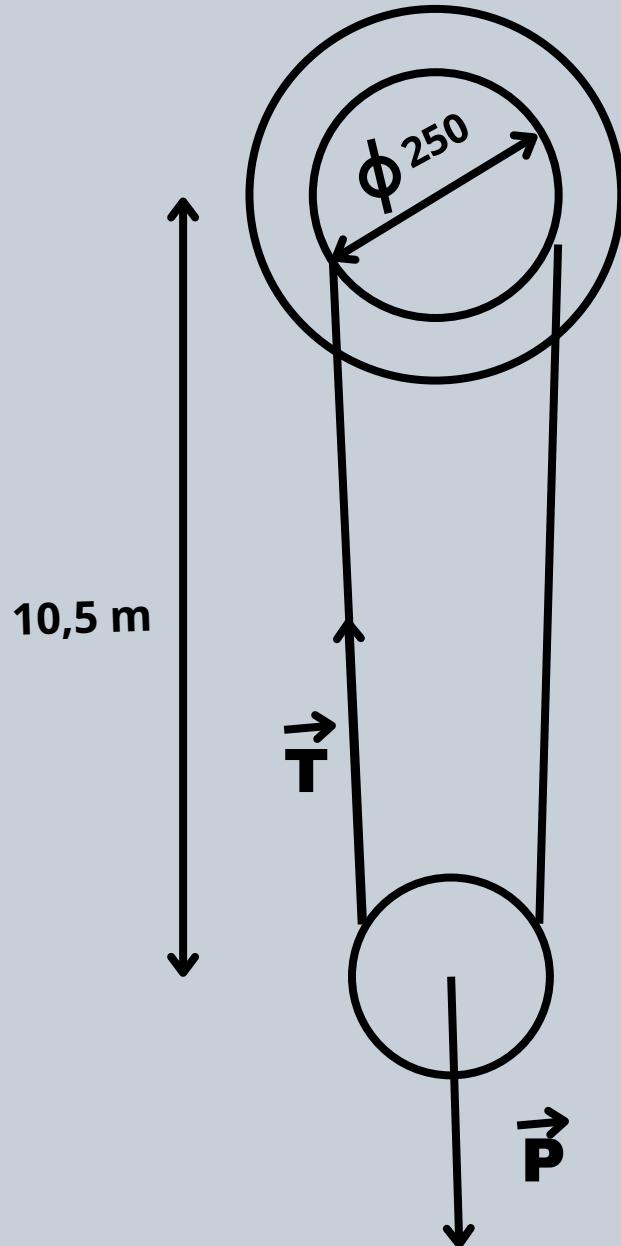
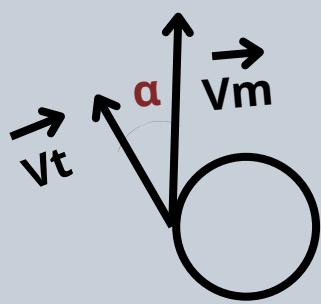
Analyse fonctionnel

10-Shéma technologique:



Dimensionnement

- Choix du moteur frein:

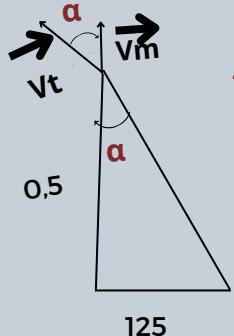


$$T = P/2 \text{ car il Y a 2 câbles}$$

$$P = 10500 \text{ N}$$

$$T = 10500/2 = 52500 \text{ N}$$

$$\cos \alpha = V/V_m \rightarrow V = V_m \cos \alpha = V/V_m$$



$$\begin{aligned} \tan \alpha &= 125 / 10,5 \times 10^3 \\ &= 0,0119 \\ \alpha &= 0,68^\circ \end{aligned}$$

500 N sur charge

$$\begin{aligned} V_t &= V_m \cos \alpha = 2 \times 0,1 \times \cos(0,68) \\ V_t &= 0,199 \text{ m/s} = 0,2 \text{ m/s} \end{aligned}$$



Dimensionnements

-Schéma de transmission :



On prend $\eta_3 = 98\% = 0,98$

$T=5250 \text{ N}$

$V=0,19 \text{ m/s}$

Pour limiteur de couple + réducteur

$\eta_2 = 94\% = 0,94$

-Puissance du tambour $P_t = T V = 5250 \times 0,2 = 1050 \text{ W}$

-Vitesse de rotation du tambour : $N_t = (60V/\pi D_t) = (60 \times 0,2 \times 10^3) / (\pi \times 250) = 15,27 \text{ tr/m}$

-Calculons la puissance du moteur :

$$\eta_2 \times \eta_3 = P_t / P_m$$

$$P_m' = P_t / \eta_2 \times \eta_3 = 1139,81 \text{ W}$$

- On fait une correction pour la sécurité en multipliant cette valeur par un coefficient de sécurité : $K_s = 1,5$

$$\begin{aligned} P_m &= P_m' \times K_s = 1088,8 \times 1,5 \\ &= 1709,71 \text{ W} \end{aligned}$$

→ Caractéristique du moteur :

$$\text{On a : } N = \frac{60\omega_4}{2\pi}$$

On utilisant la formule de Wilisse :

$$\lambda_1 = \frac{\omega_2 - \omega_5}{\omega_4 - \omega_5} = - \frac{Z_4 \cdot Z_3}{Z_3 \cdot Z_2}$$

$$\lambda_2 = \frac{\omega_0 - \omega_5}{\omega_4 - \omega_5} = - \frac{Z_4 \cdot Z_1}{Z_3 \cdot Z_0}$$

→ La couronne (0) est bloquée : $\omega_0 = 0$

→ La couronne (2) tourne : $\omega_2 = \frac{V}{R}$

$$\lambda_1 \cdot (\omega_4 - \omega_5) = \omega_2 - \omega_5$$

$$\lambda_2 \cdot (\omega_4 - \omega_5) = -\omega_5$$

$$\rightarrow \lambda_1 \cdot \omega_4 - \lambda_1 \cdot \omega_5 = \omega_2 - \omega_5$$

Dimensionnements

$$\lambda_2 \cdot \omega_4 - \lambda_2 \cdot \omega_5 = -\omega_5$$

$$\rightarrow \omega_5 \cdot (\lambda_2 - 1) = \lambda_2 \cdot \omega_4$$

$$\omega_5 \cdot (\lambda_1 - 1) = \lambda_1 \cdot \omega_4 - \omega_2$$

$$\rightarrow \frac{\lambda_2 - 1}{\lambda_1 - 1} = \frac{\lambda_2 \cdot \omega_4}{\lambda_1 \cdot \omega_4 - \omega_2}$$

$$\rightarrow (\lambda_2 - 1) \cdot (\lambda_1 \cdot \omega_4 - \omega_2) = (\lambda_1 - 1) \cdot (\lambda_2 \cdot \omega_4)$$

$$\rightarrow -\lambda_2 \cdot \omega_4 = \omega_2 - \lambda_2 \cdot \omega_2 - \lambda_1 \cdot \omega_4$$

$$\rightarrow \lambda_1 \cdot \omega_4 - \lambda_2 \cdot \omega_4 = \omega_2 (1 - \lambda_2)$$

$$\rightarrow \omega_4 \cdot (\lambda_1 - \lambda_2) = \omega_2 (1 - \lambda_2)$$

$$\rightarrow \omega_4 = \frac{\omega_2 (1 - \lambda_2)}{(\lambda_1 - \lambda_2)}$$

$$\text{Or : } \lambda_1 = -\frac{Z_4 \cdot Z_3}{Z_3 \cdot Z_2} = -\frac{Z_4}{Z_2} = -\frac{2}{7} \quad \text{et} \quad \lambda_2 = -\frac{Z_4 \cdot Z_1}{Z_3 \cdot Z_0} = -\frac{56}{205}$$

$$\text{D'où : } \omega_4 = -101,5 \cdot \omega_2$$

$$= -101,5 \cdot \omega_2 \cdot \frac{2V}{R}$$

$$= -101,5 \cdot \frac{2,0,2}{250 \cdot 10^{-3}}$$

$$\text{Alors : } \omega_4 = -162,4 \text{ rad/s}$$

Donc

$$N = (60\omega_4)/2\pi$$

$$= (60 \cdot 162,4) / 2\pi$$

$$N = 1550 \text{ tr/min}$$

→ Choix du moteur :

Selon le catalogue MGM On trouve le type de moteur BA90SA2

Type de moteur	Préssance (kW)	tr/min	In (A) 400 V	cos φ	Cx (Nm)	Cd/Cx	M/Ia	I train (mA) A.C.	I train (mA) D.C.	I_2 dem/h	Moment d'inertie Jx 10 ⁻⁴ Kgm ²	Couple freinage AC (Nm)	Niveau sonore dB(A)	Poids (kg)
2 pôles														3000 tr/min
BA 71 A2	0.37	2810	0.90	0.78	1.26	2.6	4.5	90	110	6000	4.88	14	59	9.5
BA 71 B2	0.55	2810	1.40	0.78	1.87	2.6	4.5	90	110	6000	5.48	14	59	10.5
BA 71 C2 *	0.75	2810	1.8	0.80	2.55	2.5	4.5	90	110	5000	6.15	14	59	11.0
BA 80 A2	0.75	2800	1.7	0.86	2.56	3.1	5.3	140	150	6000	11.64	18	65	14.5
BA 80 B2	1.1	2800	2.4	0.86	3.75	3.1	5.3	140	150	6000	12.96	18	65	15.5
BA 90 SA2	1.5	2850	3.2	0.86	5.03	3.0	6.9	300	150	4500	18.95	38	72	20.0

- Choix des Accouplements :

-Nous allons choisir l'accouplement élastique car il permet des désalignements plus importants et supporte mieux les contraintes de cisaillement

- La sélection de l'accouplement :

->Le couple transmissible ainsi que le nombre de tours maximal admissible par un limiteur doivent être présents sur le document du constructeur , ils constituent des paramètres associés à chaque type de limiteur .

->calculons le couple à transmettre en Nm :

$$C_{max} = \frac{9500 \times P_{moteur}}{N}$$

Avec : $P_{moteur}=1,5 \text{ Kw}$

$$= \frac{9500 \times 1,5}{2850}$$

$N = \text{tr/min}$

C_{max} = 5 Nm

-Maintenant on fait la correction de la valeur de ce couple en la multipliant par le coefficient K qui s'appelle le coefficient de service

->**K=1,3** : contrainte uniforme

->**K=1,5** : contrainte légèrement irrégulier

->**K=1,8** : contrainte gravement irrégulier

-On choisit **K=1,3**

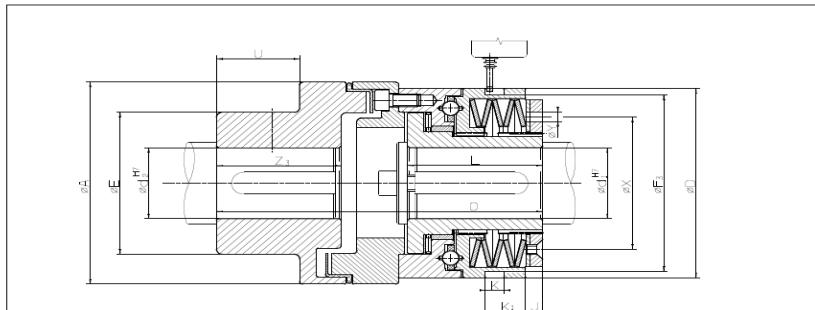
Donc $C_{max}=5 \times 1,3 = 6,5 \text{ N}$

-Alors d'après le catalogue :

-> On choisit un limiteur de couple avec accouplement élastique → le meilleur choix pour nous est **Auto coupleur**

- ✓ KTIKUMAT à billes
- ✓ Série SGE-acc acc élastique
- ✓ Type SGE 40 .X Référence 4478,625.XXX

**Autocoupleur
SIKUMAT à billes**
Série SGE - avec accouplement élastique



Performances

Type	Référence	Version 1			Version 2			Version 3			Version 4		
		Plage de moment Nm	Vitesse min ⁻¹	Codif. termi.	Plage de moment Nm	Vitesse min ⁻¹	Codif. termi.	Plage de moment Nm	Vitesse min ⁻¹	Codif. termi.	Plage de moment Nm	Vitesse min ⁻¹	Codif. termi.
SGE 32.x	4478.620.xxx	2,5 - 5	3300	001	5 - 10	3300	002	10 - 20	1800	003	20 - 40	1800	004
SGE 40.x	4478.625.xxx	6 - 12	2900	001	12 - 25	2900	002	25 - 55	1450	003	55 - 100	1450	004
SGE 55.x	4478.635.xxx	12 - 25	2400	001	25 - 50	2400	002	50 - 120	1200	003	120 - 200	1200	004
SGE 65.x	4478.645.xxx	25 - 50	2000	001	50 - 100	2000	002	100 - 250	1000	003	200 - 450	1000	004
SGE 80.x	4478.655.xxx	50 - 100	1600	001	100 - 200	1600	002	200 - 500	850	003	500 - 1000	850	004
SGE 90.x	4478.665.xxx	85 - 250	1400	001	230 - 600	1400	002	300 - 1000	700	003	600 - 2000	700	004

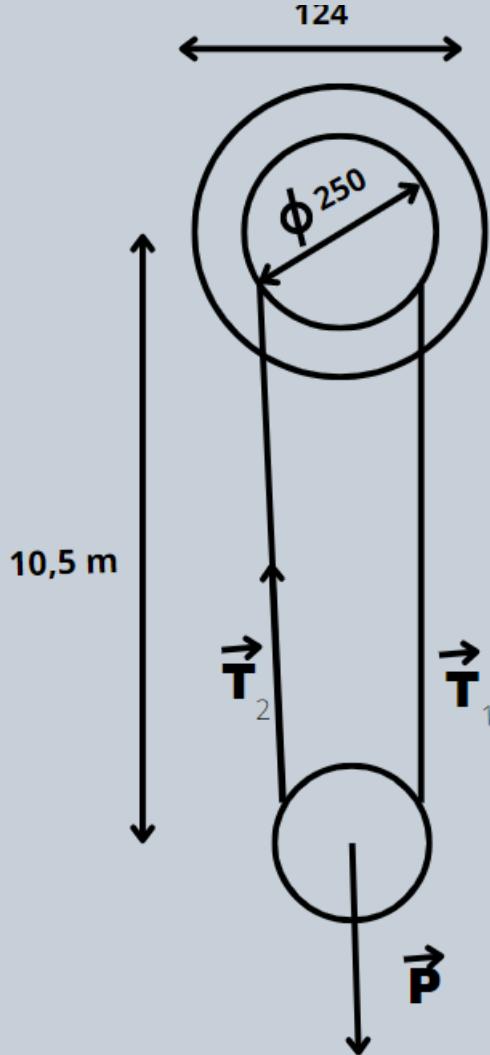
Dimensions

Type	Référence	Alésage d ₁ min. mm	d ₁ max. mm	d ₂ mm	A mm	E mm	D mm	F ₃ mm	J mm	K mm	K ₁ mm	L mm	O mm	U mm	X mm	Y mm	Z ₃ mm	Course active mm
SGE 32.x	4478.620.xxx	7	20	30	67	46	55	50	3	9	13,5	35	86	15	38,5	5	28	1,4
SGE 40.x	4478.625.xxx	10	25	50	112	79	82	72,5	6	9	14,5	48	137,5	38	54	6	58	2,3
SGE 55.x	4478.635.xxx	14	35	50	112	79	100	90,5	6	9	15	56	147	38	70	6	58	2,4
SGE 65.x	4478.645.xxx	18	45	60	128	90	120	112	8,5	10	22,5	72	176,5	45	84	6	67	2,7
SGE 80.x	4478.655.xxx	24	55	60	148	90	146	140	11	9	25	93,5	211,5	45	108	7	67	3,7
SGE 90.x	4478.665.xxx	30	70 ^b	70	177	107	176	170	12	9	30	107	242,5	52	129	10	75	4,6
SGE 90.4	4478.665.xxx	30	70 ^b	90	198	140	176	170	12	9	30	107	272	52	129	10	75	4,6

Rainure de clavette selon DIN 6885 page 1 - Tolérance de largeur de la rainure : JS9

¹⁾ Rainure de clavette selon DIN 6885 page 3 - Tolérance de largeur de la rainure : JS9

- Choix du matériau du câble :



Diamètre de la poulie câble Ø 7 est : Dp= 133 mm, d'une référence PE500.

- La contrainte normale σ est maximale lorsque σ_F due à la force de traction $100 \cdot \vec{T}_1 = 0,6 \vec{P}$.

Alors : $\vec{T}_1 = 0,6 \cdot 10000 = 6000 \text{ N}$

- Calculons σ_F :

On sait que $\sigma_F = \frac{T_1}{A_N}$ avec A_N la section du câble.

- Calculons A_N :

On sait que $A_N = \pi(\frac{D_c}{2})^2$ tel que $D_c = 7\text{mm}$

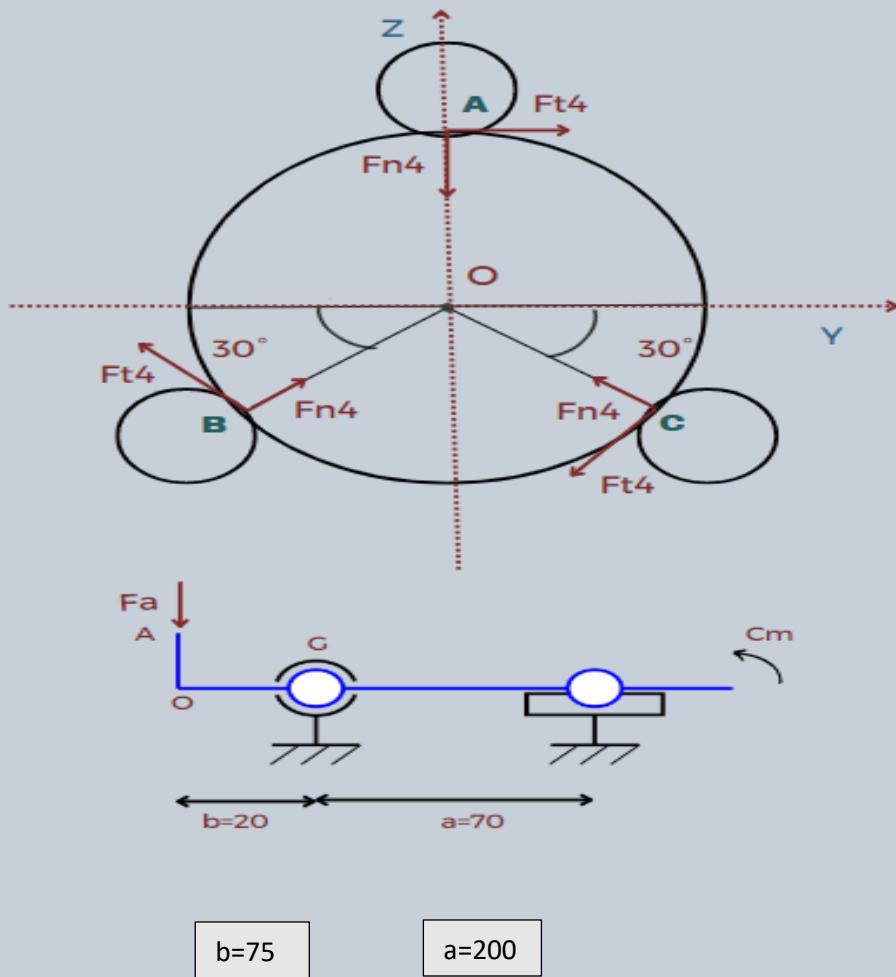
Alors : $A_N = 38,465 \text{ mm}^2$

Donc : $\sigma_F = \frac{6000}{38,465} = 155,98 \text{ Hpa}$

o Choix des matériaux :

Nuance	R (min)	Rc (min)
S185	290	185

- Dimensionnement des roulements de l'arbre moteur :



➡ Les torseurs des efforts appliqués :

➔ Au Point A :

$$\bullet \quad \{\tau_{3 \rightarrow 4}\} = \begin{Bmatrix} -F_{a4} \\ F_{t4} \\ -F_{r4} \end{Bmatrix} \Big|_A = \begin{Bmatrix} -F_{a4} \\ F_{t4} \\ -F_{r4} \end{Bmatrix} \Big|_G \begin{Bmatrix} -r_4 F_{t4} \\ -r_4 F_{a4} - b F_{r4} \\ -b F_{t4} \end{Bmatrix}$$

$$\overrightarrow{M_G} = \overrightarrow{M_A} + \overrightarrow{GA} \wedge \overrightarrow{R} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -b \\ 0 \\ r_4 \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} -F_{a4} \\ F_{t4} \\ -F_{r4} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -r_4 F_{t4} \\ -r_4 F_{a4} - b F_{r4} \\ -b F_{t4} \end{pmatrix}$$

➔ Au Point B :

$$\bullet \quad \{\tau_{3' \rightarrow 4}\} = \begin{Bmatrix} -F_{a4} \\ -\frac{\sqrt{3}}{2} F_{r4} - \frac{1}{2} F_{t4} \\ \frac{1}{2} F_{r4} - \frac{\sqrt{3}}{2} F_{t4} \end{Bmatrix} \Big|_B = \begin{Bmatrix} -F_{a4} \\ -\frac{\sqrt{3}}{2} F_{r4} - \frac{1}{2} F_{t4} \\ \frac{1}{2} F_{r4} - \frac{\sqrt{3}}{2} F_{t4} \end{Bmatrix} \Big|_G \begin{Bmatrix} \frac{1}{2} r_4 F_{a4} + \frac{1}{2} b F_{r4} - \frac{\sqrt{3}}{2} b F_{t4} \\ \frac{\sqrt{3}}{2} b F_{r4} + \frac{1}{2} b F_{t4} + \frac{\sqrt{3}}{2} F_{a4} r_4 \end{Bmatrix}$$

$$\overrightarrow{M_G} = \overrightarrow{M_B} + \overrightarrow{GB} \wedge \overrightarrow{R} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -b \\ \frac{\sqrt{3}}{2}r_4 \\ \frac{-1}{2}r_4 \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} -F_{a4} \\ -\frac{\sqrt{3}}{2}F_{r4} - \frac{1}{2}F_{t4} \\ \frac{1}{2}F_{r4} - \frac{\sqrt{3}}{2}F_{t4} \end{pmatrix} =$$

$$\begin{pmatrix} -r_4F_{t4} \\ \frac{1}{2}r_4F_{a4} + \frac{1}{2}bF_{r4} - \frac{\sqrt{3}}{2}bF_{t4} \\ \frac{\sqrt{3}}{2}bF_{r4} + \frac{1}{2}bF_{t4} + \frac{\sqrt{3}}{2}F_{a4}r_4 \end{pmatrix}$$

→ Au Point C :

$$\bullet \quad \{\tau_{3'' \rightarrow 4}\} = \left\{ \begin{array}{c|c} -F_{a4} & 0 \\ \frac{\sqrt{3}}{2}F_{r4} - \frac{1}{2}F_{t4} & 0 \\ \hline 0 & 0 \end{array} \right\}_C = \left\{ \begin{array}{c|c} -F_{a4} & -r_4F_{t4} \\ \frac{\sqrt{3}}{2}F_{r4} - \frac{1}{2}F_{t4} & \frac{1}{2}r_4F_{a4} + \frac{1}{2}bF_{r4} + \frac{\sqrt{3}}{2}bF_{t4} \\ \hline \frac{1}{2}F_{r4} + \frac{\sqrt{3}}{2}F_{t4} & -\frac{\sqrt{3}}{2}bF_{r4} + \frac{1}{2}bF_{t4} - \frac{\sqrt{3}}{2}F_{a4}r_4 \end{array} \right\}_G$$

$$\overrightarrow{M_G} = \overrightarrow{M_C} + \overrightarrow{GC} \wedge \overrightarrow{R} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -b \\ -\frac{\sqrt{3}}{2}r_4 \\ -\frac{1}{2}r_4 \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} -F_{a4} \\ \frac{\sqrt{3}}{2}F_{r4} - \frac{1}{2}F_{t4} \\ \frac{1}{2}F_{r4} + \frac{\sqrt{3}}{2}F_{t4} \end{pmatrix} =$$

$$\begin{pmatrix} -r_4F_{t4} \\ \frac{1}{2}r_4F_{a4} + \frac{1}{2}bF_{r4} + \frac{\sqrt{3}}{2}bF_{t4} \\ -\frac{\sqrt{3}}{2}bF_{r4} + \frac{1}{2}bF_{t4} - \frac{\sqrt{3}}{2}F_{a4}r_4 \end{pmatrix}$$

Alors torseur équivalent est :

- $-F_{a4} - F_{a4} = -3F_{a4}$
- $F_{t4} - \frac{\sqrt{3}}{2}F_{r4} - \frac{1}{2}F_{t4} + \frac{\sqrt{3}}{2}F_{r4} - \frac{1}{2}F_{t4} = 0$
- $-F_{r4} + \frac{1}{2}F_{r4} - \frac{\sqrt{3}}{2}F_{t4} + \frac{1}{2}F_{r4} + \frac{\sqrt{3}}{2}F_{t4} = 0$
- $-r_4F_{t4} - r_4F_{t4} - r_4F_{t4} = -3r_4F_{t4}$
- $-r_4F_{a4} - bF_{r4} + \frac{1}{2}r_4F_{a4} + \frac{1}{2}bF_{r4} - \frac{\sqrt{3}}{2}bF_{t4} + \frac{1}{2}r_4F_{a4} + \frac{1}{2}bF_{r4} + \frac{\sqrt{3}}{2}bF_{t4} = 0$
- $-bF_{t4} + \frac{\sqrt{3}}{2}bF_{r4} + \frac{1}{2}bF_{t4} + \frac{\sqrt{3}}{2}F_{a4}r_4 - \frac{\sqrt{3}}{2}bF_{r4} + \frac{1}{2}bF_{t4} - \frac{\sqrt{3}}{2}F_{a4}r_4 = 0 \mu$

⊕ Donc torseur équivalent est :

- $\{\tau_{s \rightarrow 4}\} = \left\{ \begin{array}{c|c} -3F_{a4} & -3r_4 F_{t4} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{array} \right\}_G$
- $\{\tau_{rltG \rightarrow 4}\} = \left\{ \begin{array}{c|c} X_G & 0 \\ Y_G & 0 \\ Z_G & 0 \end{array} \right\}_G$
- $\{\tau_{rltH \rightarrow 4}\} = \left\{ \begin{array}{c|c} 0 & 0 \\ Y_H & 0 \\ Z_H & 0 \end{array} \right\}_G = \left\{ \begin{array}{c|c} 0 & 0 \\ Y_H & -aZ_H \\ Z_H & aY_H \end{array} \right\}_G$
- $\vec{M}_G = \vec{M}_H + \vec{GH} \wedge \vec{R} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} a \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} 0 \\ Y_H \\ Z_H \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ -aZ_H \\ aY_H \end{pmatrix}$
- $\{\tau_{moteur \rightarrow 4}\} = \left\{ \begin{array}{c|c} 0 & C_m \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{array} \right\}_G$

⊕ On applique PFS :

- $-3F_{a4} + X_G = 0$
- $Y_G + Y_H = 0$
- $Z_G + Z_H = 0 \quad \Rightarrow \quad \begin{cases} X_G = 3F_{a4} \\ Y_G = -Y_H = 0 \\ Z_G = -Z_H = 0 \\ F_{t4} = C_m / 3r_4 \end{cases}$
- $-3r_4 F_{t4} + C_m = 0$
- $Z_H = 0$
- $Y_H = 0$

⊕ Calculons F_{t4} , F_{a4} , F_{r4} :

- $\begin{cases} F_{r4} = F \sin \alpha \\ F_{t4} = F \cos \beta \cos \alpha \\ F_{a4} = F \cos \alpha \sin \beta \end{cases} \quad \text{Avec } \alpha = 20 \text{ et } \beta = 15$
- $F_{t4} = C_m / 3r_4 \text{ avec } r_4 = m * \frac{Z_4}{2}$
- $F_{t4} = \frac{5,03}{3 * \frac{24 * 2 * 10^{-3}}{2}} = 70 \text{ N}$

- $F_{r4} = F_{t4} * \frac{\tan \alpha}{\cos \beta}$
- $F_{r4} = 70 * \frac{\tan 20}{\cos 15} = 26,37 \text{ N}$
- $F_{a4} = F_{t4} * \tan \beta$
- $F_{a4} = 70 * \tan (15) = 18,75$

⊕ Déterminations la charge équivalentes :

Puisque les efforts radiaux sont nuls alors :

$$P=3F_{a4} = 3*18,75 = 56,25 \text{ N}$$

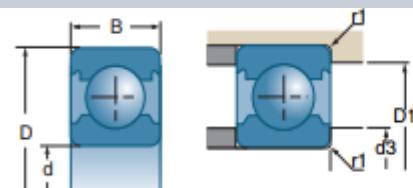
$$-L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 * \frac{10^6}{60*N_m} \quad \text{donc} \quad \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \frac{60*L_{10h}*N_m}{10^6}$$

$$C=P \sqrt[3]{\frac{60*L_{10h}*N_m}{10^6}} \quad \text{on prend } L_{10h} = 12\,000h$$

$$C = 56,25 * \sqrt[3]{\frac{60*12\,000*2850}{10^6}}$$

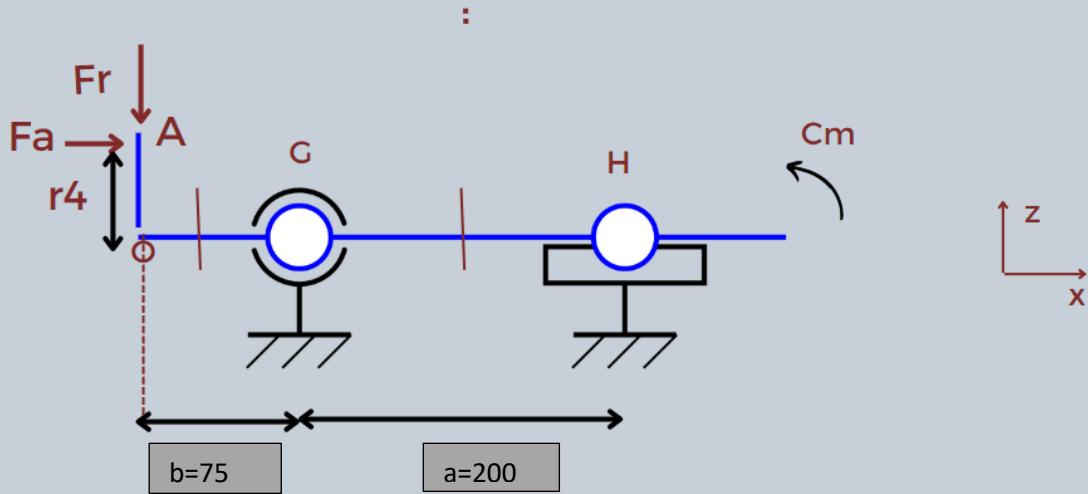
$$C = 714,79 \text{ N}$$

⊕ D'après le catalogue SNR des roulements C= 6000 N de référence 6003 et d =17mm (selon la partie suivante)



d	D	B	C	C_0	tr/mn*	tr/mn*
mm	Références	mm	mm	10^3 N	10^3 N	10^3 N
17	61803 61903 16003 6003	26 30 35 35	5 7 8 10	2,23 4,60 6,00 6,00	1,46 2,55 3,25 3,25	23000 21000 20000 19000
					28000 26000 24000 24000	

- Dimensionnement de l'arbre moteur :



Pour $x \in [0, b]$

$$\{\tau_{coh}\}_G = -\{\tau_{s \rightarrow 4}\}_G = \left\{ \begin{array}{c|c} -3F_{a4} & -3r_4 F_{t4} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{array} \right\}_G$$

Alors :

$$N = 3F_{a4}$$

$$M_t = 3F_{t4} r_4$$

$$\Rightarrow N = 3 \times 18,75 = 56,25 \text{ N}$$

$$M_t = 3 \times 70 \times \frac{Z_4 \times m}{2} = 3 \times \frac{70 \times 24 \times 2}{2} \times 10^{-3} = 5,04 \text{ Nm}$$

Pour $x \in [b, a + b]$

$$\{\tau_{coh}\}_G = -\{\tau_{s \rightarrow 4}\}_G - \{\tau_{rlt0 \rightarrow 4}\}_G$$

$$\{\tau_{coh}\}_G = \left\{ \begin{array}{c|c} 3F_{a4} & 3r_4 F_{t4} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{array} \right\}_G - \left\{ \begin{array}{c|c} 3F_{a4} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{array} \right\}_G$$

$$\{\tau_{coh}\}_G = \begin{Bmatrix} 0 & 3r_4 F_{t4} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_G$$

$$M_t = 3F_{t4} r_4 = 5,04 \text{ Nm}$$

 Pour $x > a + b$

$$\{\tau_{coh}\}_G = -\{\tau_{Moteur \rightarrow 4}\}_G = \begin{Bmatrix} 0 & Cm \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_G$$

$$\text{Alors } M_t = Cm$$

$$\text{AN : } M_t = 5,03 \text{ Nm}$$

 Interprétation :

→ L'arbre est sollicité en torsion dont la contrainte de cisaillement maximale est

$$\rightarrow \tau_{max} = \frac{M_t}{I_G} \times \frac{d}{2}$$

$$\text{Avec : } I_G = \frac{\pi d^4}{32}$$

$$\Rightarrow \tau_{max} = \frac{Cm \times \frac{d}{2}}{\frac{\pi d^4}{32}} = \frac{16Cm}{\pi d^3}$$

- On choisit un acier S355 De limite élastique $Re = 355 \text{ MPa}$ et $E=210 \text{ GPa}$ et coefficient de sécurité $S=1,5$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 S Cm}{\pi Re}}$$

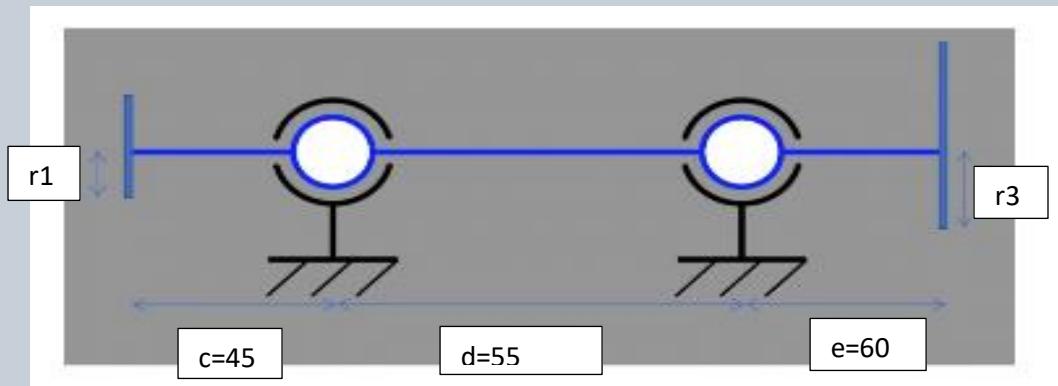
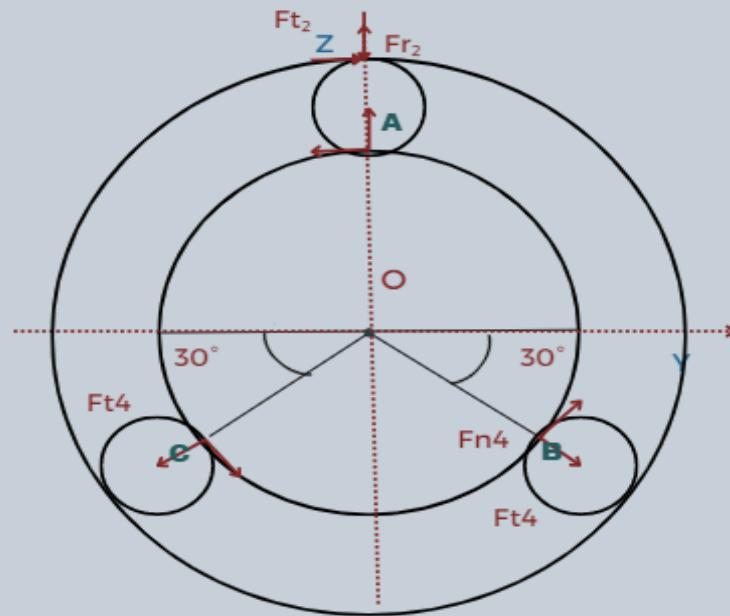
$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 * 1,5 * 5,03 * 10^3}{\pi * 355}}$$

$$d_{min} = 4,76 \text{ mm}$$

- En raison de sécurité et pour faciliter la fabrication on va prendre :

$$d_{arbre} = 20 \text{ mm}$$

- Dimensionnement des roulements de l'arbre satellite :



$$\{\tau_{4 \rightarrow 3}\} = \begin{Bmatrix} F_{a4} \\ -F_{t4} \\ F_{r4} \end{Bmatrix} \Big|_A = \begin{Bmatrix} -F_{a4} \\ -F_{t4} \\ F_{r4} \end{Bmatrix} \Big|_E \begin{Bmatrix} -F_{t4}r_3 \\ -(d+e)F_{r4} - F_{a4}r_3 \\ -(d+e)F_{t4} \end{Bmatrix}_E$$

$$\overrightarrow{M_E} = \overrightarrow{M_A} + \overrightarrow{EA} \wedge \overrightarrow{R} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} d+e \\ 0 \\ -r_3 \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} F_{a4} \\ F_{t4} \\ F_{r4} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -F_{t4}r_3 \\ -(d+e)F_{r4} - F_{a4}r_3 \\ -(d+e)F_{t4} \end{pmatrix}$$

$$\{\tau_{2 \rightarrow 3}\} = \begin{Bmatrix} -F_{a2} & | & 0 \\ F_{t2} & | & 0 \\ -F_{r2} & | & 0 \end{Bmatrix}_{C1} = \begin{Bmatrix} -F_{a2} & | & -F_{t2}r_3 \\ F_{t2} & | & (d+e)F_{r2} - F_{a2}r_3 \\ -F_{r2} & | & (d+e)F_{t2} \end{Bmatrix}_E$$

$$\overrightarrow{M_E} = \overrightarrow{M_{C1}} + \overrightarrow{EC1} \wedge \overrightarrow{R} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} d+e \\ 0 \\ r_3 \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} -F_{a2} \\ F_{t2} \\ -F_{r2} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -F_{t2}r_3 \\ (d+e)F_{r2} - F_{a2}r_3 \\ (d+e)F_{t2} \end{pmatrix}$$

$$\{\tau_{0 \rightarrow 3}\} = \begin{Bmatrix} -F_{a0} & | & 0 \\ F_{t0} & | & 0 \\ -F_{r0} & | & 0 \end{Bmatrix}_{G1} = \begin{Bmatrix} -F_{a0} & | & -F_{t0}r_1 \\ F_{t0} & | & -C F_{r0} - F_{a0}r_1 \\ -F_{r0} & | & C F_{t0} \end{Bmatrix}_E$$

$$\overrightarrow{M_E} = \overrightarrow{M_{G1}} + \overrightarrow{EG1} \wedge \overrightarrow{R} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -C \\ 0 \\ r_1 \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} -F_{a0} \\ F_{t0} \\ -F_{r0} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -F_{t0}r_1 \\ -F_{a0}r_1 - F_{r0}C \\ -CF_{t0} \end{pmatrix}$$

- $\{\tau_{rlt E \rightarrow 3}\} = \begin{Bmatrix} X_3 & | & 0 \\ Y_3 & | & 0 \\ Z_3 & | & 0 \end{Bmatrix}_E$
- $\{\tau_{rlt F \rightarrow 3}\} = \begin{Bmatrix} X_4 & | & 0 \\ Y_4 & | & 0 \\ Z_4 & | & 0 \end{Bmatrix}_F = \begin{Bmatrix} X_4 & | & 0 \\ Y_4 & | & -dZ_4 \\ Z_4 & | & dY_4 \end{Bmatrix}_E$

$$\overrightarrow{M_E} = \overrightarrow{M_F} + \overrightarrow{EF} \wedge \overrightarrow{R} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} d \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} X_4 \\ Y_4 \\ Z_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ -dZ_4 \\ dY_4 \end{pmatrix}$$

 Déterminons F_{t2}, F_{a2}, F_{r2} :

Selon schéma $P_t = \eta_3 P_R$

Donc $C_t \omega_t = \eta_3 C_R \omega_R$

On a : $\omega_R = \omega_t$

$\Rightarrow C_t = \eta_3 C_R$

$$\Rightarrow \frac{\frac{TD}{2}}{2} = \eta_3 C_R$$

$$\Rightarrow \frac{\frac{TD}{2}}{2} = \eta_3 3 F_{t2} r_2$$

Donc : $F_{t2} = \frac{TD}{6r_2\eta_3} = \frac{5250 \times 250}{6 \times \frac{84}{2} \times 2 \times 0,98}$

$$F_{t2} = 2657,31 \text{ N}$$

$$F_{t2} = F \cos \alpha \cos \beta \quad \text{et} \quad F_{r2} = F \sin \alpha \quad \text{et} \quad F_{a2} = F \cos \alpha \sin \beta$$

Donc : $F_{r2} = F_{t2} \times \frac{\tan \alpha}{\cos \beta}$

$$F_{r2} = 2657,31 \times \frac{\tan 20}{\cos 15}$$

$$F_{r2} = 10001,3 \text{ N}$$

$$F_{a2} = F_{t2} \times \tan \beta$$

$$= 2657,31 \times \tan 15$$

$$F_{a2} = 712,02 \text{ N}$$

⊕ Déterminons la charge équivalente :

→ En appliquant le PFS :

$$F_{a4} - F_{a2} - F_{a0} + X_4 + X_3 = 0$$

$$-F_{t4} + F_{t2} + F_{t0} + Y_3 + Y_4 = 0$$

$$F_{r4} - F_{r2} - F_{r0} + Z_3 + Z_4 = 0$$

$$-F_{t4}r_3 - r_3 F_{t2} - r_1 F_{t0} = 0$$

$$-(d+e) F_{r4} - F_{a4}r_3 - F_{a2}r_3 + (d+e) F_{r2} - CF_{r0} - F_{a0}r_1 - d Z_4 = 0$$

$$-(d+e)F_{t4} + (d+e)F_{t2} - CF_{t0} + dY_4 = 0$$

$$F_{t0} = -\frac{r_3}{r_1} (F_{t4} + F_{t2}) = -\frac{30}{28} (70 + 2657,31) = -2922,11 \text{ N}$$

$$F_{a0} = F_{t0} \times \tan \beta = -2922,11 \times \tan 15 = -783 \text{ N}$$

$$F_{r0} = F_{t0} \times \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = -1101,07 \text{ N}$$

$$X_4 + X_3 = F_{a0} + F_{a2} - F_{a4} = -783 + 712,02 - 18,75 = -89,73 \text{ N}$$

$$Y_4 = \frac{(d+e)F_{t4} - (d+e)F_{t2} + CF_{t0}}{d} = \frac{(60+20)70 - (60+20)2657,31 + 20 \times (-2922,11)}{60}$$

$$Y_4 = -4423,78 \text{ N}$$

$$Y_3 = F_{t4} - F_{t2} - F_{t0} - Y_4$$

$$Y_3 = 70 - 2657,31 + 2922,11 + 4423,78 = 4758,58 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} Z_4 &= \frac{-(d+e)F_{r4} + (d+e)F_{r2} - CF_{t0} - F_{a4}r_3 - F_{a2}r_3 + F_{a0}r_1}{d} \\ &= \frac{-80 \times 26,37 - 18,75 \times 30 - 30 \times 712,02 + 80 \times 1001,3 - 20 \times (-1101,07) + 28 \times (-783)}{60} \end{aligned}$$

$$Z_4 = 936,145 \text{ N}$$

- $Z_3 = F_{r2} + F_{r0} - F_{r4} - Z_4$
- $Z_3 = 1001,3 - 1101,07 - 26,37 - 936,145$
- $Z_3 = -1062,285 \text{ N}$
- $F_{aext} = 89,73 \text{ N}$
- $F_{r3} = \sqrt{Z_3^2 + Y_3^2} = 4875,7 \text{ N}$
- $F_{r4} = \sqrt{Z_4^2 + Y_4^2} = 4521,74 \text{ N}$

 Calcul des charges axiales induites F_{ai3} et F_{ai4}

$$-F_{ai3} = \frac{F_{r3}}{2*1,39} = 1753,85 \text{ N}$$

$$-F_{ai4} = \frac{F_{r4}}{2*1,39} = 1626,52 \text{ N}$$

$$-F_{ai3} + F_{aext} = 1753,85 + 89,73 = 1843,58 > F_{ai4}$$

Le roulement 3 est fonctionne avec jeu.

Le roulement 4 est fonctionne en contact.

Pour $d=30\text{mm}$ on choisit les deux roulements selon catalogue SNR :

Pour roulement 3 : 303/28

Pour roulement 4 : 12ED028

$$C_3 = 53\,000 \text{ N}$$

$$C_4 = 94\,000 \text{ N}$$

$$C_{03} = 51\,000 \text{ N}$$

$$C_{04} = 78000 \text{ N}$$

$$\begin{cases} F_{a4} = 1843,58 \text{ N} \\ F_{a3} = 1753,85 \text{ N} \end{cases} \rightarrow \frac{F_{a4}}{F_{r4}} = \frac{1843,58}{4521,74} = 0,4 > e_4 = 0,34$$

$$-P_4 = 0,4 \cdot F_{r4} + 1,39 \cdot F_{a4}$$

$$-P_3 = F_{r3}$$

$$-P_4 = 0,4 \cdot 4521,74 + 1,39 \cdot 1843,58 = 4371,27 \text{ N}$$

$$-P_3 = 4875,7 \text{ N}$$

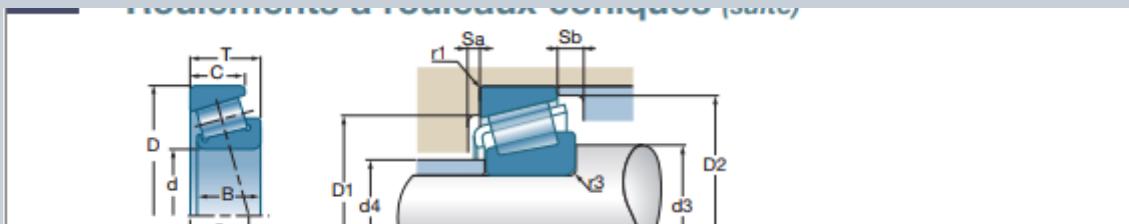
Vérification des 2 roulements :

$$L_{10h3} = \left(\frac{C_3}{P_3}\right)^3 * \frac{10^6}{60*N_m}$$

$$-L_{10h3} = \left(\frac{53000}{4875,7}\right)^{10/3} * \frac{10^6}{60*2850} = 16639,24 \text{ h}$$

$$-L_{10h4} = \left(\frac{C_4}{P_4}\right)^3 * \frac{10^6}{60*N_m}$$

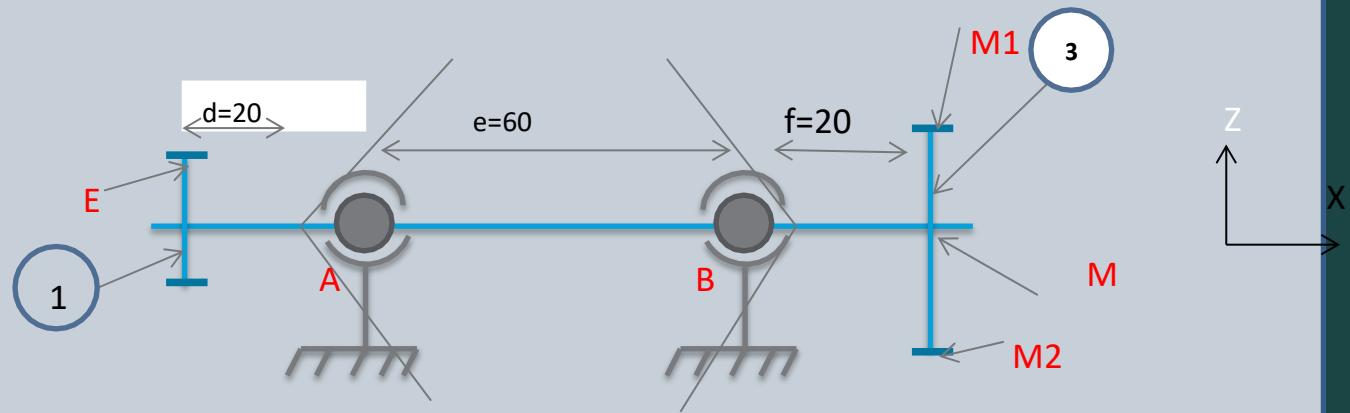
$$L_{10h3} = \left(\frac{94000}{4371,27}\right)^{10/3} * \frac{10^6}{60*2850} = 161710,4 \text{ h}$$



d	Réf.	D	B	C	T	a	$10^6 N$	$10^6 N$	e	Y	Yo	tr/mn*	tr/mn*
mm		mm	mm	mm	mm	mm						tr/mn*	tr/mn*
30	32006C	55	17	13,0	17,00	13,50	38,5	45,0	0,43	1,39	0,77	6400	8000
	30206A	62	16	14,0	17,25	13,80	45,4	50,5	0,37	1,60	0,88	5900	8400
	32206C	62	20	17,0	21,25	14,75	50,0	55,0	0,37	1,60	0,88	5800	8100
	33206A	62	25	19,5	25,00	16,00	71,9	77,0	0,34	1,76	0,97	6300	8400
	30306A	72	19	16,0	20,75	15,30	61,7	63,1	0,31	1,90	1,05	5300	7400
	31306A	72	19	14,0	20,75	23,10	52,5	60,3	0,83	0,73	0,40	5100	7000
	32306A	72	27	23,0	28,75	18,90	85,5	96,4	0,32	1,90	1,05	5400	7000

1- Dimensionnement de l'arbre satellite :

Les efforts appliqués sur l'arbre :



Le torseur des efforts de la roue 0 sur la roue 1 en E : $\begin{bmatrix} Fa_0 & 0 \\ -Ft_0 & | 0 \\ -Fr_0 & 0 \end{bmatrix}$

Le torseur des efforts de la roue 2 sur 3 en M1 : $\begin{bmatrix} Fa_2 & 0 \\ -Ft_2 & | 0 \\ -Fr_2 & 0 \end{bmatrix}$

Le torseur des efforts de la roue 4 sur 3 en M2 : $\begin{bmatrix} Fa_4 & 0 \\ -Ft_4 & | 0 \\ -Fr_4 & 0 \end{bmatrix}$

Deux appuis Fa_2 :

$$\text{En A : } \begin{bmatrix} X_A & 0 \\ Y_A & | 0 \\ Z_A & 0 \end{bmatrix}$$

$$\text{En B : } \begin{bmatrix} X_B & 0 \\ Y_B & | 0 \\ Z_B & 0 \end{bmatrix}$$

On a :

$$Ft_4 = \frac{\text{couple moteur}}{r_4} = \frac{3 * 5.03 * 10^3}{24} = 202.82 \text{ N} \rightarrow Fa_4 = Ft_4 * \tan(15) = 54.34 \text{ N} \rightarrow Fr_4 = 76.42 \text{ N}$$

Et

$$Ft_2 = \frac{\text{couple charge}}{3 * r_2} = \frac{0.6 * 10000 * (\text{rayon tambour})}{3 * r_2} = \frac{0.6 * 10000 * 125}{3 * 86.9} = 2876.8 \text{ N} \rightarrow Fa_2 = 770.85 \text{ N} \rightarrow Fr_2 = 1084 \text{ N}$$

Calculons les inconnus par le PFS :

En ramène tous les torseurs au point M

$$\left\{ \begin{array}{l} X_A \\ Y_A \\ Z_A \end{array} \right| \left. \begin{array}{l} 0 \\ (e+f)Z_A \\ -(e+f)Y_A \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} X_B \\ Y_B \\ Z_B \end{array} \right| \left. \begin{array}{l} 0 \\ fZ_B \\ -fY_B \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} Fa_0 \\ -Ft_0 \\ -Fr_0 \end{array} \right| \left. \begin{array}{l} r_1Ft_0 \\ r_1Fa_0 - (d+e+f)Fr_0 \\ (e+d+f)Ft_0 \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} Fa_2 \\ -Ft_2 \\ -Fr_2 \end{array} \right| \left. \begin{array}{l} r_3Ft_2 \\ -r_3Fa_2 \\ 0 \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} Fa_4 \\ -Ft_4 \\ -Fr_4 \end{array} \right| \left. \begin{array}{l} r_3Fa_4 \\ -r_3Fa_4 \\ 0 \end{array} \right\} = \{0\}$$

On a donc

$$\left\{ \begin{array}{l} Ft_0 = -3296.06N \rightarrow Fa_0 = 883.17N \rightarrow Fr_0 = 1242 \\ X_A + X_B = 59,14N \\ Y_A = -5284.9N \\ Y_B = 46593N \text{ (?)} \\ Z_A = -1936N \\ Z_B = 1701.16N \end{array} \right.$$

On a un système hyperstatique :

$$XA + XB = 59,14N$$

Pour le résoudre on procède par le calcul des efforts induits des roulements (voir le dimensionnement des roulements de cet arbre).

On trouve $XA=1518N$ et $XB=1458,66N$

Calcul du torseur de cohésion

Partie 1 $0 < x < 25$: on prend $(_)$ ce qui' est à gauche :

$$\{\taucoh\} = - \left\{ \begin{array}{l} Fa_0 \\ -Ft_0 \\ -Fr_0 \end{array} \right| \left. \begin{array}{l} r_1Ft_0 \\ r_1Fa_0 - xFr_0 \\ Ft_0x \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} -883.17 \\ 32960.6 \\ 1242 \end{array} \right| \left. \begin{array}{l} 95585.74 \\ 25594.2 - 1242x \\ 3296.06x \end{array} \right\}$$

Partie2 25 < x < 75 :

$$\{\tau_{coh}\} = - \begin{Bmatrix} X_A + Fa_0 \\ Y_A - Ft_0 \\ Z_A - Fr_0 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} r1Ft_0 \\ (Z_A - Fr_0)x - (r1Fa_0 + dFr_0) \\ (d - Y_A)x + dFt_0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -634,83 \\ -5264,9 \\ 694,91 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} 95585,74 \\ 11178 + 694,91x \\ -65921,2 + 5264,9x \end{Bmatrix}$$

Partie3 75 < x < 100 :

$$\{\tau_{coh}\} = \begin{Bmatrix} Fa_2 + Fa_4 \\ Ft_4 - Ft_2 \\ Fr_4 - Fr_2 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} r3(Ft_4 + Ft_2) \\ -r3(Fa_0 + Fa_0) - ((d + e + f) - x)(Fr_4 + Fr_2) \\ ((d + e + f) - x)(Ft_4 - Ft_2) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 825,19 \\ -2673,98 \\ -1007,5 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} 95468,22 \\ 75177 - 1007,58x \\ 2673,98x - 267398 \end{Bmatrix}$$

Le point critique :

D'après le torseur de cohésion :

moment de torsion max: $Mtmax = 95585.74 Nmm$

moment flexion maximal suivant (y): $Mfy_{max} = 63296.25 Nmm$

moment flexion maximal suivant (z): $Mfz_{max} = 13052.3 Nmm$

On applique le critère de Von Mises :

$$\sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq (\text{Re}/s) \quad (I = \frac{\pi d^4}{32})$$

Avec : $\sigma = \frac{Mfy_{max}}{I} * \frac{d}{2} - \frac{Mfz_{max}}{I} * \frac{d}{2}$
 $\tau = \frac{Mtmax}{I} * \frac{d}{2}$ (on néglige l'effet de la traction)

Et $I = \frac{\pi d^4}{32}$

Donc on obtient :

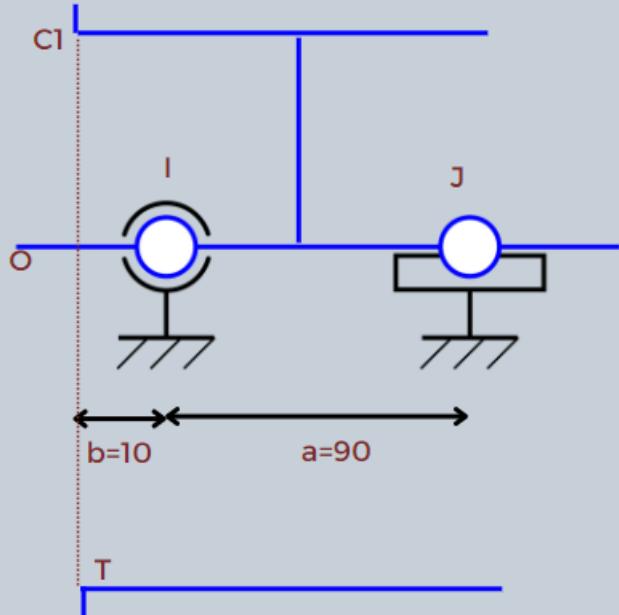
$$d \geq \sqrt[6]{\frac{((Mfy_{max} - Mfz_{max}) * 32)^2 + 3 * (Mtmax * 16)^2}{(\pi \frac{Re}{s})^2}}$$

Donc $d_{min}=27.59mm$

on va prendre

$d=30 m$

- Roulement de l'arbre Tambour :



- Les torseurs des efforts appliqués :

$$\bullet \quad \{\tau_{S \rightarrow T}\} = \begin{pmatrix} -3F_{a2} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \begin{vmatrix} -3r_2 F_{t2} \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix}_I$$

$$\bullet \quad \{\tau_{rlt I \rightarrow T}\} = \begin{pmatrix} X_5 \\ Y_5 \\ Z_5 \end{pmatrix} \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix}_I$$

$$\bullet \quad \{\tau_{rlt J \rightarrow T}\} = \begin{pmatrix} 0 \\ Y_6 \\ Z_6 \end{pmatrix} \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix}_J$$

→ On ramène au même point par la règle du transport :

$$\overrightarrow{M_I} = \overrightarrow{M_J} + \overrightarrow{IJ} \wedge \overrightarrow{R} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} a \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} 0 \\ Y_6 \\ Z_6 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ -aZ_6 \\ aY_6 \end{pmatrix}$$

- $\{\tau_{rlt J \rightarrow T}\} = \begin{Bmatrix} 0 \\ Y_6 \\ Z_6 \end{Bmatrix} \Big| \begin{array}{c} 0 \\ -aZ_6 \\ aY_6 \end{array} \Bigg\}_I$

- $\{\tau_{ext \rightarrow T}\} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ -T \end{Bmatrix} \Big| \begin{array}{c} T_D \\ -a\frac{T}{2} \\ 0 \end{array} \Bigg\}_I$

→ On applique le PFS :

$$X_5 + 3F_{a2} = 0$$

$$Y_5 + Y_6 = 0$$

$$Z_5 + Z_6 - T = 0$$

$$aZ_6 - \frac{a}{2}T = 0$$

$$-aY_6 = 0$$

$$\Rightarrow \begin{cases} X_5 = -2136,09 N \\ Y_5 = Y_6 = 0 \\ Z_5 = 2625N \\ Z_6 = 2625N \end{cases}$$

Donc :

$$\begin{cases} F_{a5} = 2136,09 N \\ F_{r5} = 2625N \end{cases}$$

$$\begin{cases} F_{a6} = 0 \\ F_{r6} = 2625 \end{cases}$$

⇒ Le roulement 5 le plus chargé

-Pour le roulement 5 :

$$F_{a5} = 2136,05 \text{ N}$$

$$F_{r5} = 2625 \text{ N}$$

-Choix arbitraire de C_0 :

Roulement G407

$$C = 55,3 \text{ KN}$$

$$C_0 = 31 \text{ KN}$$

$$\emptyset d = 35 \text{ mm}$$

$$\emptyset D = 100 \text{ mm}$$

$$\frac{F_{a5}}{C_0} = 0,07$$

$$e = 0,27$$

$$x = 0,56$$

$$y = 1,6$$

$$\frac{F_{a5}}{F_{r5}} = 0,8$$

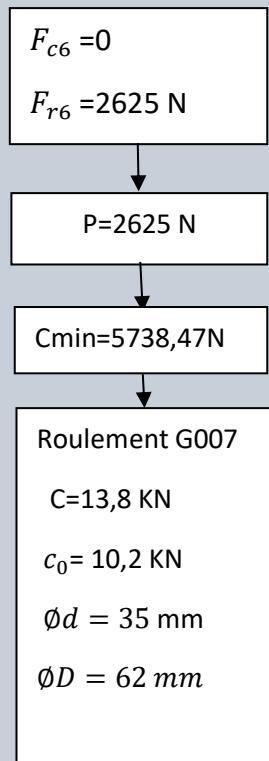
$$P = 4887,744$$

$$C_{\min} = P \sqrt[3]{\frac{60N_t L_{10h}}{10^6}}$$

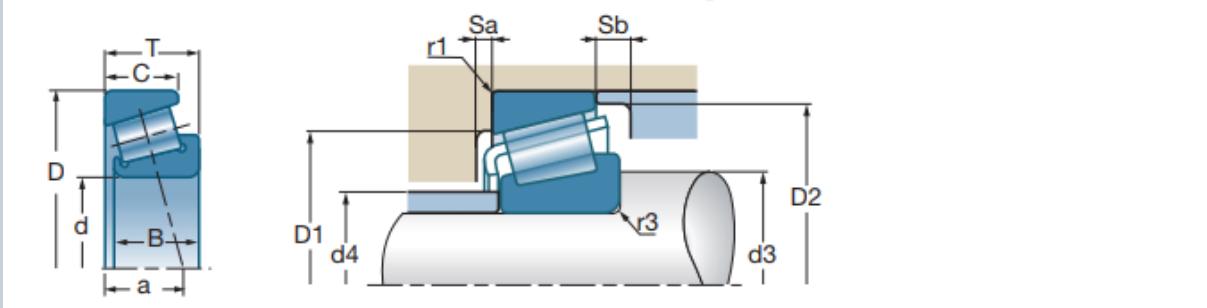
$$= 10685,01 \text{ N}$$

$$C_{\min} \leq C$$

-Pour le roulement 6:



Roulements à rouleaux coniques (suite)



Selon le catalogue SNR on a choisi le roulement 32006C

	30	32006C	55	17	13,0	17,00	13,50	38,5	45,0	0,43	1,39	0,77	6400	8000
		30206A	62	16	14,0	17,25	13,80	45,4	50,5	0,37	1,60	0,88	5900	8400
		32206C	62	20	17,0	21,25	14,75	50,0	55,0	0,37	1,60	0,88	5800	8100
		33206A	62	25	19,5	25,00	16,00	71,9	77,0	0,34	1,76	0,97	6300	8400
		30306A	72	19	16,0	20,75	15,30	61,7	63,1	0,31	1,90	1,05	5300	7400
		31306A	72	19	14,0	20,75	23,10	52,5	60,3	0,83	0,73	0,40	5100	7000
		32306A	72	27	23,0	28,75	18,90	85,5	96,4	0,32	1,90	1,05	5400	7000

- **Dimensionnement du tambour:**

On va considérer le tambour comme une poutre avec une section circulaire creuse .

On choisit l'acier S180 comme matériau .

Sur le point A, on a le moment torsion des efforts à soulever

Sur le point B, on a le centre du train épicycloïdale

(voir figure 2)

Calcul du moment torsion des efforts en point A:

$$\begin{matrix} 0 & F \cdot r \\ 0 & 0 \\ -F & 0 \end{matrix}$$

Le moment torsion des efforts au point A': (en la note 1)

$$\begin{matrix} Fa & 0 \\ Ft & 0 \\ Fr & 0 \end{matrix}$$

Donc au point B:

$$\begin{matrix} Fa & 0 \\ Ft & 0 \\ Fr & 0 \end{matrix}$$

Le moment torsion des efforts au point B':

$$\begin{matrix} Fa & 0 \\ \frac{\sqrt{3}}{2}Fr - \frac{1}{2}Ft & 0 \\ -\frac{1}{2}Fr - \frac{\sqrt{3}}{2}Ft & 0 \end{matrix}$$

Donc au point B : (en la note 2)

$$\begin{matrix} Fa & -r \cdot Ft \\ \frac{\sqrt{3}}{2}Fr - \frac{1}{2}Ft & -\frac{1}{2}r \cdot Fa \\ -\frac{1}{2}Fr - \frac{\sqrt{3}}{2}Ft & -\frac{\sqrt{3}}{2}r \cdot Fa \end{matrix}$$

Le torseur des efforts au point C' : (en le note 3)

$$\begin{matrix} Fa & 0 \\ -\frac{\sqrt{3}}{2}Fr - \frac{1}{2}Ft & 0 \\ \frac{\sqrt{3}}{2}Ft - \frac{1}{2}Fr & 0 \end{matrix}$$

Don au point B:

$$\begin{matrix} Fa & -r.Ft \\ -\frac{\sqrt{3}}{2}Fr - \frac{1}{2}Ft & -\frac{1}{2}r.Fa \\ \frac{\sqrt{3}}{2}Ft - \frac{1}{2}Fr & \frac{\sqrt{3}}{2}r.Fa \end{matrix}$$

En additionnant 1 , 2 et 3 on obtient le torseur suivant:

$$\begin{matrix} 3.Fa & -3.r.Ft \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{matrix}$$

$x \in [CB]$: On a le torseur de cohesion:

$$\begin{matrix} 0 & -r.F \\ 0 & F(l-x) \\ -F & 0 \end{matrix}$$

$x \in [AB]$: On a le torseur de cohesion:

$$\begin{matrix} F.a & 0 \\ 0 & F(l-x) \\ -F & 0 \end{matrix}$$

-Etude de torsion :

On a. $\tau_{max} = \frac{T}{2.a.t} = \frac{R \cdot p \cdot e \cdot g}{2.S}$ alors. $\frac{r.F}{2.A.t} = \frac{R \cdot p \cdot e \cdot g}{2.S}$

Avec Dext =250 et R=125
Et t=e=R-r

$$F=0.6 \cdot 10000 = 6000$$

$$A = \pi \cdot \frac{(r + R)^2}{4}$$

$$Reg = \frac{185}{s} = 150$$

$$\text{Alors: } 1.02r^2 - 116.r + 295 = 0$$

On obtient $r=118$ mm donc $R-r=7$

Donc pour le cas de torsion on devra avoir un tambour d'épaisseur > 7 mm .

-Etude de traction :

$$\text{On a } \sigma_{max} = \frac{a.F}{s} < R \cdot peg$$

Avec $D_{ext}=250$ alors $R=125$

$$\text{Et } F=6000 \text{ N, } S=\pi \cdot r^2 \text{ et } R \cdot peg = 150$$

On obtient une épaisseur > 3 mm

Conclusion:

Le tambour sera d'une forme cylindrique creuse avec une diamètre extérieur égal à 250 mm et une épaisseur qui n'est pas inférieure à 7 mm.

• Dimensionnement Du chariot :

Après avoir choisi les solutions principales du système, nous entamons une partie destinée à expliquer la démarche de dimensionnement utilisée, les principes de calculs retenus, le type de modélisation exploité...etc.

I. Description de la solution retenue :

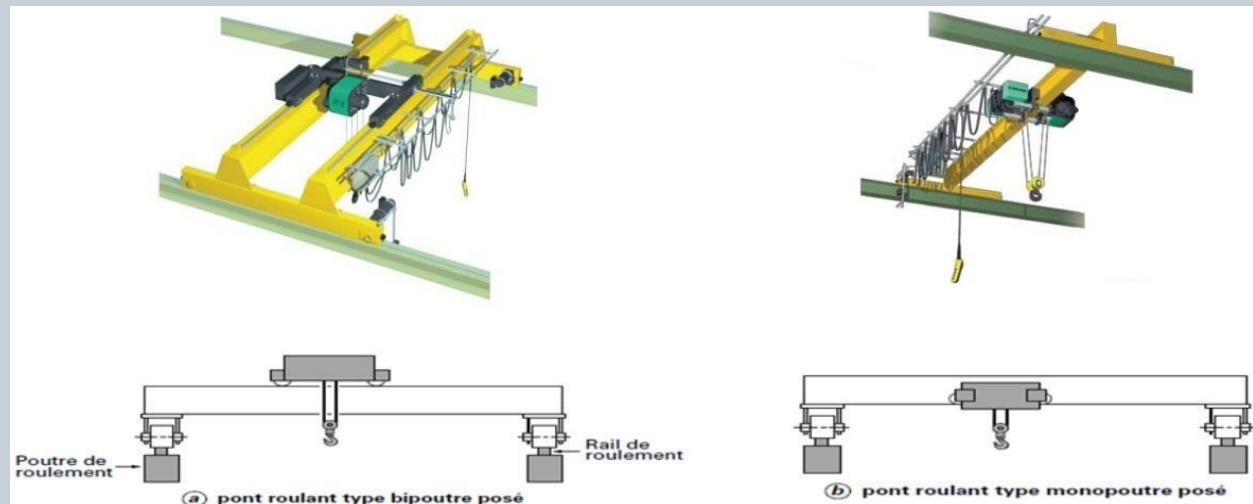


Figure 1 : Les types des pont roulants.

Le pont roulant est composé essentiellement par les composants mentionnés dans la figure suivante:

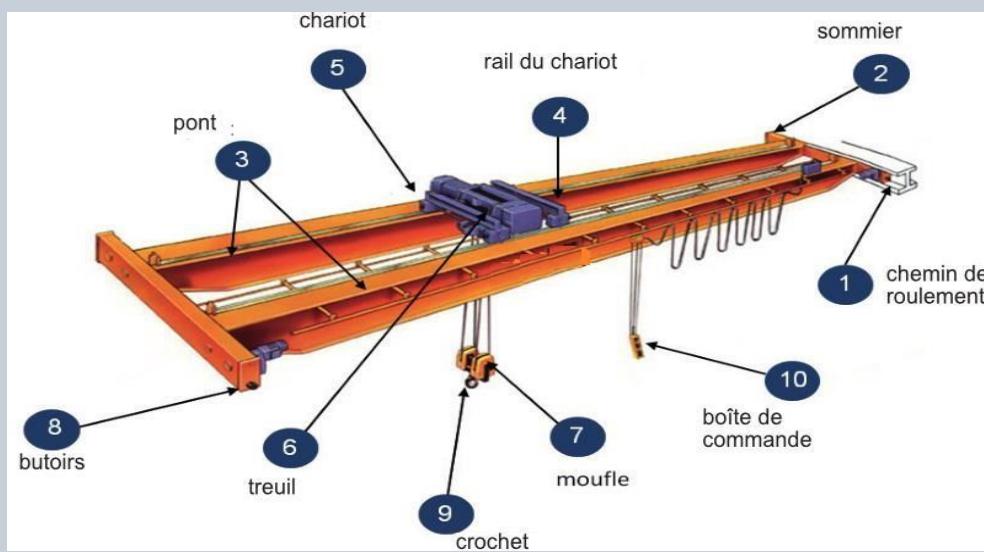


Figure 2 : composants d'un pont roulant.

- 1- Les chemins de roulements sur lesquels le pont se déplace.
- 2- Les deux sommiers sur lesquels sont fixées les extrémités du pont et qui portent des roues (galets). Ces derniers permettent les mouvements de translation du pont.
- 3- Le pont, qui est formé d'une poutre simple ou composée appelée aussi (portée).
- 4- Le rail du chariot, qui est fixé sur la poutre principale du pont et qui permet les mouvements de direction du chariot.
- 5- Le chariot, qui est surmonté de l'engin de levage (treuil) ce dernier est muni des roues et se déplace latéralement sur le pont.
- 6- Le treuil, un engin de levage qui permet la levée et la descente de la charge.
- 7- Le moufle, un assemblage de poulies muni d'un accessoire d'accrochage et servant à lever et à descendre les charges.
- 8- Les butoirs, Obstacle placé à l'extrémité d'une voie en impasse, pour arrêter le déplacement (capteur de fin de course).
- 9- Le crochet, est une pièce destinée à saisir et soulever des charges.
- 10- La boîte de contrôle, qui permet de contrôler les différentes manœuvres du pont roulant.

II. Choix des matériaux :

La nature du matériau est en fonction essentiellement de l'environnement du travail ainsi que de l'intensité de l'activité. On doit aussi en tenir compte des considérations suivantes :

-L'assemblage de la structure : par soudure, par boulons...

-La résistance aux charges.

-La résistance à la corrosion.

-Le prix de revient.

Plusieurs constructeurs des ponts roulants proposent une gamme variée d'acières de construction dans le domaine maritime. Ces aciers sont répondues pour leur fiabilité et leur grande durée d'utilisation grâce à leurs propres caractéristiques :

-Résistance mécanique.

-Résistance aux chocs.

-Usinabilité dans des conditions économiques.

1. Choix des aciers et des matériaux de construction :

1. Matériaux des profilés

On choisit les profilés en acier S235 parce qu'il est le plus utilisé dans la construction des structures et parce que ce matériel nous permet une économie sur les coûts de matière et une mise en œuvre plus aisée en atelier

Le S235 est un acier de construction normalisé qui présente une bonne soudabilité, résistance à la corrosion et son prix de revient convenable. Les propriétés physiques et les caractéristiques mécaniques de l'acier S235 sont données par les tableaux suivants [réf. Techniques de l'ingénieur] :

Nuance	Propriétés physiques					
	Masse volumique (kg/m ³)	Module d'élasticité E (N/mm ²)	Coefficient de poisson μ	Capacité thermique massique	Conductivité thermique [W/ (m.K)]	Résistivité (en 10 ⁻⁸ Ω.m)
S235	7850	210000	0.3	482	49	19

Nuance	Caractéristiques mécaniques				
	R _c (N/mm ²)	R _R (N/mm ²)	R _m (N/mm ²)	A (%)	KV (J)
S235	240	360-510	450	26-29	27

2. Matériaux des galets

Le galet est fabriqué à partir de La fonte sphéroïdale haute qualité EN-GJS-700(Désignation EN), GGG 70(Désignation DIN) avec les caractéristiques mécaniques et technologiques suivants :
[\(https://www.dijkkamp.nl/en/materials/ggg70-en-gjs-700-2/ \)](https://www.dijkkamp.nl/en/materials/ggg70-en-gjs-700-2/)

numéro des matériaux	EN-JS1030	EN-JS1050	EN-JS1060	EN-JS1070
dénomination	EN-GJS-400-15	EN-GJS-500-7	EN-GJS-600-3	EN-GJS-700-2
ancienne norme DIN 1693	GGG 40	GGG 50	GGG 60	GGG 70
résistance à la traction R_m N/mm ²	400	500	600	700
limite d'élasticité 0,2% $R_{p_0.2}$ N/mm ²	250	320	370	420
allongement A %	15	7	3	2
dureté Brinell HB 30	---	135-170	150-170	200-250
module d'élasticité E kN/mm ²			165 - 175	
usinabilité	très bonne	bonne	bonne	Moyenne
résistance à l'usure	faible	bonne	bonne	Très bonne
soudabilité	soudabilité réduite, électrodes spéciales conseillées			

III. Vérification :

Cette partie comprend une vérification du diamètre de galet en tenant compte de la pression entre le galet et les rails. D'après le cahier de charges fonctionnelles, la charge maximale à supporter par le pont roulant sera fixée à 1 Tonne. En outre, pour se situer dans une marge de sécurité, les calculs qui viennent seront faits avec une charge de 1.2 T, ce qui veut dire un coefficient de sécurité $S=1.2$. Parce que selon la Fédération européenne de la manutention (FEM) pour les pièces de structure d les engins de levage et appareils de levage lourds, un coefficient allant, selon les cas de service (sans vent, avec vent, sollicitations exceptionnelles), de 1,1 à 1,5 pour les pièces en acier de construction, et un coefficient plus élevé pour les pièces en acier à haute limite d'élasticité.

1. Sélection du galet :

Conditions de calcul :

- 4 galets.
- Centre de gravité du chariot au milieu du chariot
- Poids du chariot représentant 5% de la charge totale : $0.05 * 1 = 0.05T = 50Kg$

Donc la charge totale maximal $P=0.05+1.2=1.25T=1250Kg$

4 galets donc pour un galet $P_{max} = 312.5Kg$

D'où d'après le tableau de sélection du diamètre du galet on a $D=125mm$

Wheel block	Pstatmax (kN) H2/B3	mounting method	Pdynmax (kN)			
			E2	E3	E4	E5
CB-V125	50	H+I	65.2	57.5	50.6	44.5
	50	W+S	57.5	57.5	46.9	38.1
CB-V160	70	H+I	91.3	80.5	70.9	62.3
	70	W+S	80.5	80.5	65.6	53.4
CB-V200	100	H+I	130.4	115.0	101.2	89.0
	100	W+S	115.0	115.0	93.8	76.9
CB-V250	160	H+I+W+S	184.0	184.0	150.0	122.0
CB-V315	220	H+I+W+S	253.0	253.0	206.3	167.8
CB-V400	300	H+I+W+S	345.0	345.0	281.3	228.8

2. Calcul de vérification suivant les règles de la norme ISO 16881-1 et la norme FEM :

Les vérifications suivantes sont incontournables pour le dimensionnement des galets des ponts roulants :

- Vérifier que le galet va résister au chargement maximal auquel il sera objet.
 - vérifier que le galet va permettre à l'appareil d'effectuer son service normal sans usure anormale.
- Ces deux vérifications sont assurées par les deux équations suivantes :

$$\frac{P_{max}}{b*D} \leq 1.9 * P_l \quad (1)$$

$$\frac{P_{mean}}{b*D} \leq C_1 * C_2 * P_l \quad (2)$$

Avec :

D : Le diamètre du galet de roulement (mm)

b : Largeurs utile du rail (mm) $b = 1 - 2r$

r : Rayon d'arrondi extérieur du champignon du rail, en mm

l : Largeur du champignon du rail, en mm

P_l : Pression limite fonction du matériau du galet et du rail, en MPa

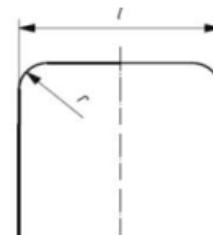
C_1 : Coefficient fonction de la vitesse de translation et le diamètre du galet

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

P_{max} : Charge maxi au galet=3.15T=31.5KN (Tableau : Choix de la charge par galet)

$$P_{mean} : est déterminée par P_{statmin} et P_{statmax} ; P_{mean} = \frac{P_{statmin} + 2 P_{statmax}}{3}$$

$P_{statmin}$ = charge statique minimale au galet, $P_{statmax}$ = charge statique maximale au galet



On prend $P_{statmin}=P_{statmax}=P_{max}$

Détermination du matériau :

Le galet qui existe actuellement est fabriqué à partir d'acier faiblement allié de limite de résistance en traction 700 Mpa.

Résistance à la traction du métal du galet de roulement (MPa)	P_L (MPa)	Résistance minimale de l'acier du rail (MPa)
$f_u > 500$	5,00	350
$f_u > 600$	5,60	350
$f_u > 700$	6,50	510
$f_u > 800$	7,20	510
$f_u > 900$	7,80	600
$f_u > 1000$	8,50	700

Tableau 9: Détermination de la pression limite sur le rail

Le tableau suivant nous donne la valeur de la résistance à la traction du rail :

$f_u > 700 \text{ MPa}$ \rightarrow Résistance minimale de l'acier du rail = 510 MPa.
 \rightarrow Pression limite $P_L=6.5 \text{ MPa}$.

Choix du rail de roulement et détermination de la largeur utile b :

Le rail utilisé est de type KSN 50.30 (rail de section rectangulaire de longueur 50mm et de largeur 30 mm). Je vais essayer de vérifier ce type des railles dans la partie de dimensionnement de la poutre du chemin de roulement avec le profilé.

Caractéristiques des rails de roulement et bande utile de contact maximum										
		Binaire en laminé cadre UNI 6013 - DIN 1013			Binaire type Burbak - DIN 536			Binaire type Vignole - UNI 3141		
Type ØR (mm)	Caractéristiques de la roue		Binaire (mm)		Typologie du binaire de glissement et bande utile de contact maximum - b (mm)					
	Type	Largeur gorge (mm)	largeur b (mm)	h (mm)	Laminé cadre UNI 6013 - DIN 1013	Laminé plat UNI 6014 - DIN 1017	Burbak - DIN 536	Vignole - UNI 3141		
125	standard	50	40	35	30	40	A 45	45	37	21 - 27
	Max.	60	50	45	30	50	A 45	55	45	50
	spécial	70	60	55	30	60	A 55	55	45	60
	standard	55	45	40	30	40	A 45	45	37	=
160	Max.	65	55	50	30	50	A 55	55	45	21 - 27
	spécial	80	70	65	30	70	A 65	65	53	50
									67	65

Tableau 10: Chois du rail

Pour le rail KSN 50.30 ; $b=l-2r=48\text{mm}$

Détermination des coefficients C1 et C2 :

❖ Détermination du coefficient C1 :

Selon le cahier de charge, Le pont fonctionne avec une vitesse de direction de 12m/min. Le tableau ci-dessous donne le coefficient c1 en fonction du diamètre de galet et de la vitesse

Galet	Valeurs de c_1 en fonction de la vitesse de déplacement [m/min]										
	Diamètre [mm]	10	12,5	16	20	25	32	40	50	63	80
125	1,03	1,00	0,97	0,93	0,90	0,86	0,82	0,77	0,72	0,65	0,60
160	1,06	1,04	1,00	0,97	0,94	0,90	0,86	0,82	0,78	0,72	0,66
200	1,09	1,06	1,03	1,00	0,97	0,93	0,90	0,86	0,82	0,77	0,72
250	1,11	1,09	1,06	1,03	1,00	0,97	0,93	0,90	0,86	0,82	0,78
315	1,13	1,11	1,09	1,06	1,04	1,00	0,97	0,94	0,90	0,86	0,82
400	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1,00	0,97	0,94	0,90	0,86

Le pont roulant fonctionnera avec une vitesse linéaire de 20m/min, pour un diamètre du galet de 125 mm, donc d'après le tableau, $C1=1$.

❖ Détermination du coefficient C2 :

Le coefficient c2 dépend de la classification de groupe du mécanisme et est donné dans le tableau ci-dessous.

Le tableau donne une valeur de C2 correspond à C2=1 car le mécanisme de type **M5** suivant la norme ISO

Classification en groupe de mécanisme	C_2
M_1 et M_2	1,25
M_3 et M_4	1,12
M_5	1,00
M_6	0,90
M_7 et M_8	0,80

Vérification des deux conditions :

❖ Première condition :

La première condition exige la vérification de la condition 1 :

$$P_{max}=31500N ; P_l=6.5Mpa ; b=48 \text{ mm}$$

Tout calcul fait, on trouve que le diamètre minimal du galet doit vérifier la condition $D_{min}>53.14\text{mm}$. Ce qui est bien le cas pour notre galet avec un diamètre de 125mm.

❖ Deuxième condition :

$$P_{mean}=P_{max}=31500N$$

L'application numérique donne une valeur de diamètre correspond à $D_{min}=108.56\text{mm}$ donc la condition est vérifiée.

Détermination de la rainure de galet 125 qui correspondant au type du rail KSN 50.30 :

D'après le tableau normalisé des rainures des galets, pour un rail de 50 mm de largeur, la rainure la plus adapté est celle de 60mm.

Largeurs des rainures de galet		
Type	b1	k
125	50	40
	60	50
	52	40
160	62	50
	72	60
	54	40-45
200	64	50-55
	74	60-65
	54	40-45
250	64	50-55
	74	60-65
	84	70-75
315	64	50-55
	74	60-65
	84	70-75
	94	80-85
400	75	60-65
	85	70-75
	95	80-85
	115	100

Résultat : Pour les quatre galets du chariot on va utiliser les galets de diamètre 125mm avec une rainure de 60mm.

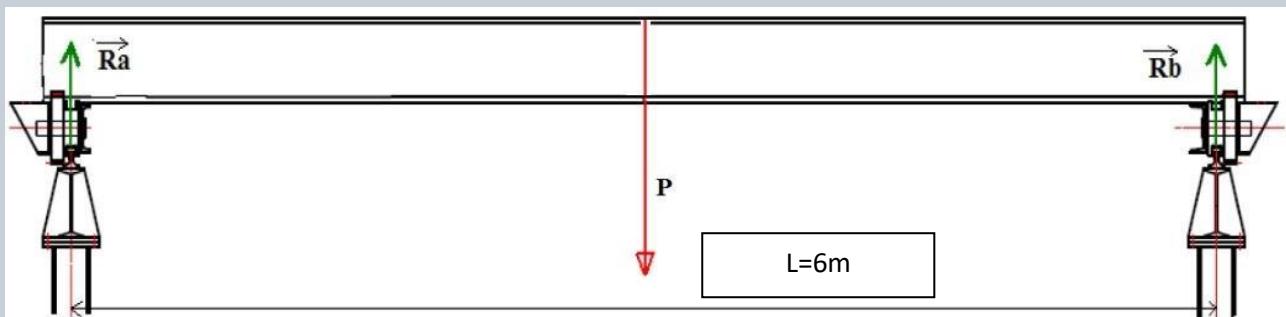
II. Dimensionnement de la poutre principale :

On a un pont bipoutre donc la charge va repartie sur deux poutres, et pour chaque poutre la sollicitation maximale se trouve à la moitié de la poutre donc :

La charge = 1.2 T = 12 KN

Poids du palan = 0.67 T = 6.7 KN

$$(12 + 6.7) / 2 = 9.35 \text{ KN}$$



Le moment de flexion maximale est donné par :

$$M_f = PL/4 = 9.35 \cdot 1000 \cdot 6/4 = 14025 \text{ N.m}$$

1. Choix du profilé adéquat :

Pour choisir le profilé adéquat de la poutre principale, il faut vérifier la condition suivante :

$\sigma_{\max} < \sigma_{\text{adm}}$ avec :

$\sigma_{\max} = (M_f * y) / I_z$: La contrainte maximale dans la poutre

M_f : Moment de flexion

I_z : Moment quadratique de la section

σ_{max} : La contrainte admissible du matériau

W_{Iz} : Module de flexion

Le matériau qui existe dans les ateliers est l'acier E24 laminé à chaud d'une contrainte admissible $\sigma=235 \text{ MPa}$

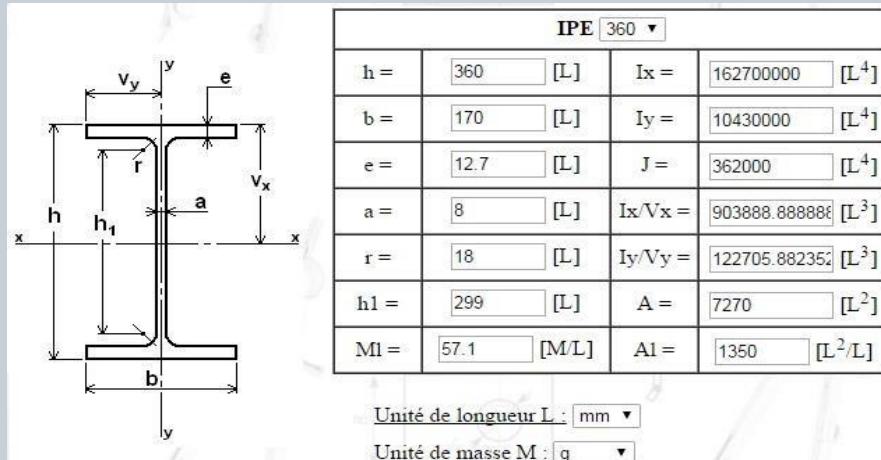
Il faut choisir un profilé dont le module de flexion vérifié vérifie l'inégalité $W_{Iz} > M_f / \sigma_{\text{adm}}$

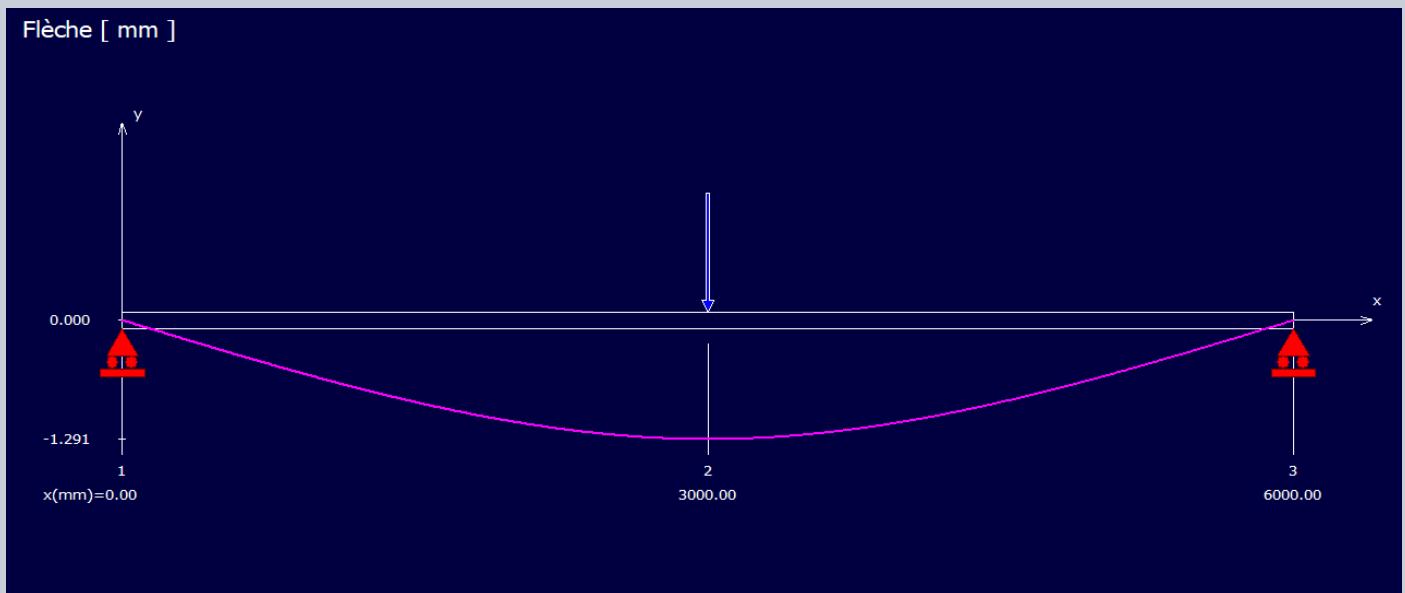
$$\text{AN : } W_{Iz} > 14025 / 235 = 59.68 \cdot 1000 \text{ mm}^3 = 596.8 \text{ cm}^3$$

D'après les catalogues des profilés (SFS) (annexe 1) les profilés candidats sont :

Designation	Masse (Kg/m)	Module de flexion (cm ³)
IPE360	57.1	904
HEB240	83.2	938
HEA260	68.2	836

Le profilé qui permet une minimisation de la masse est le profilé IPE 360, qui a les caractéristiques suivantes :





La figure montre que la déformée maximale au point d'application de la charge de 9.35KN est correspond à $f=1.29\text{mm}$.

La flèche admissible est déterminera selon la NF P22-615.

GROUPE D'UTILISATION	FLECHE ADMISSIBLE
1-2	L/500
3-4	L/750
5-6	L/1000

Pour notre système la flèche admissible est $f_{adm} = L/1000$

$$AN : f_{adm} = 6000/1000 = 6\text{mm}$$

Conclusion : La flèche maximale du profilé IPE360 est inférieur à la flèche admissible, ce qui explique que le profilé choisi est pas valide.

• Choix des circlips:

Le diamètre de notre arbre moteur est 20 mm ,et celui de l'arbre satellite est 30 mm, on va se baser dans le choix des circlips qui assurent l'arrêt axial des roulements sur le référent au catalogue propose dans le guide de dessinateur.

Anneaux élastiques pour alésages NF E 22-165

Montage recommandé

- Arbre d'appui
- Anneau
- Cône de montage
- Rainure de l'anneau

EXEMPLE DE DESIGNATION :
Anneau élastique pour alésage, $d \times e$, NF E 22-165

D	E	C	F	G	Tol. G	K	Fa*	D	E	C	F	G	Tol. G	K	Fa*
8	0,8	3,2	0,9	8,4	+ 0,09	0,6	2	45	1,75	31,6	1:85	47,5	0 + 0,25	3,75	43,1
9	0,8	4	0,9	9,4	0	0,6	2	50	2	36	2,15	53		4,5	60,8
10	1	3,7	1,1	10,4		0,6	4	55	2	40,4	2,15	58		4,5	60,3
12	1	4,7	1,1	12,5	+ 0,11	0,75	4	60	2	44,4	2,15	63	+ 0,30	4,5	61
15	1	7	1,1	15,7	0	1,05	5	65	2,5	48,8	2,65	68	0	4,5	121
17	1	8,4	1,1	17,8		1,2	6	70	2,5	53,4	2,65	73		4,5	119
20	1	10,6	1,1	21	0 + 0,13	1,5	7,2	75	2,5	58,4	2,65	78		4,5	118
22	1	13,6	1,1	23		1,5	8	80	2,5	62	2,65	83,5		5,25	120
25	1,2	15	1,3	26,2	+ 0,21	1,8	14,6	85	3	66,8	3,15	88,5	+ 0,35	5,25	201
28	1,2	18,4	1,3	29,4	0	2,1	13,3	90	3	71,8	3,15	93,5	0	5,25	199
30	1,2	19,4	1,3	31,4		2,1	13,7	95	3	76,4	3,15	98,5		5,25	195
32	1,2	20,2	1,3	33,7	+ 0,25	2,55	13,8	100	3	81	3,15	103,5		5,25	188
35	1,5	23,2	1,6	37	0	3	26,9	105	4	86	4,15	109	+ 0,54	6	436

* C : espace libre nécessaire au montage

57 . 1 Anneaux à montage axial

Anneaux élastiques pour arbres NF E 22-163

Montage recommandé

- Douille d'appui
- Anneau
- Cône de montage
- Rainure de l'anneau

EXEMPLE DE DÉSIGNATION :
Anneau élastique pour arbre, $d \times e$, NF E 22-163

d	e	c	f	g	Tol. g	k	Fa*	d	e	c	f	g	Tol. g	k	Fa*
3	0,4	6,8	0,5	2,8	0 - 0,04	0,3	0,47	28	1,5	38,4	1,6	26,6	0	2,1	32,1
4	0,4	8,4	0,5	3,8	0	0,3	0,60	30	1,5	41	1,6	28,6	- 0,21	2,1	32,1
5	0,6	10,7	0,7	4,8	- 0,048	0,3	1	32	1,5	43,4	1,6	30,3		2,55	31,2
6	0,7	12,2	0,8	5,7		0,45	1,45	35	1,5	47,2	1,6	33		3	30,8
7	0,8	13,2	0,9	6,7		0,45	2,6	40	1,75	53	1,85	37,5	0	3,75	51
8	0,8	15,2	0,9	7,6	0	0,6	3	45	1,75	59,4	1,85	42,5	- 0,25	3,75	49
9	1	15,4	1,1	8,6		0,6	3,5	50	2	64,8	2,15	47		4,5	73,3
10	1	17,6	1,1	9,6		0,6	4	55	2	70,4	2,15	52		4,5	71,4
12	1	19,6	1,1	11,5		0,75	5	60	2	75,8	2,15	57		4,5	69,2
14	1	22	1,1	13,4	0	0,9	6,4	65	2,5	81,6	2,65	62	0	4,5	135,6
15	1	23,2	1,1	14,3	- 0,11	1,05	6,9	70	2,5	87,2	2,65	67	- 0,30	4,5	134,2
17	1	25,6	1,1	16,2		1,2	8	75	2,5	92,8	2,65	72		4,5	130
20	1,2	29	1,3	19	0 - 0,13	1,5	17,1	80	2,5	98,2	2,65	76,5		5,25	128,4
22	1,2	31,4	1,3	21	0	1,5	16,9	85	3	104	3,15	81,5	0	5,25	215,4
25	1,2	34,8	1,3	23,9	- 0,21	1,65	16,2	90	3	109	3,15	86,5	- 0,35	5,25	217

C 60 phosphaté Cuivre au beryllium

➤ Conclusion :

- EN guise de conclusion, Le palan électrique est un équipement très utile et fort répondu dans le secteur industriel vu sa puissance et son efficacité et son faible cout. Ceci supporte une charge bien déterminé à ne pas dépasser , En effet lors de notre projet on a consacrée notre partie dimensionnement spécialement pour l'étude des différents composants de se système .