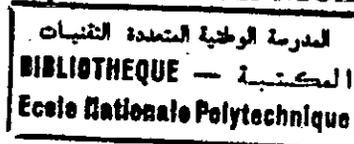


8/01

République Algérienne Démocratique et populaire  
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique  
Département de Génie Mécanique

## Etude Conceptuelle d'un Monte- Charge



Projet de Fin d'Etude

Présenté en vue de l'Obtention du Diplôme  
D'Ingénieur d'Etat en Génie Mécanique

Proposé par :

M. Madani  
B. Guergueb

Etudié par :

Y. Belkherroubi

Dirigé par

M. Madani  
B. Guergueb

# 6 PLANCHES

Département de Génie Mécanique  
Ecole Nationale Polytechnique  
10 Avenue Hassen Badi, El Harrach, Alger 16200, Algérie

Promotion  
Septembre 2001

*Dédicaces*



*A la mémoire de mon père et mon grand père*

*A ma mère et mes frères*

*A la mémoire de ma grand mère*

*A ma famille et mes amis*



## Remerciements

Je tiens à remercier Messieurs MADANI et GUERGUEB pour avoir dirigé ce modeste travail.

Aussi, je remercie l'équipe d'ERGO DESIGN et du GROUPE BETU, tout particulièrement KAMEL et YUCEF.

Mes remerciements vont aussi à tout mes amis, ma famille, ainsi que tous les enseignants qui ont participé à ma formation.

من خلال هذه الدراسة تمكنا من إعطاء مكانة للرافعة في عالم أجهزة الرفع. بعد ذلك تطرقنا لدراسة وحساب بعض الأعضاء لهذه الأخيرة .  
النتائج المحصل عليها هي مرضية و خاصة بعد تقديمها للمصلحة التقنية للشركة الوطنية للمصاعد.

**الكلمات المفتاحية:**

الرافعة، أجهزة الرفع ن الشركة الوطنية للمصاعد.

**Résumé :**

Au cours de cette étude nous avons pu classer le monte-charge dans le domaine des appareils de levage . par la suite nous avons étudié et calculer certains de ses organes.

Les résultats obtenus sont satisfaisant après les avoir présenter au services technique de l'entreprise Nationale des Ascenseurs.

**Mot clés:**

Monte charge; Appareils de levage; entreprise nationale des ascenseur;  
treuils

**Summary :**

During this study, we had classified nthe sevice lift among the lifting apparatus, then we had studied and calculcted som of its components .

The results obtained are satisfying, after presenting them to the tschnical service of the national company of elevators

**Principal words:**

Service lift ; lifting apparatus; national company of elevators

## Sommaire

Introduction	1
<b>I Généralités</b>	<b>2</b>
I.1.Introduction.....	2
I.2.Historique.....	3
I.3.Etapes de développement des machines de transport et de levage.....	4
I.4.Emploi et classification des appareils de levage.....	5
I.5.Classification des ascenseurs.....	7
I.6.Généralités sur les monte-charges.....	8
I.7.Les différents types de monte-charge.....	9
I.7.1.Monte-charge manuel.....	9
I.7.2.Monte-charge électrique.....	9
I.7.3.Monte-charge thermique.....	9
I.7.4.Monte-charge hydraulique.....	9
I.7.5.Monte charge pneumatique.....	9
I.8.Constitution du monte-charge.....	10
I.8.1.Constitution en gaine.....	10
I.8.2.Constitution en machinerie.....	10
I.9.Détermination des monte-charge.....	11
<b>II Constitution en gaine</b>	<b>13</b>
II.1.La cabine.....	13
II.1.1.Introduction.....	13
II.1.2.Constitution.....	13
II.1.3.Dimensions des cabines.....	16
II.1.4.Dimension de la cabine du monte charge.....	18
II.1.5.Accessoires.....	18

II.2. Les guides.....	21
II.2.1. Introduction.....	21
II.2.2. Guides de cabine.....	22
II.2.3. Calcul des guides de cabine.....	25
II.3. Les amortisseurs.....	33
II.3.1. Introduction.....	33
II.3.2. Types d'amortisseurs.....	33
II.3.3. Choix et calcul de la course des amortisseurs.....	35
II.4. Auteurs organes situés dans la gaine.....	35
II.4.1. Came mobile ou lève came.....	35
II.4.2. Portes palières.....	36
II.4.3. Organe d'arrêt.....	37
II.4.4. poulie de tension du câble du régulateur(limiteur) de vitesse.....	37
II.4.5. Pendentifs.....	38
<b>III Constitution en machinerie</b> .....	<b>40</b>
III.1. Mécanismes selon la fédération Européenne de manutention(F.E.M).....	40
III.1.1. Classement des mécanismes en fonction du service.....	40
III.1.2. Conduite des calculs.....	43
III.2. Les câbles.....	46
III.2.1. Introduction.....	46
III.2.2. Choix des câbles.....	47
III.2.3. Diamètre des câbles.....	47
III.2.4. Coefficient de sécurité pratique $Z_p$ du câble.....	49
III.2.5. Masse des câbles.....	51
III.2.6. Diamètre minimal d'enroulement.....	51
III.2.7. Vérification des contraintes dans le câble.....	53
III.2.8. Vitesse du câble.....	54
III.3. Le tambour.....	54
III.3.1. Introduction.....	54
III.3.2. Calcul du tambour.....	55

III.3.3.Résistance du tambour.....	58
III.4.Le moto-réducteur.....	61
III.5.Les engrenages.....	64
III.6.Etude des boulons de fixation.....	68
III.7.Arbre du tambour.....	69
III.7.1.Masses.....	70
III.7.2.Efforts.....	71
III.7.3.Poids et tension du câble.....	71
III.7.4.Dimimensionnement de l'arbre du tambour.....	73
III.7.5.Calcul des roulements du tambour.....	76
III.8.Poulies d'équilibrage.....	78
III.9.Autres organes de la machinerie.....	80
III.9.1.Limiteur de vitesse.....	80
III.9.2.Appareillage électrique- Armoire.....	81
<b>IV Sécurité</b>	<b>82</b>
IV.1.Introduction.....	82
IV.2.Le parachute.....	83
IV.2.1.Introduction.....	83
IV.2.2.Définitions.....	83
IV.2.3.Types de parachutes.....	84
IV.2.4.Clasement des parachutes.....	84
IV.2.5.Choix des parachutes.....	86
IV.2.6.Effort vertical, longueur parcourue.....	86
IV.3.Quelques prescriptions de sécurité types.....	88
<b>Conclusion</b>	<b>95</b>
<b>Références</b>	
<b>Annexes</b>	

# Nomenclature



## *Gaine*

- F : Force  
P : Poids  
Q : Charge  
 $\omega$  : Coefficient de majoration des charges au flambage  
 $\lambda$  : Elancement  
 $J_k$  : Taux d'interpolation linéaire pour les aciers intermédiaires.  
A : Section  
 $I_K$  : distance entre attache de guides  
i : rayon de giration  
M : masse  
f : flèche  
R : effort , réaction  
H : distance, hauteur  
C : couple  
l : largeur  
L : profondeur  
 $I_{xx}$  ,  $I_{yy}$  : Moment quadratique  
 $E_1$  ,  $E_2$  : Demi charge  
E : Module d'élasticité de l'acier ou module de young ( $=21 \cdot 10^5$  daN /cm<sup>2</sup>)  
V : vitesse  
g : pesanteur ( $= 9.81$  m/s<sup>2</sup>)

## *Machinerie :*

- $\gamma$  : Contrainte  
 $\eta$  : Rendement  
T : tension, effort  
d, D : diamètre  
S : section

- $\sigma$  : Contrainte  
 $Z_p$  : Coefficient de sécurité pratique  
 $i_m$  : nombre de brins  
 $\delta$  : Epaisseur de la jante du tambour  
 $\zeta$  : Epaisseur des flasques.  
 $t$  : hauteur  
 $N$  : Nombre de spires  
 $N_t$  : vitesse de rotation  
 $M_f$  : moment de flexion  
 $M_t$  : moment de torsion  
 $M_{fi}$  : moment de flexion idéale  
 $W_f$  : module de flexion  
 $W_t$  : module de torsion  
 $\tau$  : Contrainte  
 $P_u$  : puissance  
 $m$  : module  
 $p$  : pas  
 $e$  : épaisseur  
 $M_V$  : Masse volumique de l'acier ( $= 7.85 * 10^3 \text{ Kg/m}^3$ )

# INTRODUCTION



L'évolution exceptionnellement rapide des industries nouvelles de pointe frappe particulièrement l'opinion ; même dans les milieux techniques les plus avertis ; quoique l'évolution des industries traditionnelles ; moins spectaculaires sans doute ; n'en reste pas moins si réelle qu'elle aurait paru révolutionnaire en d'autres temps.

Les engins de levage ont ; par exemple ; connu un développement extraordinaire. Après une stagnation technique presque totale depuis le temps des pharaons ; l'apparition du moteur relayant l'effort humain avait déjà assuré un essor technique remarquable au siècle dernier. Mais ; en permettant l'augmentation incessante des dimensions des appareils ; des puissances mises en jeu et des vitesses obtenues ; les possibilités récentes ont posé des problèmes dont la solution a conduit ; en fait ; à des conceptions nouvelles ; entraînant la création d'une esthétique nouvelle et originale.

Ainsi les vitesses de plus en plus élevées des différents mouvements des appareils entraînant des efforts d'inertie considérables qu'il n'est plus possible de prendre en compte forfaitairement en prenant des coefficients de sécurité arbitraires ; choquent les esprits habitués par les techniques de pointe avancées à des vérifications de plus en plus sévères des hypothèses de base ; sur lesquelles doivent s'appuyer désormais des calculs plus poussés pour la mise en œuvre de matériaux de qualité de plus en plus contrôlée [6].

Cependant ; notre projet consistera en premier lieu à donner des généralités sur les appareils de levage et de manutention (Chapitre 1). La deuxième partie ; qui est le but de notre étude ; concernera l'étude conceptuelle d'un monte de 5000Kg ; dont le choix des éléments constitutifs ; ainsi que les différents coefficients de sécurité se feront selon des normes bien choisies.

# Chapitre I

## Généralités

### I. 1. Introduction :

Il n'y a pas de manipulation d'un objet sans déplacement de son centre de gravité. Le problème qui se pose est le suivant : accomplir ce déplacement (travail) dans les meilleurs conditions de coût ; de sécurité et avec le minimum d'effort humain.

Actuellement ; on ne peut plus passer à une nouvelle réalisation sans poser au préalable le problème de manutention qui en découlerait. La nécessité est telle que les techniques et procédés d'obtention des appareils de manutention croissent suivant une loi exponentielle.

Aussi l'amélioration du rendement d'un atelier ; même modeste qui dispose d'un système d'appareils commodes et parfaitement adaptés ; justifie leurs installations et les dépenses qui en résultent. La réorganisation du stockage permettra quand à elle une rationalisation plus efficace des opérations de gestion.

De là nous pouvons noter l'extrême diversité des appareils de levage et de manutention ; diversité qui est fonction de :

- L'importance de la masse à déplacer.
- L'importance des déplacements à effectuer (distances).
- La nature des matériaux à déplacer.

Les critères à suivre dans la réalisation de ces appareils ; pour renforcer la sécurité dans leurs emplois sont :

- Assurer une grande stabilité à ces appareils.
- Fonctionnement le plus silencieux possible (confort).
- Visibilité maximale pour l'opérateur.

## 1. 2. Historique :

L'idée du transport vertical des personnes ou des charges est loin d'être récente. Les pyramides égyptiennes remontent à 25 siècles avant l'ère chrétienne et on imagine bien que la construction de Chépos avec ses 146 mètres de hauteur a dû poser des problèmes de manutention verticale à son architecte.

Vitruve ; architecte romain du 1<sup>er</sup> siècle avant J.-C. a décrit un appareil élévateur qui se composait d'un treuil commandé à bras. Plus récemment , en 1743 ; « une chaise volante » qui consistait en une cabine équilibrée qu'une personne pouvait faire monter ou descendre par sa propre force en tirant sur une corde, qui avait été installée au château de Versailles sur l'ordre de Louis XV .

Mais c'est depuis un peu plus d'un siècle que l'immense essor de l'industrie a bouleversé les conditions de vie et de travail de notre société ; faisant face à divers problèmes telle que la construction ; la surpopulation ; le rendement des entreprises ; ainsi que l'organisation de toute l'industrie.

En 1855 ; aux Etats-Unis ; apparaît pour la première fois un élévateur actionné par une machine à vapeur.

En Europe , c'est surtout à Léon Edouard que l'on doit l'essor de l'ascenseur. Venu s'installer à Paris en 1864 comme entrepreneur de travaux publics, Léon Edouard, en recherchant un dispositif susceptible de faciliter la manutention de ses matériaux, pensa à utiliser l'énergie de l'eau de ville sous pression comme puissance ascensionnelle : l'ascenseur hydraulique était né [9].

## I. 3 . Etapes de développement des machines de transport et de levage [7]:

Etapes	Epoques	Energie, moteur	Matériaux de construction	Type de fabrication	Niveau de théorie
I	avant XVI <sup>ème</sup> siècle	Force musculaire des hommes et animaux	Bois	Modèle isolé	théorie de levier de palan et de plan incliné
II	XVI <sup>ème</sup> Siècle XVII <sup>ème</sup> siècle XVIII <sup>ème</sup> siècle	Force musculaire , énergie de l'eau énergie du vent invention de la machine à vapeur	Bois renforcé par le métal	Modèle isolé	Dérivation, intégration, analyse cinématique et calcul des renvois à friction
III	XIX <sup>ème</sup>	Machine à vapeur avec moteur électrique à courant alternatif triphasé	Fer , Fonte , Acier	En petite série	Base de la théorie de mécanique et de résistance des matériaux , calcul des freins et des câbles .
IV	XX <sup>ème</sup> Siècle	Moteur à combustion interne différentes installations électrique	Acier de qualité	En série et en grande série	Calcul dynamique de construction d'appareils de levage et de transport.

#### **I . 4 . Emploi et classification des appareils de levage :**

Le rôle des appareils de le levage devient de plus en plus important dans toutes les branches de l'industrie moderne et des travaux publics. Leur emploi 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 sûr, commode et parfaitement adapté, 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.

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. On peut classer les appareils de levage d'après leurs constructions et leurs destinations :

- crics , vérins
- palans , treuils
- monte-charge
- grues et ponts roulants (voir tableau ci-dessous [7]).

Type de machines	Charge maximale Tonnes , Q	Hauteur de levée mètre , H	Dédestination
Crics – Vérins	0.1 : 1000	0.5 : 2	Levage d'une charge Faible hauteur, on Emploie en général au cours du travail de montage et de réparation.
Palans – treuil de levage et de traction	0.2 : 50	jusqu'à 50	Déplacement de la charge verticalement et horizontalement.
Entraines par moteur	0.3 : 12.5	80 : 800	
à commande manuelle	0.5 : 8	12 : 200	
Monte- charge	0.5 : 1	9 : 110	On emploie dans la construction de bâti- ments et la réparation.
Grues- mobiles	1 : 16	5 : 26	Travail de montage sur le chantier.
Mobiles	6.3 : 160	10 : 60	
à tour	1.5 : 50	10 : 105	
Ponts roulants	5 : 250	12.5 : 32	Appareil de levage de tous les ateliers, magasins, parcs.

**But de l'étude :**

Au cours de cette étude, nous tenterons de donner une description générale du monte – charge, de son principe de fonctionnement , et la méthode à suivre pour le dimensionnement de ses organes (treuil, câbles,...).

Tout d'abord nous allons situer la place du monte- charge dans le monde des appareils de levage, nous donnerons aussi un aperçu sur différents types de monte- charge. Par la suite, une méthode de conception des organes – du monte charge- sera illustré par un exemple.

**I. 5 . Classification des ascenseurs [8]:**

D'après la norme **ISO 4190**, il est définis que les ascenseurs, dans leur conception et installation, doivent répondre à des exigences (normes) bien définis, par ailleurs ils sont classé d'après le tableau suivant :

Classe	Définition
<b>I</b>	Ascenseur destinés au transport de personnes.
<b>II</b>	Ascenseur destiné au transport de personnes et accessoirement des charges
<b>III</b>	Ascenseur destiné aux établissements de soins (Hôpitaux et cliniques).
<b>IV</b>	Ascenseur destiné au transport de charges accompagnés par des charges.
<b>V</b>	Monte –charge inaccessible.
<b>VI</b>	Ascenseur destiné à équiper les équipements les bâtiments à trafic intensif, dont la vitesse est inférieur à 2.5 m/s.

D'après le tableau ci- dessus, le monte- charge est un ascenseur de classe V, qui doit avoir les caractéristiques normalisées suivantes :

- Charge nominal (Kg) : 40 – 100 – 250 ...
- Vitesse nominale (m/s) : 0.25 : 0.4 ...

La même norme (4190) définis aussi les dimensions minimales à respecter pour les caractéristique citée ci- dessus :

<b>Charge minimale</b>	<b>(Kg)</b>	<b>40</b>	<b>100</b>	<b>250</b>
<b>Cabine</b>	<b>largeur (mm)</b>	600	800	1000
	<b>profondeur</b>	600	800	1000
	<b>hauteur</b>	800	800	1200
<b>Gaine</b>	<b>largeur</b>	900	1100	1500
	<b>profondeur</b>	800	1100	1200

#### I . 6 . Généralités sur les monte- charge:

La dénomination de monte- charge sera affectée, d'après les nouvelles normes, aux petits appareils accompagnés. Selon la norme P 82-210, on a inclus sous le vocable d'ascenseurs, les appareils accompagnés, même si leur destination est le transport des personnes ou des charges.

Contrairement à ce qui se passe pour les ascenseurs, il n'existe pas de règle générale pour les monte- charge et cela semblait, à notre avis, suffisant pour que dans l'avenir, cette appellation, ou celle d'ascenseur de charge, leur soit conservé pour les différencier des premiers, bien que les règles de sécurité leur soient communes. Ce monte- charge accompagné est un ascenseur quant aux règlements de sécurité qui le concernent, mais sa destination première à laquelle il doit son nom implique des sugsetions de construction et d'installation complètement différentes de celles des ascenseurs.

## **I . 7 . Les différents types de monte- charge :**

### **I . 7 . 1 . Monte charge manuel :**

Ces mécanismes sont manœuvrés à la main par un ou plusieurs hommes, soit à l'aide d'une ou de deux (dans le cas de grandes charges) manivelles fixées aux extrémités du tambour, ou à l'aide d'une corde et des poulies . Ce genre d'appareils sont très lent et de capacité de charge très réduite.

### **I . 7 . 2 . Monte- charge électrique :**

Vue la nécessité et les progrès réalisés dans le but d'augmenter les vitesses de manœuvre avec des charges de plus en plus lourdes, la puissance humaine fût remplacée par de différentes sources motrices. Ainsi, actuellement, on utilise des monte- charge entraînés par des moteurs électrique.

### **I . 7 . 3 . Monte- charge thermique :**

La différence avec le précédent est la source d'énergie. Celle- ci peut provenir d'un moteur thermique, diesel, ou à essence.

### **I . 7 . 4 . Monte- charge hydraulique :**

Ce système se base sur le déplacement d'un ou plusieurs vérins sur lequel repose la cabine. Ce genre d'installations présente beaucoup d'inconvénients au plan sécurité et encombrement .

### **I . 7 . 5 . Monte- charge pneumatique :**

Ici le moteur électrique est remplacé par un compresseur fournissant de l'air comprimé et alimentant des vérins à une pression suffisante pour le déplacement de la cabine avec sa charge.

## **I. 8 . Constitution du monte- charge :**

En général, un monte- charge est constitué de deux parties principales : la gaine, et la machinerie.

### **I. 8 . 1 . Constitution en gaine :**

C'est le volume dans lequel s'effectue le déplacement de la cabine, la gaine est essentiellement composée de :

- La cabine et ses accessoires.
- Les guides de cabine.
- Les amortisseurs.
- La came mobile ou lève came.
- Les portes palières.
- Les organes d'arrêt telle que :
  - ➔ Interrupteur de fin de course.
  - ➔ Came à glissière.
- Poulie de tension du câble du régulateur (limiteur) de vitesse.
- Pendentif ou câble électrique.

### **I. 8 . 2 . Constitution en machinerie :**

C'est la partie qui crée le déplacement, elle est essentiellement composé de :

- Le câble : d'après certains ouvrages le câble appartient à la gaine, mais vu l'importance des résultats de cet organe sur la suite des calculs nous préférons le situer au niveau de la machinerie.
- Treuil ( à tambour ) .
- Le moto- réducteur ( Frein ) .
- Les engrenages.
- Poulies d'équilibrage.
- Limiteur de vitesse.
- Appareillage électrique.

**Remarque :**

On utilise actuellement des monte-charge qui ne possèdent pas de treuil à tambour, mais des poulies de traction et un contre-poids. Ce dernier équilibre le poids mort, plus la demi-charge nominale. Cette nouvelle technique permet d'avoir un gain d'énergie très important, vu que le poids supporté par le moteur ne sera que la demi-charge en cabine (nominale).

**I. 9 . Détermination des montes charge :**

Avant le début de chaque projet ou étude , le maître d'œuvre devra effectuer avec son client un examen et une évaluation précise des conditions d'exploitation. un certain nombre de questions lui seront posés pour la détermination du monte-charge .

Pour cela, et à titre d'exemple, nous donnons ci-dessus une liste de questions extraite d'un questionnaire de fabricant:

**I. 9 . 1 . A quel usage est destiné l'appareil ?:**

- Transport de personnel : nombre maximum prévu de personnes par voyage ; pourcentage du trafic en transport de personnel.
- Transport de charges : poids maximal ; dimension maximale ; fragilité ; type de manutention lors des chargements et déchargements ; pourcentage du trafic en transport de charge.
- Transport de chariot : poids maximal du chariot à vide ; poids maximal du chariot en charge ; dimension hors tout ; poids par essieu , diamètre, et nature des roues du chariot ; précision d'arrêt à prévoir.

**I. 9 . 2 . Services:**

- Nombre maximum de manœuvres par heure ( pointe).
- L'appareil est – il indispensable à la production ?
- L'appareil est – il indispensable à la rapidité d'action du personnel ?

**I . 9 . 3 . Usagers:**

- L'appareil est – il réservé à une certaine catégorie de personnel.....Laquelle ?

**I . 9 . 4 . Fonctionnement :**

- Quelle est l'activité de l'industrie ou du commerce ?
- L'appareil sera –t – il soumis : aux intempéries (pluie, vent , verglas ) ; à l'humidité ; aux lavages fréquents ; aux vapeurs chimiques : nature ; au poussières : nature , aux vapeurs explosives ; à des températures élevées ; à des vibrations ?
- Quelle est la nature du sol ?

**I . 9 . 5 . Equipement de sécurité :**

- Sont – ils normalisée dans l'usine ?

**I . 9 . 6 . Règlement de sécurité :**

- Existe – t- il des règlements spéciaux dans l'établissement ?

## **Chapitre II**

### **Constitution en gaine**

#### **II . 1 . La cabine :**

##### **I . 1. Introduction :**

Dans son texte, la norme **NF P 82-210**, définit la cabine comme étant l'organe du monte- charge destiné à recevoir les charges à transporter [8].

Au cours de cette partie, nous tenterons de donner quelques explications sur les différentes parties constituant la cabine, ses dimensions, et quelques accessoires que compte cet organe.

##### **II . 1 . 2 . Constitution :**

La cabine doit être entièrement fermée par des parois, un plancher et un toit pleins, la seule ouverture autorisée étant les baies servant à l'accès normal des charges.

Parois, plancher et toit , et l'ensemble constitué par l'étrier, coulisseaux, doivent avoir une résistance suffisante pour supporter des efforts normaux du fonctionnement ou anormaux lors d'une prise de parachute ou d'une descente à grande vitesse.

Ainsi quatre parties principales les constituent qui, dans l'ordre de leur montage pendant l'installation , sont :

- L'étrier.
- Le plancher.
- Les parois.
- Le toit.

### II . 1 . 2 . 1 . Etrier ou arcade :

L'étrier est constitué par deux cadres en profilés d'acier ou en tôle pliée, réunis entre eux par des cornières de telle sorte que l'ensemble est symétrique par rapport à l'axe transversal des guides. Chaque cadre comporte à la partie inférieure et supérieure deux traverses horizontales réunies par deux profilés verticaux parallèles aux guides.

Les traverses horizontales qui, lors de la prise éventuelle de parachute, doivent supporter des contraintes mécaniques importantes, peuvent atteindre de grandes dimensions. Elles se situent au-dessous ou au-dessus de la cabine, le corps proprement dit de celle-ci étant monté dans l'étrier.

Le parachute est fixé suivant les constructeurs soit sur les traverses inférieures, soit sur les traverses supérieures. Pour notre monte-charge, le parachute sera fixé sur les traverses supérieures.

D'autres accessoires, tels que les coulisseaux, la tringlerie de commande du parachute, sont fixés sur l'étrier.

L'étrier est, lorsque la cabine, est montée par pièces détachées, le premier élément de celle-ci mis en place [9].

### II . 1 . 2 . 2 . Socle ou plate forme :

Le socle de la cabine se monte directement sur les traverses inférieures de l'étrier auxquelles il est fixé par des vis. Il est formé également d'un cadre en profilés d'acier dont l'inertie dépend de ses dimensions.

Sur le socle est disposé le plancher proprement dit de la cabine. Il est fait en tôle d'acier striée ou en bois, puisque l'appareil est destiné au transport des marchandises ou du matériel, en particulier s'il doit recevoir des chariots roulants.

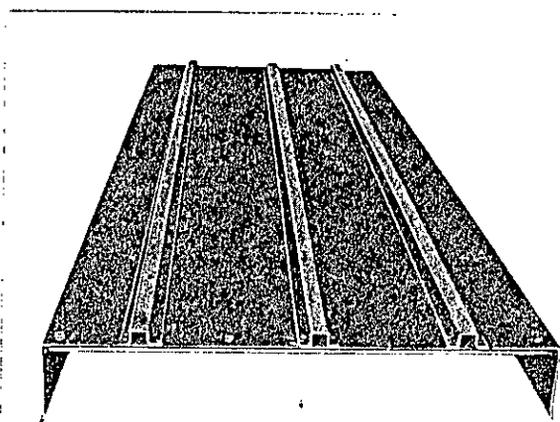
Lorsque les cabines sont de grandes dimensions en longueur, les quatre extrémités du socle sont réunies à la partie supérieure de l'étrier par des tirants afin de lui conférer une plus grande rigidité. Au socle sont fixées les parois de la cabine.

Le plancher proprement dit est mis en place en fin de montage.

### II.1.2.3. Parois :

Les parois sont le plus souvent en tôle pliée, en profilés de dural , en acier inoxydable ou en bois [9].

La tôle est en général de toute première qualité. La largeur des panneaux est variable suivant les constructeurs. Elle est de l'ordre de 30 à 40cm. Les panneaux comportent des plis de 25 à 30mm effectués à la presse sur leur longueur pour obtenir une bonne rigidité. Ils sont juxtaposés sur le pourtour du socle auquel ils sont fixés soit par vis, soit par enchaînement. Ils sont souvent reliés entre eux par des tringles placées après la pose du toit de la cabine et réunissant les trois parties : toit, panneaux, socle, ou par agrafes extérieures. Les parois sont ainsi démontables, après enlèvement du toit.



Les parois tôlées avec peinture séchée au four à 200°C environ, d'aspect émaillé semblable aux carrosseries d'autos sont les plus courantes. Robustes, assez facilement réparables, elles sont d'un prix de revient modeste. Elles se font martelées ou uniformes [9].

La norme p 82-210 précise la résistance mécanique des parois : celle-ci doit être telle que lors de l'application d'une force de 300 N perpendiculaire à la paroi, appliquée en n'importe quel endroit de l'intérieur vers l'extérieur de la cabine, cette force étant répartie uniformément sur 5 cm<sup>2</sup> de surface ronde ou carrée, la paroi résiste sans déformation élastique supérieure à 15mm[8].

#### II.1.2.4. Toit :

Le toit est le plus souvent assemblé en atelier et monté d'un seul bloc à l'exception des très grands monte-charge pour lesquels son montage s'effectue en plusieurs éléments.

Les toits sont très différents suivant les constructeurs quand à leur forme, mais leur construction ressort de mêmes procédés : tôles pliées ou cintrées formant cadre, assemblées par soudure électrique.

Le toit est ainsi plus léger que le socle, mais sa robustesse doit néanmoins être telle qu'elle puisse supporter le personnel chargé de l'entretien.

C'est ainsi que la norme p 28-210 précise que le toit doit pouvoir supporter sans déformation apparente en n'importe quel endroit 200 kg. Il doit en outre comporter une surface libre d'un seul tenant sur laquelle on puisse se tenir, d'une surface minimale de 0,12 m<sup>2</sup> et dont la plus petite dimension soit 0,25 m au minimum [8].

#### II.1.3. Dimensions des cabines :

##### II.1.3.1. Surface :

Les dimensions des cabines ( destinés au transport des personnes ou des charges), définies dans la partie I de la norme **P 28-210** sont données en fonction de la charge.

En effet, ces appareils étant laissés généralement à la libre disposition des utilisateurs, le respect des surfaces est rendu nécessaire pour éviter que la charge soit supérieur à celle correspondante à la charge nominale de l'appareil.

La correspondance entre la charge nominale et la surface utile maximale est donnée par le tableau suivant :

<b>Charge Nominale</b>	<b>Surface utile maximale(m<sup>2</sup>)</b>
100	0,40
180	0,50
225	0,70
300	0,90
375	1,10
400	1,17
450	1,30
525	1,45
600	1,60
630	1,66
675	1,75
750	1,90
800	2,00
825	2,05
900	2,20
975	2,35
1 000	2,40
1 050	2,50
1 025	2,65
1 200	2,80
1 250	2,65
1 275	2,95
1 350	3,10
1 425	3,25
1 500	3,40
1 600	3,56
1 800	3,88
2 100	4,36
2 500	5,00

Au-delà de 2 500 kg, ajouter en plus 0,16 m<sup>2</sup> par 100 kg de charge [9].

### II . 1 . 3 . 2 . Hauteur :

La norme **P 82-201** ne donne pas de précisions sur la hauteur intérieure minimale qui devrait être donnée à une cabine . Cette dimension résulte en général de la hauteur de la porte. Une cabine peut avoir des dimensions petites sauf impossibilité matérielle et à condition toutefois de prévoir un dispositif protégeant contre les chocs.

Les nouvelles normes imposent des restrictions plus sévères sur la hauteur des cabines, et plus spécialement à celles destinées au transport des personnes, qui doivent répondre à des normes de sécurité très importantes. Mais il a été laissé le soin au constructeur le choix de la hauteur des cabines destinées au transport des charges, qui varie selon son utilisation.

### II . 1 . 4 . Dimensions de la cabine du monte- charge:

En se référant à la norme **ISO 4190** [chapitre I], ainsi qu'au tableau de la partie **I** de la **P 82-210** (paragraphe précédent) , avec une charge nominale de 5000Kg et une vitesse de levage de 0.4 m/s (24 m/mn), nous aurons une cabine dans les dimensions suivante:

- **surface** : 9 m<sup>2</sup>.
- **Largeur** : 3 m.
- **profondeur** : 3 m.
- **Hauteur** : 2 m.

### II . 1 . 5 . Accessoires :

La cabine comporte un certain nombre d'accessoires dont l'existence, bien que moins spectaculaire, restent nécessaires pour le bon déroulement de la manœuvre montée- descente de la cabine . Ce sont :

### II.1.5.1. Les coulisseaux:

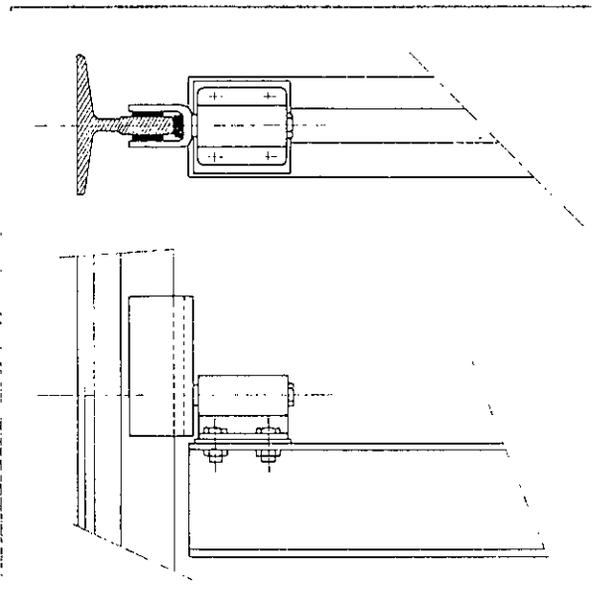
Ceux-ci, généralement au nombre de quatre, sont fixés, deux à la partie supérieure, deux à la partie inférieure de l'arcade. Ils assurent le positionnement vertical de la cabine pendant son déplacement en glissant ou roulant suivant leur type le long des guidages. Ils agissent particulièrement lorsque la charge en cabine étant excentrée, le centre de gravité de celle-ci ne se trouve plus sur la verticale passant par les câbles et est soumise de ce fait à un couple qui tend à la faire basculer soit longitudinalement ( charge excentrée en avant ou en arrière du plan des guides), soit latéralement (charge excentrée vers les côtés).

Leur influence pendant la marche est donc importante car de leur nature, de leur réalisation et de leur montage dépend en grande part la douceur de fonctionnement d'un appareil.

Ils sont deux types :

- Les coulisseaux à garnitures .
- Les coulisseaux à galets.

#### II.1.5.1.1. Les coulisseaux à garnitures:



Ils sont constitués par une pièce de section en forme de U, de 10 à 15 cm de hauteur ou plus pour les charges importantes, dans lesquelles sont montées trois garnitures : deux latérales, et une centrale en forme de U. Les trois pièces embrassent le profil du guidage avec un jeu de l'ordre du millimètre. Ces quatre pièces sont montées sur un support fixé lui-même sur l'arcade. La partie en contact avec les guidages, bien que solidaire de son support, est articulée ; elle peut pivoter autour d'un axe horizontale et, dans certains cas (coulisseaux dits à pompe), permet un jeu latéral de la cabine.

Les garnitures sont faites soit de Ferodo, soit de métal antifricition et, plus récemment, de matière plastique. Les garnitures en fonte sont encore parfois utilisées dans les gros monte-charge [9].

#### **II . 1 . 5 . 1 . 2 . Les coulisseaux à galets:**

Ils sont constitués par un montage de trois galets ou plus, garnis de bandages de caoutchouc et roulant sur les trois surfaces de guide à la place des garnitures précédentes. Ils sont utilisés pour les appareils à grande vitesse (supérieure à 2,5 m/s en général) où les coulisseaux à garnitures, non contents de subir une usure rapide, sont à l'origine de vibrations.

#### **II . 1 . 5 . 2 . Les isolateurs:**

Le coulissement des coulisseaux le long des guides, la rotation du couple du treuil peuvent être le siège de vibrations qui, amplifiées par les systèmes élastiques de suspension, peuvent devenir désagréables pendant la marche. Les constructeurs, soucieux du bon déroulement de la manœuvre, disposent entre la cabine elle-même et l'arcade, des tampons de caoutchouc destinés à absorber ces vibrations. Le confort est nettement amélioré et la différence est nette entre une cabine isolée et une cabine non isolée.

### **II . 1 . 5 . 3 . Autres accessoires:**

D'autres pièces prennent place sur la cabine, ce sont : le parachute, le lève- came, la boîte à boutons, les portes, la boîte à boutons « montée, descente » servant à l'entretien de l'appareil, la trappe et l'échelle éventuelle, mais ces éléments ont une destination propre qui les situera dans cette étude à la place qui leur convient.

### **II . 1 . 5 . 4 . Choix des accessoires:**

Dans notre cas nous choisirons des coulisseaux à garnitures en plastique vue la vitesse réduite de notre monte- charge, le prix de revient et la disponibilité des matières plastiques.

Pour ce qui est des isolateurs, nous jugeons pas nécessaire leur utilisation vue que la question du confort n'est pas prioritaire, et cela dans le but de réduire le prix de revient de notre installation.

## **II . 2 . Les guides :**

### **II . 2 . 1 . Introduction:**

La cabine circule le long de guides en acier dont l'importance est telle pour le confort des usagers que les spécialistes n'hésitent pas à affirmer qu'il réside pour sa plus grande part dans la façon dont ils sont montés.

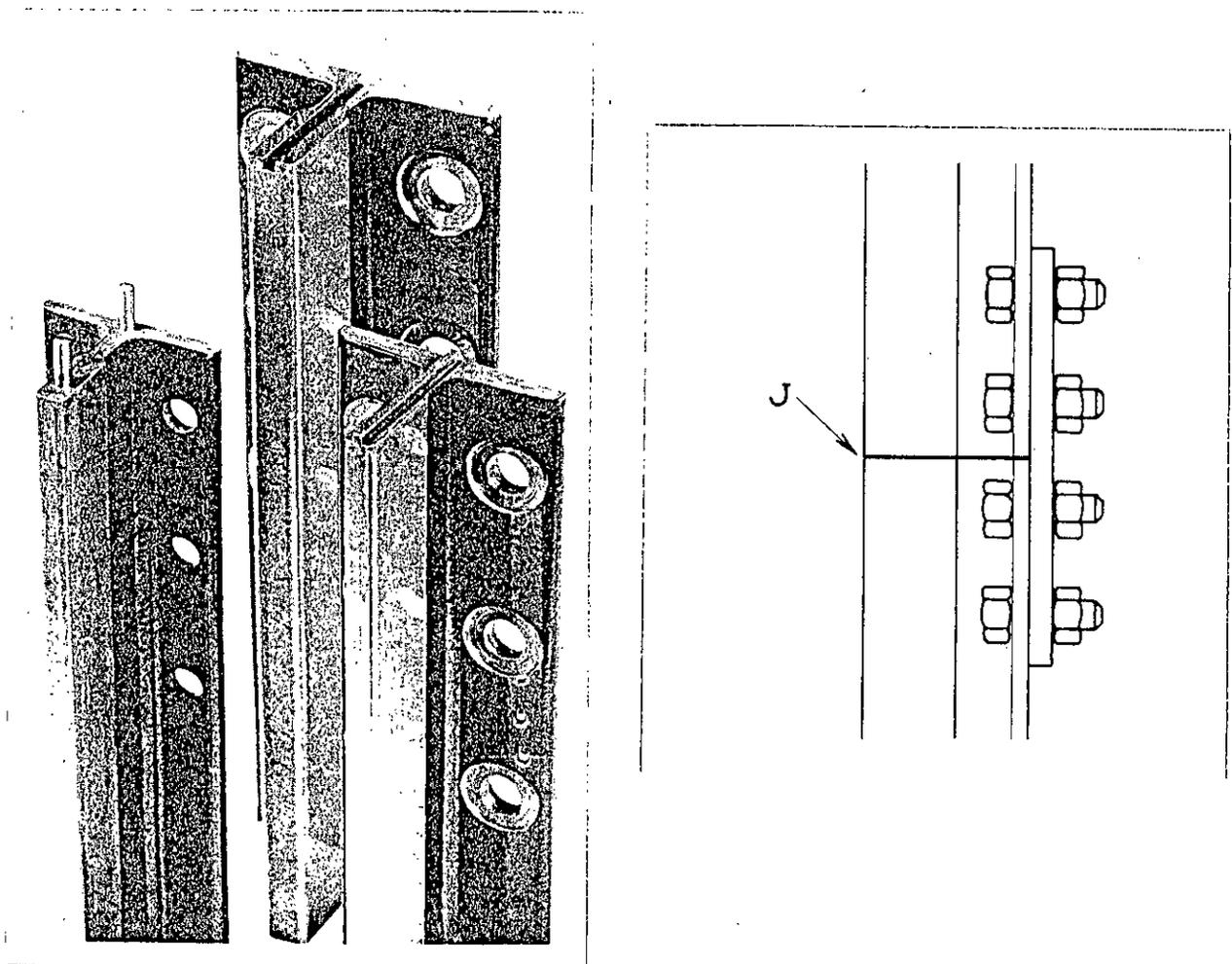
Le soin avec lequel cette opération de montage doit être exécutée conditionne définitivement la qualité de l'appareil et la durée de vie de certaines pièces. En effet, il est rare que des guides mal montés puissent être rattrapés malgré les possibilités de réglage prévues par le constructeur, et le coulissement doux et silencieux n'est alors jamais obtenu. Un montage défectueux active d'autre part l'usure des coulisseaux.

### II . 2 . 2 . Guides de cabine:

Les guides de cabine étaient constitués par des barres d'acier de section ronde de 60 mm environ de diamètre . Ces barres comportaient deux rainures longitudinales qui permettaient leur propre fixation et également celle d'organes d'arrêt ou de sécurité disposés en gaine.

Ce type de guide que l'on rencontre encore dans les anciennes installations est pratiquement abandonné et remplacé par un profilé d'acier en forme de T obtenu par étirage . Son moment d'inertie suivant l'axe  $xx'$  est, toutes choses égales, nettement supérieur à celui du guide rond ; l'acier qui les constitue est de qualité **370 ou 520 N/ mm<sup>2</sup> [9]** . Au cours de notre étude nous allons travailler avec l'acier de qualité: **370 N/mm<sup>2</sup>**.

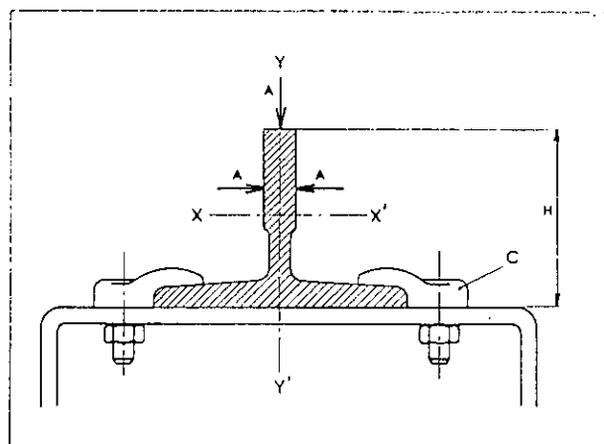
Les trois faces des guides sont soigneusement rabotées afin d'obtenir un coulisement doux et l'emboîtement de deux guides successifs est effectué par tenon et mortaise ou par goujons parfaitement usinés pour assurer une excellente continuité de la file de guide.



Les guides sont maintenus assemblés par des éclisses boulonnées . Bien que la réglementation soit muette sur ce point, il est nécessaire que le nombre de boulons soit au minimum de huit par éclisse .

Afin que le serrage de l'éclisse sur les guides ne provoque un décalage et par conséquent une discontinuité à l'endroit de la jonction , certains constructeurs poussent le soin jusqu'à usiner les surfaces des guides et de l'éclisse en contact .

Les guides sont maintenus sur les étriers fixés aux murs par deux crapauds qui tout en les serrant étroitement, leur laissent une certaine liberté de déplacement verticale. Des cales sont disposées entre le guide et l'étrier au moment du montage pour parfaire leurs linéarité et verticalité. Leur conception doit être telle que leur rotation éventuelle ne libère pas le guide.



Le soin du montage se porte également sur d'autres détails d'autant plus importants que l'appareil est rapide :

- Le parallélisme des deux files de guide qui doit être pratiquement rigoureux tout le long de la course.
- Le parallélisme des surfaces latérales des deux guides, autrement dit l'absence de gauchissement d'une file par rapport à l'autre.

L'importance des guides résulte de leur double fonction qui est:

- Maintenir la cabine en position verticale lorsque les charges sont excentrées en avant ou en arrière.
- Supporter une prise éventuelle de parachute.

La prise de parachute influe principalement sur le choix de la section d'un guide. Deux solutions de pose des guides sont alors utilisées par les constructeurs:

*Solution1:*

- Chaque file de guide repose sur le fond de la cuvette soit directement, soit par l'intermédiaire d'une semelle. Les efforts dus à une prise éventuelle de parachute sont appliqués à la dalle de béton formant le fond de cuvette.

Les guides travaillent à la compression et subissent la déformation du flambage. Leur résistance à ce phénomène, ainsi que les efforts reportés sur la dalle, font l'objet ci-après d'une note de calcul.

*Solution2:*

- Chaque file de guide est suspendue à la dalle de la machinerie. C'est la disposition la plus avantageuse en ce qui concerne la prise de parachute car les guides travaillent alors à l'allongement. Le phénomène, pourrait-on dire, est plus naturel et leur résistance très au-dessus de leur limite de rupture.

Cependant, ce montage qui généralement ne présente pas de difficulté dans les installations neuves pour le calcul de la résistance de la dalle supérieure- qui doit dans ce cas supporter tous les efforts- peut poser de sérieux problèmes et même ne pas être applicable lorsqu'il s'agit d'une installation ancienne.

La file suspendue est fixée par boulons travaillant au cisaillement à des cornières ou autres profilés d'acier reposant sur la dalle de machinerie.

Les deux dispositions ci-dessus sont aussi bien utilisées l'une que l'autre, mais dans notre cas nous allons opter pour la première solution parce qu'à l'heure nous ne pouvons savoir l'état exact de la dalle de la machinerie.

### II . 2 . 3 . Calcul des guides de cabine:

La norme p 82-210 précise que la résistance des guides, de leurs attaches et des dispositifs qui relient les éléments doit être suffisante pour leur permettre de supporter :

- Les efforts résultant des prises de parachute ( nous savons que sous l'action de forces opposées parallèle à son axe, une poutre peut, si ces efforts sont suffisamment important, fléchir dangereusement et se plier brusquement. Ce phénomène est appelé « Flambage » ou « flambement » .

- Les flexions : flexion due à un excentration de la charge.

- D'autre part, lorsque les guides reposent sur le fond de la cuvette, une réaction se produit à la base du guide lors de la prise de parachute.

#### II . 2 . 3 . 1 . Etude du flambage des guides:

Lorsque se produit une prise de parachute (élément dont nous parlons dans le chapitre Sécurité) les guides de cabine , sont soumis à une contrainte violente que est évaluée suivant les expressions normalisées par la **NF P82-210** :

- Pour le parachute à prise instantanée avec coulisseaux à garnitures :

$$F= 25(P+Q)$$

**F**= Force supporté par chaque guide, en newtons.

**P**= Poids mort coté cabine, en Kilogramme,

**Q**= Charge nominale, en Kilogramme.

Il est nécessaire que les guides soient prévus pour supporter sans dommage le choc auquel ils sont alors soumis.

Le taux de travail des guides lors d'une prise de parachute  $J_K$  ne devra pas dépasser : **140 N/mm<sup>2</sup> pour l'acier à 370 N/mm<sup>2</sup>, [9]**

Le taux interpolation linéaire pour les aciers intermédiaires, taux qui correspondent à un coefficient de sécurité de 2.5 au minimum.[9]

Le taux  $J_K$  peut être calculé approximativement à partir des formules que mentionne la norme .

Le Coefficient de majoration des charges au flambage  $\omega$  en fonction de l'élancement  $\lambda$  est donné par le tableau suivant :pour l'acier à 370N/mm<sup>2</sup>

$\Lambda$	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	$\lambda$
20	1.04	1.04	1.04	1.05	1.05	1.06	1.06	1.07	1.07	1.08	20
30	1.08	1.09	1.09	1.10	1.10	1.11	1.11	1.12	1.13	1.13	30
40	1.14	1.14	1.15	1.16	1.16	1.17	1.18	1.19	1.19	1.20	40
50	1.21	1.22	1.23	1.23	1.24	1.25	1.26	1.27	1.28	1.29	50
60	1.30	1.31	1.32	1.33	1.34	1.35	1.36	1.37	1.39	1.40	60
70	1.41	1.42	1.44	1.45	1.46	1.48	1.49	1.50	1.52	1.53	70
80	1.55	1.56	1.58	1.59	1.61	1.62	1.64	1.66	1.68	1.69	80
90	1.71	1.73	1.74	1.76	1.78	1.80	1.82	1.84	1.86	1.88	90
100	1.90	1.92	1.94	1.96	1.98	2.00	2.02	2.05	2.07	2.09	100
110	2.11	2.14	2.16	2.18	2.21	2.23	2.27	2.31	2.35	2.39	110
120	2.43	2.47	2.51	2.55	2.60	2.64	2.68	2.72	2.77	2.81	120
130	2.85	2.90	2.94	2.99	2.03	3.08	3.12	3.17	3.22	3.26	130
140	3.31	3.36	3.41	3.45	3.50	3.55	3.60	3.65	3.70	3.75	140
150	3.80	3.85	3.90	3.95	4.00	4.06	4.11	4.16	4.22	4.27	150
160	4.32	4.38	4.43	4.49	4.54	4.60	4.65	4.71	4.77	4.82	160
170	4.88	4.94	4.94	5.05	5.11	5.17	5.23	5.29	5.35	5.41	170
180	5.47	5.53	5.59	5.66	5.72	5.78	5.84	5.91	5.97	6.03	180
190	6.10	6.16	6.23	6.29	6.36	6.42	6.49	6.55	6.62	6.69	190
200	6.75	6.82	6.89	6.96	7.03	7.10	7.17	7.24	7.31	7.38	200
210	7.47	7.52	7.59	7.66	7.73	7.81	7.88	7.95	8.03	8.10	210
220	8.17	8.25	8.32	8.40	8.47	8.55	8.63	8.70	8.78	8.86	220
230	8.93	9.01	9.09	9.17	9.25	9.33	9.41	9.49	9.57	9.65	230
240	9.73	9.81	9.89	9.97	10.05	10.14	10.22	10.30	10.39	10.05	240
250	10.55										

Pour un parachute à prise instantanée avec coulisseaux à garnitures:

$$J_k = \frac{25 (M + Q) \omega}{A} \text{ N/mm}^2$$

**P**= Poids mort côté cabine, en kilogramme ;

**Q**= Charge nominale en kilogramme ;

**A**= Section du guide, en millimètres carrés ;

**$\omega$** = Coefficient de majoration donné par le tableau précédent en fonction de l'élanement  $\lambda$ .

Avec :  $\lambda = l_k / i$ ,

$l_k$  = la plus grande distance entre les attaches de guide.

**I**= le rayon de giration.

Nous donnons ci-dessus les principaux types de guides et leurs caractéristiques:[9]

Type de guide côté	H (mm)	Masse au mètre (Kg/m)	S : Section (cm <sup>2</sup> )	Moment d'inertie xx' (cm <sup>4</sup> )	Moment d'inertie yy' (cm <sup>4</sup> )	Rayon de giration xx' (cm)	Rayon de giration yy' (cm)
60	50	5.50	7.00	19.00	10.10	1.65	1.20
75	55	7.80	9.90	28.60	28.40	1.70	1.69
90	62	12.10	15.40	59.60	50.10	1.97	1.80
127	90	22.20	28.40	199.00	46.00	2.64	2.93

Calculons alors notre guide selon les caractéristiques de notre monte-charge, suivant la norme :

- Monte-charge de charge nominale : 5000Kg .
- Vitesse : 0.4m / s ;
- Course : 5 m ;
- Gaine : 10m environ ;
- Dimensions de la cabine (fig 1)

Largeur  $l$  : 3 m

Profondeur  $L$  : 3m

Hauteur  $h$  : 2 m ;

Distance entre coulisseaux : 2.50m ;

Distance entre attaches de guide :  $D = 1$  m.

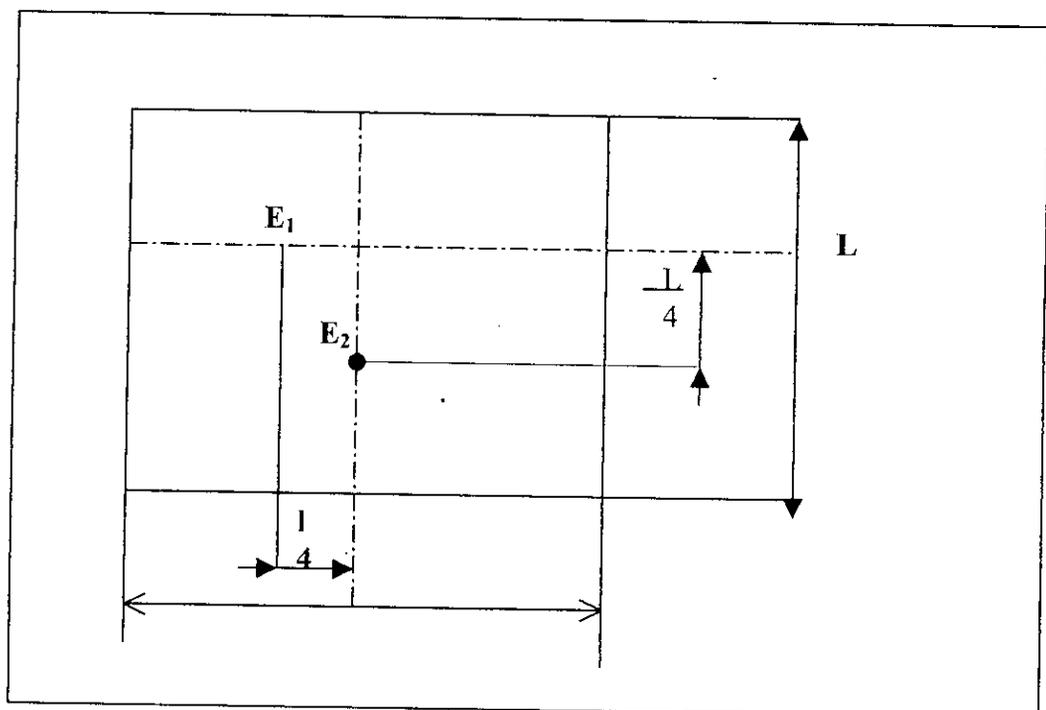


Figure 1 : Positionnement de l'excentration des charges pour le calcul des flexions des guides

Calcul de M :

$$M = Q + P + M_C$$

où

Q = charge nominale = 5000 kg ;

P = poids mort de la cabine , avec parachute, accessoires = 1000kg

$M_C$  = masse de la nappe de câble = 16.3 kg ( Voir chapitre III, calcul du câble).

Soit :

$$M = 5000 + 1000 + 16.3 = 6016.3 \text{ Kg.}$$

Continuons le calcul en adoptant des guides de 127 mm dont le rayon de giration  $YY'$  est de 29.3mm et la section de 2840mm<sup>2</sup>.

On calcule  $\lambda$  :

$$\lambda = \frac{l_k}{i} = \frac{D}{i} = \frac{1000}{29.3} = 34.12 \quad \sim \quad 34$$

Les guides sont utilisés pour un acier de 370 N/mm<sup>2</sup>, à cette valeur de  $\lambda$  correspond une valeur de  $\omega = 1.10$

Le parachute étant à prise instantanée :

$$J_K = \frac{25 ( 6016.3 + 5000 ) 1.1}{2840} = 106.672 \text{ N/mm}^2$$

Cette valeur étant inférieure à 140 N/mm<sup>2</sup>s, le guide de 127 mm convient pour notre installation.

### II.2.3.2. Etude de la flexion par demi- charge excentrée (fig. 1) :

#### II.2.3.2.1. Dans l'axe des guides ( demi- charge en $E_1$ ):

La flèche est telle que :

$$f_1 = \frac{R_1 \cdot D^3}{48 E I_{xx}} \quad [9]$$

où :

$f_1$  = flèche, en millimètre ;

$R_1$  = effort transmis par le coulisseau sur le guide en N,  $R_1 = C_1 / H$  ;

$H$  = distance entre coulisseaux, en centimètre;

$C_1$  = couple auquel est soumis chaque guide, en N.Cm,  $C_1 = E_1 l / 4$  ;

$E_1$  = demi- charge, en newtons;

$l$  = largeur de la cabine en centimètre ;

$D$  = distance entre ancrage en centimètre;

$I_{xx}$  = moment quadratique de section du guide, en  $\text{Cm}^4$ ;

$E$  = module d'élasticité de l'acier =  $21 \cdot 10^5$  da N/cm<sup>2</sup>. [9]

Soit, en remplaçant par les valeurs :

$$C_1 = \frac{2500 * 9.81 * 300}{4}$$

$$= 1839375 \text{ N.cm};$$

$$R_1 = \frac{1839375}{250} = 7357.5 \text{ N}$$

$$f_1 = \frac{7357.5 * 10^6}{48 * 21 \cdot 10^5 * 199} = 0.366 \text{ cm} .$$

$$f_1 = 3.66 \text{ mm}$$

### II. 2. 3. 2. 2. Perpendiculaire à l'axe des guides ( demi- charge en $E_2$ ):

$$f_2 = \frac{R_2 \times D^3}{48 \times E \times I_{yy}} \quad [9]$$

où :

$f_2$  = flèche, en millimètre ;

$R_2$  = effort transmis par le coulisseau sur le guide ; en newtons :  $R_2 = C_2 / 2H$  ;

$C_2$  = couple auquel est soumis chaque guide, en N.cm :  $C_2 = E_2 \cdot L / 4$ .

$E_2$  = demi- charge, en newtons ;

$L$  = profondeur de la cabine, en centimètres ;

$I_{yy}$  = moment quadratique de section du guide, en cm<sup>4</sup>.

Soit , comme ci-dessus :

$$C_2 = \frac{2500 \times 9.81 \times 300}{4}$$

$$= 1839375 \text{ N.cm ;}$$

$$R_2 = \frac{1839375}{2 \times 250} = 3678.75 \text{ N}$$

$$f_2 = \frac{3678.75 \times 10^6}{48 \times 21.10^5 \times 46} = 0.79 \text{ cm}$$

$$f_2 = 7.93 \text{ mm}$$

Ainsi nous pouvons dire que nos guides résistent à la flexion, vu que leur flèche n'est pas très importante.

### II . 2 . 3 . 3 . Etude de la Réaction en fond de cuvette :

Elle est égale à l'effort supporté par le guide lors de la prise de parachute  $F_R$  augmenté du poids de la file de guides  $P_G$  .[9]

$$R = F_R + P_G$$

$P_G$  = poids du mètre de guide par la hauteur de la gaine,

$$P_G = 22.2 * 9.81 * 10 \text{ m} = 2177.82 \text{ N} ;$$

$$F_R = 25 ( 5000 + 1000 ) = 150\,000 \text{ N} ;$$

Donc nous aurons:

$$R = 150\,000 + 2177.82 = 152177.82 \text{ N} .$$

Nous remarquons que la réaction en fond de cuvette est très importante lors d'une prise de parachute, c'est pour cela que l'existence d'amortisseurs est nécessaire que nous verrons ultérieurement , aussi nous pouvons maintenant mieux justifier notre choix de poser les guides à la base et non à la dalle de la machinerie.

## II . 3 . Les amortisseurs :

### II . 3 . 1 . Introduction:

Les amortisseurs sont destinés à assurer le ralentissement et l'arrêt de la cabine qui , éventuellement, dépasserait le niveau inférieur, ou supérieur dans certains cas. Ils sont en général placés en fond de cuvette .

Toutefois, ces organes peuvent être montés sous la cabine et se déplacer avec eux ; ils doivent alors venir buter sur un socle de 50 cm de hauteur au moins à l'extrémité de la course.

### II . 3 . 2 . Types d'amortisseurs:

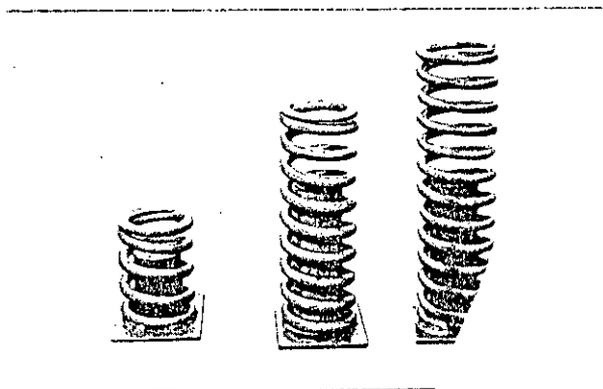
On distingue deux types d'amortisseurs, qui sont le plus couramment utilisés :

#### II . 3 . 2 . 1 . Amortisseurs à ressorts:

Ils se composent de une ou plusieurs de ces pièces posées dans des logements cylindriques ou soudées sur un support.

Pour obtenir une course d'écrasement plus longue, deux ressorts peuvent être superposés. Le ressort lui-même est constitué par une spirale d'un rond d'acier à ressort de 16 mm de diamètre [9].

Ces pièces ont l'avantage d'être simple, sans nécessité d'entretien et d'un prix de revient bas. Leur utilisation est par contre limitée aux faibles et moyennes vitesses.

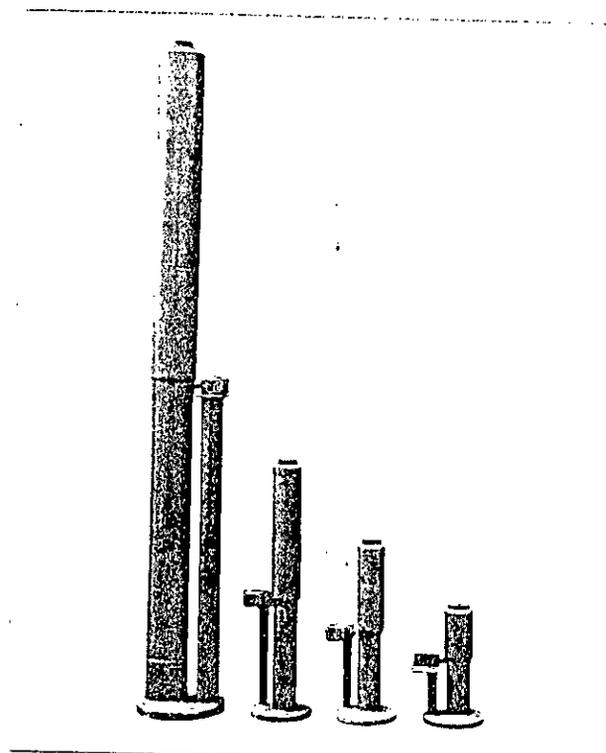


### II . 3 . 2 . 2 . Amortisseurs hydrauliques:

Au-dessus de certaines vitesses (1.00 m/s ou 1.60 m/s), il est nécessaire de disposer d'amortisseurs hydrauliques [9]. En effet, la course d'écrasement devient importante, l'emballage de ressorts n'est plus réalisable dans de bonnes conditions .

Les amortisseurs hydrauliques sont construits de sorte que la décélération demeure constante pendant la plus grande partie de la course de leur piston . Ils se composent d'un piston ajustée dans un corps de pompe renfermant de l'huile, lui-même placé dans un réservoir. Le corps de pompe est percé de trous de diamètres différents suivant leur hauteur par rapport à sa base de sorte que , sous le poids de la cabine et de sa charge , le piston en s'enfonçant dans le cylindre du corps de pompe chasse l'huile dans le réservoir. Les trous étant de plus faible diamètre dans la partie basse ou plus nombreux au fur et à mesure de l'enfoncement, la pression devient de plus en plus forte à mesure que la piston s'enfonce. L'arrêt de la cabine s'effectue ainsi progressivement.

Lorsque la cabine a été dégagé, un ressort de rappel ramène le piston dans se position initiale .



### II . 3 . 3 . Choix et calcul de la course des amortisseurs:

Le choix s'est porté sur des amortisseurs à ressorts à accumulation d'énergie vu la simplicité d'entretien, le prix de revient, ainsi que la vitesse de déplacement du l'appareil qui est petite.

Notre monte- charge est actionné par un treuil à tambour , donc on devra prévoir des amortisseurs sur cabine , qui entreront en action à la partie supérieur de la course ; et pour des raisons de sécurité, nous rajouterons d'autres amortisseurs , de même type, placés en fond de cuvette.

L'expression qui donne la course de l'amortisseur à accumulation d'énergie (ressort) en fonction de la vitesse nominale est donnée par la norme **P 82- 210**, qui est la suivante:

$$\text{Course} = \frac{V^2}{g} \quad [8]$$

$V = 1.15 \times \text{la vitesse nominale} ( V_n )$ , avec  $V_n = 0.4 \text{ m/s}$   
 $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ .

d'où on aura:

$$\text{Course} = (1.15 * 0.4 )^2 / 9.81 = 0.0215 \text{ m}$$

Donc: **Course = 21.5 mm**

### II . 4 . Autres organes situés dans la gaine

#### II . 4 . 1 . Came mobile ou lève came:

La came mobile ou lève- came est l'organe qui effectue automatiquement le verrouillage ou le déverrouillage de la porte palière, elle est donc l'auxiliaire de la serrure de la porte palière.

#### II . 4 . 1 . 1 . Description:

Elle est constituée par une came métallique de 30 cm environ de longueur, fixée directement sur un électro- aimant ou actionnée indirectement par ce dernier, tous deux placés sur la cabine. Dans le premier cas, l'ensemble came- électro est situé à hauteur de la serrure, cabine à l'arrêt au niveau ; dans le second, la came seule est dans cette position, l'électro étant fixé sur le toit de la cabine, et ces deux éléments étant reliés entre eux par une chaîne ou une tringlerie .

#### II . 4 . 1 . 2 . Principe de fonctionnement:

Le fonctionnement de l'ensemble s'opère comme suit :

- à l'arrêt , l'électro-aimant n'étant pas sous tension, la came, au repos, agit sur le levier à galet de serrure qui actionne le pêne. Celui- ci est retiré, la porte est déverrouillée .
- avant le départ de la cabine, l'électro ayant été mis sous tension par le jeu des relais de l'appareillage électrique en machinerie parés qu'un ordre ait été donné, retire la came. Celle-ci libère le pêne dans sa gâche. La porte est verrouillée. Le départ s'effectue .
- pendant la marche, la came ainsi rétractée n'entre pas en contact avec les galets des leviers. Les portes conservent leur verrouillage .
- au moment d'un arrêt, l'alimentation électrique de l'électro ayant été coupée, la came reprend sa position de repos et verrouille la porte correspondante.

#### II . 4 . 2 . Portes palières:

La porte, prenant ainsi de plus en plus corps avec l'appareil lui- même, fait actuellement partie intégrante du monte- charge. Actuellement, l'un des principaux rôle des portes palières est la sécurité.

Il existe aujourd'hui plusieurs types de portes : battantes, coulissantes verticalement ou horizontalement, et extensibles sous leur aspect de commande. Ainsi nous pouvons diviser les portes en :

- Portes à commande manuelle.
- Portes à commande automatique.

#### II . 4 . 2 . 1 . Choix de la porte :

Notre choix s'est porté sur une porte battante à deux vantaux , avec ouverture et fermeture manuelle afin que son utilisateur pensera à assurer la fermeture.

#### II . 4 . 3 . Organe d'arrêt:

Les organes d'arrêt sont, suivant les constructeurs, placés dans la gaine ou dans la machinerie.

#### II . 4 . 3 . 1 . Constitution:

En général, pour les vitesses inférieure à 0.80 m/s, le dispositif d'arrêt est constitué:

- D'un interrupteur appelé « basculeur » ou « orienteur » à chaque niveau . Cet appareil électromécanique possède trois position : deux position actives destinées à orienter le courant électrique de commande vers le haut ou le bas suivant la position du monte-charge ; et une position repos qui crée l'arrêt au niveau considéré . Les orienteurs sont fixés sur l'un des guidages à l'aide de supports réglables. Leur mouvement de basculement s'effectue par un levier portant à son extrémité un galet de caoutchouc .
- D' une came à glissière rappelant la forme d'un S allongé sur la cabine. Au passage à chaque niveau la came attaque le galet de l'orienteur et provoque son basculement d'un coté ou de l'autre en établissant et coupant simultanément les contacts électriques de cet appareil. Il se produit donc un léger choc à chaque passage : c'est la raison pour laquelle les constructeurs limitent à 0.80 m/s l'emploi de ce dispositifs.

#### II . 4 . 4 . Poulie de tension du câble du régulateur (limiteur) de vitesse :

Cette poulie est montée sur un levier muni d'un poids pour maintenir tendu le câble du régulateur placé en machinerie . Le levier de la poulie est fixé par support au bas de l'un des guides. Les deux extrémités du câble d'entraînement du régulateur, en acier multibrins de 8mm de diamètre environ, sont fixées au parachute de cabine. Ce câble passe dans la gorge de la roue du régulateur et dans celle de poulie de tension

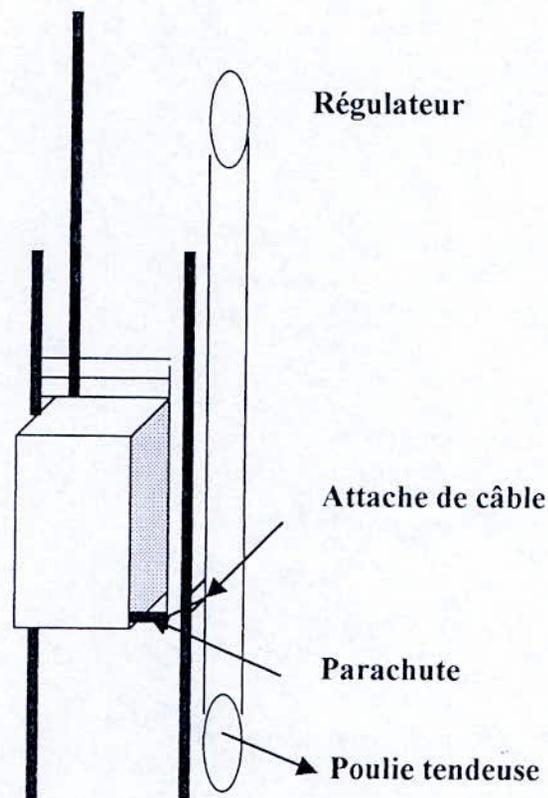


Figure 2 – Schéma d'installation du régulateur de vitesse.

#### II . 4 . 5 . Pendentifs :

On appelle « pendentif » le câble électrique souple qui effectue la liaison entre les commandes les sécurités de cabine, et l'appareillage de contrôle en machinerie.

Ces câbles , de fabrication spéciale pour éviter torsion, emmêlement ( lorsque plusieurs sont disposés parallèlement), balancement ( lors des arrêts brusques ou des démarrages), doivent répondre à la norme **C 32-211**, ces câbles sont de la série **U 300/500 SV1VM**. [9]

La tension nominale de ce câble est 300/500 V , ce qui permet donc de l'utiliser sous les tensions de réseau de distribution publique.

#### II . 4 . 5 . 1 . Constitution:

Il est constitué de 12, 16, 20 ou 24 âmes conductrices souples, de 0.75 mm<sup>2</sup> ou 1 mm<sup>2</sup> de section nominale. Ces conducteurs sont enfermés dans une enveloppe isolante en mélange de polychlorure de vinyle (PVC) du type T12 dont les propriétés sont , au sens de la norme NF C 32-201, définies par un ensemble de valeurs d'essais. Ces éléments sont disposés à plat dans une gaine formant bourrage en mélange de PVC du type TM3 dont les propriétés sont également définies par un ensemble de valeurs d'essais.

Les conducteurs doivent être repérés et, en particulier, un conducteur doit être de couleur vert/jaune pour les liaisons des masses métalliques à la terre.

Particularité intéressante, ce câble doit satisfaire aux essais de vérification de la non-propagation de la flamme suivant les arts . 3-11 de la NF C 32-201

Les pendentifs se présentent donc sous la forme d'un câble plat de 31.9 mm à 70.4 mm de largeur sur 4 à 5.3 mm d'épaisseur.[9]

## **Chapitre III**

### **Constitution en machinerie**

#### **III . 1 . Mécanismes selon la fédération Européenne de manutention( F . E . M ):**

##### **III . 1 . 1 . Classement des mécanismes en fonction du service :**

Pour l'application des règles de la F.E.M, les mécanismes sont classés en différents groupes suivant le service qu'ils assurent.

Les deux facteurs pris en considération pour choisir le groupe auquel appartient un mécanisme déterminé sont : La classe de fonctionnement et l'état sollicitation.

##### **III . 1 . 1 . 1 . Classe de fonctionnement :**

La classe de fonctionnement caractérise le temps moyen de fonctionnement quotidien présumé en heures.

Un mécanisme n'est considéré comme étant en fonctionnement que lorsqu'il est en mouvement.[5]

Cette notion de temps moyen se définit pour les mécanismes régulièrement utilisés au cours de l'année en ne considérant que les journées d'un travail normal à l'exclusion des jours d'arrêt. Pendant ce temps moyen ainsi définit, le mécanisme est supposé soumis à une sollicitation variable résultant de l'état de sollicitation .

Pour les mécanismes non utilisés régulièrement au cours de l'année, le temps moyen de fonctionnement quotidien est déterminé en répartissant sur 250 jours le temps de fonctionnement annuel.

Tableau III.1

Classe de fonctionnement : [5]

Classe de Fonctionnement	Temps moyen de fonctionnement quotidien Présumé en heures	Durée totale théorique D'utilisation en heures
V 0.25	$\leq 0.5$	$\leq 800$
V 0.50	$> 0.50$ et $\leq 01$	1600
V 1	$> 01$ et $\leq 02$	3200
V 2	$> 02$ et $\leq 04$	6300
V 3	$> 04$ et $\leq 08$	12500
V 4	$> 08$ et $\leq 16$	25000
V 5	$> 16$	50000

Le temps moyen de fonctionnement quotidien pour notre monte-charge est de 5 à 8 heures, donc avec une durée totale théorique de 12500 heures et de classe de fonctionnement V3.

*Remarque :* Dans ce tableau les temps quotidiens de fonctionnement sont considérés pour une utilisation à la vitesse nominale du mécanisme.

**III . 1 . 1 . 2 . Etat des sollicitations :**

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

On distingue trois états de sollicitations caractérisés par les définitions du tableau III. 2, ci- dessous [5].

<b>Etat de Sollicitation</b>	<b>Définition</b>	<b>Moyenne cubique Conventiionnelle (K)</b>
1- P=0	Mécanisme ou élément de mécanisme qui ne sont qu'exceptionnellement soumis à la sollicitation maximale et couramment soumis à des sollicitations nettement inférieures	0.53
2- P= 1/3	Mécanisme ou élément de mécanisme soumis pendant des temps sensiblement égaux à des sollicitations faibles moyennes et maximales	0.67
3- P= 2/3	Mécanisme ou élément de mécanisme soumis surtout à sollicitations voisines de la sollicitation maximale	0.85

Notre monte- charge est sollicité par l'état 2 avec  $K = 0.67$ .

### III . 1 . 1 . 3 . Classement des mécanismes :

A partir de ces classes de fonctionnement et de ces états de sollicitations, on classe les mécanismes en 6 groupes suivant le tableau III . 3, ci- dessous [5].

Etat de sollicitation	Classement de fonctionnement						
	V 0.25	V 0.5	V 1	V 2	V 3	V 4	V5
1	1 Bm	1 Bm	1 Bm	1 Bm	2 m	3 m	4 m
2	1 Bm	1 Bm	1 Am	2 m	3 m	4 m	5 m
3	1 Bm	1 Am	2 m	3 m	4 m	5 m	5 m

A partir du tableau III . 3, avec un état de sollicitation 2, et une classe de fonctionnement V3, on peut classer notre mécanisme en : **3 m** .

### III . 1 . 2 . Conduite des calculs :

Les mécanismes sont généralement calculés en vérifiant qu'ils présentent une sécurité suffisante par rapport aux causes de ruine provenant de la rupture, la fatigue et de l'usure excessive.

#### III . 1 . 2 . 1 . Vérification par rapport à la rupture :

Pour la vérification, la contrainte calculée ne doit pas dépasser la contrainte limite dépendant de la charge de rupture du matériau utilisé.

**III . 1 . 2 . 1 . 1 . Valeur de la contrainte limite admissible :**

La contrainte admissible est donnée par la formule :

$$\gamma_a = \frac{\gamma_R}{N \cdot V_R}$$

$\gamma_a$  : Contrainte admissible .

$\gamma_R$  : Contrainte de rupture du matériau.

$N$  : Coefficient dépendant de la classe de l'appareil.

$V_R$  : Coefficient de sécurité correspondant à chaque cas de sollicitation.

**III . 1 . 2 . 1 . 2 . Valeurs du coefficient  $N$  :**

Ils sont données par le tableau III.4, ci-dessous [5] :

N	Groupes de mécanismes					
	1 Bm	1 Am	2 m	3 m	4 m	5 m
	I	1	1.12	1.25	1.40	1.60

**III . 1 . 2 . 1 . 3 . Valeurs du coefficient  $V_R$  :**

Ils sont données par le tableau II.5, ci- dessous [5] :

$V_R$	Cas de sollicitations	
	Cas I et II	Cas III
	2.8	2

Le cas I : Service normal sans vent.

Le cas II : Service avec vent.

Le cas III : Sollicitations exceptionnelles.

Notre monte-charge est dans le cas I, et d'après les deux précédents tableau on aura :

$$V_R = 2.8$$

$$N = 1.25$$

### III . 1 . 2 . 1 . 4 . Relation entre les contraintes calculées et la contrainte admissible :

On vérifie les relations ci-dessous suivant le type d'effort considéré, dans lesquelles on appelle :

$\gamma_t$ : Contrainte calculée à la traction.

$\gamma_c$ : Contrainte calculée à la compression.

$\gamma_f$ : Contrainte calculée à la flexion.

$\gamma_s$ : Contrainte calculée au cisaillement.

1. Traction pure :  $1.25 \gamma_t \leq \gamma_a$
2. Compression pure :  $\gamma_c \leq \gamma_a$
3. Flexion pure :  $\gamma_f \leq \gamma_a$
4. Flexion et traction combinées :  $1.25\gamma_t + \gamma_f \leq \gamma_a$
5. Flexion et compression combinées :  $\gamma_c + \gamma_f \leq \gamma_a$
6. Cisaillement pure :  $\sqrt{3} \gamma_s \leq \gamma_a$
7. Traction, flexion et cisaillement combinés :

$$\sqrt{(1.25 \gamma_t + \gamma_f)^2 + 3 \gamma_s^2} \leq \gamma_a$$

8. Compression, flexion et cisaillement combinés :

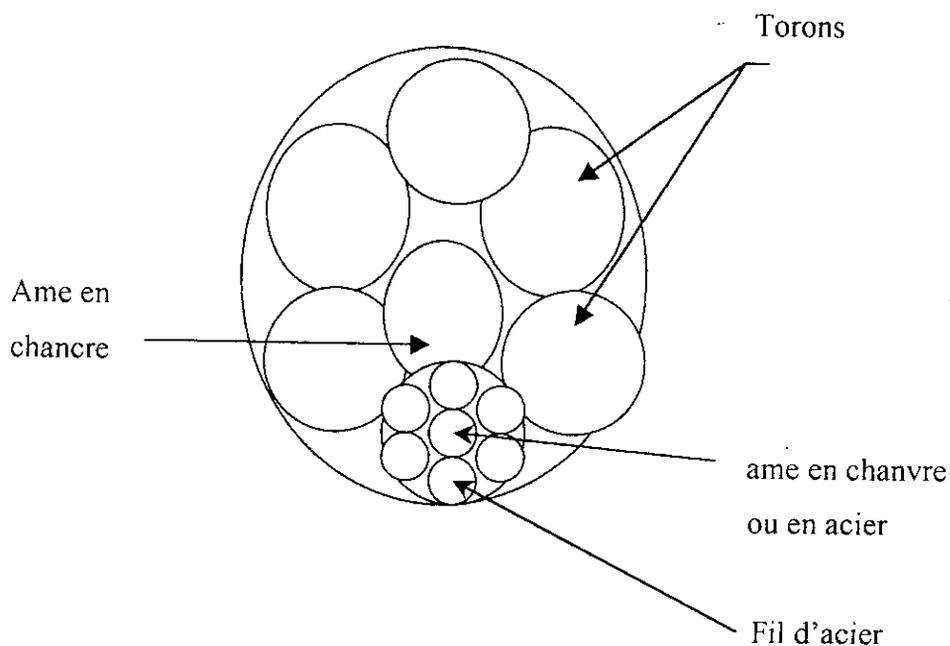
$$\sqrt{(\gamma_c + \gamma_f)^2 + 3 \gamma_s^2} \leq \gamma_a$$

### III . 2 . Les câbles :

#### III . 2 .1 . Introduction :

Les câbles se font en acier ou en chanvre. Les câbles en chanvre sont obtenus en torsadant de grosses cordes ou torons. (**fig III.2.1**)

Les câbles en acier sont exécutés d'une manière analogue, en partant de fils de faible diamètre en acier doux étiré ou en acier fondu au creuset. Chaque toron est formé d'un nombre variable de ces fils, enroulés en hélice autour d'une âme en chanvre. Les torons sont eux même torsadés autour d'une âme en chanvre ou en acier. Une telle conformation confère au câble une flexibilité que ne saurait avoir une tige d'acier de section équivalente et qui permet son enroulement sur une poulie ou un tambour.



**Fig III.2.1** : section d'un câble en acier

Il comprend 6 torons torsadés autour d'une ame en chanvre

### III . 2 . 2 . Choix des câbles :

Les câbles sont choisis afin d'assurer un service d'une durée acceptable.

La méthode indiquée ci- après est applicable en fonction des paramètres suivants :

-Rupture des câbles : de 160 à 200 kgf / mm<sup>2</sup>.

-Nombre de fils du câble :  $N > 100$ .

-Graissage correct du câble .

-Diamètres d'enroulement sur les tambours convenablement choisis par la méthode ci- après.

Le choix du diamètre du câble dépend de l'appareil c'est à dire du groupe du mécanisme de levage. Notre appareil appartient au groupe **3m** , donc le calcul se fera suivant cette classe.

### III . 2 . 3 . Diamètre du câble :

Le diamètre minimal du câble est déterminé par la formule suivante :

$$d_c \geq q \sqrt{T_c}$$

- $d_c$  : Diamètre extérieur du câble (mm) .
- $q$  : Facteur dépendant du groupe de mécanisme.
- $T_c$  : Effort maximal de traction (kg.f ou dan), s'exerçant sur le câble.

Dans le cas I et II ,  $T_c$  est déterminé à partir de l'effort statique (y compris le poids propre du câble , des poulies et de la cabine + autres accessoires ) .

Les valeurs minimales du coefficient  $q$  sont données par le tableau ci-dessous (Tableau III.6) [5].

Groupe du mécanisme	Valeurs de q	
	Câble normal	Câble anti-giratoire
1 B m	0.265	0.280
1 A m	0.280	0.300
2 m	0.300	0.335
3 m	0.335	0.375
4 m	0.375	0.425
5 m	0.425	0.475

Notre monte-charge est dans le groupe **3m**, et pour un câble anti-giratoire : on aura  $q = 0.375$

**Tension au câble  $T_c$  :**

$$T_c = (Q + Q') / (i_m \cdot \eta_m)$$

$Q = 5000$  Kg ( Charge maximale à soulever).

$Q' = 1000$  Kg ( Charge du câble + cabine + poulies).

$i_m = 2$  (Nombre de brins).

$\eta = 0.98$

$$\eta_m = (1 - \eta^{i_m}) / ((1 - \eta) \cdot i_m)$$

$$\Rightarrow \eta_m = (1 - 0.98^2) / ((1 - 0.98) \cdot 2)$$

$$\Rightarrow \eta_m = 0.99$$

$$\text{d'où } T_c = 3030.30 \text{ daN}$$

$$\Rightarrow d_c \geq 0.375 \sqrt{3030.30} \geq 20.64 \text{ mm}$$

Donc on prendra un câble de diamètre = 21 mm, (d'après le tableau 1 de l'annexe), dont les caractéristiques sont les suivantes :

- Câble à 6 torons de 19 fils .
- Diamètre des fils  $d_f = 1.4 \text{ mm}$ .
- Section du métal  $S_m = 175 \text{ mm}^2$ .
- Masse linéique  $ML = 1.630 \text{ Kg/m}$ .
- Charge de rupture effective  $CR = 275 \text{ KN}$ .
- Contrainte de rupture  $\sigma_r = 1800 \text{ N/mm}^2$ .

*Vérification des conditions de la méthode utilisé pour le câble :*

- Nombre de fils =  $6 * 19 = 114 \text{ fils} > 100$ .
- Contrainte de rupture  $\sigma_r = 1800 \text{ N/mm}^2$ . [  $1600 - 2000 \text{ N/mm}^2$ ].
- Avec un graissage normal du câble.

Les trois conditions sont bien respectées .

#### III . 2 . 4 . Coefficient de sécurité pratique $Z_p$ du câble :

Le coefficient de sécurité pratique est défini comme suit :

$$Z_p = q^2 \cdot \sigma_r \cdot (\pi / 4) \cdot w \cdot y \text{ [5]}$$

Avec :

- $y = 0.85$  avec âme en textile.
- $y = 0.8$  avec âme métallique.
- $w =$  coefficient de remplissage du câble ( rapport entre la section métallique du câble et surface du cercle circonscrit au câble).
- $\sigma =$  Résistance à la rupture du fil composant le câble en  $\text{Kg.f} / \text{mm}^2$ .

Dans notre cas on a un câble avec âme en textile,

donc :

$$y = 0.85$$

$$w = S_1 / S_2 \quad S_1 : \text{Section métallique du câble.}$$

$$S_2 : \text{Surface du cercle.}$$

$$S_1 = (\pi \cdot d_f^2 \cdot n) / 4 \quad n : \text{nombre de fils} = 114 \text{ fils.}$$

$$S_2 = (\pi \cdot d_c^2) / 4$$

$$\Rightarrow w = (d_f^2 \cdot n) / d_c^2 = (1.4^2 \cdot 114) / 21^2 = 0.5066$$

Avec :  $\sigma = 180 \text{ Kg.f/mm}^2$ , on aura :

$$Z_p = (0.375^2 \cdot 180 \cdot \pi \cdot 0.5066 \cdot 0.85) / 4 = 8.56$$

On fixe  $Z_p = 9$

Vérification de  $Z_p$  :

$$Z_p = C_R / T_c$$

$$Z_p = 275000 / 30303.030 = 9.075 > 8.56$$

Donc  $Z_p$  est vérifié.

Vérification de l'effort de calcul :

$$T_r = Z_p \cdot T_c = 8.56 \cdot 30303.03 = 259393.9368 \text{ N} < 275000 \text{ N.}$$

**III . 2 . 5 . Masse du câble :**

$$M_c = H \cdot ML \cdot im$$

H : hauteur de levage maximale = 5 m.

ML : masse linéique = 1.630 kg/m.

D'où :  $M_c = 5 \cdot 1.630 \cdot 2 = 16.30 \text{ Kg}$

$$M_c = 16.30 \text{ Kg}$$

**III . 2 . 6 . Diamètre minimal d'enroulement :**

Le diamètre minimal d'enroulement d'un câble est déterminé en vérifiant la relation suivante :

$$D_t \geq H_1 \cdot H_2 \cdot d_c \quad [5]$$

$D_t$  : diamètre d'enroulement sur les poulies, tambours ou poulies d'équilibrage, compté à partir de l'axe du câble.

$H_1$  : Coefficient dépendant du groupe du mécanisme.

$H_2$  : Coefficient dépendant du mouflage.

$d_c$  : Diamètre extérieur du câble.

**III . 2 . 6 . 1 . Valeur du coefficient  $H_1$  :**

Les valeurs du coefficient  $H_1$  dépendent du groupe du mécanisme et des câbles à utiliser ( normal, anti- giratoire ).

Ces valeurs sont fixées par le tableau III . 7, ci- dessous :

Valeurs du coefficient  $H_1$  [5]:

Groupe de mécanisme	Tambours		Poulies		Poulies d'équilibrage	
	Câble normal	Câble anti-giratoire	Câble normal	Câble anti-giratoire	Câble normal	Câble anti-giratoire
1 B m	16	16	16	18	14	16
1 A m	16	18	18	20	14	16
2 M	18	20	20	22.4	14	16
3 M	20	22.4	22.4	25	16	18
4 M	22.4	25	25	28	16	18
5 M	25	28	28	31.5	18	20

Notre monte-charge est dans le groupe **3m**, avec un câble anti- giratoire on aura donc :  $H_1=22.4$

### III . 2 . 6 . 2 . Valeur du coefficient $H_2$ :

Les valeurs du coefficient  $H_2$  dépendent du nombre de poulies en circuit et du nombre d'inversion des sens d'enroulement , ainsi ces valeurs sont répertoriées dans les tableau III . 8 ci-dessous [5]:

Wt	Jusqu'à 5	6 à 9	10 et plus
$H_2$	1	1.12	1.25

Dans notre cas, on a un tambour + 2 poulies, ce qui fait  $Wt = 3 < 5$ , donc on aura :  $H_2=1$

Après détermination des valeurs de  $H_1, H_2$ , et avec un diamètre de câble  $d_c = 21$  mm,

On aura :

$$Dt \geq 22.4 * 1 * 21 = 470.4 \text{ mm}$$

D'après la rangée standardisée ISO : 200- 250- 300- 400- 500- 600- 630- 800, des diamètres du tambour [8], on prendra :

$$Dt = 500 \text{ mm}$$

### III . 2 . 7 . Vérification des contraintes dans le câble :

#### III . 2 . 7 . 1 . Contrainte d'incurvation due à l'enroulement sur le tambour :

$$\sigma_1 = (3 * E * df) / (8 * Dt) \quad [2]$$

$df$  = Diamètre du fil = 1.4 mm

$E$  = Module de Young =  $2.1 * 10^5$  N/ mm<sup>2</sup>

$$\Rightarrow \sigma_1 = (3 * 2.1 * 10^5 * 1.4) / (8 * 500) = 220.5 \text{ N/ mm}^2$$

donc :  $\sigma_1 = 220.5 \text{ N/ mm}^2$

#### III . 2 . 7 . 2 . Contrainte due à la tension du câble :

$$\sigma_2 = T_c / S_1 = T_c / (n * (\pi / 4) * df^2)$$

$$\Rightarrow \sigma_2 = 30303.03 / (114 * (\pi / 4) * 1.4^2) = 172.677 \text{ N/ mm}^2$$

donc :  $\sigma_2 = 172.677 \text{ N/ mm}^2$

**III . 2 . 7 . 3 . Contrainte totale dans le câble :**

$$\sigma_t = \sigma_1 + \sigma_2 = 220.5 + 172.677 = 393.177 \text{ N / mm}^2 < 1800 \text{ N / mm}^2$$

Donc le câble résistera aux deux contraintes, la condition de résistance est bien vérifiée.

**III . 2 . 8 . Vitesse du câble :**

$$i_m = V_c / V_L$$

Avec :

$V_c$  : vitesse du câble.

$V_L$  : Vitesse de levage de la charge = 24 m / mn.

$$\Rightarrow V_c = i_m * V_L = 2 * 24 = 48 \text{ m / min.}$$

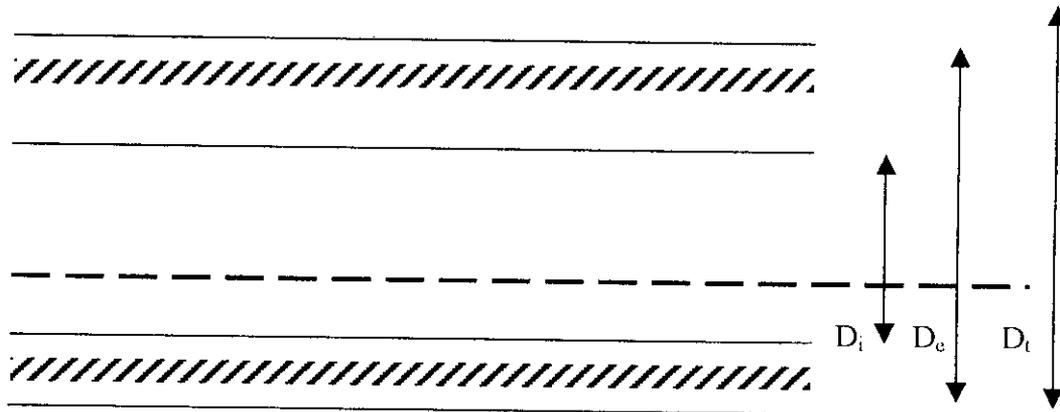
d'où :  **$V_c = 48 \text{ m / min}$**

**III . 3 . Le tambour :****III . 3 . 1 . Introduction :**

Les tambours sont les éléments mécanique sur lesquels doit s'enrouler les câbles des appareils de levage.

Ils sont construits en métal suffisamment dur pour éviter que les indentations créées par un câble ne viennent détériorer le câble qui le remplace, ils sont soudés, en acier, en fonte, ou en acier moulé (Cette dernière fabrication ne se justifiant pas, étant donné que par obligation de fonderie on doit conserver approximativement les mêmes épaisseurs que pour un tambour en fonte) . Lorsqu'il est soudé, en acier, le tambour est fait d'une tôle roulée et soudée suivant une génératrice, vu que les économies sur le poids sont plutôt appréciables.

Les tambours peuvent être lisses avec plusieurs couches de câbles, ou à rainures avec gorges hélicoïdales possédant une inclinaison nécessaire pour faciliter l'enroulement du câble.



### III . 3 . 2 . Calcul du tambour :

#### III . 3 . 2 . 1 . Diamètre d'enroulement sur le tambour :

$D_t = 500 \text{ mm}$  , calculé précédemment.

#### III . 3 . 2 . 2 . Epaisseur de la jante du tambour :

$$\delta = [ 0.9 \text{ à } 1.2 ] d_c ,$$

on prend :  $\delta = d_c = 21 \text{ mm}$

Et :  $\delta = ( D_e - D_i ) / 2$

Avec :  $D_e$  : Diamètre extérieur du tambour.

$D_i$  : Diamètre intérieur du tambour.

**III . 3 . 2 . 3 . Epaisseur des flasques :  $\zeta$** 

On prend généralement  $\zeta \approx \delta$

Donc on aura :  $\zeta = 21 \text{ mm}$

**III . 3 . 2 . 4 . Hauteur des flasques :**

$$t = 3 d_c = 3 * 21 = 63 \text{ mm}$$

d'où :  $t = 63 \text{ mm}$

**III . 3 . 2 . 5 . Diamètre extérieur du tambour :**

$$\delta = (D_e - D_i) / 2$$

$$\Rightarrow D_e = D_t - d_c = 500 - 21$$

donc :  $D_e = 479 \text{ mm}$

**III . 3 . 2 . 6 . Diamètre intérieur du tambour :**

$$D_i = D_e - (2 * \delta) = 479 - (2 * 21)$$

$\Rightarrow D_i = 437 \text{ mm}$

**III . 3 . 2 . 6 . Nombre de spires prévues pour l'enroulement sur le tambour : N**

N dépend de la hauteur de levage et du diamètre d'enroulement

$$N = (H * I_m) / (\pi * Dt)$$

Avec H : Hauteur de levage = 5 m

$$\Rightarrow N = (5 * 2) / (\pi * 0.5) = 6.36$$

donc on prendra : **N = 7 spires.**

Pour éviter l'effort direct de traction sur l'attache du câble au tambour et la fixation du câble au flasque, on prévoit toujours 3 ou 4 spires supplémentaires.

Donc le nombre de spires total sera : N'

$$\text{Avec } N' = 7 + 3 = 10, \quad N' = 10 \text{ spires}$$

**III . 3 . 2 . 7 . Longueur totale du tambour : L'**

Elle est donnée par la relation suivante :

$$L = N * dc = 10 * 21 = 210 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} \text{Et on a : } L' &= L + (2*5) + (2* \delta) \\ &= 210 + (2*5) + (2 * 21) = 262 \end{aligned}$$

Donc : **L' = 262 mm**

**III . 3 . 2 . 8 . Vitesse de rotation du tambour :**

$$Nt = Vc / (\pi * Dt)$$

Vc : vitesse linéaire du câble = 48 m / min

$$\Rightarrow Nt = 48 / (\pi * 0.5)$$

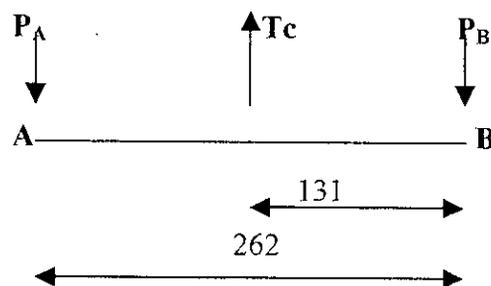
donc : **Nt = 30.55 tour / min**

**III . 3 . 3 . Résistance du tambour :**

La résistance du tambour se compose d'une torsion, d'une flexion par la traction du câble, et d'une sollicitation par compression causée par le serrage du câble.

**III . 3 . 3 . 1 . La flexion :**

On considère la position du câble la plus défavorable (au milieu du tambour



$$P_A = P_B = Tc / 2 = 3030.30 / 2 = 1515.15 \text{ daN.}$$

■ Moment de flexion  $M_f$  :

$$M_f = P_A * (L / 2) = 1515.15 * (262 / 2) = 198484.65 \text{ daN.mm}$$

- Moment de torsion  $M_t$  :

$$M_t = T_c \times D_1 / 2 = 3030,30 \times 500 / 2 = 757575 \text{ daN.mm.}$$

- Moment de flexion idéale  $M_{fi}$  :

$$M_{fi} = (3/8)M_f + (5/8) \sqrt{M_f^2 + M_t^2}; \quad [10]$$

Donc on aura :

$$M_{fi} = (3/8) 198484.65 + (5/8) \sqrt{(198484.65)^2 + (757575)^2} = 563897.34$$

$$\mathbf{M_{fi} = 563897.34 \text{ da N.mm}}$$

- Contrainte de flexion :

$$\sigma_f = M_{fi} / W_f \quad \text{avec : } W_f = I / v \text{ et } v = D_c / 2$$

$$W_f = \frac{\pi (D_c^4 - D_i^4)}{64} * (2 / D_c) \quad [1]$$

$$\sigma_f = 10 M_{fi} / [(D_c^4 - D_i^4) / D_c] = 10 * 563897.34 / [(479^4 - 437^4) / 479]$$

$$\mathbf{\sigma_f = 0,166 \text{ da N.mm}^2}$$

**III.3.3.2. La torsion :****■ Moment de torsion  $M_t$  :**

$$M_t = 757575 \text{ da N.mm}^2$$

**■ Contrainte de torsion  $\tau_t$  :**

$$\begin{aligned} \tau_t &= M_t / W_t = M_t / \left[ \pi (D_c^4 - D_i^4) / 32 \right] \times D_c / 2 \\ &= 5 M_t / \left[ (D_c^4 - D_i^4) / D_c \right] = 5 \times 757575 / \left[ (479^4 - 437^4) / 479 \right] \end{aligned}$$

$$\tau_t = 0,12 \text{ da N/mm}^2$$

**III.3.3.3. La compression :****■ Contrainte de compression :**

$$\sigma_c = T_c / (\delta \cdot d_c) = 3030.30 / (21 \cdot 21)$$

$$\sigma_c = 6.87 \text{ daN.mm}^2$$

**III.3.3.4. La condition de résistance :**

$$\sigma_t < \sigma_a$$

$\sigma_t$  = Contrainte totale

$\sigma_a$  = Contrainte limité admissible

$$= \sigma_r / N * V_r$$

avec :

$\sigma_r$  = Contrainte de rupture du matériau

$N$  et  $V_r$  = coefficients donnés dans le paragraphe de la F.E.M

$$N = 1,25 \quad \text{et} \quad V_r = 2,8$$

Notre tambour sera fait en acier avec  $\sigma_r = 65 \text{ da N/mm}^2$  (d'après le tableau 11 de l'annexe) et un coefficient de sécurité  $S = 3.5$

$$\text{D'où :} \quad \sigma_a = \sigma_r / N \cdot N_r = 65 / 2,8 \times 1,25$$

$$\sigma_a = 18,57 \text{ da N/mm}^2$$

$$\begin{aligned} \text{On a : } \sigma_t &= \sqrt{(\sigma_r + \sigma_c)^2 + 3(\sigma_t)^2} \quad [1] \\ &= \sqrt{(0,166 + 6,87)^2 + 3(0,112)^2} \end{aligned}$$

$$\sigma_t = 7,046 \text{ da N/mm}^2$$

On remarque que :  $\sigma_t < \sigma_a$  donc : le tambour est résistant.

#### III . 4 . Le moto- réducteur :

Le choix du moto- réducteur s'effectue en fonction de la puissance trouvée, c'est à dire la puissance nécessaire pour soulever la charge en une vitesse donnée et avec un rendement spécifique au système.

La puissance est donnée d'après la F.E.M par la relation suivante:

$$P_u = (Q \cdot VL) / (6120 \cdot \eta) \quad [5]$$

$$Q = \text{poids mort} + \text{charge nominale}$$

$$= 1000 \text{ Kg} + 5000 \text{ Kg} = 6000 \text{ Kg}$$

$$VL = \text{Vitesse de levage} = 24 \text{ m / mn.}$$

$$\eta = \text{Rendement du système.}$$

On supposera que le rendement  $\eta = 1$ , en première approximation.

D'où :

$$P_u = (6000 \cdot 24) / (6120) = 23.53 \text{ Kw}$$

D'après le catalogue du constructeur Allemand, **BAUER**, [4] nous choisissons un moto-réducteur de puissance 30 Kw (d'après le tableau 2 de l'annexe), et une vitesse de rotation à l'arbre de sortie égale à 30 tr/min..

Ainsi on pourra calculer le rendement global du système:

$$\eta = X / Y$$

Avec:

$$X = (\text{Nombre de tours du tambour}) / (\text{Nombre de tours du moteur})$$

$$= 30.55 / 30 = 1.0183$$

$$Y = (\text{Couple moteur } C_m) / (\text{Couple résistant sur l'axe du tambour } C_r)$$

$$C_m = 950 \text{ daN/mm}^2 \text{ ( tableau 2 de l'annexe)}$$

$$C_r = T_c \cdot Dt / 2 = 3030,30 \cdot 0,5 / 2 = 757.57 \text{ daN.m}$$

$$\text{D'où : } Y = 950 / 757.57 = 1.25$$

$$\text{Donc on aura : } \eta = 1.0183 / 1.25 = 0.863$$

$$\eta = 0.86$$

La nouvelle puissance utile pour un rendement  $\eta = 0,86$  sera:

$$P_u = (6000 \cdot 24) / (6120 \cdot 0,863) = 27,26 \text{ Kw}$$

En choisissant toujours un moto- réducteur de puissance plus grande, on pourra conclure que le choix préliminaire est conforme:  $P = 30 \text{ Kw}$

On adopte donc le moto- réducteur BAUER choisi auparavant dont les caractéristiques sont les suivantes : **(d'après les tableaux 2 et 3 de l'annexe)**

- Moto- réducteur coaxial à engrenages cylindriques de la gamme BG.
- Type : **BG90-../D18XA4.**
- Vitesse nominale à l'arbre secondaire ( sortie ) = 30 tr/mn.
- Couple nominale à l'arbre secondaire ( sortie ) = 9500 N.m.
- Rapport de réduction : 48.82
- Puissance du moteur = 30 Kw = 41 Cv
- Moteur à vitesse = 1460 tr/ mn, fréquence = 50 Hz, alimentation 380 V / 3 phases.
- Masse = 458 Kg.
- Effort radial max admis à bout d'arbre = 65000 N.

Ce moto- réducteur est équipé d'un frein à ressort de pression pour mieux maîtriser les phases de freinage, et maintenir la charge, à l'arrêt, ces caractéristiques sont les suivantes: **(d'après les tableaux 4, 5 et 6 de l'annexe)**

- Frein du type **Z 150A150 HN.**
- Frein bi- disque à pression de ressort taille 150, avec un déblocage manuel non maintenu.
- Couple de freinage nominal = 400 N.m.
- Temps de réponse du frein = 60 ms.
- Puissance électrique absorbée par la bobine magnétique = 135 w.
- Le raccordement électrique du frein s'effectue sur les bornes auxiliaires de la boîte du moteur
- Tension de la bobine du frein = 185 V DC.

### III . 5 . Les engrenages :

Afin d'assurer une bonne liaison entre l'arbre de sortie du moto-réducteur et le tambour ; on place un couple d'engrenages composé de deux roues ; ou d'une roue et un pignon dans le cas d'une réduction ou multiplication de vitesse, à leur sorties.

La vitesse de rotation de l'arbre de sortie du moto-réducteur est 30tr/min (d'après le tableau 2 de l'annexe) ; et d'après les calculs précédents on a la vitesse de rotation du tambour qui est égal à 30,55tr/min .

Pour des raisons de coût ; et de simplicité ( fabrication ; stockage.....) nous allons réduire la vitesse de rotation du tambour  $N_t = 30\text{tr/min}$  ; dans ce cas la vitesse de levage de la charge ( $V_L$ ) ainsi que celle du câble ( $V_C$ ) vont changer :

$$N_t = V_c / D_t \quad \Rightarrow \quad V_c = N_t \cdot \pi \cdot D_t = 30 \cdot \pi \cdot 0,5$$

$$V_c = 47,124 \text{ m/min}$$

Et on a :

$$V_C = i_m \cdot V_L \quad \Rightarrow \quad V_L = V_C / i_m = 47,124 / 2$$

$i_m$  = Nombre de brains

$$\Rightarrow \quad V_L = 23,56 \text{ m/min} = 0,392 \text{ m/s} .$$

Ainsi nous remarquons que la variation n'est pas trop importante par rapport à la norme ISO 4190 (0,4 m/s) ; donc notre choix est justifiable du moins pour des raisons de sécurité .

Donc en ayant des vitesses de rotation égales ; nous aurons deux roues identique ( de même rayon primitif ; et même nombre de dents) l'une sur l'arbre moteur et l'autre sur le tambour.

• Calcul des Roues :

■ Détermination de  $D_r$  : diamètre primitif

On fixe l'entraxe :  $\Delta = 750 \text{ mm}$ .

On a :  $N_t = 30 \text{ tr/min}$ .

$$\Delta = (D_r/2) + (D_r/2) = D_r \Rightarrow D_r = \text{diamètre de la roue} = \Delta = 750 \text{ mm}$$

$$\mathbf{D_r = 750 \text{ mm.}}$$

■ Détermination du Module :

**T** : effort tangentiel sur la roue.

**F** : force du couple moteur sur la dent suivant la ligne d'action.

Hypothèses :

- On a admet une seule dent qui reçoit la totalité de l'effort **F** sur la ligne d'action.
- La dent est supposé fléchié , sa section dangereuse est à la racine.

Le moment fléchissant :  $M_f = T \cdot h$ .

$h$  = hauteur de la dent

on a :

$$\sigma = M_f / (I / v)$$

avec :  $I = l a^4 / 12$ .

$$v = a / 2$$

$a$  = Longueur de la dent.

$l$  = Largeur de la dent

$$\Rightarrow \sigma = M_f / (l a^3 / 6) = 6 M_f / l a^3 \leq \sigma_p.$$

$$\Rightarrow \sigma = 6.T.h / l a^3 \leq \sigma_p \dots\dots(1)$$

En denture normale :  $h = 2,25 m \dots\dots\dots(2)$

$a = 1,6 m \dots\dots\dots(3)$   $m =$  Module de la roue.

$l = \lambda . m \dots\dots\dots(4)$

En remplaçant (2) ;(3) et (4) dans (1) : on aura ;

$$m^2 \geq 4,5. T / \lambda . \sigma_p$$

$\lambda$  : coefficient compris entre 6 et 16.

Avec  $T = [ T_c ( D_t / 2 ) ] / [ D_r / 2 ]$

$$= 3030,30 * 500 / 750 = 2020,2 \text{ da N.}$$

$$T = 2020,2 \text{ da N.}$$

D'après le tableau 11 de l'annexe on a:  $R_r = 130 \text{ da N/mm}^2$ .

$$\sigma_p = R_r / N . V_R = 130 / 3.5 = 37,1 \text{ da N/mm}^2.$$

On prend  $\lambda = 10$

Donc on aura :

$$m \geq [ ( 4,5 * 2020,2 ) / ( 10 * 37.1 ) ]^{1/2} = 4,95$$

On prend une valeur normalisé  $m = 5$ .

■ Le nombre de dent des roues est :

$$Z_R = D_R / m = 750 / 5 = 150$$

Donc

$$Z_R = 150 \text{ dents}$$

Ainsi les résultat donnant les caractéristiques et dimensions des deux roues dentée sont donnée dans le tableau suivant :

Désignation des éléments	Roue (mm)
- Nombre de dents	150
- Module m	5
- Pas circonférentiel $p = m \times \pi$	15,7
- Epaisseur et intervalle ( $e = i = P$ )	15,7
- Saillie $S = m$	3
- Cran $t = 1,25 m$	6,25
- Hauteur des dents ( $h = 2,25 m$ )	11,25
- Diamètre primitif $D_r$	750
- Diamètre de la tête $D_e = m ( Z + 2 )$	760
- Diamètre du pied $D_i = D_r - 2,5 mm$	747,5
- Longueur de la dent $l = \lambda . m$	50

*Remarque :*

Ces deux roues sont identique sauf pour le diamètre intérieur. Celui de la roue qui est sur l'arbre moteur aura un diamètre égale à celui de l'arbre de sortie du moto-réducteur soit : 100mm. Pour l'autre roue , son diamètre intérieur est fixé arbitrairement, on le prendra égale à 260 mm.

### III.6. Etude des boulons de fixation :

Pour des raisons de simplicité, stockage et autres tous les boulons utilisés pour la fixation (flasque- tambour, roue dentée- flasque) seront les mêmes. Pour chaque fixation on aura quatre boulons qui seront soumis au cisaillement.

- Effort sur un boulon :

$$T_b = T_c / 4 = 3030.30 / 4 = 757.575 \text{ daN}$$

D'après les règles de la F.E.M (paragraphe III.1.2.1.4), on a, dans le cas d'un cisaillement pure :

$$\sqrt{3} \sigma_s \leq \sigma_a$$

avec :  $\sigma_s = T_b / S_b$

$S_b =$  section du boulon.

$$\sqrt{3} T_b / S_b \leq \sigma_a$$

$$\Rightarrow S_b \geq \frac{\sqrt{3} T_b}{\sigma_a}$$

Pour un boulon XC38, on a  $\sigma_a = 17.71 \text{ daN/mm}^2$  [3]

Donc  $S_b \geq 74.07 \text{ mm}^2$

On a :  $S_b = (\pi D_b^2) / 4$

$$\Rightarrow D_b \geq \sqrt{\frac{4 * 74.07}{\pi}}$$

Donc :  $D_b \geq 9.71 \text{ mm}$

On prendra alors des boulons de diamètre  $D_b = 10\text{mm}$ , (d'après le tableau 7 de l'annexe), qui auront les caractéristiques suivantes :

Boulon M10x1.5

$D_b = 10\text{ mm}$

Pas = 1.5 mm

$a = 16\text{ mm}$

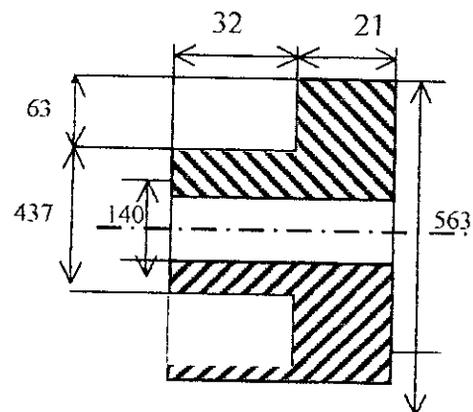
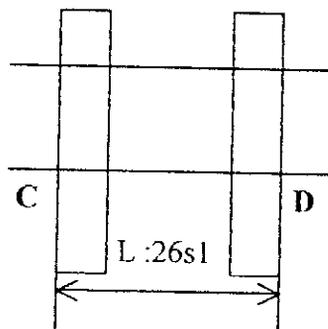
$b = 6.4\text{ mm}$

$c = 16\text{ mm}$

$e = 20\text{ mm}$ .

### III . 7 . Arbre du tambour

L'arbre du tambour est soumis à plusieurs sollicitations (masses, tension, efforts ), il est en rotation à l'aide de deux roulements placés aux points C et D à une distance de : 261 mm.



**III . 7 . 1 . Masses :****III . 7 . 1 . 1 . Masses des flasques du tambour  $M_f$  :**

$$M_f = M_v * Vol$$

$$Vol = (\pi / 4) * [(563^2 - 140^2) * 21 + (437^2 - 140^2) * 32] * 10^{-9}$$

$$= 0.00921 \text{ m}^3$$

$M_v$ : Masse volumique de l'acier

$$= 7.85 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$$

$$M_f = \mathbf{72.31 \text{ Kg}}$$

**III . 7 . 1 . 2 . Masse de la roue dentée  $M_R$  :**

$$M_R = M_v * (\pi / 4) * (D_R^2 - D_L^2) * L$$

$D_R$  : Diamètre de la roue.

$D_L$  : Diamètre intérieur de la roue.

$L$  : largeur de la roue = 50 mm (voir engrenages)

$$M_R = 7.85 * 10^3 * (\pi / 4) * (750^2 - 260^2) * 50 \cdot 10^{-9}$$

$$\mathbf{M_R = 152.56 \text{ Kg}}$$

**III . 7 . 1 . 3 . Masse du tambour  $M_t$  :**

$$M_t = M_v * \{ [(\pi / 4) * (D_c^2 - D_i^2) * 220] + [(42 * 42 * 21) * 10^{-9}] \}$$

$$= 7.85 * 10^3 * \{ [(\pi / 4) * (479^2 - 437^2) * 220 \cdot 10^{-9}] + [(42 * 42 * 21) * 10^{-9}] \}$$

$$\mathbf{M_S = 52.47 \text{ Kg}}$$

**III . 7 . 2 . Efforts :****2 . 1 . L'effort tangentiel à la couronne (roue) :**

$$T = [ T_c * (D_t / 2) ] / ( D_R / 2 ) = (3030.3 * 250) / 750$$

$$T = 1010.1 \text{ daN}$$

**III . 7 . 2 . 2 . Effort de denture  $T_d$  :**

$$T_d = T / \cos \alpha = 1010.1 / \cos 20^\circ = 1074.92 \text{ daN}$$

$$T_d = 1074.92 \text{ daN}$$

Angle de pression  $\alpha = 20^\circ$

**III . 7 . 2 . 2 . 1 . Composante radiale  $T_r$  :**

$$T_r = T_d = 1074.92 \text{ daN}$$

**III . 7 . 2 . 2 . 2 . Composante axiale  $T_a$  :**

$$T_a = T_r \cdot \tan 20^\circ = 1010.1 \tan 20^\circ = 367.64 \text{ daN}$$

**III . 7 . 3 . Poids et tension du câble :****III . 7 . 3 . 1 . Tension du câble :**

$$P_C = P_D = 3030.3 / 2 = 1515.15 \text{ daN (Vers le haut).}$$

**III . 7 . 3 . 2 . Poids propre du câble :**

$$P_C = P_D = M_C / 2 = 16,30 / 2 = 8,15 \text{ da N.}$$

Ainsi les charges totales appliquées aux points **C** et **D** sont :

■ **Verticalement :**

◆ **Point C :**

Masse du flasque + Masse de la roue dentée +  $\frac{1}{2}$  masse du tambour + tension du câble + Poids propre du câble + composante radiale de l'effort de denture .

$$P_C^V = 72,31 + 152,56 + 26,23 + 1515,15 + 8,15 + 1074,92$$

$$P_C^V = 2849,32 \text{ kg}$$

◆ **Point D :**

Masse du flasque +  $\frac{1}{2}$  Masse du tambour + Tension + Poids du câble .

$$P_D^V = 72,31 + 26,23 + 1515,15 + 8,15$$

$$P_D^V = 1621,84$$

■ **Horizontalement :**

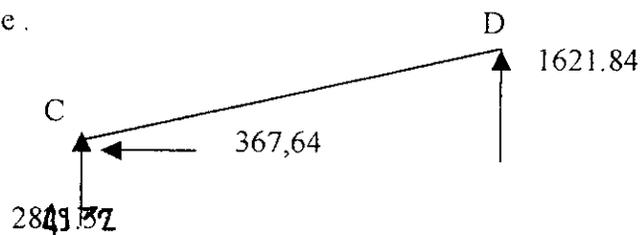
◆ **Point C :**

On a que la composante axiale de l'effort de denture  $T_a$

$$P_C^H = 367,64 \text{ da N}$$

◆ **Point D :**

On n'a aucune charge horizontale .



Donc les charges maximales sur les roulement seront :

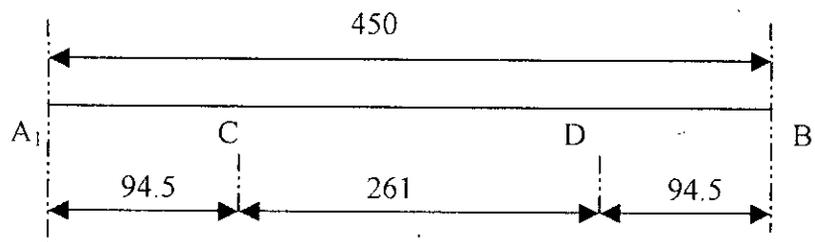
$$\text{Sur le roulement C : } P_C = \sqrt{2849,32^2 + 367,64^2} = 2872,93 \text{ Kg.}$$

$$\text{Sur le roulement D : } P_D = 1621,84 \text{ Kg.}$$

### III . 7 . 4 . Dimensionnement de l'arbre du tambour :

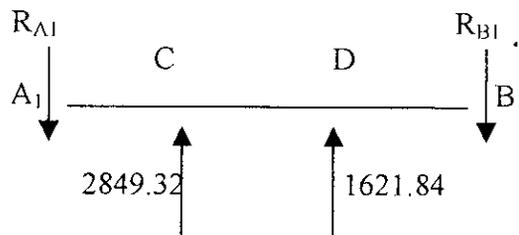
On calcul le diamètre de l'arbre ou négligeant sous points propre.  
Cet arbre est fixe au points A<sub>1</sub> et B<sub>1</sub> ( flasques du treuil ).

On fixe la distance entre A<sub>1</sub> et B<sub>1</sub> ( longueur de l'arbre ) = 450 mm.



#### III . 7 . 4 . 1 . Calcul des moment fléchissant :

##### ■ Plan vertical :



$$R_{A1} + R_{B1} = 2849,32 + 1621,84 = 4471,16 \text{ kg.}$$

$$\sum M_{A1} = 0 \Rightarrow (R_B \cdot 450) - (1621,84 \cdot 355,5) - (2849,32 \cdot 94,5) = 0 .$$

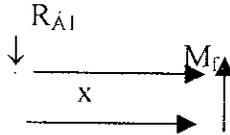
$$\Rightarrow R_{B1} = [ (1621,84 \cdot 355,5) + (2849,32 \cdot 94,5) ] / 450$$

donc:

$$R_{A1} = 2591.54 \text{ Kg}$$

$$R_{B1} = 1879.61 \text{ Kg}$$

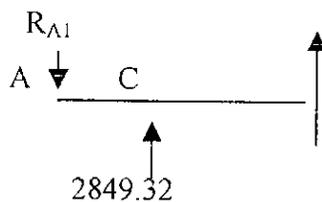
Tronçon I :  $0 \leq x \leq 94,5$



$$M_f = R_{A1} * x = 2591.54 * x$$

$$x = 0 \Rightarrow M_f = 0$$

Tronçon II :  $94,5 \leq x \leq 355,5$

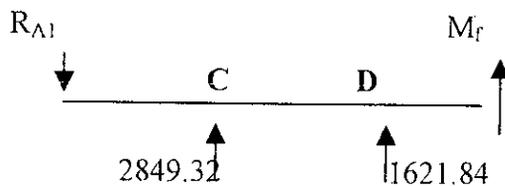


$$M_f = (R_{A1} * x) - 2849.32 (x - 94,5)$$

$$x = 94,5 \Rightarrow M_f = 244900.53 \text{ kg .mm}$$

$$x = 355,5 \Rightarrow M_f = 177619.95 \text{ kg .mm}$$

Tronçon III :  $355,5 \leq x \leq 450$



$$M_f = R_{A1} * x - 2849.32 (x - 94,5) - 1621.84 (x - 355,5)$$

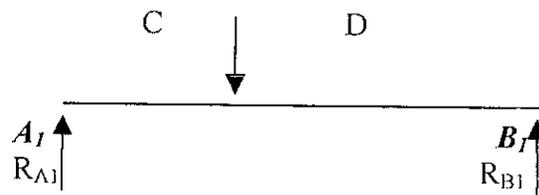
$$x = 355,5 \Rightarrow M_f = 177619.95 \text{ kg .mm}$$

$$x = 450 \Rightarrow M_f = 153259.74 \text{ kg .mm}$$

De là on peut déduire que le moment maximal est au point C, avec une valeur :

$$M_f^{\max} = 244900.53 \text{ kg .mm}$$

■ Plan horizontal :



$$R_{A1} + R_{B1} = 367,64 \text{ kg}$$

$$\sum M/A_1 = 0 \Rightarrow (R_{B1} * 450) - (367,64 * 94,5) = 0$$

$$\Rightarrow R_{A1} = 290,43 \text{ kg.}$$

$$R_B = 77,20 \text{ kg.}$$

Le moment maximal sera un point C :

$$M_f = R_{A1} \cdot 94,5 = 290,43 \cdot 94,5$$

$$M_f^{\max} = 27446,16 \text{ kg.mm}$$

Donc le point C représente la section la plus dangereuse dans les deux plans ; et le moment de flexion maximal résultant en ce point sera :

$$M_f^{\max} = \sqrt{244900,53^2 + 27446,16^2}$$

$$M_f^{\max} = 246433,68 \text{ kg.mm}$$

III . 7 . 4 . 2 . La contrainte de flexion sur l'arbre :  $\sigma_f$

$$\sigma_f = M_{fC}^{\max} / W_f$$

$W_f$  = Module de section.

$$W_f = I / N$$

$I$  = Moment d'inertie de l'arbre.

$v$  = Distance de la fibre rentre au point le plus éloigné de la section

$$I = \pi D_a^4 / 32$$

$D_a$  = Diamètre de l'arbre.

$$v = D_a / 2$$

$\sigma_a$  = Contrainte admissible.

$$\sigma_r = [ M_{rc}^{\max} / [ (\pi D_a^4 / 32) / (D_a / 2) ] ]$$

$$= 16 M_{r\max} / \pi D_a^3 \leq \sigma_a$$

3,5 = Coefficient de sécurité.

$$\sigma_a = \sigma_r / N \cdot V_r = 65 / 3,5 = 18,57 \text{ da N/m}^2.$$

$$\Rightarrow 16 M_r^{\max} / \pi D_a^3 \leq 18,57$$

$$\Rightarrow D_a \geq \sqrt[3]{16 M_r^{\max} / \pi \sigma_a}$$

$$D_a \geq 40,73 \text{ mm}$$

### III . 7 . 5 . Calcul des roulements du tambour :

On utilise des roulements identiques à chaque côté du tambour pour faciliter la maintenance et le stockage.

Donc on se base sur la charge maximale c'est-à-dire  $P_c = 2872,93 \text{ daN}$ .

La durée de vie d'un roulement est donnée par la formule suivante :

$$Lh = \frac{16666}{n} \left( \frac{C}{P} \right)^K$$

$N_L$  : vitesse de rotation du roulement c'est-à-dire du tambour en tr/min.

$N_L = N_t = 30$  tr/min.

$C$  : charge dynamique de base en daN.

$P$  : charge statique équivalente en daN.

$P = P_c = 2872.93$  daN

$K = 3$  pour les roulements à billes.

$L_h$  : durée normale en millions de tours (durée atteinte ou dépassée à 90%)

on aura :

$$C = P^k \sqrt{(L_h * N_t) / 16666}$$

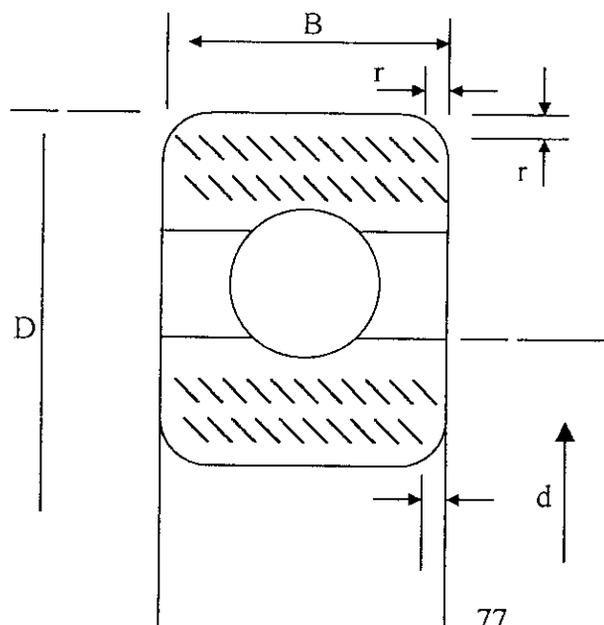
$L_h$  est fixée à 125000 heures pour notre cas (voir tableau de la classe fonctionnement )

$$C = 2872.93 * [(12500 * 30) / 16666]^{1/3} = 8110.694 \text{ daN}$$

$$C = 8110.694 \text{ daN}$$

En consultant le **tableau 8 de l'annexe**, on adoptera un roulement avec les caractéristiques suivantes :

Roulement à une rangée de billes à contact radial, sans encoche de remplissage (type BC) de la série de dimension 03.



$d = 65$  mm  
 $D = 140$  mm  
 $B = 33$  mm  
 $r = 2.1$  mm  
 $C_0 = 5600$  daN  
 $C = 9230$  daN  
 $N_{\max} = 5600$  tr/min

Sachant que le diamètre de l'arbre doit être égale au diamètre intérieur du roulement, et que  $D_a \geq 40.73 \text{ mm}$ , on adoptera alors un arbre de diamètre :

$$D_a = \text{Diamètre de l'arbre} = 65 \text{ mm}$$

### III . 8 . POULIES D' ÉQUILIBRAGE

Ce sont deux poulies installées sur la cabine fixées sur les traverses supérieur de l'étrier. Leur principale fonction est de permettre un parfait équilibrage de la cabine lors de l'enroulement du câble sur le tambour.

Normalement cet organe est étudié au chapitre de la gaine, mais vu les règles de calculs auxquels ils sont soumis ( FEM ), nous préférons les placer au niveau de la machinerie.

- **Diamètre d'enroulement :**

$$D_{pf} \geq H1 .H2 .d_c. [5]$$

H1 .Dépend du groupe du mécanisme = 18.

H2 = 1,25 ( on a 1 tambour + 2 poulies).

$$D_{pf} \geq 18 \times 1,25 \times 21 = 472,5 \text{ mm.}$$

$$D_{pf} \geq 472,5 \text{ mm}$$

D'après le tableau 9 de l'annexe ; on adoptera une poulie dont les caractéristiques sont les suivantes :

$$A = 110 \text{ mm}$$

$$B = 306 \text{ mm}$$

$$D = 180 \text{ mm}$$

$$F = 660 \text{ mm}$$

$$G = 720 \text{ mm}$$

$$M = 75 \text{ mm}$$

$$R = 15 \text{ mm}$$

Et :  $H = \text{Diamètre extérieur de la poulie} = 630 \text{ mm}$

Ce choix est fait en partant du principe que le diamètre intérieur de la poulie **D** soit égale au diamètre extérieur du roulement.

#### ■ Calcul de Roulements :

Pour les deux poulies on utilise deux roulement identique à une rangée de billes à contact oblique (Type BT).

Le diamètre intérieur de la poulie = diamètre extérieur des roulements .

$$L_n = (16666 / N_p) * [C / P]^K$$

$$\Rightarrow C = P * [L_n * N_p / 16666]^{1/K}$$

$L_n = 12500$  heures ( tableau de classe de fonctionnement ).

$N_p =$  Vitesse de rotation de la poulie.

$$N_p = V_c / \pi . D_p = 47,12 / \pi . 0,5 = 30 \text{ tr/min.}$$

$D_p$  : diamètre extérieur de la poulie = 500 mm.

$V_c$  : Vitesse du câble.

$P =$  Charge maximale sur un roulement = 3000 da N.

$K = 3$  pour les roulements à billes.

D'où :

$$C = 3000 [ ( 12500 * 30 ) / 16666 ]^{1/3} = 8469,43 \text{ da N.}$$

**D'après le tableau 10 de l'annexe** on choisit les roulements dont les dimensions sont les suivant :

$$C = 11200 \text{ da N.}$$

$$r = 4 \text{ mm.}$$

$$B = 41 \text{ mm.}$$

$$D = 180 \text{ mm.}$$

### III . 9 . Autres organes de la machinerie :

#### III . 9 . 1 . Limiteur de vitesse:

Le limiteur ou plus récemment appelé régulateur de vitesse à pour but de provoquer l'action du parachute quand, en descente, la vitesse de la cabine atteint une vitesse prédéterminée.

Ce résultat est obtenu généralement par le pincement du câble régulateur par une pièce de ce dernier organe. La cabine continuant sa course, le câble agit sur le levier de commande du parachute.

Les régulateurs comportent tous un dispositif centrifuge qui par l'intermédiaire d'une came d'une forme spéciale provoque le coincement du câble. Ils doivent comporter aussi une plaque signalétique précisant les caractéristiques de l'organe d'entraînement (Vitesse maximale de déclenchement mécanique , le signe d'approbation du type et ses références, ainsi que le nom du constructeur) [9]. La vitesse de mise en action du régulateur sera précisée lors de l'étude du parachute .

### **III . 9 . 2 . Appareillage électrique- Armoire:**

L'appareillage électrique comprend essentiellement l'armoire de commande. Cette dernière renferme les éléments qui contribuent à assurer les commandes : contacteurs de puissance, relais, transformateurs, et redresseurs de courant les alimentant.

Cette partie, qui représente le cerveau du monte- charge est si importante qu'un seul ouvrage entier pourrait lui être consacré. Nous nous limiterons ici à citer l'essentiel des éléments principaux et secondaires telle que les résistances, valves, condensateurs, relais, ... sans entrer dans les détails.

On peut diviser les constituants d'une armoire en trois parties :

- 1 . Le bloc d'alimentation constitué de transformateurs et de redresseurs assurant la distribution de la tension.
- 2 . Les circuits de puissance constitué essentiellement de contacteurs assurant l'alimentation directe du moteur.
- 3 . Les relais assurant les diverses fonctions.

## Chapitre IV

### Sécurité

#### IV . 1 . Introduction :

Dans son livre paru en 1930 sur *La responsabilité des accidents causés par les ascenseurs et monte- charge* , **Paul Magnin** les définissait dans ses rapports avec la sécurité comme étant « *le type de ces appareils sur lesquels l'action de l'homme est impuissante à partir du moment où ils ont reçu l'impulsion première. Si un accident se produit, la victime n'a rien pu faire pour l'empêcher* ». [9]

Il est à remarquer que la presque totalité des accidents sont de nature mécanique et affectent plus particulièrement les personnes. Le monte- charge est par conséquent un moyen de transport extrêmement important quand à la sécurité .

La question sécurité est l'une des parties les plus importante dans une étude de conception. Au cours de ce chapitre nous parlerons de l'organe principale des systèmes de sécurité qui est dénommé « **le parachute** », et que nous prévoyons d'installer sur notre monte- charge. Aussi nous donnerons quelques Prescriptions de sécurité types à respecter par le constructeur lors de l'installation, et qui sont tirées de normes et de règlements (décrets, ordonnances,...) .

## IV . 2 . Le parachute :

### IV . 2 . 1 . introduction

Lorsqu'on parle sécurité , on pense « *Parachute* ». Cet organe revêt une importance non négligeable, mais nous savons qu'il ne représente qu'un des multiples points de cette question . Les accidents dus aux défaillances auxquelles le parachute aurait pu faire face sont pratiquement inexistants. Compte tenu des coefficients de sécurité imposés pour le calcul des câbles, tambour ou tout autre organe, on peut affirmer que les chances de voir se créer les conditions dans lesquelles le parachute doit entrer en action sont pratiquement nulles. Cependant, il est évident que les appareils auxquels les personnes ont accès ne peuvent en être démunis.

### IV . 2 . 2 . Définitions :

Les normes NF 82-210 et NF 82-208 définissent un *parachute* comme étant un organe mécanique destiné à arrêter et à maintenir à l'arrêt la cabine en cas de survitesse à la descente , ou de rupture des organes de suspension. Le parachute doit intervenir rapidement, il est le coup de frein de l'automobiliste face au danger .

D'autre part, l'autre organe, le guidage, qui contribue à l'arrêt et joue le rôle de la route pour l'automobiliste n'a pas , en raison de sa constitution, le même comportement. La prise de parachute laisse des traces de freinage pratiquement ineffaçables et irréparables.

Ainsi la réglementation a tenu compte de ce double aspect , conservation du matériel ( charges dans la cabine ), et la protection des personnes éventuellement présentes avec les charges.

Le parachute ne doit pouvoir entrer en action que dans le sens descente et doit être capable d'arrêter la cabine en pleine charge à la vitesse de déclenchement du limiteur de vitesse ou à la rupture des câbles, en prenant sur les guides, et de la maintenir dans cette position.

### IV . 2 . 3 . Types de parachutes :

Trois types de parachutes sont admis [9] :

a) Les parachutes à prise instantanée si la vitesse nominale de la cabine ne dépasse pas 0.63 m/s.

b) Les parachutes à prise instantanée avec effet amortie pour une vitesse nominale inférieur à 1 m/s.

c) Les parachutes à prise amortie pour une vitesse nominale supérieur à 1 m/s.

### IV . 2 . 4 . Classement des parachute :

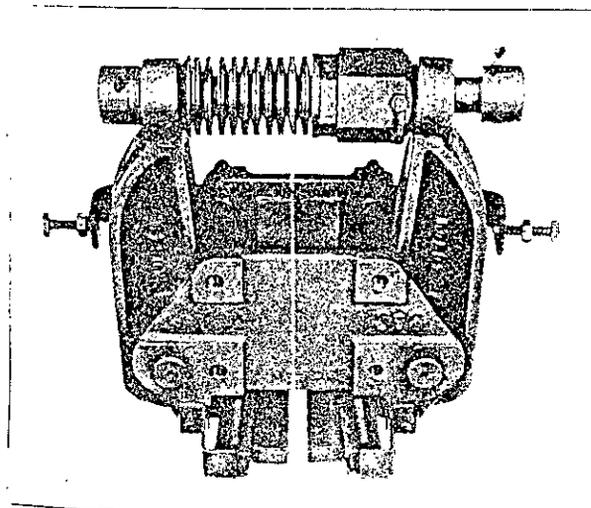
Chaque parachute doit être construit de manière à pouvoir immobiliser une charge égale à la somme :

- Du poids de la cabine et de ses accessoires .
- Du poids propre du parachute.
- De la charge nominale

Nous pouvons donc classer les parachutes en deux catégories : les parachutes à *accélération* , et les parachutes à *rupture*. [8]

#### IV . 2 . 4 . 1 . Parachute à rupture :

Ce type de parachute fut le premier à voir le jour, il est utilisé sur les appareils à suspension par une ou plusieurs chaînes ou bien par câbles avec un treuil à tambour, avec une vitesse ne dépassant pas 0.5 m/s. C'est donc dans les monte- charge à suspension directe qu'est utilisé ce dispositif, et il est à prise instantanée.

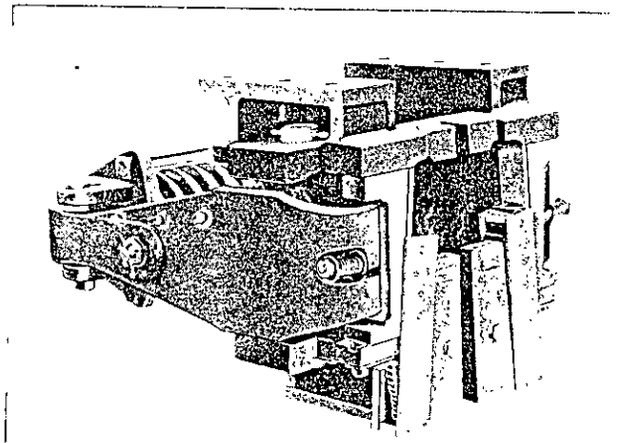
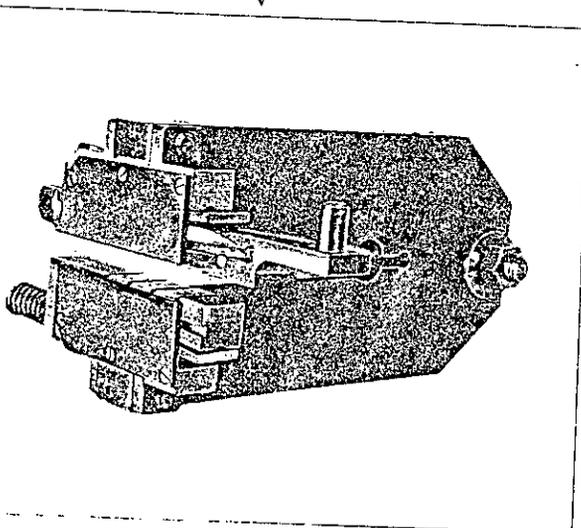


Ce parachute est de construction rapide, son principe en est simple : les câbles sont attachés à une sorte de palonnier qui , par un système de levier, maintient légèrement écartées des guidages deux griffes ou, dans une autre réalisation, garde en position de repos deux cames à rainures. Les leviers ou cames sont soumis aux efforts de deux ressorts antagonistes qui ont tendance à les faire entrer en contact avec la surface des guides. Si les câbles se rompent ou simplement se détendent , les ressorts agissent sur ces leviers ou cames qui viennent se bloquer entre le guide et une masse de fonte. Le serrage est positif, c'est à dire qu'il est d'autant plus énergique que l'effort est grand.

#### IV . 2 . 4 . 2 . Parachute à accélération :

Le parachute à accélération est actionné par le limiteur de vitesse que nous avons vu précédemment, il est obligatoire pour tous les appareils à adhérence ou à tambour, à suspension par chaînes ou par câble. Le déclenchement du parachute est provoqué par le limiteur de vitesse au plus tôt lorsque la vitesse de la cabine atteint 115 % de la vitesse nominale ( 0.45 m / s ) , et avant qu'elle n'atteigne une certaine vitesse qui change en fonction du type de parachute :

- 0.80 m/s pour les parachutes à prise instantanée autre qu'à galets,
- 1.00 m/s pour les parachutes à prise instantanée à galets ,
- 1.50 m/s pour les parachutes à prise instantanée avec effet amorti,
- $1.25 V + \frac{0.25}{V}$  ( V, vitesse nominale) pour les parachutes à prise amortie.



#### IV . 2 . 5 . Choix du parachute :

Notre choix s'est porté sur un **parachute à accélération à prise instantanée autre qu'à galet**, vu l'importance de la question sécurité. Ce parachute est actionné par le limiteur de vitesse dès que la cabine atteint la vitesse de :  $0.392 \text{ m/s} * 1.15 \% = 0.45 \text{ m/s}$ , avant d'atteindre la vitesse de 0.8 m/s.

##### ■ Principe de fonctionnement :

Une pièce en acier dur appelé molette vient se coincer entre la masse du parachute et le guidage et provoque l'arrêt de la cabine. Le limiteur de vitesse doit être actionné par un câble métallique très souple dont le coefficient de sécurité est au minimum de 8 et dont le diamètre minimal est de 6 mm [9].

#### IV . 2 . 6 . Effort vertical, longueur parcourue :

La norme **NF P 82-210** donne une évaluation des efforts verticaux au moment d'une prise de parachute à prise instantanée autre qu'à galets, qui est de l'ordre de :

$$F_v = 25 ( P + Q ) \dots\dots\dots(1)$$

P : poids mort côté cabine. [ Kg]

Q : Charge nominale. [ Kg]

Nous pouvons nous demander à quelle longueur de prise correspond la formule et vitesse de prise précédente ( vitesse de prise de parachute à prise instantanée inférieur à 0.8 m/s), et calculer la décélération à laquelle est soumise la cabine.

Lors d'une prise de parachute les guides doivent supporter deux forces :

- un effort  $F_1$  correspondant aux poids suspendus  $P$ , plus la charge utile  $Q$  :

$$F_1 = P + Q$$

- Un effort  $F_2$  dû à l'absorption de la force vive de  $F_1$  pendant la prise :

$$F_2 = (F_1 * V_p^2) / (2 * g * e)$$

$V_p$  : la vitesse maximale au moment de la prise qui est égale à 0.8 m / s dans notre cas.

$e$  : l'espace parcouru pendant la prise [ m ]

Donc nous aurons :  $F_t = F_1 + F_2 = F_1 [ 1 + (V_p^2 / 2 * g * e) ]$

Comme  $F = F_t / 2$ , nous aurons alors :

$$F = F_1 [ 0.5 + (V_p^2 / 4 * g * e) ] \dots \dots \dots (2)$$

Ainsi on pourra installer un parachute à prise instantanée autre qu'à galets, avec une vitesse  $V_p \text{ max} = 0.8 \text{ m/s}$ , et dont la longueur de prise sera :

$$25 (P + Q) = (P + Q) [ 0.5 + (V_p^2 / 4 * g * e) ]$$

D'où on aura :

$$e = 0.66 \text{ mm}$$

= longueur parcourue avant l'arrêt, ce qui correspond à un choc brutal.

### IV . 3 . Quelques prescriptions de sécurité type :

Les présentes prescriptions ont pour objectif de spécifier les prescriptions générales de sécurité relatives aux monte-charges industriels, tirées de règlements établies par des organismes spécialisés telle que la F.E.M. Des allègements ou dispenses aux présentes prescriptions peuvent être accordés de cas en cas, mais uniquement si des mesures de rechange garantissant une protection au moins équivalente sont prises. Ces mesures de rechange doivent être reconnues comme garantissant un niveau de sécurité équivalent par un organisme de contrôle :

- Il est interdit d'introduire dans un monte-charge industriel des charges plus lourdes que celles prévues par le constructeur.
- Il est interdit de transporter des personnes par le monte-charge industriel.

#### ■ *Gaine :*

- Toute la gaine doit être entièrement close par des parois, un plancher et un plafond pleins.
- Seules les ouvertures suivantes sont admises:
  - a) les baies de portes palières;
  - b) les baies des portes de visite de la gaine;
  - c) les orifices d'évacuation des gaz et fumées en cas d'incendie;
  - d) les orifices de ventilation;
  - e) les ouvertures permanentes entre la gaine et le local des machines
- Il doit être aménagé aux parties inférieures et supérieures de la gaine un espace de sécurité d'au moins 1 m de hauteur. Cet espace de sécurité peut aussi être garanti par des mesures constructives comme par exemple l'installation de limiteurs de course.

- La gaine doit être exclusivement affectée au service du monte-charge industriel. Elle ne doit renfermer ni canalisations, ni organes étrangers au service du monte-charge industriel quels qu'ils soient.
- La gaine doit être munie d'un éclairage électrique placé à demeure permettant d'assurer son éclairage lors des opérations de dépannage ou d'entretien, même lorsque toutes les portes sont fermées.

■ *Machinerie :*

- Les machines, leur appareillage et les poulies ne doivent être accessibles qu'aux personnes autorisées ( maintenance, l'inspection et les secours).
- La machine et son appareillage doivent se trouver dans un local qui leur est spécialement affecté comportant des murs, un plafond, une porte et/ou une trappe pleine.
- Les machines, leur appareillage et les poulies, peuvent se trouver dans des locaux servant à d'autres usages s'ils sont séparés du reste du local par une clôture d'une hauteur minimale de 1,8 m munie d'une porte d'accès fermée à clé.
- Les accès depuis la voie publique jusqu'à l'intérieur des locaux de machines et des poulies doivent pouvoir être correctement éclairés par des lampes électriques placées à demeure et doivent pouvoir être parcourus aisément en toute sécurité, en toutes circonstances et sans nécessiter le passage dans un local privé.
- Les dimensions du local doivent être suffisantes pour permettre au personnel d'entretien d'accéder en toute sécurité et facilement à tous les organes mécaniques, ainsi qu'aux équipements électriques.
- Les locaux de machines et de poulies doivent être ventilés et éclairés. Un ou plusieurs socles de prises de courant (230V, 16A) doivent être disponibles dans ces locaux.

#### ■ Portes palières

- Les ouvertures dans la gaine servant d'accès à la cabine doivent être munies de portes palières pleines. Les portes et leurs bâtis doivent être construits de manière à ce que leur indéformabilité soit assurée dans le temps. Il est conseillé d'employer à cet effet des portes métalliques.
- Il ne doit pas être possible, en fonctionnement normal, d'ouvrir une porte palière (ou l'un quelconque des vantaux, si la porte en comporte plusieurs), à moins que la cabine ne soit arrêtée ou sur le point de s'arrêter dans la zone de déverrouillage de cette porte.
- Chacune des portes palières doit pouvoir être déverrouillée de l'extérieure à l'aide d'une clé.
- Chaque porte palière doit être munie d'un dispositif électrique de contrôle de fermeture conforme.

#### ■ Cabine :

- La charge nominale admissible de la cabine doit être calculée pour l'utilisation prévue de l'installation.
- La cabine doit être entièrement fermée par des parois, un plancher et un toit pleins ayant une résistance mécanique suffisante. Elle doit pouvoir résister au poids de la charge et du personnel y accédant pour le chargement et le déchargement.
- Sur le toit de la cabine doit être installé un coffret de manœuvre d'inspection, un dispositif d'arrêt d'urgence et un socle de prise de courant. Le dispositif d'arrêt d'urgence doit être facilement accessible depuis les portes palières.

#### ■ Organes de suspension :

- La cabines doit être suspendu par des câbles en acier ou par des chaînes. Le diamètre nominal des câbles doit être au minimum de 8 mm.

- Un dispositif évitant toute dérive intempestive de la cabine lors du chargement et du déchargement de celle-ci doit être prévu afin de garantir la sécurité des personnes.

- La cabine doit être équipée d'un système de parachute actionné par des limiteurs de vitesse au cas où existent des espaces accessibles aux personnes situés sous la trajectoire de la cabine.

■ *Guides :*

- La cabine doit être guidée par au moins deux guides rigides en acier.

■ *Commandes :*

- Aucune boîte de commande de l'installation ne peut être installée dans la cabine.

- Les commandes aux faces palières doivent être du type envoi/appel.

■ *Affiches :*

- Il doit exister en cabine une affiche indiquant la charge maximale admissible.

En cas d'utilisation d'un élévateur à fourches pour le chargement et déchargement de la cabine, un écriteau d'avertissement doit être fixé dans la cabine et sur les faces palières pour attirer l'attention des utilisateurs sur le poids supplémentaire de l'élévateur en cabine.

- Une affiche indiquant que le transport de personnes est interdit et ayant des dimensions suffisantes est à apposer de façon indélébile dans la cabine

■ *Installations électriques :*

- Les installations électriques doivent être conçues, réalisées, entretenues et exploitées conformément aux normes, prescriptions et directives de sécurité et aux règles de l'art et de sécurité normalement applicables, à savoir :

- a) les prescriptions allemandes afférentes DIN/VDE;
  - b) les normes européennes CENELEC, au fur et à mesure que celles-ci paraissent et remplacent les prescriptions DIN/VDE précitées;
- L'installation électrique des locaux humides doit être du type étanche.

■ *Entretien :*

- Les installations sont à maintenir continuellement en bon état d'entretien, de sécurité et de fonctionnement. Il doit être remédié sans délai à toutes les déficiences et anomalies constatées.
- L'entretien régulier des installations doit être assuré par un personnel qualifié.
- Chaque installation doit subir au moins tous les 12 mois une opération d'entretien et ce sans préjudice du nombre d'interventions pour l'entretien prévu par le constructeur ou demandé par l'organisme de contrôle.
- Lors des travaux de montage, d'entretien ou de réparation des installations toutes mesures efficaces doivent être prises pour protéger les travailleurs contre tout risque d'accident et toute atteinte à leur santé.
- Le personnel chargé d'effectuer des travaux aux installations doit être instruit des précautions à prendre pour éviter les dangers et doit disposer du matériel et de l'équipement de sécurité nécessaires pour sa propre protection et pour l'exécution des travaux.
- Ce même personnel doit avoir acquis les aptitudes nécessaires et doit avoir reçu les instructions, formations et formations continues requises.
- L'exécution des travaux doit être placée sous la surveillance permanente d'un responsable.

- Toutes précautions appropriées doivent être prises pour empêcher la mise en mouvement, soit accidentelle, soit par inadvertance d'une installation sur laquelle sont effectués des travaux.

- Toutes précautions appropriées doivent être prises pour empêcher la mise sous tension, soit accidentelle, soit par inadvertance d'une installation électrique sur laquelle sont effectués des travaux.

■ *Accidents – Incidents :*

- Sont à mettre hors service, chaque monte-charge industriel ayant été la cause d'un accident ou d'un incident grave ainsi que chaque monte-charge industriel ayant subi des avaries pouvant influencer la sécurité des personnes.

- Ces monte-charge industriels ne peuvent être remis en service qu'après délivrance d'un certificat de sécurité établi par un organisme de contrôle .

■ *Réceptions et contrôles périodiques :*

- Des examens, vérifications et essais de réception doivent être effectués par un organisme de contrôle avant toute mise en service d'un monte-charge industriel nouveau ainsi qu'après chaque transformation, chaque réaménagement, chaque incident et accident subis par le monte-charge industriel pouvant avoir eu une influence sur la sécurité de l'installation et ce avant la remise en service de ces installations.

- Des contrôles périodiques de l'installation sont à effectuer au moins tous les 12 mois par un organisme de contrôle.

- Il est recommandé que le propriétaire et l'exploitant ou une personne qu'ils délèguent à cet effet, ainsi qu'un représentant de l'entreprise chargée de l'entretien courant de l'installation accompagnent l'inspecteur de l'organisme de contrôle lors des réceptions, contrôles et vérifications.

- Lorsque l'inspecteur de l'organisme de contrôle qui procède aux examens, vérifications et essais constate une anomalie telle que la sécurité des personnes n'est plus garantie, il est tenu d'en avertir d'urgence l'exploitant de l'installation, de préférence en lui faisant contresigner son rapport provisoire de contrôle
  
- L'inspecteur de l'organisme de contrôle doit en plus indiquer dans un pareil cas les mesures à prendre immédiatement et il doit s'assurer qu'il y est obtempéré et que les risques inacceptables sont éliminés. A défaut, l'organisme de contrôle doit en informer sans délai l'Inspection du Travail et des Mines.

## Conclusion

L'évolution des appareils de levage est toujours en croissance. Ainsi des équipes à travers le monde travaillent chaque jour sur ce sujet dans le but d'améliorer les conditions d'utilisation, de conception, et d'entretien de ces appareils, surtout sur le plan sécurité où nous avons une réglementation qui est de plus en plus sévère.

Ce modeste travail nous a permis d'acquérir de profondes connaissances sur ce domaine, et de nous familiariser avec les règles à suivre pour le calcul du mécanisme de levage qui est le treuil à tambour.

Cependant nous tenons à signaler qu'actuellement, l'utilisation du tambour n'existe plus, mais on utilise des contrepoids. Ces derniers compensent le poids mort + la demi charge nominale. Certes le coût d'investissement initial est supérieur, mais le gain d'énergie à moyen et long terme peut s'avérer plus bénéfique. D'ailleurs à titre de comparaison, si au cours de notre étude nous avons utilisé un contrepoids, nous n'aurons besoin que d'un moto-réducteur de **15 Kw** de puissance.

Malgré le manque de documentation, qui est un handicap majeur, nous avons pu avoir des résultats qu'on espère seront satisfaisants. Aussi nous souhaiterions qu'à l'avenir d'autres étudiants reprennent le sujet pour pousser les calculs, mais en adoptant un mécanisme à poulie de traction et contrepoids.

## Références

- [1] M. Amiche , « Cours de résistance des matériaux » . ENP : 1998-1999.
- [2] R.Basquin , « Mécanique » , Tome I. Edition Mille 1975.
- [3] A.Chevalier « Guide du dessinateur industriel » .  
Edition Hachette 1989-1990.
- [4] Danfoss .Bauer S.A.R.L « Catalogue DG 99F des moto-réducteurs triphasés » . 309 Bd des technologies.BP104 . 54715 Ludres Cedex .France. [http:// www.bauer-France.fr](http://www.bauer-France.fr)
- [5] Fédération Européenne de manutention , « Règles pour le calcul des appareils de levage » . 2<sup>ème</sup> édition 1970.
- [6] J.Gillman , « Les engins de levage, techniques et applications ». Edition Dunod 1972.
- [7] F. Hadj Kacem, « Cours de FEN 149 : appareils de levage ». Université de Tlemcen.
- [8] Institut Algérien de Normalisation, « Recueil de normes ». Bd Med V. Alger.
- [9] S .Louis- Jacques, “ Ascenseurs et Monte-charge “. CEP édition , Paris 1982.
- [10] D. Spenle, R ; Gourhant « Guide de calcul en mécanique ». Edition Hachette. Paris 2000.

# Annexes

Tableau 1 : Caractéristique des câbles [7]

Caractéristiques des câbles					
Diamètre du câble	Diamètre des fils	Section du métal	Masse linéique	Charge de rupture effective en kN pour un acier	
				$\sigma_r =$ 1600 N/mm <sup>2</sup>	1800 N/mm <sup>2</sup>
mm	mm	mm <sup>2</sup>	kg/m		
Câble à 6 torons de 19 fils					
4,5	0,30	8,06	0,075	11	12,5
5,25	0,35	11,0	0,100	15,5	17,5
6,00	0,40	14,3	0,135	20	22,5
6,75	0,45	18,1	0,170	25	28,5
7,50	0,5	22,4	0,210	31	35
9,00	0,6	32,2	0,300	45	50
10,5	0,7	43,9	0,410	61	69
12,0	0,8	57,3	0,530	80	90
13,5	0,9	72,5	0,670	100	114
15,0	1,0	89,5	0,830	124	140
16,5	1,1	108	1,000	150	170
18,0	1,2	129	1,200	180	200
19,5	1,3	151	1,400	210	240
21,0	1,4	175	1,630	245	275
Câble à 6 torons de 37 fils					
6,3	0,3	15,7	0,145	21,5	24
8,4	0,4	27,9	0,260	38	42,5
10,5	0,5	43,6	0,405	59	67
14,7	0,7	85,4	0,790	116	130
21	1	174	1,620	235	265
25,2	1,2	251	2,830	340	385
29,4	1,4	342	3,200	465	520
33,6	1,6	446	4,150	610	680
42	2	697	6,500	950	1060

Tableau 2 : Gamme de puissance du moto-réducteur



*Danfoss*

P = 22 kW

50 Hz			i	Typ	m kg	F <sub>RN</sub> N	F <sub>RV</sub> N	60 Hz		
n <sub>2</sub> 1/min	M <sub>2</sub> Nm	f <sub>B</sub>						n <sub>2</sub> 1/min	M <sub>2</sub> Nm	f <sub>B</sub>
56	3750	1.1	26.44	BG80-../D18LA4	348	17900	-	67	3100	1.25
50	4200	1.0	29.36	"	"	18900	-	60	3500	1.15
43	4850	0.87	34.22	"	"	20200	-	52	4000	0.99
82	2550	3.2	17.96	BG90-../D18LA4	440	59800	-	98	2100	3.7
75	2800	3.0	19.67	"	"	62400	-	90	2300	3.4
65	3200	2.6	22.62	"	"	65000	-	78	2650	3.0
59	3550	2.4	24.78	"	"	65000	-	72	2900	2.7
49.5	4200	2.0	29.78	"	"	65000	-	60	3500	2.3
45	4650	1.8	32.62	"	"	65000	-	54	3850	2.1
38.5	5400	1.55	38.21	"	"	65000	-	46.5	4500	1.75
35	6000	1.4	41.85	"	"	65000	-	42.5	4900	1.6
30	7000	1.2	48.82	"	"	65000	-	36.5	5700	1.4
27.5	7600	1.1	53.46	"	"	65000	-	33	6300	1.25
26	8000	0.86	57.04	BG90Z-../D18LA4	493	65000	-	31	6700	0.96
23.5	8900	0.85	62.47	"	"	65000	-	28.5	7300	0.97

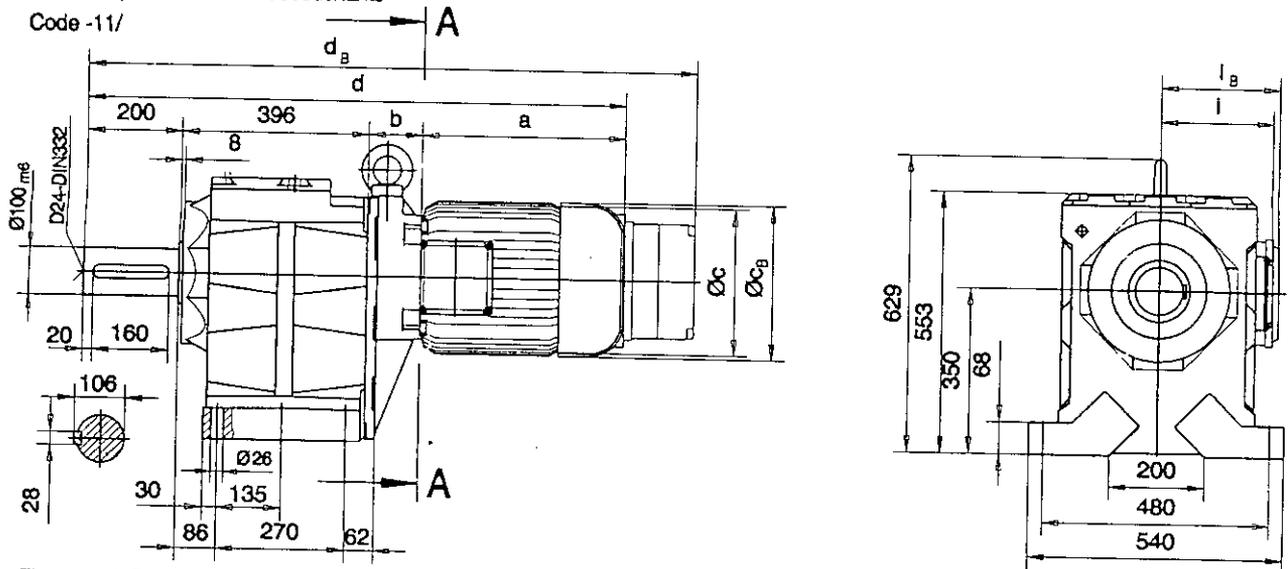
P = 30 kW

295	970	1.4	4.95	BG70-../D18XA4	312	6900	-	360	790	1.6
250	1140	1.4	5.87	"	"	8200	-	300	950	1.5
205	1390	1.45	7.14	"	"	8800	-	250	1140	1.55
173	1650	1.25	8.48	"	"	9500	-	210	1360	1.45
145	1970	1.05	10.09	"	"	10200	-	175	1630	1.2
122	2300	0.91	11.97	"	"	11200	-	148	1930	1.0
112	2550	0.82	13.08	"	"	11600	-	135	2100	0.94
250	1140	2.3	5.94	BG80-../D18XA4	366	8300	-	300	950	2.6
225	1270	2.3	6.60	"	"	9100	-	270	1060	2.6
176	1620	2.3	8.30	"	"	10400	-	215	1330	2.7
159	1800	2.2	9.21	"	"	10800	-	192	1490	2.5
128	2200	1.9	11.43	"	"	11600	-	154	1860	2.1
116	2450	1.7	12.69	"	"	12400	-	139	2050	1.95
94	3000	1.4	15.62	"	"	13700	-	113	2500	1.6
85	3350	1.25	17.35	"	"	14600	-	102	2800	1.4
74	3850	1.1	19.89	"	"	15500	-	89	3200	1.25
67	4250	0.99	22.09	"	"	16500	-	80	3550	1.1
56	5100	0.82	26.44	"	"	17900	-	67	4250	0.95
134	2100	3.3	10.90	BG90-../D18XA4	458	52300	-	162	1760	3.7
110	2600	2.9	13.37	"	"	55000	-	132	2150	3.3
100	2850	2.7	14.64	"	"	57000	-	121	2350	3.1
82	3450	2.4	17.96	"	"	59800	-	98	2900	2.7
75	3800	2.2	19.67	"	"	62400	-	90	3150	2.5
65	4400	1.9	22.62	"	"	65000	-	78	3650	2.2
59	4850	1.75	24.78	"	"	65000	-	72	3950	2.0
49.5	5700	1.45	29.78	"	"	65000	-	60	4750	1.55
45	6300	1.35	32.62	"	"	65000	-	54	5300	1.5
38.5	7400	1.15	38.21	"	"	65000	-	46.5	6100	1.3
35	8100	1.05	41.85	"	"	65000	-	42.5	6700	1.2
30	9500	0.88	48.82	"	"	65000	-	36.5	7800	1.0
27.5	10400	0.81	53.46	"	"	65000	-	33	8600	0.95

**Tableau 3 : Dimensions du moto-réducteur**

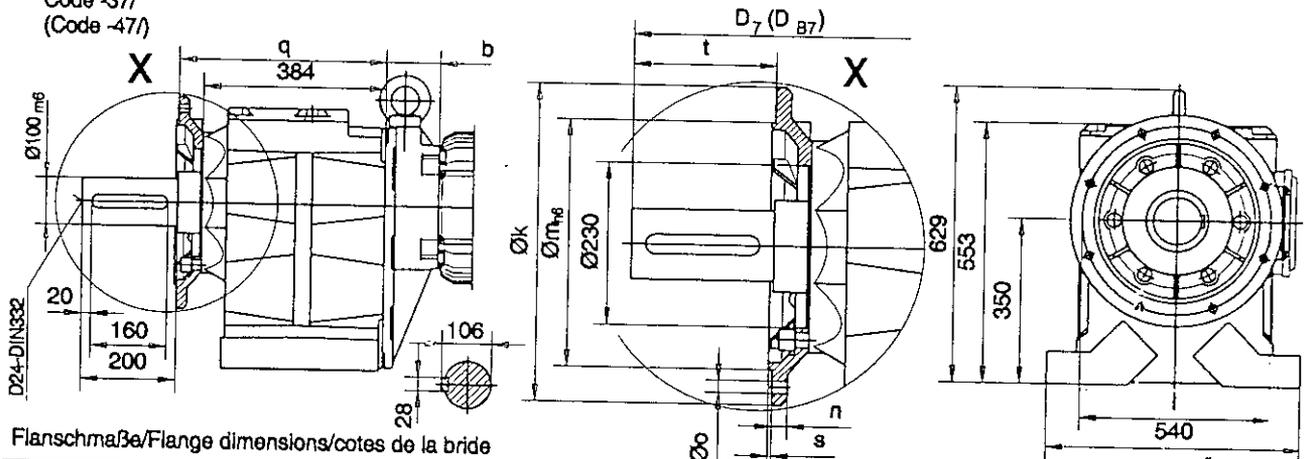
Fußausführung mit Durchgangslöchern/Foot mounting with clearance holes/ fixation à pied avec trous débouchants

Code -11/



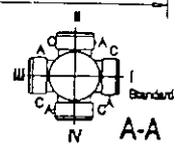
Flansch mit Durchgangslöchern/Flange with clearance holes/bride avec trous débouchants

Code -37/  
(Code -47/)



Flanschmaße/Flange dimensions/cotes de la bride

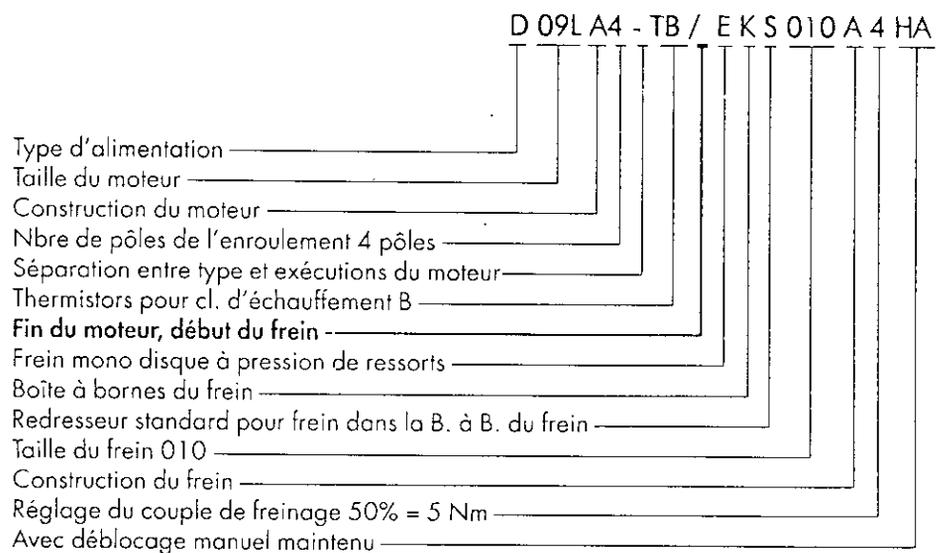
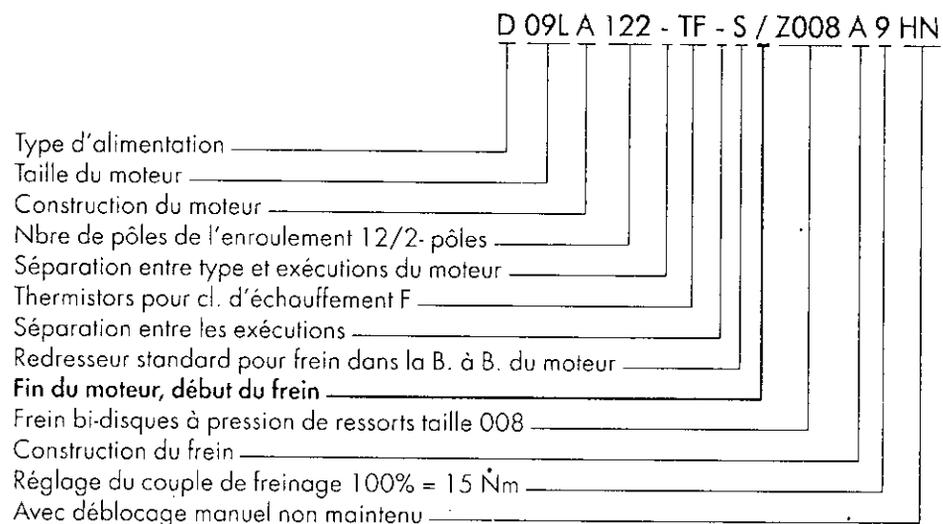
BG90(Z)	k	l	m	n	o	q	s	t	D <sub>7</sub>	D <sub>B7</sub>
Standard -37/	Ø450	400	Ø350	22	Ø17.5	439	5	200	d+43	d <sub>B</sub> +43
groß/big/grand -47/	Ø550	500	Ø450	22	Ø17.5	444	5	185	d+43	d <sub>B</sub> +43



Typ/Type/Type	a	b	c	d	l	l <sub>B</sub>	Ausführung mit Bremse / with brake / avec frein											
							E005-E008		Z005-Z008		E010-E015		Z010-Z015		E025		Z025	
							c <sub>B</sub>	d <sub>B</sub>	c <sub>B</sub>	d <sub>B</sub>	c <sub>B</sub>	d <sub>B</sub>	c <sub>B</sub>	d <sub>B</sub>	c <sub>B</sub>	d <sub>B</sub>	c <sub>B</sub>	d <sub>B</sub>
BG90Z-.1/D09..	251	267	176	1114	122	122	192	1192	192	1207	192	1200	192	1213	192	1214	192	1239
Typ/Type/Type	a	b	c	d	l	l <sub>B</sub>	E010-E015		Z010-Z015		E025		Z025		E050-E075		Z050-Z075	
							c <sub>B</sub>	d <sub>B</sub>	c <sub>B</sub>	d <sub>B</sub>	c <sub>B</sub>	d <sub>B</sub>	c <sub>B</sub>	d <sub>B</sub>	c <sub>B</sub>	d <sub>B</sub>	c <sub>B</sub>	d <sub>B</sub>
BG90Z-.1/D11..	319	274	218	1189	181	185	230	1275	230	1291	230	1290	230	1317	230	1320	230	1341
Typ/Type/Type	a	b	c	d	l	l <sub>B</sub>	E050-E075		Z050-Z075		E100-E150		Z100-Z150					
							c <sub>B</sub>	d <sub>B</sub>	c <sub>B</sub>	d <sub>B</sub>	c <sub>B</sub>	d <sub>B</sub>	c <sub>B</sub>	d <sub>B</sub>				
BG90-.1/D13..	393	100	258	1089	217	217	277	1223	277	1241	277	1240	277	1262				
BG90Z-.1/D13..	393	287	258	1276	217	217	277	1410	277	1428	277	1427	277	1449				
BG90-.1/D16..	429	114	310	1139	243	243	326	1272	326	1291	326	1288	326	1310				
BG90Z-.1/D16..	429	301	310	1326	243	243	326	1459	326	1478	326	1475	326	1497				
BG90-.1/D18..	528	136	368	1260	288	288					366	1418	366	1440				
BG90Z-.1/D18..	528	323	348	1447	288	288					366	1605	366	1627				

## Tableau 4 : Désignation des frein

### Désignation et codification des freins



**Tableau 5 : Caractéristiques techniques des freins**

Caractéristiques techniques des freins

Type	M <sub>Br</sub> Nm	t <sub>A</sub> ms	P <sub>el</sub> W	W <sub>rot</sub> 10 <sup>3</sup> J	W <sub>th</sub> 10 <sup>3</sup> J	W <sub>L</sub> 10 <sup>6</sup> J	M <sub>red</sub> Nm
E003B	3	12	20	15	140	85	2,2 / 1,5
E..005A	5	15	25	50	250	100	4 / 3 / 2,5 / 1,5
Z..005A	10	15	25	50	250	150	8 / 6,5 / 5 / 3,3
E..008A	7,5	7	25	50	250	50	6 / 4,5
Z..008A	15	7	25	50	250	100	12 / 9
E..010A	10	10	45	50	350	200	8 / 6,5 / 5
Z..010A	25	15	45	50	350	300	20 / 16 / 12,5 / 8,3
E..015A	15	10	45	50	350	200	12 / 10 / 7,5
Z..015A	30	15	45	50	350	300	15 / 20 / 15
E..025A	25	20	70	75	450	300	20 / 16 / 12,5
Z..025A	50	20	70	75	450	400	40 / 32 / 25 / 16,5
E..050A	50	25	115	100	600	500	45 / 37 / 30 / 25
Z..050A	100	25	115	100	600	500	90 / 75 / 60 / 50 / 38
E..075A	75	30	115	100	600	500	65 / 56
Z..075A	150	30	115	100	600	600	130 / 110 / 75 / 56
E..100A	100	50	135	150	700	600	90 / 75 / 60
Z..100A	200	50	135	150	700	750	180 / 150 / 100 / 75
E..150A	150	60	135	150	700	600	130 / 110
Z..150A	400	60	135	150	700	600	350 / 300 / 200 / 150

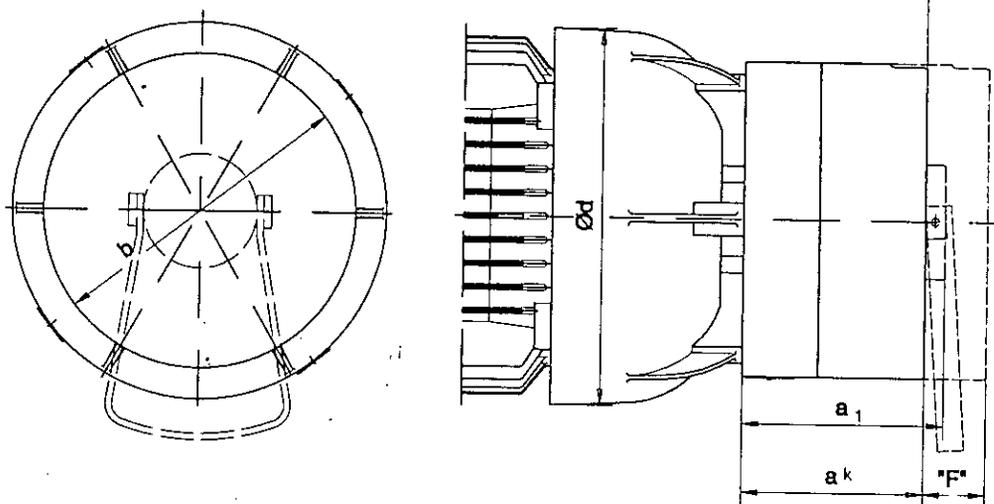
Freins de taille supérieure sur demande

M <sub>Br</sub>	Couple de freinage nominal
t <sub>A</sub>	Temps de réponse du frein sur interruption par contact auxiliaire côté continu de l'alimentation du frein (une coupure côté alternatif du circuit d'alimentation augmente considérablement ce temps de réponse - t <sub>A</sub> x 10 environ - solution à écarter pour les applications avec positionnement.)
P <sub>el</sub>	Puissance électrique absorbée par la bobine magnétique
W <sub>rot</sub>	Capacité de travail par manoeuvre
W <sub>th</sub>	Capacité de travail par heure (limite thermique)
W <sub>L</sub>	Somme de travail que peut assurer le frein avant changement de(s) disque(s) de friction
M <sub>red</sub>	Valeur de réglage pour couple de freinage réduit (temps de réponse et valeurs caractéristiques des freins sur demande)

**Tableau 6 : Dimensions du frein**

Freins bidisques  
Z 050 - Z 150

Normallänge der Antriebseinheit + ML  
Normal length of drive unit + ML  
Longueur normale de l'unité d'entraînement + ML



Motor	Bremse	Nennbremsmoment	ML(mm) Mehrlänge mit Bremse	Maße (mm)				Mehrgewicht	Freiraum zur Demontage der Bremse "F"
Motor	Brake	Rated brake torque	ML(mm) Additional length with brake	Dimensions (mm)				Add. weight	Free space for removing brake "F"
Moteur	Frein	Couple nominal du frein	ML(mm) Longuer supplémentaire pour frein	Cotes (mm)				Poids suppl.	Dégagement pour démontage du frein "F"
		Nm		a <sup>k</sup>	a <sub>1</sub>	b	d	kg	
D11	Z050	100	152	133	143	192	230	30	53
	Z075	150	152	133	143	192	230	30	53
D13	Z050	100	154	133	143	192	275	31	53
	Z075	150	154	133	143	192	275	31	53
	Z100	200	173	152	162	242	275	45	58
	Z150	400	173	152	162	242	275	45	58
D16	Z050	100	152	133	143	192	326	31	53
	Z075	150	152	133	143	192	326	31	53
	Z100	200	171	152	162	242	326	47	58
	Z150	400	171	152	162	242	326	47	58
D18	Z100	200	180	152	162	242	366	50	58
	Z150	400	180	152	162	242	366	50	58

Tableau 7 : Choix des boulons

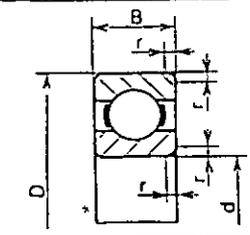
d	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	(14)	16	20	24	30	36	42	48	56	64			
Pas	0,35	0,4	0,45	0,5	0,7	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6			
a				5,5	7	8	10	13	16	18	21	24	30	36	46	55	65	75	85	95			
b				2	2,8	3,5	4	5,5	6,4	7,5	8,8	10	12,5	15	18,7	22,5	26	30	35	40			
c	3	3,8	4,5	5,5	7	8,5	10	13	16	18	21	24	30	36	45	54	63	72					
e	3,6	4,4	5,5	6,3	9,4	10,4	12,6	17,3	20														
f	1	1,3	1,6	2	2,6	3,3	3,9	5	6	7	8	9	11										
g	3,2	4	5	5,6	8	9,5	12	16	20														
h	1	1,3	1,5	1,8	2,4	3	3,6	4,8	6														
j	3,52	4,4	5,5	5,5	8,4	9,3	11,3	15,8	18,3	22,5	26	30	38										
k	1,5	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	14	17	19	22	27	32	36					
m	1,4	0,5	0,6	0,8	1	1,2	1,6	2	2,5	3	3	4	5										
n	0,9	1,3	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	10	12										
Longueur l	LONGUEURS FILETÉES MINIMALES x*																						
2,5	2,5																						
3	3	3																					
4	4	4	4																				
5	5	5	5	5																			
6	6	6	6	6	6																		
8	8	8	8	8	8	8																	
10	10	10	10	10	10	10	10																
12	12	12	12	12	12	12	12	12															
16	16	16	16	16	14	16	16	16	16														
20		16	17	20	14	20	20	20	20	20													
25			17	18	14	16	18	25	25	25	25	25											
30				18	14	16	18	30	30	30	30	30	30										
35					14	16	18	22	35	35	35	35	35										
40					14	16	18	22	26	40	40	40	40	40									
45						16	18	22	26	30	45	45	45	45	45								
50							16	18	22	26	30	34	50	50	50	50							
55								18	22	26	30	34	38	55	55	55	55						
60								18	22	26	30	34	38	60	60	60	60						
65									22	26	30	34	38	46	65	65	65						
70									22	26	30	34	38	46	70	70	70						
80									22	26	30	34	38	46	70	70	70						
90									26	30	34	38	46	54	80	80	80						
100									26	30	34	38	46	54	66	100							
110										30	34	38	46	54	66	78							
120											34	38	46	54	66	78							
130												34	38	46	54	66	78						
140													34	38	46	54	66	78		Vis fabriquées			
150														38	46	54	66	78		généralement sur			
160															38	46	54	66	78				
180																46	54	66	78	commande			
200																	46	54	66	78			
220																		54	66	78			
240																			54	66	78		
260																				66	78		
280																					66	78	
300																						66	78

Exemple de désignation d'une vis à tête hexagonale, de cotés d = 10, filetage métrique ISO (on indique le pas 1,5 sous la forme M 10 x 1,5, si l'on redoute la confusion avec un autre pas), l = 50 et de classe de qualité 8.8 (ou la matière, voir chapitre 37).  
 Vis H, M 10<sup>h</sup> — 50, 8.8, NFE 25-112

\* Vis H, vis O, seules les dimensions encadrées sont normalisées.  
 \*\* Le diamètre du filetage peut éventuellement être suivi de la tolérance de fabrication : 6 g.

Tableau 8 : Roulement BC à une rangée de billes à contact radial

40-70 ÉCARTS SUR LA LARGEUR B DES ROULEMENTS (sauf roulements à rouleaux coniques)				40-71 ROULEMENTS À UNE RANGÉE DE BILLES, À CONTACT RADIAL, SANS ENCOCHE DE REMPLISSAGE												Type BC												
Valeurs en micromètres (µm)	Alésage d		Écart supérieur	Écart inférieur	Exemple de désignation, voir § 40.3.																							
	de 3 à 50 inclus		0	- 120	Série de dimensions 10				Série de dimensions 02				Série de dimensions 03				Série de dimensions 04											
	50 à 80		0	- 150	D	B	r	C <sub>0</sub> daN	C daN	n max* tr/min	D	B	r	C <sub>0</sub> daN	C daN	n max* tr/min	D	B	r	C <sub>0</sub> daN	C daN	n max* tr/min	D	B	r	C <sub>0</sub> daN	C daN	n max* tr/min
	80 à 120		0	- 200	Série de dimensions 10				Série de dimensions 02				Série de dimensions 03				Série de dimensions 04											
120 à 180		0	- 250	Série de dimensions 10				Série de dimensions 02				Série de dimensions 03				Série de dimensions 04												
3	3	3	0	- 120	10	4	0,15	17	48,8	48000	16	5	0,3	44	111	40000	19	6	0,3	72	172	38000	22	7	0,3	134	325	38000
4	4	4	0	- 150	13	5	0,2	31,5	84,4	45000	16	5	0,3	44	111	40000	19	6	0,3	72	172	38000	22	7	0,3	134	325	38000
5	5	5	0	- 200	15	5	0,3	44	111	40000	19	6	0,3	72	172	38000	22	7	0,3	134	325	38000	26	8	0,3	196	462	28000
6	6	6	0	- 250	19	6	0,3	72	172	38000	22	7	0,3	134	325	38000	26	8	0,3	196	462	28000	30	9	0,6	224	507	30000
8	8	8	0	- 250	22	7	0,3	134	325	38000	26	8	0,3	196	462	28000	30	9	0,6	224	507	30000	35	11	0,6	250	559	28000
9	9	9	0	- 250	24	7	0,3	153	371	36000	26	8	0,3	196	462	28000	30	9	0,6	224	507	30000	35	11	0,6	250	559	28000
10	10	10	0	- 250	26	8	0,3	196	462	28000	30	9	0,6	224	507	30000	35	11	0,6	250	559	28000	40	12	0,6	280	605	24000
12	12	12	0	- 250	28	8	0,3	224	507	26000	32	10	0,6	310	689	28000	37	12	1	465	975	19000	40	12	0,6	280	605	24000
15	15	15	0	- 250	32	10	0,6	310	689	28000	37	12	1	465	975	19000	40	12	0,6	280	605	24000	42	13	1	540	114	20000
17	17	17	0	- 250	35	11	0,6	355	780	24000	42	13	1	540	114	20000	47	14	1	655	1350	19000	47	14	1	655	1350	19000
20	20	20	0	- 250	35	11	0,6	355	780	24000	42	13	1	540	114	20000	47	14	1	655	1350	19000	52	15	1,1	780	1590	16000
25	25	25	0	- 250	42	12	0,6	450	956	20000	47	14	1	655	1350	19000	52	15	1,1	780	1590	16000	52	15	1,1	780	1590	16000
30	30	30	0	- 250	47	12	0,6	560	1120	18000	52	15	1,1	780	1590	16000	52	15	1,1	780	1590	16000	52	15	1,1	780	1590	16000
35	35	35	0	- 250	55	13	1	680	1330	15000	62	16	1	1000	1950	13000	72	17	1,1	1370	2550	11000	62	16	1	1000	1950	13000
40	40	40	0	- 250	62	14	1	850	1590	13000	72	17	1,1	1370	2550	11000	80	21	1,5	1800	3320	10000	72	17	1,1	1370	2550	11000
45	45	45	0	- 250	68	15	1	930	1660	12000	80	18	1,1	1660	3070	10000	80	18	1,1	1660	3070	10000	80	18	1,1	1660	3070	10000
50	50	50	0	- 250	75	16	1	1220	2120	11000	85	19	1,1	1660	3070	10000	90	23	1,5	2240	4100	9000	85	19	1,1	1660	3070	10000
55	55	55	0	- 250	80	16	1	1320	2160	10000	90	20	1,1	1960	3510	8500	100	25	1,5	3000	5270	8000	90	20	1,1	1960	3510	8500
60	60	60	0	- 250	90	18	1,1	1700	2810	9000	100	21	1,5	2500	4360	7500	110	27	2	3600	6180	7500	100	21	1,5	2500	4360	7500
65	65	65	0	- 250	95	18	1,1	1830	2960	8000	110	22	1,5	2800	4750	7000	120	29	2	4150	7150	6700	110	22	1,5	2800	4750	7000
70	70	70	0	- 250	100	18	1,1	1960	3070	7500	120	23	1,5	3400	5590	6300	130	31	2,1	4800	8190	6000	120	23	1,5	3400	5590	6300
75	75	75	0	- 250	110	20	1,1	2450	3770	7000	125	24	1,5	3750	6180	6000	140	33	2,1	5600	9230	5600	130	25	1,5	4050	6630	5600
80	80	80	0	- 250	115	20	1,1	2600	3970	6700	130	25	1,5	4050	6630	5600	150	35	2,1	6300	10400	5300	140	26	2	4500	7020	5300
85	85	85	0	- 250	125	22	1,1	3150	4750	6300	140	26	2	4500	7020	5300	160	37	2,1	7200	11200	5000	150	28	2	5300	6320	5000
90	90	90	0	- 250	130	22	1,1	3350	4940	6000	150	28	2	5300	6320	5000	170	39	2,1	8000	12400	4500	160	30	2	6200	9560	4500
95	95	95	0	- 250	148	24	1,5	3900	5850	5600	160	30	2	6200	9560	4500	180	41	3	9000	13300	4300	170	32	2,1	6950	10800	4300
100	100	100	0	- 250	145	24	1,5	4150	6050	5300	170	32	2,1	6950	10800	4300	190	43	3	9600	14300	4000	180	34	2,1	7800	12400	4000
100	150	24	1,5	4150	6050	5300	170	32	2,1	6950	10800	4300	190	43	3	11000	15300	3800	12000	17400	3600	215	47	3	13200	17400	3600	



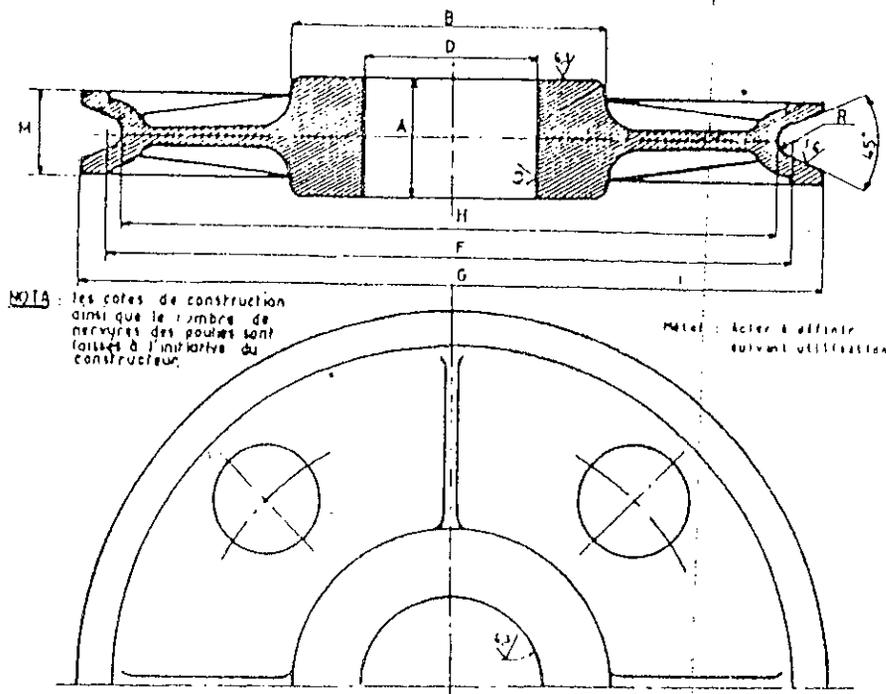
Type BC  
 P = protection d'un seul côté par flasque | E = protection d'un seul côté par joint  
 PP = protection des deux côtés par flasques | EE = protection des deux côtés par joints

\* Pour une lubrification à la graisse réduire ces valeurs de 20 %.

Valeurs d'après S.K.F.

Tableau 9 : Choix des poulies

POULIES À CÂBLES  
PRÉ-ALÉSÉES



Force du crochet (kgf)	H diamètre poulie	A	B	D	F	G	M	R
6 000	400	70	180	70	418	460	50	9
10 000	500	80	200	80	524	570	60	12
16 000	630 A	96	206	100	659	720	75	14,5
20 000	630 B	100	240	130	662	720	75	16
25 000	710 A	110	270	140	745	880	80	17,5
32 000	630 C	110	306	180	660	720	75	15
40 000	630 D	110	306	180	662	720	75	16
50 000	710 B	110	336	200	745	800	80	17,5
60 000	800	130	356	220	837	900	90	18,5

Tableau 10 : Roulement type BT à une rangée de billes à contact oblique

40 73 ROULEMENT À UNE RANGÉE DE BILLES, À CONTACT OBLIQUE							40 74 ROULEMENTS À DEUX RANGÉES DE BILLES, À CONTACT OBLIQUE AVEC ENCOCHE DE REMPLISSAGE																	
Type BT							Type BE																	
Angle de contact $\alpha = 40^\circ$																								
Exemple de désignation, voir § 40.3.							Exemple de désignation, voir § 40.3.																	
d	Série de dimensions 02						Série de dimensions 03						Série de dimensions 32						Série de dimensions 33					
	D	B	r	C <sub>0</sub> daN	C daN	n max* tr/min	D	B	r	C <sub>0</sub> daN	C daN	n max* tr/min	D	B	r	C <sub>0</sub> daN	C daN	n max* tr/min	D	B	r	C <sub>0</sub> daN	C daN	n max* tr/min
10	30	9	0,6	212	494	28000							30	14	0,6	530	923	22000						
12	32	10	0,6	305	702	24000							32	14	0,6	620	1050	20000	37	17	1	780	1300	18000
15	35	11	0,6	355	806	22000	42	13	1	530	1170	19000	35	14	0,6	710	1190	17000	42	17	1	900	1480	15000
17	40	12	0,6	475	995	19000	47	14	1	720	1480	17000	40	16	0,6	900	1480	15000	47	19	1	1250	1950	13000
20	47	14	1	655	1330	16000	52	15	1,1	850	1740	15000	47	18	1	1120	1780	13000	52	21	1,1	1500	2340	12000
25	52	15	1	765	1480	14000	62	17	1,1	1270	2420	12000	52	18	1	1250	1900	11000	62	24	1,1	2080	3150	10000
30	62	16	1	1100	2030	12000	72	19	1,1	1700	3120	10000	62	20	1	1760	2600	9500	72	27	1,1	2600	4100	8500
35	72	17	1,1	1500	2700	10000	80	21	1,5	2040	3640	9500	72	23	1,1	2450	3510	8000	80	31	1,5	3550	5070	7500
40	80	18	1,1	1850	3190	9000	90	23	1,5	2550	4490	8500	80	23	1,1	2700	3710	7000	90	33	1,5	4000	5590	6700
45	85	19	1,1	2120	3580	8500	100	25	1,5	3450	5850	7500	85	23	1,1	2900	3900	6700	100	36	1,5	5000	6690	6000
50	90	20	1,1	2280	3770	7500	110	27	2	4500	6760	6700	90	23	1,1	3200	4100	6000	110	40	2	6100	8190	5300
55	100	21	1,5	2850	4620	7000	120	29	2	4600	7930	6000	100	25	1,5	3550	4490	5600	120	43	2	7350	9750	5000
60	110	22	1,5	3550	5590	6300	130	31	2,1	5600	9040	5600	110	28	1,5	4500	5720	5300	130	46	2,1	8650	11200	4500
65	120	23	1,5	4150	6370	5600	140	33	2,1	6400	10100	5300	120	31	1,5	5400	6760	4800	140	48	2,1	9300	12100	4300
70	125	24	1,5	4450	6890	5600	150	35	2,1	7200	11400	4800	125	31	1,5	5850	7020	4300	150	51	2,1	10800	13800	3800
75	130	25	1,5	4900	7150	5300	160	37	2,1	8150	12500	4500	130	31	1,5	6200	7280	4000						
80	140	26	2	5500	8060	4800	170	39	2,1	9150	13500	4300	140	33	2	6950	8050	3800						
85	150	28	2	6300	9040	4500	180	41	3	10200	14600	4000	150	35	2	8000	9360	3600						
90	160	30	2	7350	10600	4300	190	43	3	11400	15600	3800	160	40	2	9650	11200	3400						
95	170	32	2,1	8500	12100	4000	200	45	3	12500	16800	3600												
100	180	34	2,1	9150	13000	3800	215	47	3	15000	19000	3400												
105	190	36	2,1	10200	14300	3600	225	49	3	16300	20300	3200												
110	200	38	2,1	11400	15300	3400	240	50	3	19300	22500	3000												

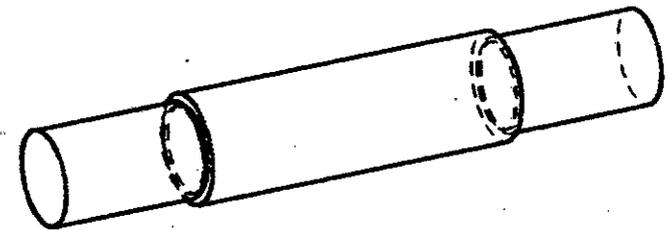
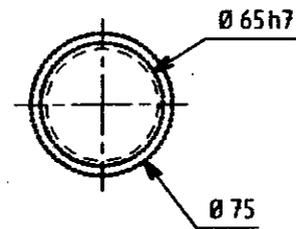
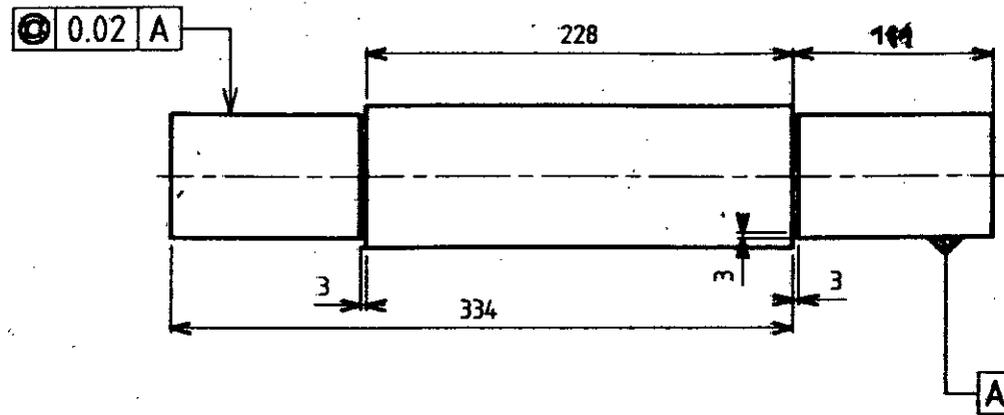
\* Pour une lubrification à la graisse, réduire ces valeurs de 20 %.

\*\* Ecartis sur la largeur B voir tableau 40-70.

Tableau 11 : Caractéristiques mécaniques de quelques aciers

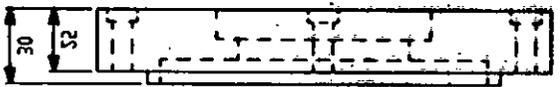
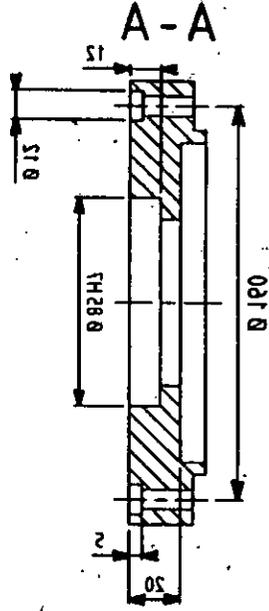
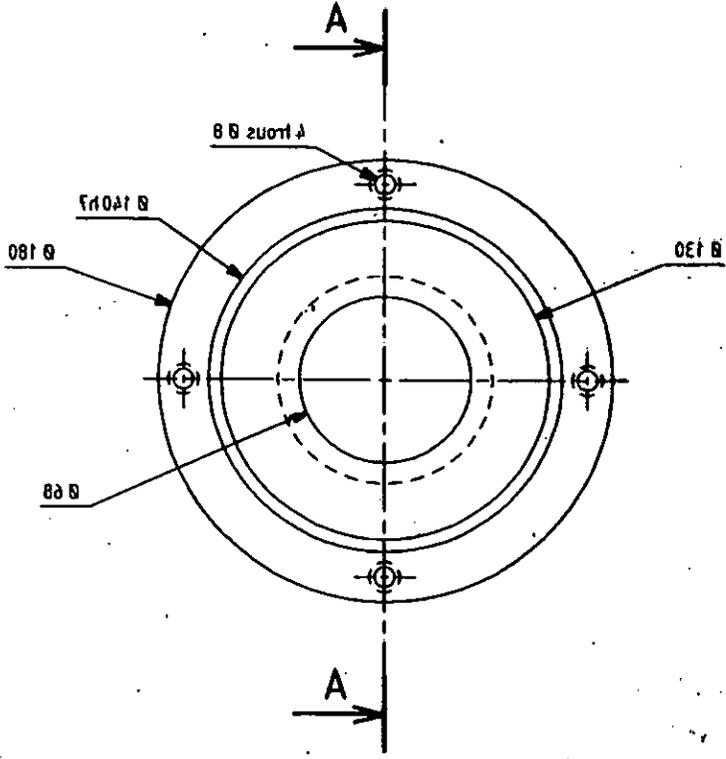
TABLÉAU 3. — Caractéristiques mécaniques de quelques aciers ayant subi un traitement thermique.

MATÉRIAUX	TRAITEMENT THERMIQUE	LIMITE élastique R <sub>e</sub> daN/mm <sup>2</sup>	RÉSISTANCE à la rupture R daN/mm <sup>2</sup>	ALLON- GEMENT A %	K daJ/cm <sup>2</sup>	EXEMPLES D'UTILISATION
Acier au carbone mi-dur	Trempé et revenu à 600°	55 à 65	75 à 85	15 à 12	> 5	Pièces de machines di- verses soumises à des efforts peu élevés — Arbres — Boulons — Pièces de forge.
Acier au carbone dur	Trempé et revenu à 600°	65 à 75	92 à 95	13 à 10		
Acier au carbone très dur	Trempé et revenu à 600°	75 à 85	95 à 110	11 à 8		
Acier au nickel de cémenta- tion. (C < 0,18% — Ni : 1,8 à 2,5%)	Recuit Trempé à l'eau à 900°	30 à 35 42 à 50	42 à 47 55 à 65	28 à 25 23 à 20	> 14 > 12	Essieux, furées, rivets, boulons à l'état cé- menté ou non. Tôles. Pièces soumises à des vibrations et des chocs répétés.
Acier de cémentation au nickel chrome. (C : 0,08 à 0,12 % Ni : 2 à 3,5 % Cr : 0,60 à 1 %) )	Recuit à 700°	45 à 58	65 à 75	20 à 16	10	Arbres de trains bala- deurs, cames et engre- nages cémentés et trempés. 5 Bielles — Vilebrequins 10 Essieux trempés et re- venus.
	Trempé à l'huile à 850° Trempé et revenu à 850°	95 à 110 70 à 75	115 à 130 80 à 90	10 à 7 15 à 12	5 10	
Acier au chrome-nickel ni- lybdène. (C : 0,30 à 0,40 % Ni : 4,5 à 5 % Cr : 0,25 à 0,40 % Mo : 0,7 à 2 %)	Recuit à 850°	50	75	20		Vilebrequins Demi-arbres de ponts arrière d'automobile. Petits pignons.
	Trempé à l'huile 850° Revenu 200°	140	160	7,5	5	
	Trempé à l'huile 850° Revenu 650°	90	100	15	9	
Acier manganésif-siliceux. (C : 0,1 % — Mn : à 0,5 % Si : 1,8 %)	Recuit à 900°	48 à 52	75 à 95	18 à 12		Arbres et vilebrequins trempés et revenus — Engrenages non cémentés.
	Trempé à l'huile à 900° Revenu à 650°	70 à 90	90 à 110	18 à 12		

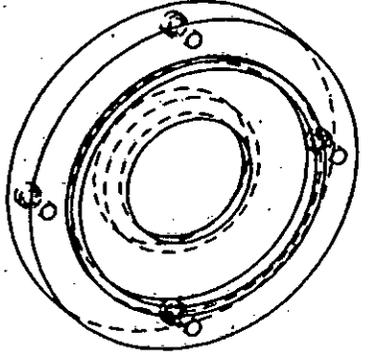


المكتبة الوطنية المتعددة التخصصات  
 المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
 Ecole Nationale Polytechnique

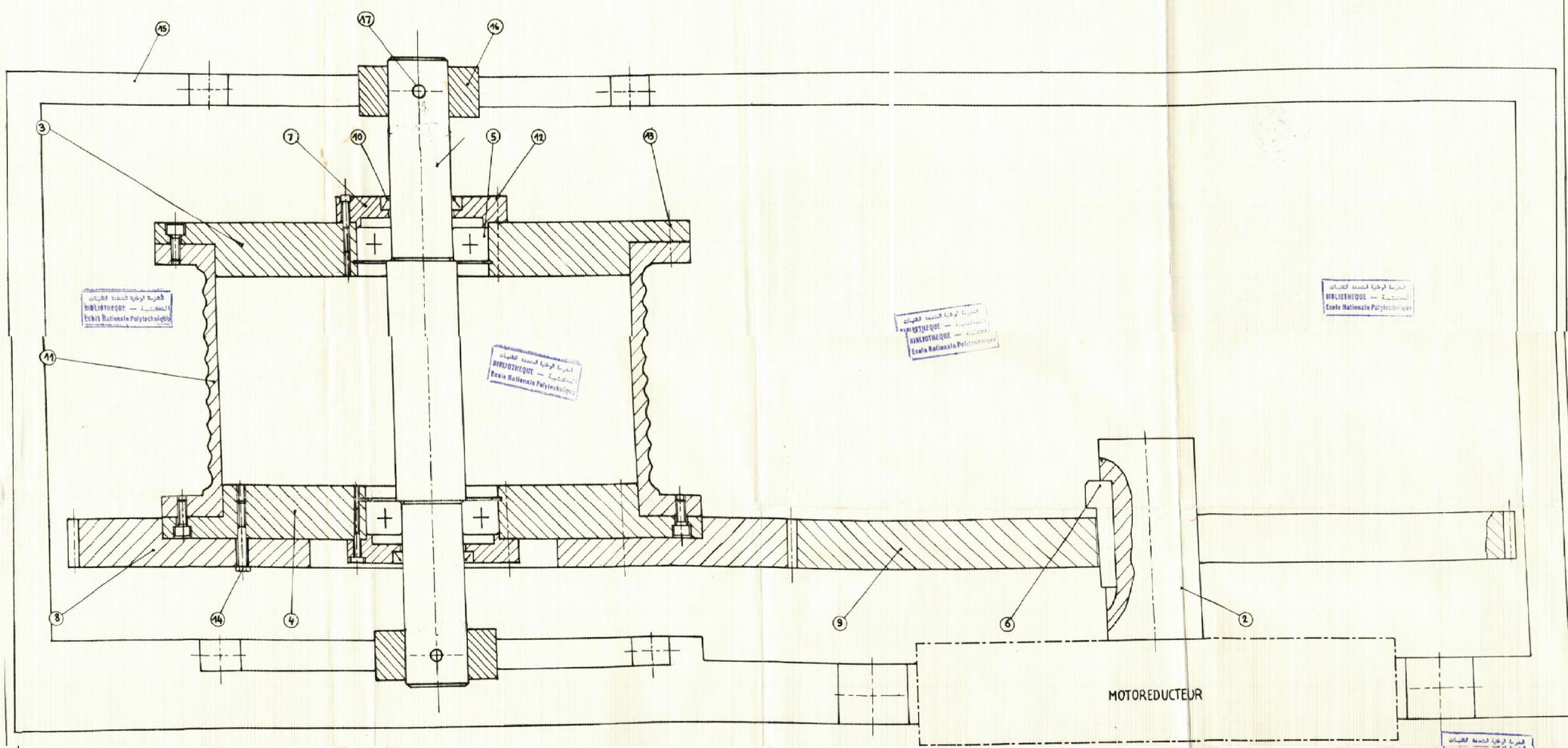
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE				
Echelle :	Masse		ARBRE	ENP Dépt. Génie Mécanique
1:3				
Etudiant	Belkherroubi			
Promoteurs	Madani	Guergueb		
Président	Belhadeb			
Examineur	Belkacemi			



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
 المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
 Ecole Nationale Polytechnique



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			Masse	Echelle :
COUVERCLE				1 : 3
Dpt. Génie Mécanique ENP			Belkhemoudi	Etudiant
			Gueroueb	Promoteur Mabdani
			Belhabef	Président
			Belkacemi	Examinateur



MOTOREDUCTEUR

REPERE	NB	DESIGNATION	MATIERE	OBSERVATIONS
17	2	Couplette	acier	-
16	2	Support	acier	-
15	1	Solet	acier	-
14	4	vis M 6x16 MS 45	acier	-
13	8	vis C HC M6-25	acier	-
12	8	vis C HC M10-50	acier	-
11	1	rouleau	acier	-
10	2	rouleau à bille type H 65-85-12	acier	-
9	1	engrenage conique d. 75/2-150	acier	(retrouvé)
8	1	engrenage droit m=5 d=150 z=150	acier	(retrouvé)
7	2	couvercle	acier	-
6	1	clévisse incluse type A 28x30x8	acier	-
5	2	Rit à une rampe de billes à contact radial 65x16x31-6313	acier	-
4	1	flange m 16	acier	-
3	1	flange m 22	acier	-
2	1	arbre moteur	acier	(retrouvé)
1	1	Arbre	acier	-

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle: 1/10

Etat: Revisé

Projetant: Belkacem

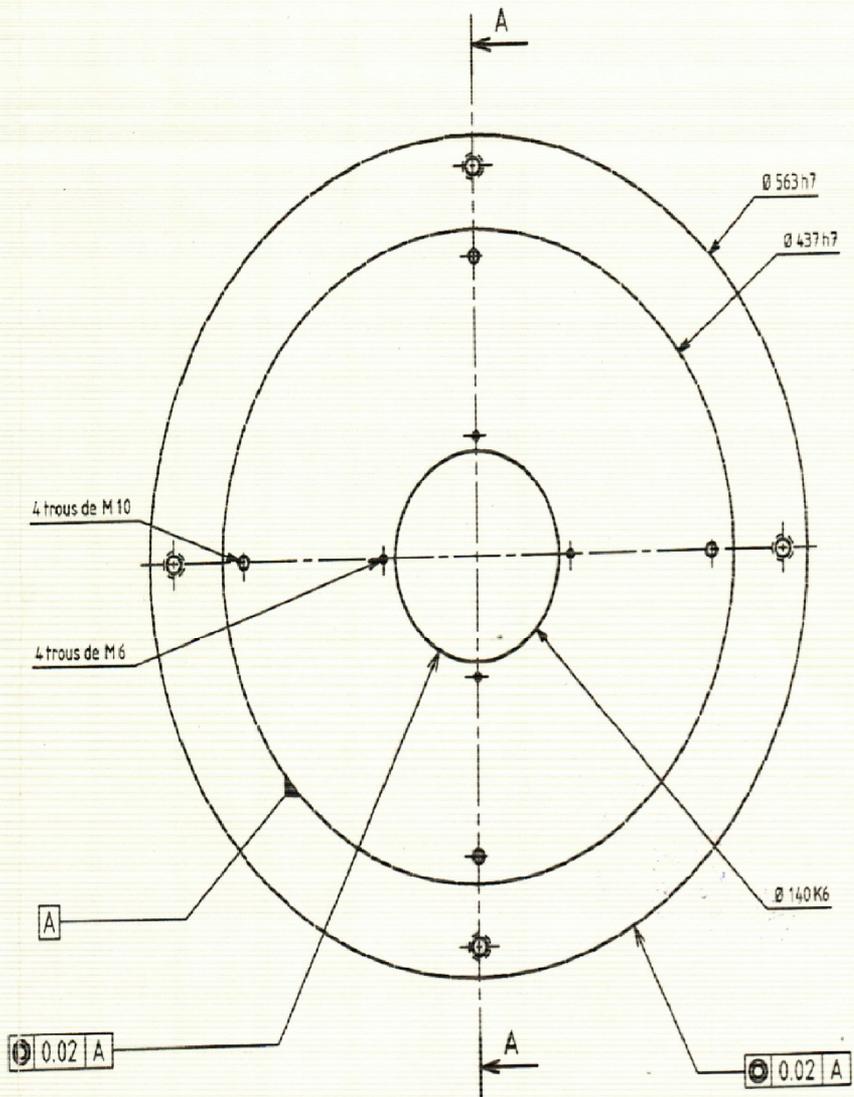
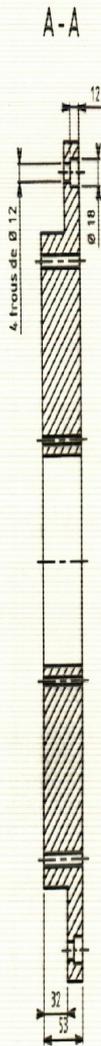
Président: Belkacem

Examinateur: Belkacem

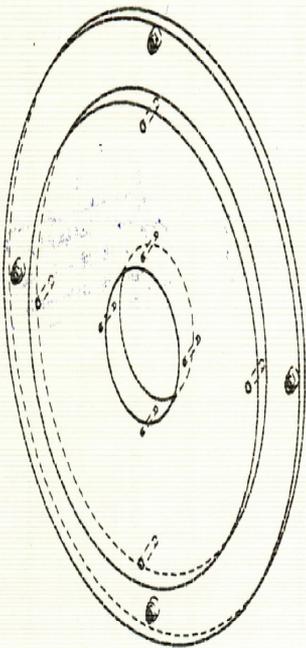
**MECANISME DE LEVAGE**

ENP  
Dépt. Génie Mécanique

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
 المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
 Ecole Nationale Polytechnique

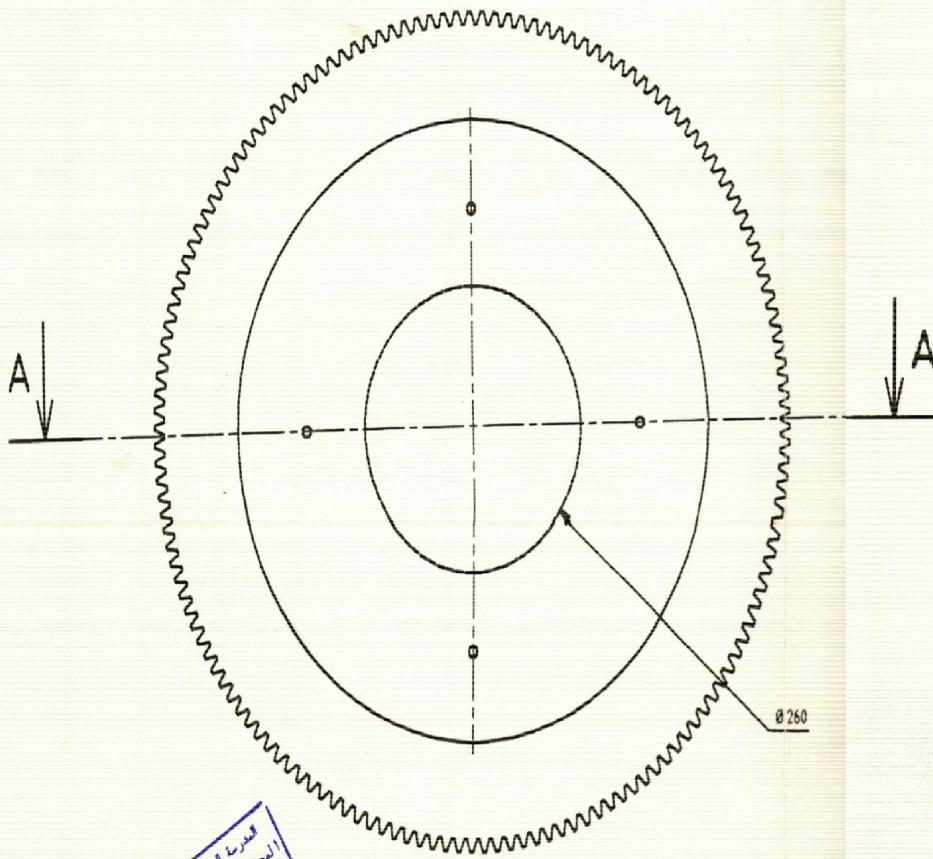


المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
 المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
 Ecole Nationale Polytechnique



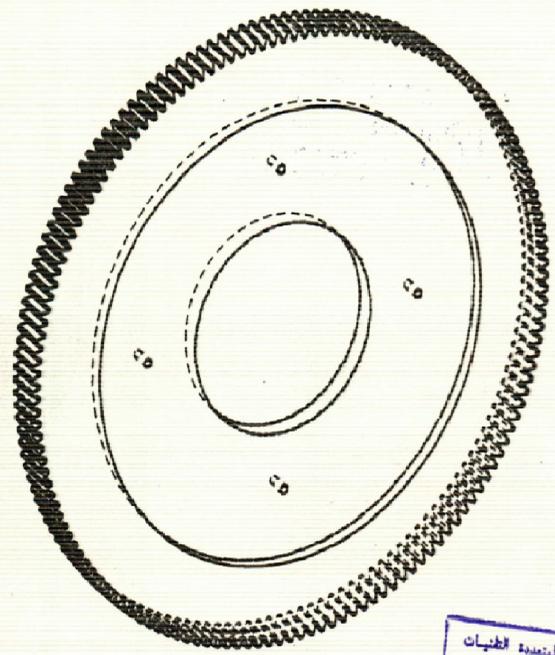
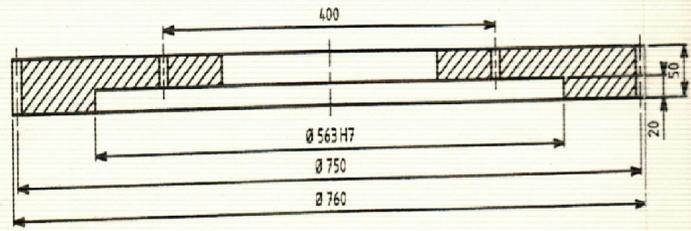
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle :	Masse		<b>FLASQUE</b>	ENP Dépt. Génie Mécanique
Etudiant	Belkherroubi			
Promoteurs	Madani	Guergueb		
Président	Belhadef			
Examineur	Belkacemi			



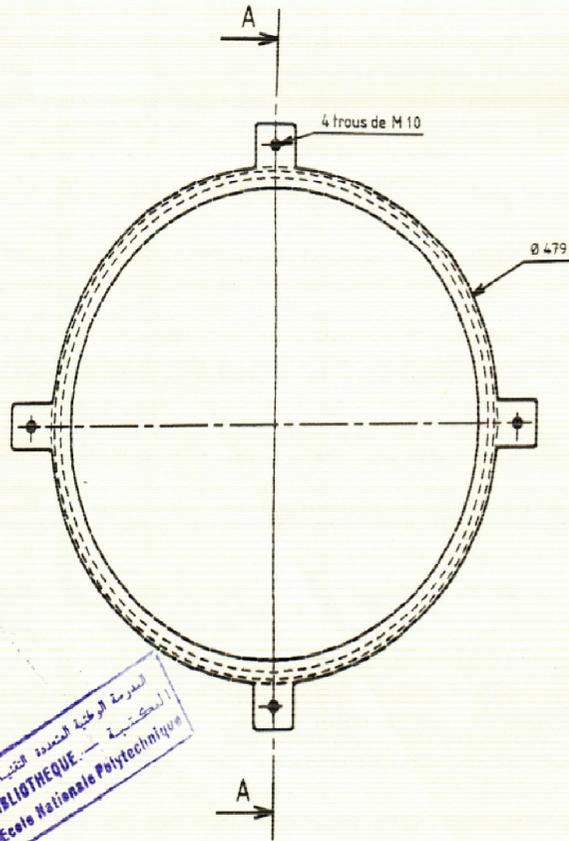
المكتبة — المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
 BIBLIOTHEQUE — Ecole Nationale Polytechnique

A - A

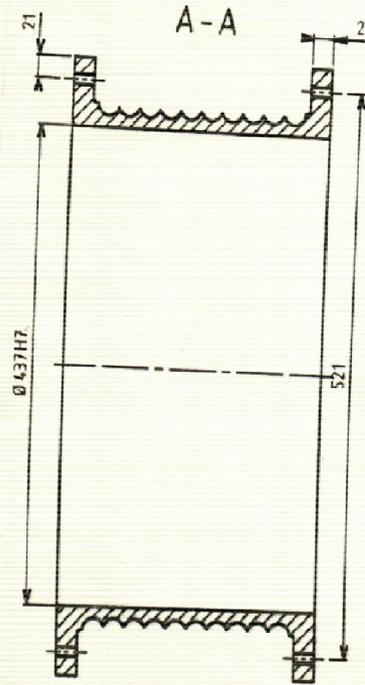
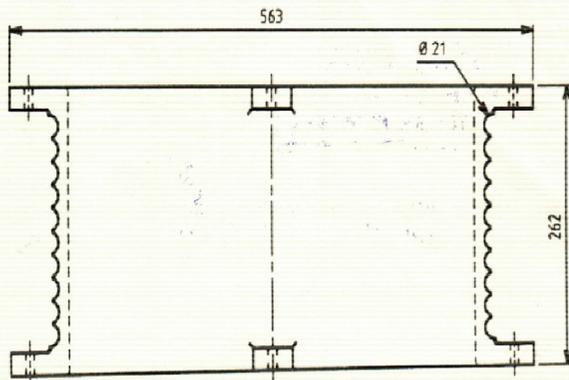


المكتبة — المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
 BIBLIOTHEQUE — Ecole Nationale Polytechnique

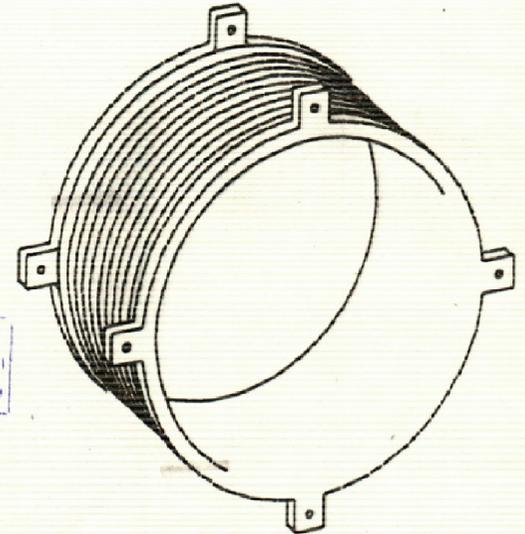
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE				ROUE DENTEE	ENP Dépt. Génie Mécanique
Echelle :	Masse				
Etudiant	Belkherroubi				
Promoteurs	Madani	Guergueb			
Président	Bethadef				
Examineur	Belkacemi				



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
 المكتبة — BIBLIOTHEQUE —  
 Ecole Nationale Polytechnique



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
 المكتبة — BIBLIOTHEQUE —  
 Ecole Nationale Polytechnique



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle :	Masse		TAMBOUR	ENP Dépt. Génie Mécanique
1:5				
Etudiant	Belkherroubi			
Promoteurs	Madani	Guergueb		
Président	Belhadef			
Examineur	Belkacemi			