HAL
open science

Ascenseur sans local de machinerie

Jimmy Keyrouz

To cite this version:

Jimmy Keyrouz. Ascenseur sans local de machinerie. Mécanique des structures [physics.class-ph]. 2011. dumas-01081520

HAL Id: dumas-01081520

https://dumas.ccsd.cnrs.fr/dumas-01081520

Submitted on 8 Nov 2014

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

CONSERVATOIRE NATIONAL DES ARTS ET METIERS
PARIS

CENTRE REGIONAL ASSOCIE DE
BEYROUTH

_____

ASCENSEUR SANS LOCAL DE MACHINERIE

MEMOIRE

Présenté en vue d'obtenir

Le DIPLOME d'INGENIEUR CNAM

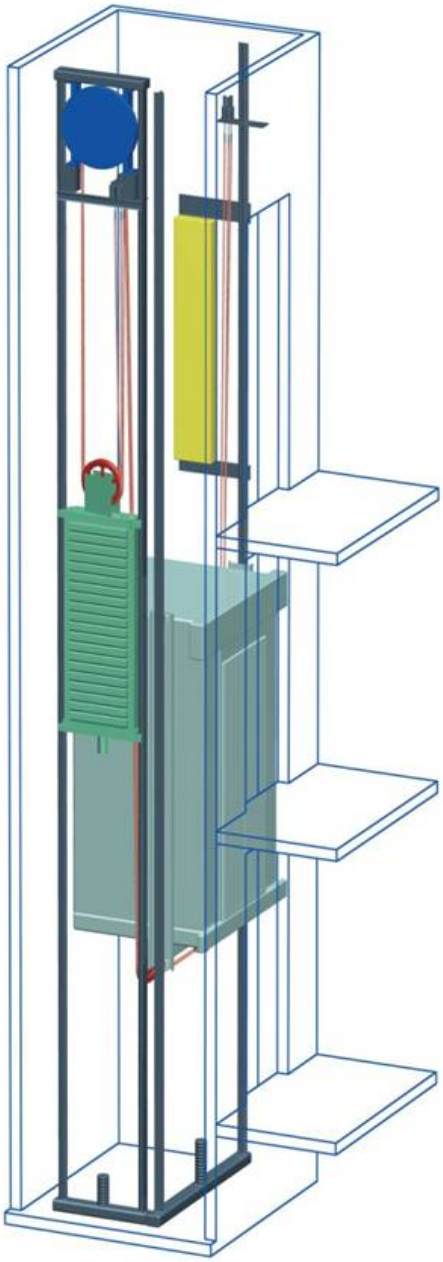
SPECIALITE : Mécanique

OPTION : Mécanique des structures

Par

KEYROUZ Jimmy

Juin 2011



Remerciement

En préambule à ce mémoire, je souhaite adresser mes remerciements les plus sincères aux personnes qui m'ont apporté leur aide et qui ont contribué à l'élaboration de ce modeste et travail ainsi qu'à la réussite de cette formidable formation.

Je tiens à remercier sincèrement Docteur Mohamad Abdul Wahab, qui, en tant que tuteur de mémoire, s'est toujours montré à l'écoute et très disponible tout au long de la réalisation de ce mémoire, ainsi que pour l'inspiration, l'aide et le temps qu'il a bien voulu me consacrer et sans qui ce mémoire n'aurait jamais vu le jour.

Mes remerciements s'adressent également à Docteur Toni Jabbour , Chef de département mécanique à l'ISAE-CNAM, pour sa générosité et la grande patience dont il a su faire preuve malgré ses charges académiques et professionnelles ainsi qu'à tout le personnel de ce centre qui a très gentiment collaboré de prés ou de prou dans la réalisation de cette tâche.

J'exprime ma gratitude à tous mes collègues chez MITSULIFT qui ont accepté de répondre à mes questions avec une grande compréhension et générosité.

Je n'oublie pas mes parents pour leur contribution, leur soutien et leur patience. Je tiens à exprimer ma reconnaissance envers Mlle Reine Kamel qui a eu la gentillesse de lire et corriger ce travail.

Enfin, j'adresse mes plus sincères remerciements à tous mes proches et amis, qui m'ont toujours soutenue et encouragée au cours de la réalisation de ce mémoire.

Problématique

En 1959, Le Corbusier déclare qu'un bâtiment c'est une machine. A l'époque, il ne savait pas l'ampleur de la technologie qui devait être intégrée dans la conception des bâtiments. De nos jours, les bâtiments sont en effet des ensembles de machines. Depuis un siècle, une chambre d'hôtel située au premier étage était la chambre la plus chère, tandis que les chambres du cinquième étage étaient presque gratuites. De nos jours, grâce aux ascenseurs, plus les étages sont hauts, plus leurs prix sont élevés.

Comme tout ascenseur a besoin d'un local de machinerie, situé d'habitude au plus haut étage, l'endroit le plus cher du bâtiment, ceci a créé des contraintes importantes pour les architectes et les ascensoristes. Ces derniers cherchent toujours à éliminer les espaces perdues dans les bâtiments, spécialement les locaux techniques qui ne sont considérés que perte d'espace utile pour la plupart des clients. En 1996, Kone invente le premier ascenseur sans machinerie, et depuis cette date, les plus grands fabricants d'ascenseurs, comme Mitsubishi, Schindler, Otis et d'autres, ont mis beaucoup d'effort afin d'améliorer cette technologie qui est devenue et efficace et nécessaire dans certains cas.

Mon projet d'étude est un ascenseur sans machinerie (*Machine Roomless Elevator*). En effet, en tant que responsable de formation et de qualité chez "Mitsulift and Equipment s.a.l", je constate la demande croissant pour cette nouvelle technologie dans plusieurs pays de, tandis qu'elle reste toujours très couteuse puisqu'elle n'existe que chez les fabricants internationaux des ascenseurs. Une fois mon projet réalisé, l'entreprise où je travaille sera capable de vendre la technologie la plus récente dans le domaine des ascenseurs à des prix abordables puisque la fabrication et l'assemblage de l'ascenseur seront faits localement.

Dans mon projet, je ferai l'étude, le choix et le calcul des principaux éléments de l'ascenseur sans machinerie, en particulier la machine de traction, les câbles, les guides qui serviront à la fois comme système des guidages et structure portant tout le système, et les supports des guides. Tous les calculs seront basés complètement sur la Norme Européenne EN81-1 ; Règles de sécurité pour la construction et l'installation des ascenseurs. En plus des pays Européen, cette norme est applicable dans plusieurs autres pays, dont le Liban, la Syrie, la Jordanie, le Nigeria et le Ghana.

Sommaire

Chapitre I - Introduction 5
1.1 Définition 5
1.2 Eléments principaux 5
1.3 Historique 6
1.3.1 Treuil: 3000 avant J.C 6
1.3.2 Machines De Cirque : 236 avant J.C 6
1.3.3 Chaises Volantes : XVIIème ET XVIIIème siècles 7
1.3.4 Machine de levage à eau et à vapeur : XIXème siècle 7
1.3.5 Elisha Graves Otis : 1853 8
1.3.6 Fin du temps des pionniers et début du temps moderne 9
1.4. Types d'ascenseurs 10
1.4.1 Ascenseur électrique 10
1.4.2 Ascenseur Hydraulique 12
1.4.3 Autres types d'ascenseurs 13
1.5 Lois et normes en application 13
Chapitre II – Dimensionnement du projet à réaliser 14
2.1 Information sur le projet 14
2.2 Spécifications du chantier 14
2.3 Choix de l'ascenseur 15
2.3.1 Analyse de trafic 15
2.3.2 Dimensionnement de la cabine 17
2.3.3 Spécifications de l'ascenseur choisi 19
Chapitre III - Choix du moteur et des câbles de traction 20
3.1 Choix du moteur 20
3.2 Choix des câbles de traction 24
3.2.1 Norme Européenne 24
3.2.2 Calcul du coefficient de sécurité des câbles 25
3.2.3 Vérification du facteur de sécurité 29
3.2.4 Calcul de l'adhérence des câbles 30
3.2.5 Evaluation de T1 et T2 32
3.2.6 Considération sur les gorges de poulies 33
3.2.7 Calcul de T1 et T2 36

3.2.8 Vérification de l'adhérence des câbles 39
3.2.9 Condition de chargement 40
3.2.10 Cas du freinage d'urgence 40
3.2.11 Cas de la cabine bloquée 41
3.3 Conclusion 42
Chapitre IV – Les guides 43
4.1 Introduction 43
4.2 Montage des guides 45
4.3 Fixation des guides 46
4.4 Réglage et alignement des guides 47
4.5 Supports des guides 48
4.6 Calcul des guides de la cabine 49
4.6.1 La norme Européenne 49
4.6.2 Etendue des calculs 50
4.6.3 Données du calcul 50
4.6.4 Contraintes et flèches admissibles 51
4.6.5 Contraintes de flexion 52
4.6.6 Premier cas de flexion – asymétrie de la charge suivant X 54
4.6.6.A - Lors de l'activation du parachute 54
4.6.6.B - Lors de l'usage normal 63
4.6.7 Deuxième cas de flexion – asymétrie de la charge suivant Y 66
4.6.7.A - Lors de l'activation du parachute 67
4.6.7.B - Lors de l'usage normal 69
4.6.8 Troisième cas – chargement en utilisation normale 72
4.6.8.A – Contrainte de flexion 73
4.6.8.B - Contrainte de flexion et compression 74
4.6.8.C - Torsion du seuil 74
4.6.8.D - Flèches 74
4.7 Calcul des guides du contrepoids 75
4.7.1 Différentes charges sur les guides du contrepoids 75
4.7.2 données du calcul 76
4.7.3 La contrainte de flambage 77
Chapitre V – Logiciels, dessins et schémas 81
5.1 Introduction 81
5.2 Logiciel SAVERA-Vérification des calculs des guides 81
5.2.1 Les guides de la cabine 82

5.2.2 Les guides du contrepoids 86
5.3 Logiciel GPQ4-L par Mitsubishi - Vérification des guides et du moteur utilisé 89
5.4 Logiciel COMPUFIX par Fisher – Etude de L'ancrage des supports des guides 91
5.5 PMT – Appareil de mesure de la vibration de la cabine 95
5.6 Dessins techniques 98
5.7 Partie Electrique 102
5.7.1 Introduction 102
5.7.2 Schémas électriques 103
Liste des Figures 111
Liste des diagrammes 112
ANNEXE A –Moteurs à champs permanent – Torin Drive _Chine 113
ANNEXE B – Référence des câbles de traction – PFEIFER DRAKO _ USA. 114
ANNEXE C – Référence des câbles pendentifs –DRAKA _ CANADA. 115
ANNEXE D – Système de parachute DYNATECH LBD-300 116
ANNEXE E – Choix des guides, catalogue SAVERA 120
Bibliographie 125
Fin du rapport 126

Chapitre I - Introduction

1.1 Définition

Un ascenseur est un dispositif assurant le déplacement des personnes en hauteur sur des niveaux définis. Il comporte une cabine dont les dimensions et la constitution permettent manifestement l'accès des personnes à l'étage désiré .Il se déplace au moins partiellement le long des guides verticaux dont l'inclinaison sur la verticale est inférieure à 15 degrés. Il ne faut pas le confondre avec un élévateur de charge, qui est un appareil principalement destiné au transport de charges (par exemple pour faire monter et descendre les palettes de produits), ou avec le monte-charge exclusivement réservé au transport de marchandises comme ceux des restaurants en miniature, ou encore avec des monte-voitures à plusieurs niveaux.

1.2 Eléments principaux

Un ascenseur se compose d'une cabine qui se translate dans une gaine (aussi appelée trémie) généralement verticale. Cette cabine est supportée par une structure parallélépipède appelée étrier, ou arcade, permettant son guidage et son support. Le guidage de la cabine est réalisé par différents éléments :

Une partie fixe : les 2 guides, sont situés de part et d'autre le long de la course de la cabine, ces guides ont habituellement une forme de T.

Une partie mobile : les coulisseaux sont situés à chaque coin de l'étrier, et sont en appui sur les guides. Durant le déplacement de la cabine, ceux-ci glissent sur les guides.

1.3 Historique

1.3.1 Treuil: 3000 avant J.C

Une belle invention, utilisée pour la construction des pyramides d'Egypte. Cette dernière permet grâce à sa poulie de déporter le sens de l'effort car le recours à un grand nombre d'intervenants n'étant pas toujours pratique, il fallait la solution pour diminuer l'effort de traction. Ce sont les romains qui ont résolurent ce problème.

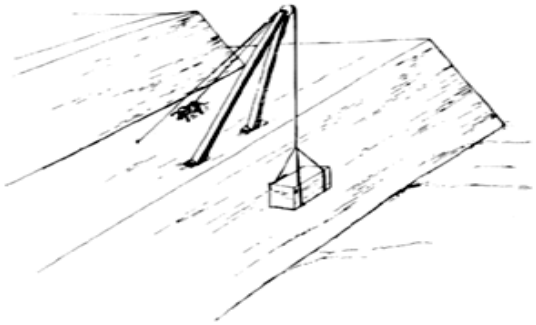


Figure 1 : Treuil, 3000 avant J.C

1.3.2 Machines De Cirque : 236 avant J.C

A cause de leur passion pour les jeux, les romains inventaient des machines de cirque très complexes. Les gladiateurs avaient l'honneur de monter dans les cabines envoyées par un système de cabestan, poulies et cordes.

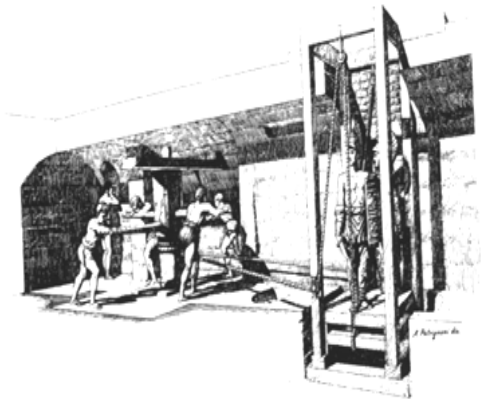


Figure 2 : Machines de cirque, 236 avant J.C

1.3.3 Chaises Volantes : XVIIème ET XVIIIème siècles

Une nouvelle idée et surtout un nouveau besoin, celui de transporter des personnes. La « chaise volante » est une sorte de chaise à porteur suspendue par une corde et équilibrée par un contrepoids. Sa première apparition eu lieu au château de Versailles. Cette innovation n'était pas vraiment pratique, il fallut attendre le **XIXème siècle,** pour motoriser le système pour avoir enfin l'ascenseur ou le monte-charge moderne.

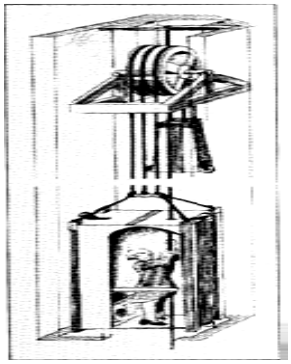


Figure 3 : Chaises volantes, XVIIème et XVIIIème siècles

1.3.4 Machine de levage à eau et à vapeur : XIXème siècle

Plusieurs types d'énergie ont été adaptés pour les appareils de levage, dont la force hydraulique et la vapeur. Une machine à vapeur actionne le câble par l'intermédiaire de poulies, ainsi l'être humain n'a qu'actionner le système par une manette pour soulever les charges.

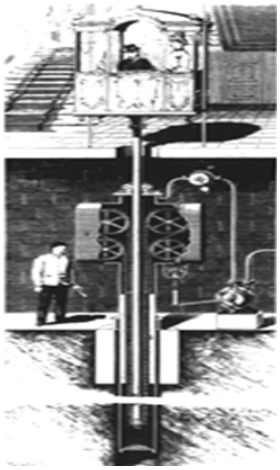


Figure 4 : Machine de levage à eau et à vapeur, XIXème siècle

1.3.5 Elisha Graves Otis : 1853

En 1853 l'américain Elisha Graves Otis, maître mécanicien, invente le système de sécurité destiné à retenir les monte-charges en cas de rupture de câble, cela permis de rendre possible le développement du transport vertical des personnes. En mars 1857, l'inventeur installe le premier appareil à usage public dans le magasin de porcelaine E.U Haughtwout et cie, haut de cinq étages. D'une capacité de 500 Kg, et activé par une machine à vapeur, il atteint la vitesse de 0.2 m/s.

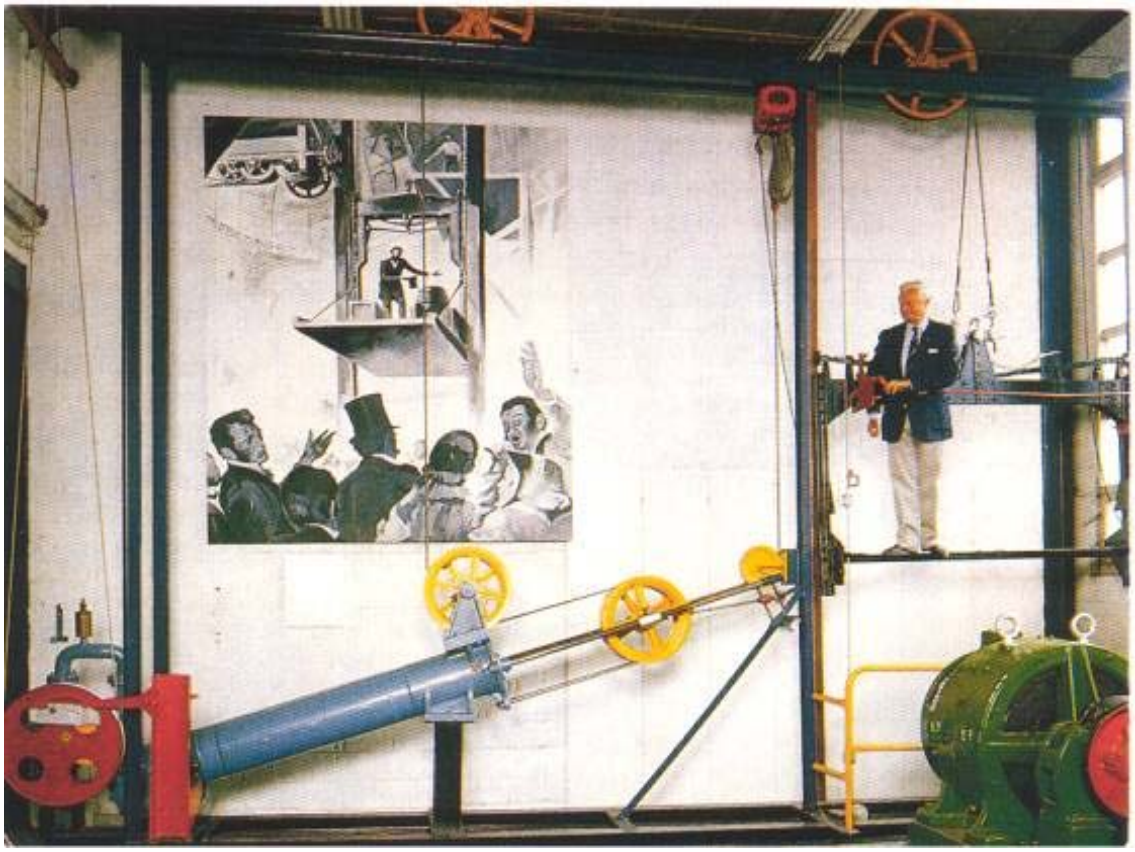


Figure 5 : Elisha Graves Otis, 1853

1.3.6 Fin du temps des pionniers et début du temps moderne

En 1867, LEON Edoux présente à l'exposition universelle de Paris, deux élévateurs, hydrauliques destinés au transport de matériaux sur les chantiers. Il les baptise du nom « ascenseur ».

En 1878 LEON installe un ascenseur hydraulique sur une des trous du Palais de Trocadéro, permettant de transporter 80 passagers à 60 mètres de hauteur à la vitesse de 1.10 m/s.

En 1880, Werners Siemens et Hulstie présentent le premier ascenseur électrique lors de l'exposition industrielle de Mannheim. Cet appareil monte à 22 mètres en 11 secondes.

1888-1900 le treuil de l'ascenseur à moteur électrique fait son apparition.

1900-1950 l'introduction sur le réseau électrique du courant triphasé à 50 hertz, l'utilisation du moteur à induction alternative (vitesse de l'ascenseur à augmenter).

1945-1975 des progrès considérables en automatisation sont apparus. Leurs applications aux appareillages d'ascenseur vont permettre de mettre en batterie de plus en plus d'ascenseurs.

1975-1985 l'apparition des premiers ordinateurs à microprocesseurs et leur implication dans la technologie des ascenseurs vont permettre de réduire considérablement l'espace nécessaire aux appareillages ce qui réduit le prix de production.

1985 L'invention de transistors de forte puissance permet au constructeur Kone de mettre sur le marché le premier régulateur de vitesse d'ascenseur à variation de tension et de fréquence (VVVF).

1996 Les machineries en toiture sont peu esthétiques et encombrantes, et l'installation des ascenseurs hydrauliques avec machinerie en cave coûte très cher. Kone fabrique la première machine de traction de type gearless (sans réducteur) à moteur axial et lui donne pour nom EcoDisc™.

2004 Installation de l'ascenseur qui a la vitesse la plus élevée au Taipei 101 – Taiwan. Cette vitesse atteint 18 m/s

2010 La course la plus longue d'un ascenseur à Burj Khalifa – Dubai. Cette course atteint 504m

1.4. Types d'ascenseurs

1.4.1 Ascenseur électrique

Les différents éléments présents dans un ascenseur électrique sont :

Le tableau principal (*Controller*) : lieu où toutes les commandes internes ou externes sont manipulées et exécutées.

Le moteur électrique Ou bien la machine: généralement composée d'un moteur triphasé et un disque de freinage. Le moteur électrique reçoit les commandes du tableau principal.

Poulie de renvoie (*Deflector sheave*) : lieu où les câbles de traction sont enroulés pour le support de la cabine et du contrepoids.

Cabine (*car*) ou bien la cage mobile de l'ascenseur: C'est la partie mobile dans la gaine.

Câble souple (*travelling cable*): qui est le câble connecté au tableau principal et au dessous de la cabine.

Contre poids (*counter weight*) : en mécanique c'est le poids qui aide le moteur pour le transport vertical de la cabine.

Les ressorts (*Buffers*): qui sont installés dans la fosse de l'ascenseur pour des raisons de sécurité et qui aident à absorber la force au cas où la cabine dépasse le seuil de l'étage inferieur.

Le parachute : Au cas où la vitesse de l'ascenseur dépasse la vitesse maximale d'un pourcentage de 10 %, une interruption mécanique et électrique est exécutée pour arrêter le mouvement de la cabine.

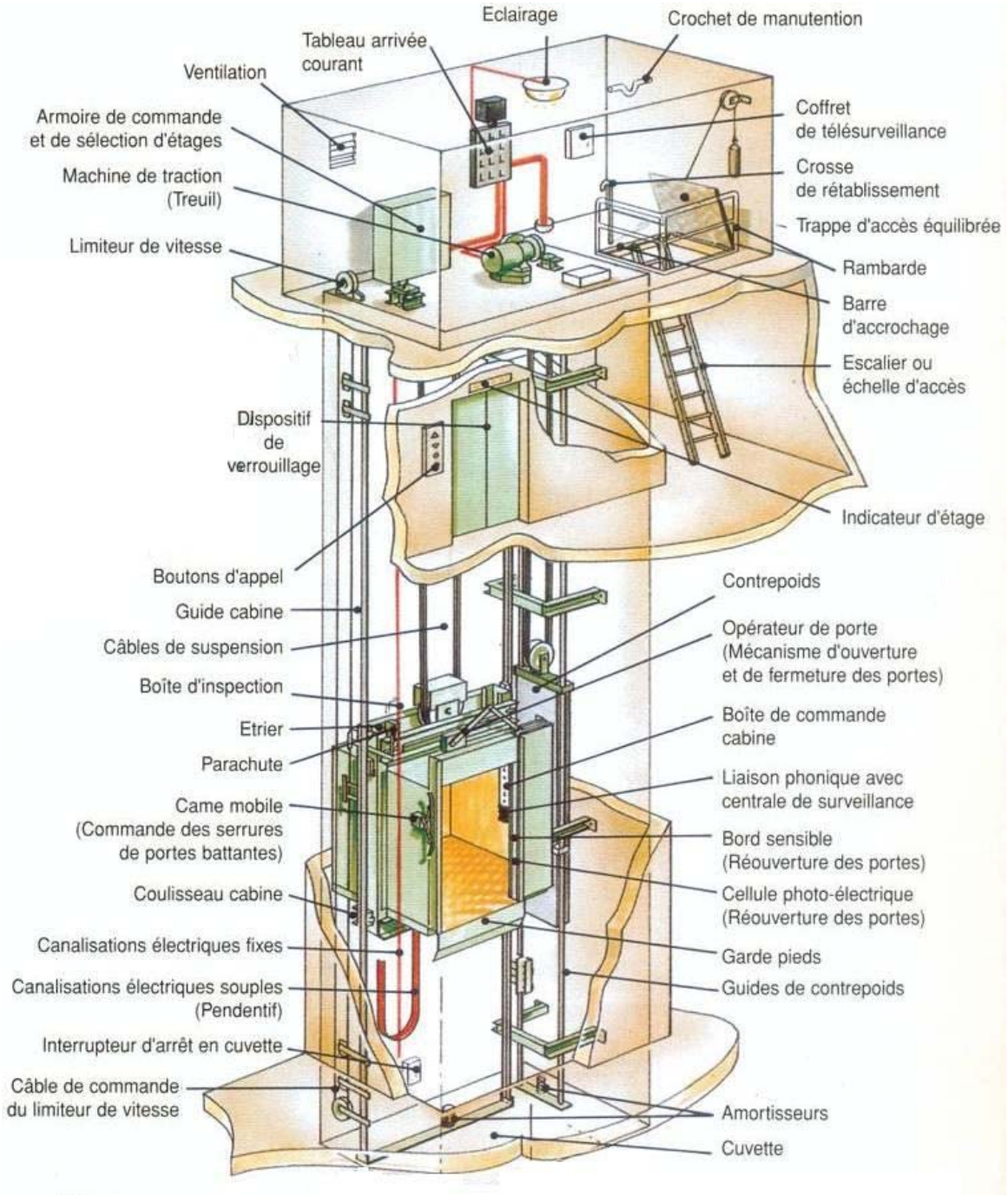


Figure 6 : Lexique Ascenseur électrique

1.4.2 Ascenseur Hydraulique

Les différents éléments présents dans un ascenseur hydraulique sont :

Cylindre (*cylinder*): Mécanisme verticale, une fois que l'huile est pompée le piston se déplace verticalement vers le haut et contrairement une fois que l'huile retourne au réservoir, le piston descend verticalement.

Piston (*jack*): c'est la partie soulevant la cabine.

Réservoir de fluide (*oil tank*): Pour l'ascenseur, le fluide utilisé est de l'huile.

Pompe de rotation (*rotary pump*): une fois alimentée, la pompe permet l'injection du fluide dans le piston. La pompe de rotation ne permet pas au fluide de retourner au réservoir.

Valve : lors de la descente, la valve est ouverte pour permettre le stockage du fluide dans le réservoir.

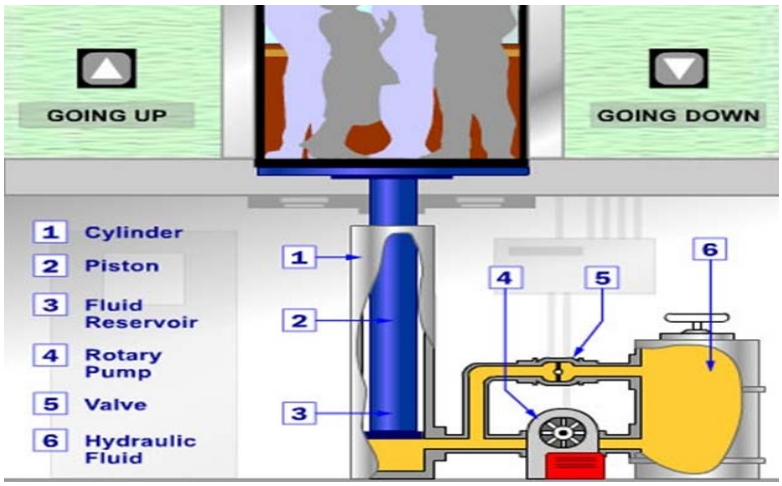


Figure 7 : Ascenseur hydraulique

1.4.3 Autres types d'ascenseurs

Il existe d'autres types d'ascenseurs, mais à cause de leurs complications et de leurs prix élevés. Ainsi que de leur prix de maintenance très couteuse, ces ascenseurs ne sont utilisés que dans des endroits spéciaux. Parmi ces types d'ascenseurs nous avons :

- Les ascenseurs à treuil attelé
- Les ascenseurs pneumatiques
- Les ascenseurs à double cabine
- Les ascenseurs zigzag

1.5 Lois et normes en application

Les normes principales qui régissent la réalisation des ascenseurs sont les normes européennes: EN 81-1 pour les ascenseurs électriques, EN 81-2 pour les ascenseurs hydrauliques. Il existe d'autres normes utilisées dans des régions différentes du monde, tel que la norme américaine ANSI A.17 et la norme japonaise JIS.

Le Liban, la Syrie, la Jordanie, le Chypres, la Grèce, le Nigéria et le Ghana sont les pays ou Mitsulift vend, installe et maintient les ascenseurs selon la norme Européenne EN 81-1, et par suite, tout nos calculs seront basés sur EN 81-1 afin de pouvoir réaliser notre projet dans tout ces pays.

Chapitre II – Dimensionnement du projet à réaliser

2.1 Information sur le projet

Nom du Projet : The Clover Villa

Location : Ayoun El Siman, Kesrouane – Liban

Nom du Client : Richard Jreisaty

Architect : Alec Ibrahim

Consultant : Alexandre Vadekis

Date de livraison : Octobre 2011

2.2 Spécifications du chantier

Type de bâtiment : Résidentiel

Nombre d'étages : 4

Désignation : B2, B1, GF, 2

Dimensions de la cage d'ascenseur (profondeur x largeur) : 1650 x 1850 mm

Course de la cabine d'ascenseur : 12950 mm

Type de portes de la cabine : Ouverture centrale automatique 800 mm

Matériaux de la gaine : Béton

2.3 Choix de l'ascenseur

2.3.1 Analyse de trafic

L'analyse de trafic est une étude à réaliser, afin de faire le choix du nombre d'ascenseurs, de la dimension de la cabine, de la vitesse des ascenseurs et de leur emplacement dans le bâtiment. Les variables affectant ce calcul sont :

- Type d'usage du bâtiment (résidentiel, commercial, bureautique …)
- Population moyenne par étage
- Temps que l'ascenseur prend pour effectuer une boucle (Round Trip Time)
- Nombre de personnes à évacuer dans un intervalle de temps de 5 minutes.

Il existe un logiciel qui sert a faire l'analyse de ce trafic. Ce logiciel nommé «EZ assist» exclusif chez Mitsubishi, sert à envisager les spécifications de l'ascenseur, tel que le nombre d'ascenseurs nécessaire, leurs vitesse, leurs capacités ainsi que leurs distribution dans le bâtiment au cas où nous avons besoin de plusieurs ascenseurs.

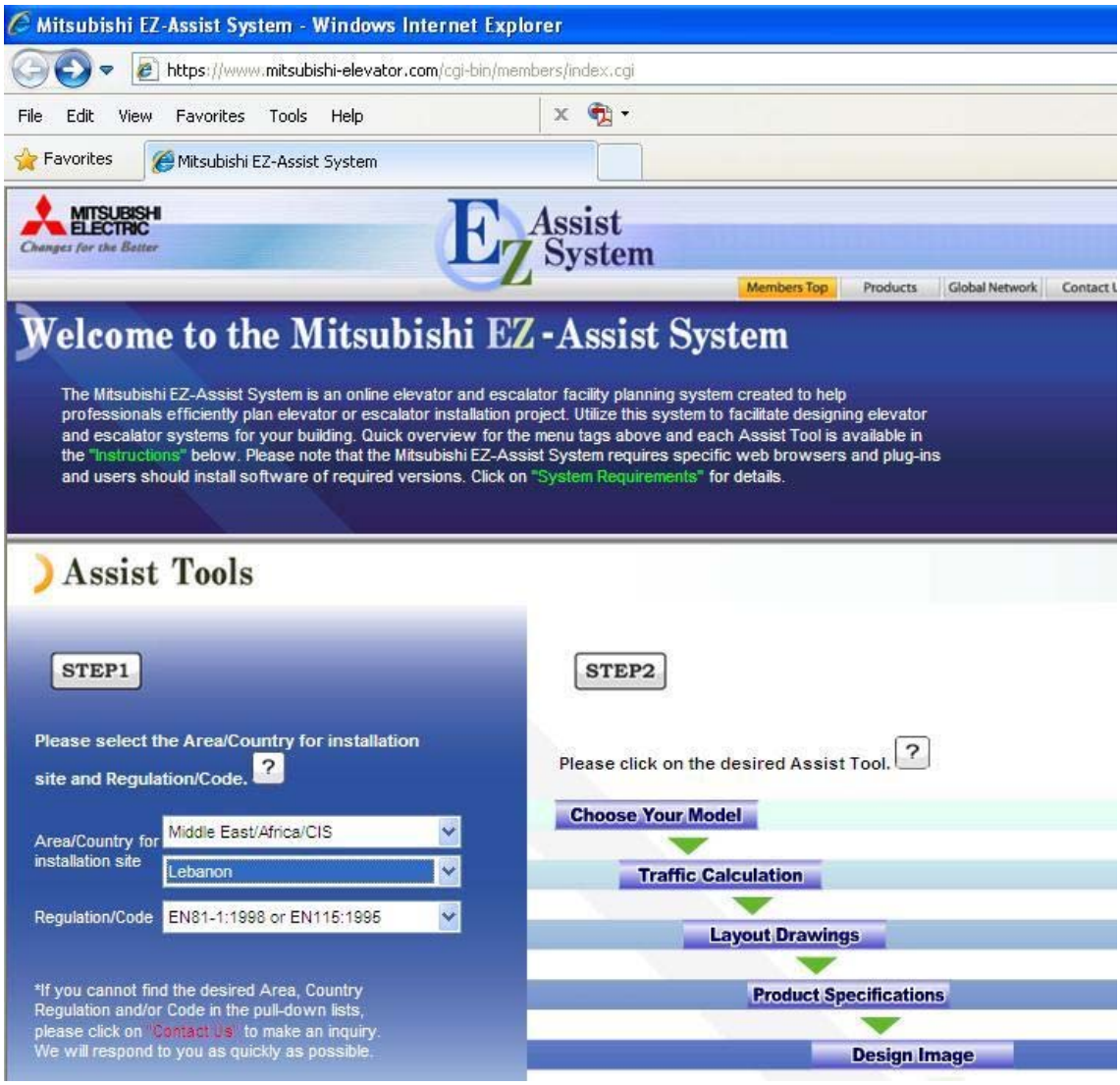


Figure 8 : Logiciel "EZ assist" pour l'analyse de trafic

Dans notre projet, nous éliminerons l'analyse de trafic, puisque nous pouvons déduire tout simplement par expérience qu'un ascenseur dont la vitesse est de 1m/s et dont la capacité est de 6 personnes, est suffisant pour un bâtiment résidentiel de 4 étages, dont deux étages sont des garages.

2.3.2 Dimensionnement de la cabine

Selon la norme Européenne EN81.1, il existe une limite inférieure et une limite supérieure pour l'espace utile de la cabine, en fonction de la capacité.

Charge nominale Masse kg	Surface utile maximale de la cabine m^2	Charge nominale Masse kg	Surface utile maximale de la cabine m^2
100 1)	0,37	900	2,20
180 2)	0,58	975	2,35
225	0,70	1 000	2,40
300	0,90	1 050	2,50
375	1,10	1 125	2,65
400	1,17	1 200	2,80
450	1,30	1 250	2,90
525	1,45	1 275	2,95
600	1,60	1 350	3,10
630	1,66	1 425	3,25
675	1,75	1 500	3,40
750	1,90	1 600	3,56
800	2,00	2 000	4,20
825	2,05	2 500 3)	5,00

1) Minimum pour un ascenseur d'une personne.

2) Minimum pour un ascenseur de deux personnes.

3) Au-delà de 2 500 kg, par 100 kg en plus, ajouter 0,16 m^2.

Pour les charges intermédiaires, la surface est déterminée par interpolation linéaire.

Tableau 1 : Surface utile maximale de la cabine

La capacité de l'ascenseur est calculée d'après la formule :

$$C = N \,.\, 75 \qquad [2.1]$$

Dans laquelle :

C est la capacité de la cabine

N est le nombre de personnes

Alors pour une cabine de 6 personnes, la capacité de la cabine sera : 450 Kg

La limite minimale pour la surface utile d'une cabine de 450 kg d'après la norme EN 81.1 :

Nombre de passagers	Surface utile minimale de la cabine m²	Nombre de passagers	Surface utile minimale de la cabine m²
1	0,28	11	1,87
2	0,49	12	2,01
3	0,60	13	2,15
4	0,79	14	2,29
5	0,98	15	2,43
6	1,17	16	2,57
7	1,31	17	2,71
8	1,45	18	2,85
9	1,59	19	2,99
10	1,73	20	3,13
Au-delà de 20 passagers, par passager en plus, ajouter 0,115 m².			

Tableau 2 : Surface utile minimale de la cabine

D'après les tableaux 1et 2, la surface utile de la cabine doit être entre 1,17 m^2 et 1,3 m^2.
Nous avons fait le choix d'une cabine de 950 mm de largeur et 1200 mm de profondeur, ainsi après avoir ajouté la surface de la colonne d'entrée (0,08 m^2), la surface utile de la cabine devient :

$S = (950.10^{-2}) . (1200.10^{-2}) + 0,08 = 1,22\ m^2$

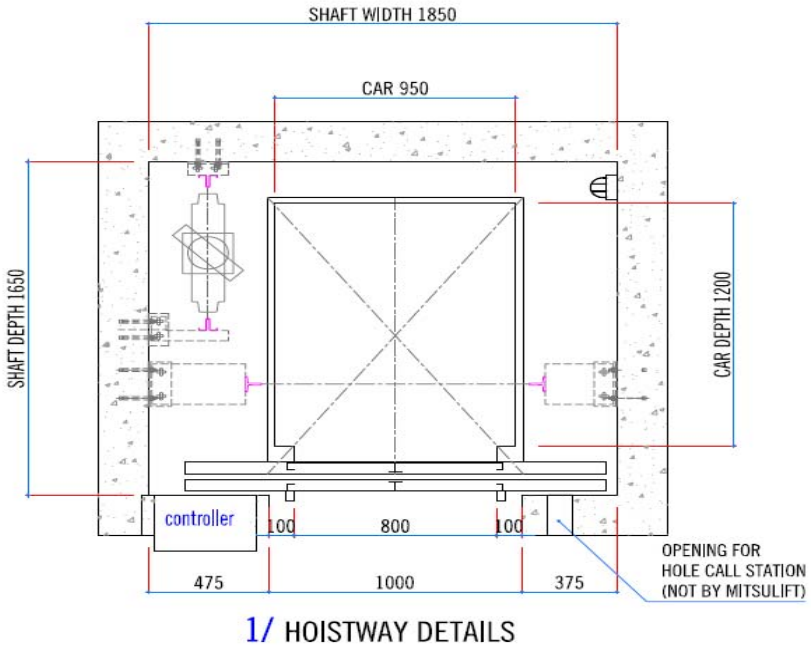


Figure 9 : Détail montrant les dimensions de la gaine et de la cabine

2.3.3 Spécifications de l'ascenseur choisi

- Nombre de personnes : 6 personnes
- Capacité : 450 Kg
- Vitesse : 1 m/s
- Nombre d'arrêts : 4S/4O
- Course : 13 m approximativement
- Type du moteur : Moteur synchrone triphasé à champs permanent, transmission directe
- Position du moteur : dans la gaine, sans machinerie (MRL)
- Type de régulation : électrique / VVVF (Variable Voltage Variable Frequency)
- Secteur : 380 V 50 Hz
- Système d'opération : collectif en descendant, simplex
- Dimensions de la cabine : 950 x 1200 x 2100 mm (largeur x profondeur x hauteur)
- Dimensions de la gaine : 1850 x 1650 mm (largeur x profondeur)
- Profondeur de la cuvette : 1400 (minimum)
- Hauteur de la partie supérieure de la gaine : 3700 (minimum)
- Type de parachute : Progressive

Chapitre III - Choix du moteur et des câbles de traction

3.1 Choix du moteur

3.1.1 Différents types de moteurs électriques

Dans l'industrie des ascenseurs, il existe plusieurs types de moteurs de traction. Comme les premiers ascenseurs étaient de basse vitesse (jusqu'à 0,8 m/s), on utilisait des moteurs asynchrones à simple vitesse, équipés d'un système réducteur de vitesse afin de réduire la vitesse de rotation et augmenter le couple moteur.

Figure 10 : Treuil marque Alberto Sassi

Avec le besoin d'aller plus vite, les moteurs à simple vitesse présentent un inconvénient majeur, qui est la forte décélération si la vitesse était supérieure à 0,8m/s. Le remède fut l'apparition d'un moteur asynchrone à double vitesse. En effet, ce type de moteur consiste d'un rotor et deux stators, dont les nombres de pôles sont différents.

La vitesse de rotation est calculée d'après la formule :

$$n = \frac{F.60}{p}$$

[3.1]

Dans laquelle

n est la vitesse de rotation

F est la fréquence du secteur

p est le nombre de paires de pôles

Etant donné que la fréquence du secteur est fixe (50 Hz au Liban) et afin de varier la vitesse, d'après la formule 3.1, il faut changer le nombre de pôles, qui est inversement proportionnel à la vitesse de rotation. Donc le moteur à double vitesse semble identique à un simple moteur, mais avec deux connections différentes, grande vitesse et petite vitesse. Les ascenseurs à double vitesse ont une vitesse maximale de 1,2 m/s.

Avec l'apparition des gratte-ciels, le besoin d'aller plus vite devient imposé, d'où l'apparition des moteurs à courant continu dans le domaine de transportation verticale. L'avantage que ce type de moteurs présente est de faciliter de régulation de vitesse puisque la vitesse de rotation est proportionnelle à la tension d'alimentation d'après la formule (3.2).

$$E = \frac{1}{2\pi}\frac{P}{a}N.\Phi.\Omega$$

[3.2]

Dans laquelle :

E est la force électromotrice en Volts

$\frac{1}{2\pi}\frac{P}{a}N$ sont les caractéristiques de construction du moteur

Φ est le flux utile en Webers

Ω est la vitesse angulaire du moteur en rd/s

A l'époque, ces moteurs présentaient le seul moyen afin d'atteindre des vitesses allant jusqu'à 6m/s. Par contre, ce type de moteurs présente plusieurs inconvénients, parme lesquels :

- La complication des systèmes redresseurs de courant alternatif/continu
- L'encombrement de la machinerie suite au besoin de 3 moteurs pour chaque machine
- Un rendement très bas
- Le besoin d'une maintenance préventive du système électrique à cause de l'existence des balais sur la dynamo et sur le moteur de traction

En 1985, l'invention de transistors de forte puissance permet au constructeur Kone de mettre sur le marché le premier régulateur de vitesse d'ascenseur à variation de tension et de fréquence (VVVF). Cette technologie encore utilisée de nos jours, présente toujours des avantages en termes d'efficacité et de confort dans les ascenseurs.
Dans l'étude d'un ascenseur électrique à traction par câble, le choix du moteur se fait normalement selon les caractéristiques suivantes :

- Poids de la cabine
- Capacité de la cabine
- Vitesse
- Tension et fréquence d'alimentation
- Type de régulation de vitesse
- Conditions de température et d'humidité de la machinerie

Dans notre cas, nous avons choisi une machine de traction d'après les caractéristiques déjà citées, ainsi que d'autres caractéristiques puisque le moteur sera placé dans la gaine. Donc le choix est plus compliqué, puisqu'il tient en compte les conditions suivantes :

- La diminution du nombre de composants mécaniques et électriques du treuil, afin de minimiser le risque de panne, étant donné que la machine est difficilement accessible.
- la réduction au minimum du poids statique du moteur, étant donné que la machine est supportée sur les guides.
- Un dispositif d'évacuation, puisqu'en cas de coincement dans la cabine, il faut que la machine soit équipée d'un système de déblocage manuel des freins.
- Une protection contre l'excès de vitesse de la cabine en montant selon la norme Européenne..

D'après toutes ces conditions, j'ai fais le choix de la machine suivante :

Moteur à traction directe, sans réducteur (*Gearless*), synchrone triphasé à champs permanent (Annexe A)

Marque : Torin drive

Type : GETM1.9-100/0630-2S13

Spécifications :

- Suspension: 2/1
- Charge nominale : 630kgs
- Vitesse de rotation : 90 tr/min
- Vitesse linéaire de la cabine : 1m/s
- Couple nominal : 456Nm
- Poids moteur : 320 Kg
- Puissance nominale : 4,3 KW
- Voltage : 290 VAC, triphasé
- Nombre de pôles : 12
- Courant nominal : 10,6A
- Voltage du frein : 110 VDC
- Diamètre de la poulie de traction : 420mm
- Nombre x Diamètre des câbles de traction : 4 x 8 mm

Figure 11 : Moteur synchrone à champs permanent Torin Drive

3.2 Choix des câbles de traction

3.2.1 Norme Européenne

La traction de la cabine et du contrepoids des ascenseurs à câbles se fait grâce à l'adhérence entre la poulie de traction et les câbles de traction.

Selon la Norme Européenne EN81-1, le chapitre 9 *Suspension*

> ***9.1.1*** *Les cabines et contrepoids ou masses d'équilibrage doivent être suspendu(e)s par des câbles en acier ou des chaînes en acier à mailles parallèles (type Galle) ou à rouleaux.*
>
> ***9.1.2*** *Les câbles doivent répondre aux prescriptions suivantes :*
>
> *a) le diamètre nominal des câbles doit être au minimum de 8 mm ;*
>
> *b) la classe de résistance des fils doit être :*
>
> *1) 1 570 N/mm2 ou 1 770 N/mm2 pour les câbles à une résistance, ou*
>
> *2) 1 370 N/mm2 pour les fils extérieurs et 1 770 N/mm2 pour les fils intérieurs des câbles à double résistance ;*
>
> *c) les autres caractéristiques (composition, allongement, ovalité, souplesse, essais, etc.) doivent au moins correspondre à celles définies dans les normes européennes les concernant.*
>
> ***9.1.3*** *Le nombre minimal de câbles ou de chaînes doit être de deux. Les câbles ou les chaînes doivent être indépendant(e)s.*
>
> ***9.2.1*** *Le rapport entre le diamètre primitif des poulies de traction, des poulies ou des tambours et le diamètre nominal des câbles de suspension doit être d'au moins 40 et ceci quel que soit le nombre des torons.*
>
> ***9.2.2*** *Le coefficient de sécurité des câbles de suspension doit être calculé conformément à l'annexe N. En aucun cas, il ne doit être inférieur à :*
>
> *a) 12 dans le cas de treuil à adhérence avec trois câbles ou plus ;*
>
> *b) 16 dans le cas de treuils à adhérence avec deux câbles ;*
>
> *c) 12 dans le cas de treuil à tambour.*
>
> *Le coefficient de sécurité est le rapport entre la charge de rupture minimale en newtons d'un câble et la plus grande force en newtons dans ce câble lorsque la cabine, à charge nominale, se trouve au palier le plus bas.*

3.2.2 Calcul du coefficient de sécurité des câbles

Le moteur étant déjà choisi, il faut donc faire le choix des câbles ayant le même diamètre que la largeur de la cannelure de la poulie de traction.
D'après l'annexe A, nous avons fait le choix du câble suivant :

Marque : PFEIFER DRACO
Type : DRAKO 8 x 19 – FC 8

Par référence à la norme Européenne paragraphe **9.2.2**, ce calcul décrit la méthode d'évaluation du coefficient de sécurité S_f des câbles de suspension. La méthode prend en compte :

— les matériaux traditionnels utilisés dans la conception des entraînements par câbles, pour des éléments tels que les poulies de traction en acier/fonte
— les câbles en acier conformes aux normes européennes
— une durée de vie suffisante des câbles en supposant une maintenance et une inspection régulières

Nombre équivalent de poulies N_{equiv}

Le nombre de courbures et le degré de sévérité de chaque courbure provoquent une détérioration du câble. Ceci est dû à l'influence du type de gorges (gorge en U ou en V) et à l'inversion ou non de la courbure du câble.
Le degré de sévérité de chaque courbure peut être rendu équivalent à un nombre de courbures simples.
Une courbure simple est définie par le câble se déplaçant sur une gorge en U dont le rayon est supérieur d'environ 5 % à 6 % au rayon nominal du câble.
Le nombre de courbures simples correspond à un nombre équivalent de poulies N_{equiv} qui peut être dérivé de l'équation suivante :

$$N_{euiv} = N_{equiv(t)} + N_{equiv(p)} \qquad [3.3]$$

Dans laquelle :

$N_{equiv(t)}$ est le nombre équivalent de poulies de traction ;

$N_{equiv(p)}$ est le nombre équivalent de poulies de déflexion.

Evaluation de $N_{equiv(t)}$

Les valeurs de $N_{equiv(t)}$ peuvent être extraites du **tableau 3 :**

Puisque la poulie de traction du moteur utilisé a les caractéristiques suivantes :

Type de gorge : en U sous-taillé

Angle de gorge β : 96°

gorges en V	angle de gorge (γ)		35°	36°	38°	40°	42°	45°
	$N_{equiv(t)}$		18,5	15,2	10,5	7,1	5,6	4,0
gorges en U sous-taillé	angle de sous-taille (β)	75°	80°	85°	90°	95°	100°	105°
	$N_{equiv(t)}$	2,5	3,0	3,8	5,0	6,7	10,0	15,2

Tableau 3 : Nequiv(t) en fonction de la forme des gorges des poulies

D'après le tableau 3, $N_{equiv(t)} = 6,7$

Evaluation de $N_{equiv(p)}$

Une courbure inversée est prise uniquement en compte si la distance par rapport au point de contact du câble sur deux poulies fixes consécutives ne dépasse pas 200 fois le diamètre du câble.

$$N_{equiv(p)} = (N_{ps} + 4N_{pr}).K_p$$

[3.4]

Dans laquelle :

N_{ps} est le nombre de poulies avec courbures simples

N_{pr} est le nombre de poulies avec courbures inverses

K_p est le coefficient du rapport entre le diamètre de la poulie de traction et celui des poulies

Avec :

$$K_p = \left(\frac{D_t}{D_p}\right)^4$$

[3.5]

Dans laquelle :

D_t est le diamètre de la poulie de traction = 420 mm

D_p est le diamètre moyen de l'ensemble des poulies, poulie de traction exclue = 320 mm

Alors

$K_p = (420/320)^4 = 2,97$

$N_{equiv(p)} = (2+4.0).2,97 = 5,94$

D'après l'équation 3.2:

$N_{equiv} = 6,7+5,94 = 12,64$

Coefficient de sécurité

Pour une conception donnée d'entraînement par câble, la valeur minimale du coefficient de sécurité peut être choisie à partir du diagramme 1, en tenant compte du rapport exact de D_t / d_r et du nombre N_{equiv} calculé.

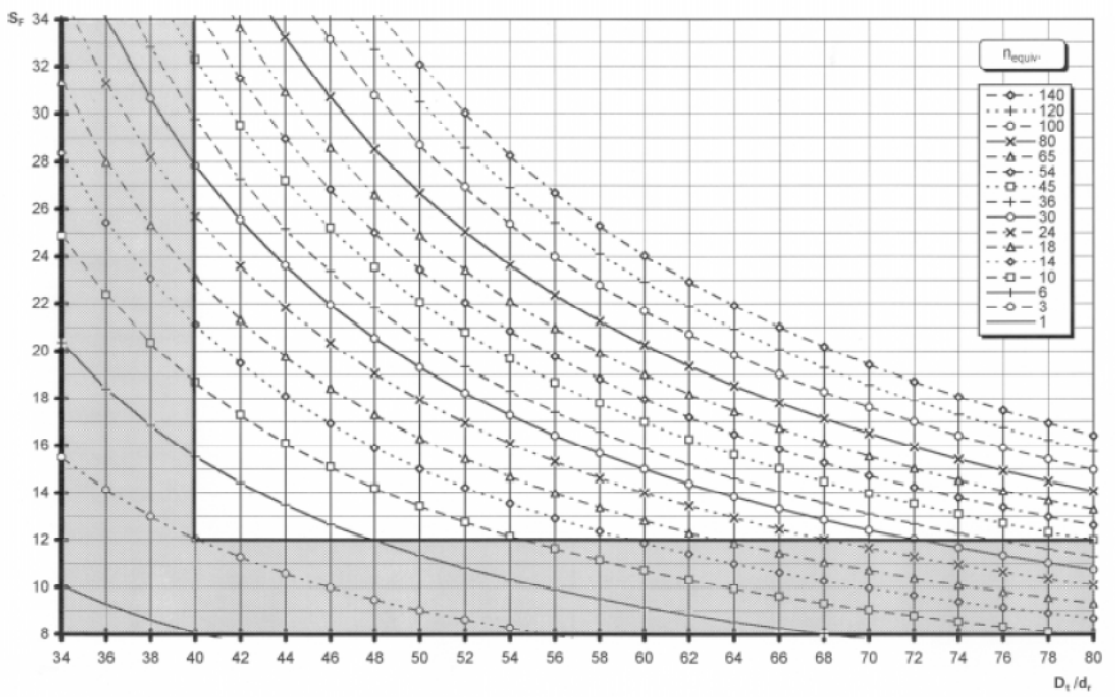


Diagramme 1 : Facteur de sécurité

L'équation des courbes est :

$$S_f = 10^{\left[2{,}6834 - \frac{log\left[\frac{695{,}85.10^6.N_{equiv}}{\left[\frac{D_t}{D_r}\right]^{8{,}567}}\right]}{log\left[77{,}09\left[\frac{D_t}{D_r}\right]^{-2{,}894}\right]}\right]}$$

[3.6]

Dans laquelle :

S_f est le coefficient de sécurité

N_{equiv} est le nombre équivalent de poulies

D_t est le diamètre de la poulie de traction

D_r est le diamètre des câbles

Dans notre cas, on a :

D_t = 420mm

D_r = 8mm

N_{equiv} = 12,64

Alors le coefficient de sécurité à considérer dans notre ascenseur sera : S_f = 14

3.2.3 Vérification du facteur de sécurité

Dans le calcul des câbles dans un ascenseur à traction, nous considérons seulement la charge statique maximale. Par conséquence, le facteur de sécurité prend en compte toutes les autres charges sous lesquelles les câbles sont soumis, tel que la charge dynamique créée lors de l'arrêt brusque, les forces d'inertie lors de l'accélération et la décélération et la fatigue des câbles.

Le facteur de sécurité est le rapport entre la résistance minimale à la rupture et la charge statique maximale à laquelle les câbles sont soumis, tel que la formule :

$$f = \frac{n\,.\,N}{F}$$

[3.7]

Dans laquelle :

N est la résistance minimale à la rupture d'un câble = 30,4 KN

n est le nombre de câbles = 4

F est la force statique maximale sous laquelle les câbles sont soumis

La force statique maximale sous laquelle les câbles sont soumis, est celle créée par la cabine surchargée et garée au plus bas étage

Alors

$$F = (M_0 + M_{su} + M_c).\,g$$

[3.8]

Dans laquelle

M_0 est la masse vide de la cabine = 300 Kg

M_{su} est la masse de surcharge de la cabine (= capacité de la cabine x 1,25) = 562,5 Kg

M_c est la masse de l'ensemble des câbles de traction du côté de la cabine = 22 Kg

g est l'accélération normale due à l'action de la pesanteur,

La masse de l'ensemble des câbles est calculée d'après la densité du câble choisi selon l'Annexe 1, multiplié par la longueur des câbles du côté de la cabine (puisque le câble est en mouflage 2:1 , il sera même multiplié par 2), multiplié par le nombre de câbles

Alors la force statique maximale est F = 8668 N

Le coefficient de sécurité réel devient alors :

$f = 14{,}02$

La masse du contrepoids est :

$$M_{CPDS} = P + \frac{C}{2}$$

[3.9]

Dans laquelle :

M_{CPDS} est la masse du contrepoids en Kilogrammes

P est la masse de la cabine vide en Kilogrammes

C est la capacité de la cabine en Kilogrammes

Alors la masse du contrepoids est égale à 525 Kg

Le facteur de sécurité des câbles sera vérifié seulement du côté le plus chargé entre la cabine et le contrepoids. Par suite, la vérification du facteur de sécurité n'aura pas lieu de la part du contrepoids

Puisque le coefficient de sécurité réel des câbles est supérieur au coefficient demandé par la norme Européenne, nous avons vérifié que la sélection des câbles est correcte.

3.2.4 Calcul de l'adhérence des câbles

Selon la Norme Européenne EN81-1, le paragraphe 9.3 *Adhérence des câbles :*

> *L'adhérence des câbles doit être telle que les trois conditions suivantes soient remplies :*
>
> *a) la cabine doit être maintenue au niveau du palier sans qu'elle ne glisse lorsqu'elle est chargée à 125 % Comme indiqué en 8.2.1 ou 8.2.2 ;*
>
> *b) il doit être vérifié qu'un freinage d'urgence entraîne la décélération de la cabine à vide ou à charge nominale, avec une valeur n'excédant pas les capacités de l'amortisseur, y compris pour un amortisseur à course réduite ;*
>
> *c) la cabine vide ne doit pas pouvoir être déplacée vers le haut lorsque le contrepoids est en butée et qu'un mouvement de rotation dans le sens montée est imprimé au mécanisme moteur. Les considérations de calcul sont données à l'annexe M.*

Il convient d'assurer l'adhérence de façon permanente, en tenant compte :

— de la course normale

— du chargement de la cabine au niveau du sol

— et de la décélération due à un arrêt d'urgence

Néanmoins, des considérations doivent être données afin de permettre tout glissement lorsque la cabine est bloquée dans la gaine pour n'importe quelle raison.

La procédure suivante de dimensionnement est une ligne directrice qui peut être utilisée pour l'évaluation de l'adhérence dans les applications traditionnelles, qui comprennent les câbles en acier et les poulies en acier/fonte, et des machines situées au-dessus de la gaine.

Les résultats par expérience sont sûrs, en raison des marges de sécurité intégrées. Par conséquent, il n'est pas nécessaire de tenir compte en détail des éléments suivants :

— composition des câbles

— type et niveau de lubrification

— matériau de composition des poulies et des câbles

— tolérances de fabrication

Les formules suivantes doivent être appliquées :

Dans les conditions de chargement de la cabine et du freinage d'urgence :

$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{f\alpha}$$

[3.10]

Dans les conditions d'un ascenseur bloqué (contrepoids sur ses amortisseurs et machine tournant en montée) :

$$\frac{T_1}{T_2} \geq e^{f\alpha}$$

[3.11]

Dans lesquelles :

f est le coefficient de frottement

α est l'angle d'enroulement des câbles sur la poulie de traction

T_1, T_2 sont les efforts sur la partie des câbles situés de chaque côté de la poulie de traction

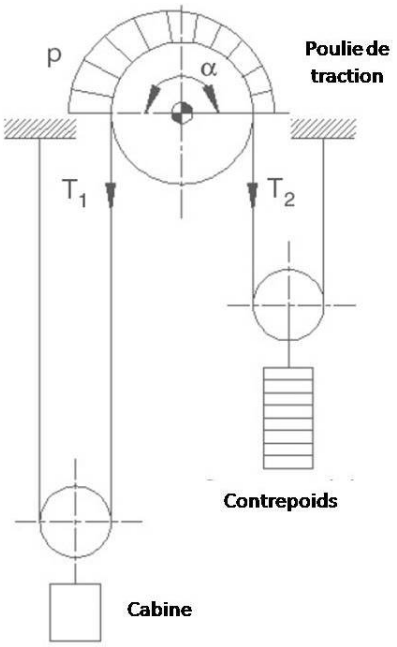


Figure 12 : Les efforts sur la poulie de traction

3.2.5 Evaluation de T1 et T2

- Cas du chargement de la cabine :

Le rapport statique T1/T2 doit être évalué pour le cas le plus défavorable, en fonction de la position de la cabine dans la gaine avec 125 % de la charge nominale.

- Cas du freinage d'urgence :

Le rapport dynamique T1/T2 doit être évalué pour le cas le plus défavorable en fonction de la position de la cabine dans la gaine, et des conditions de charge (vide ou avec charge nominale).

Il convient de considérer chaque organe mobile avec sa propre accélération, compte tenu du rapport de mouflage de l'installation.

- Cas du blocage de la cabine

Le rapport statique T1/T2 doit être évalué pour le cas le plus défavorable en fonction de la position de la cabine dans la gaine et des conditions de charge (vide, ou avec charge nominale).

3.2.6 Considération sur les gorges de poulies

L'étude approfondie sur les formes des poulies de tractions sert elle-même à être un projet considérable à étudier. Il existe deux grandes familles de poulies de traction ; la poulie en U et la poulie en V.

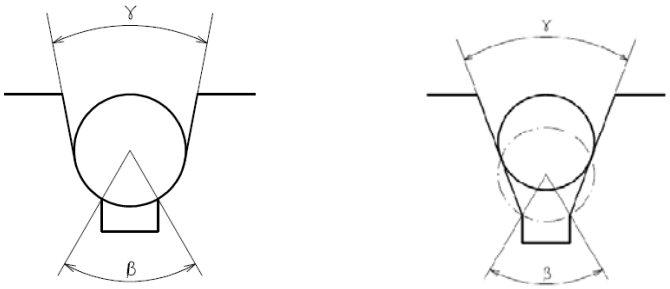


Figure 13 : Poulies en U et en V

Le coefficient de frottement *f* de la poulie est calculé d'après les formules suivantes :

- Cas d'une poulie en U :

$$f = \mu \frac{4\left(cos\frac{\gamma}{2} - sin\frac{\beta}{2}\right)}{\pi - \beta - \gamma - sin\beta + sin\gamma}$$

[3.12]

Dans laquelle :

b est la valeur de l'angle de sous-taille

g est la valeur de l'angle de gorge

m est le coefficient de frottement

f est le facteur de frottement

μ est le coefficient de frottement qui sera pris en compte en fonction des conditions de fonctionnement de la cabine, tel que,

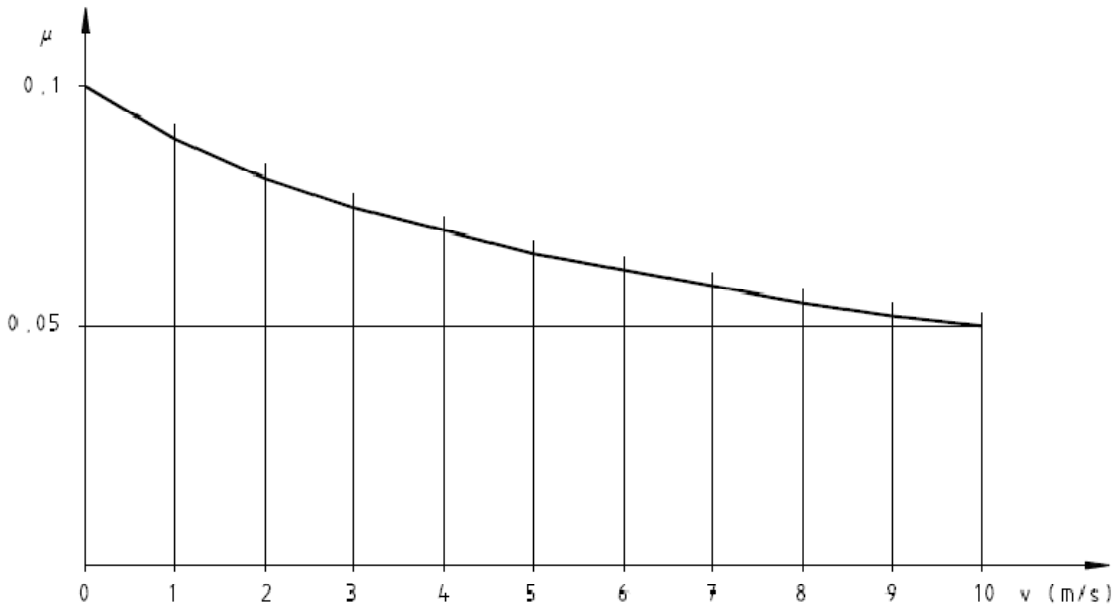


Diagramme 2 : Coefficient de frottement minimal

Les valeurs suivantes s'appliquent :

— conditions de chargement : $\mu = 0{,}1$

— conditions de freinage d'urgence : $\mu = \frac{0{,}10}{1+\frac{v}{10}}$

[3.13]

— condition d'un ascenseur bloqué : $\mu = 0{,}2$

Dans lesquelles :

μ est le coefficient de frottement

v est la vitesse du câble à la vitesse nominale de la cabine

D'après la Norme Européenne EN 81-1 :

La valeur maximale de l'angle de sous-taille b ne dépasse pas 106° (1,83 radians), ce qui correspond à une sous taille de 80 %.

La valeur de l'angle de gorge g doit être donnée par le constructeur selon la conception des gorges. En aucun cas, elle n'est inférieure à 25° (0,43 radians).

- Cas d'une poulie en V :

$$f = \mu \frac{4\left(1 - sin\frac{\beta}{2}\right)}{\pi - \beta - sin\beta}$$

[3.14]

D'après la Norme Européenne EN 81-1 :

> *La valeur maximale de l'angle de sous taille b ne dépasse pas 106° (1,83 radians), ce qui correspond à une sous taille de 80 %. En aucun cas, l'angle de gorge g n'est inférieur à 35° pour des ascenseurs.*

Dans notre cas, le type de la poulie de traction du moteur choisi d'après l'annexe A est une poulie en forme de U, donc d'après la formule (3.11) :

$$f = \mu \frac{4\left(cos\frac{35}{2} - sin\frac{96}{2}\right)}{\pi - 1{,}64 - 0{,}61 - sin96 + sin35}$$

Alors $f = 1{,}93\ \mu$

Cas 1, condition de chargement :

$f = 1{,}93 \times 0{,}1 = 0{,}193$

Cas 2, condition de freinage :

D'après la formule (3.12), le coefficient de frottement lors du freinage du moteur sera :

$\mu = \frac{10}{1+\frac{2}{10}}$

Puisque le mouflage des câbles est en 2 :1, la vitesse des câbles sera double à la vitesse de la cabine, alors $\mu = 0{,}0833$

$f = 1{,}93 \times 0{,}0833 = 0{,}16$

Cas 3, condition de la cabine bloquée

f = 1,93 x 0,2 = 0,386

3.2.7 Calcul de T1 et T2

La tension du câble T1 sera calculée d'après la formule suivante :

$$T_1 = \frac{(P + Q + M_{CCcab} + M_{Trav}).(g_n \pm a)}{r} + \frac{M_{Comp}}{2.r}.g_n + M_{CScab}.(g_n \pm r.a) + \left(\frac{2.m_{PDT}}{r}.a\right)^{I} \pm (m_{PDT}.r.a)^{II} \pm \left[M_{CScab}.a\left(\frac{r^2 - 2r}{2}\right) \pm \sum_{r=l}^{r=1}(M_{Pcab}.i_{Pcab}.a)\right]^{III} \pm \frac{FR_{cab}}{r}$$

[3.15]

La tension du câble T2 sera calculée d'après la formule suivante :

$$T_2 = \frac{M_{CPDS}.(g_n \pm a)}{r} + \frac{M_{Comp}}{2.r}.g_n + M_{CScpds}.(g_n \pm r.a) + \frac{M_{CCcpds}}{r}(g_n \pm a) + \left(\frac{2.m_{PDT}}{r}.a\right)^{IV} \pm (m_{PDT}.r.a)^{II} \pm \left[M_{CScpds}.a\left(\frac{r^2 - 2r}{2}\right) \pm \sum_{r=l}^{r=1}(M_{Pcpds}.i_{Pcpds}.a)\right]^{IV} \pm \frac{Fr_{cpds}}{r}$$

[3.16]

Avec $\frac{T_2}{T_1} \leq e^{f\alpha}$

Conditions :

I = cabine uniquement en position haute

II = poulie de déflexion côté cabine ou côté contrepoids

III = pour mouflage > 1 uniquement

IV = contrepoids uniquement en position haute

V = pour mouflage > 1 uniquement

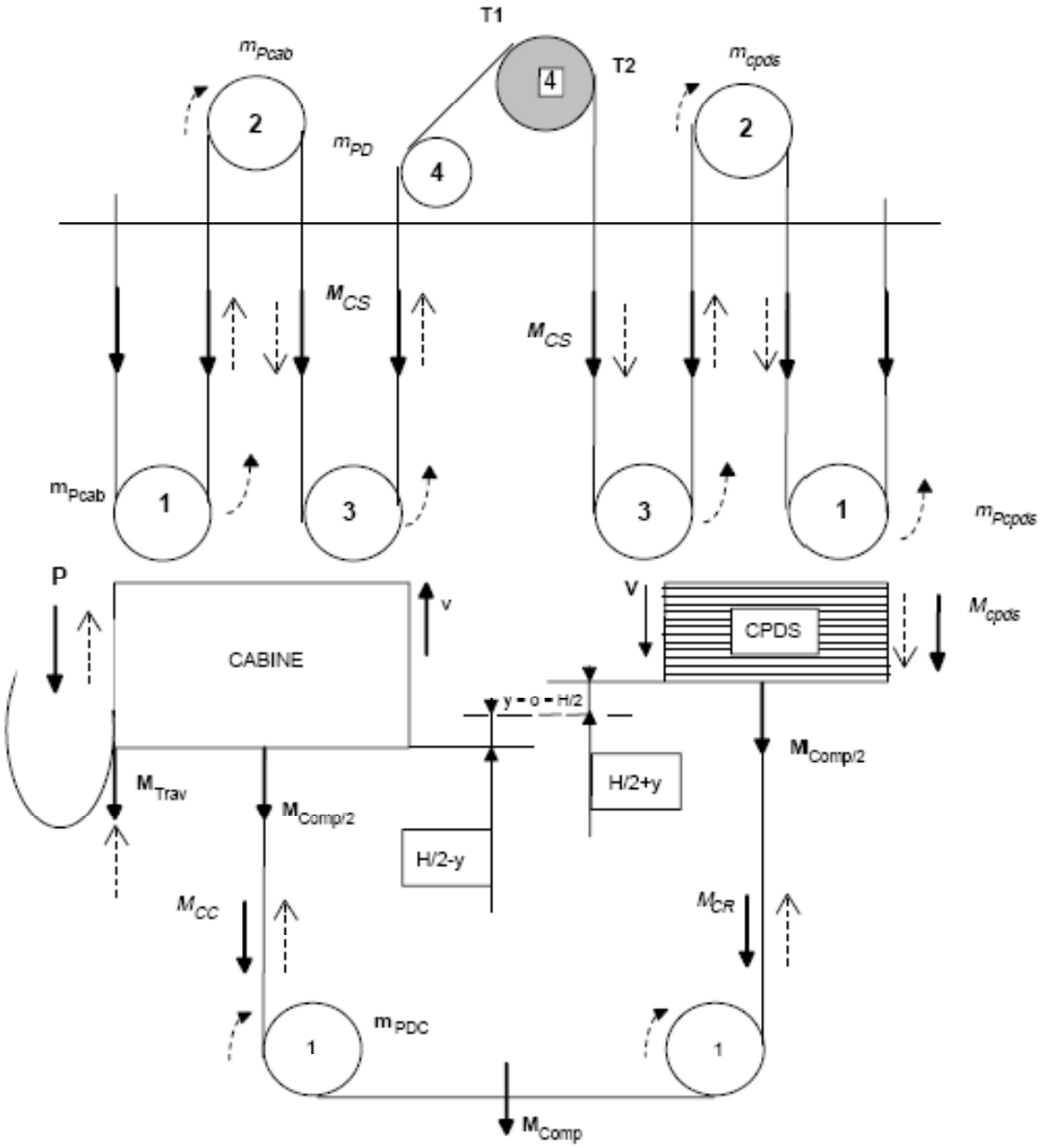


Figure 14 : Cas général

Dans lesquelles :

m_{Pcab}	est la masse réduite des poulies côté cabine à J_{Pcab}/R^2, en kilogrammes
m_{PCPDS}	est la masse réduite des poulies côté contrepoids J_{PcPDS}/R^2, en kilogrammes
m_{PDT}	est la masse réduite des poulies pour le dispositif de tension (deux poulies) J_{PDC}/R^2, en kilogrammes

m_{PD}	est la masse réduite de la poulie de déflexion côté cabine/côté contrepoids J_{PD}/R^2, en kilogrammes
n_s	est le nombre de câbles de suspension
n_c	est le nombre de câbles ou de chaînes de compensation
n_t	est le nombre de câbles pendentifs
P	est la masse de la cabine vide et des organes supportées par celle-ci, c'est-à-dire une partie du câble pendentif, des chaînes/câbles de compensation (le cas échéant), etc., en kilogrammes
Q	est la charge nominale, en kilogrammes
M_{CPDS}	est la masse du contrepoids y compris la masse des poulies, en kilogrammes
M_{CS}	est la masse réelle des câbles de suspension ([0,5 H ± y] x n_s x masse des câbles par unité de longueur), en kilogrammes
M_{CScab}	est la masse M_{CS} côté cabine
M_{CScpds}	est la masse M_{CS} côté contrepoids
M_{CC}	est la masse réelle des câbles ou des chaînes de compensation ([0,5 H ± y] x n_c x masse des câbles par unité de longueur), en kilogrammes
M_{CCcab}	est la masse M_{CC} côté cabine
M_{CCcpds}	est la masse M_{CC} côté contrepoids
M_{Trav}	est la masse réelle du câble pendentif ([0,25 H ± 0,5 y] x n_t x masse du câble pendentif par unité de longueur), en kilogrammes
M_{Comp}	est la masse du dispositif de compensation y compris la masse des poulies, en kilogrammes
FR_{cab}	est la force de frottement en gaine (efficacité des paliers côté cabine et frottement sur les guides, etc.), en newtons
FR_{CPDS}	est la force de frottement en gaine (efficacité des paliers côté contrepoids et frottement sur les guides, etc.), en newtons
T_1, T_2	est la force exercée sur le câble, en newtons
r	est le facteur de mouflage
a	est la décélération du freinage de la cabine, en mètres par seconde carré
g_n	est l'accélération normale due à l'action de la pesanteur, en mètres par seconde carré
H	est la hauteur de course, en mètres
y	sur le niveau H/2, on a y = 0, en mètres
i_{Pcab}	est le nombre de poulies côté cabine (sans poulies de déflexion)

i_{PCPDS}	est le nombre de poulies côté contrepoids (sans poulies de déflexion)
f	est le facteur de frottement
a	est l'angle d'enroulement des câbles sur la poulie de traction
⟶	est la force statique
- - - →	est la force dynamique

Cas particulier :

Dans notre cas à étudier, nous éliminerons les facteurs correspondants à la chaine de compensation puisque cette dernière n'existera pas pour un ascenseur de 4 étages ;
D'habitude, la chaine de compensation ayant le rôle de compensation du poids des câbles de traction, sera installée quand la course de l'ascenseur dépasse les 30 mètres, alors le poids des câbles de traction ne sera plus négligeable et il faut le compenser, afin de garder la fraction $T2/T1 \leq e^{f\alpha}$
Alors on prendra : $M_{comp} = 0$ et $M_{cc} = 0$
La masse des câbles de traction d'après l'annexe B est de 22 Kg, alors cette masse sera négligeable à comparer avec la charge nominale de la cabine, et la masse statique de la cabine chargée, alors on considérera : $M_{CS} = 0$.
D'après l'annexe C – Câbles pendentifs marque DRAKA, le câble choisi sera de type : ETP/300V 18-024-07, qui a comme masse unitaire : 564 Kg/Km
Donc puisque le câble pendentif sera suspendu d'une hauteur égale à la moitié de la course, alors de 6m de hauteur, le poids maximale suspendu de la cabine située au plus haut étage sera 7kg en considérant qu'on utilisera deux câbles pour la cabine.
Alors on prendra : $M_{trav} = 0$

3.2.8 Vérification de l'adhérence des câbles

Afin de vérifier l'adhérence des câbles, il faut :

1. assurer le non glissement des câbles dans les conditions les plus critiques durant le fonctionnement de l'ascenseur
2. assurer le glissement (perte d'adhérence) dans les conditions d'un ascenseur bloqué (contrepoids sur ses amortisseurs et machine tournant en montée).

3.2.9 Condition de chargement

La cabine doit être maintenue au niveau du palier sans qu'elle ne glisse lorsqu'elle est chargée à 125 %, alors le rapport statique T_1/T_2 doit être évalué dans le cas le plus défavorable en fonction de la position dans la gaine de la cabine avec 125 % de la charge nominale.

Avec :

T_1 les efforts sur la partie des câbles située du côté de la cabine :
$T_1 = 4230$ N

T_2 les efforts sur la partie des câbles située du côté de la cabine :
$T_2 = 2575$ N

Le coefficient de frottement déjà calculé pour la condition de chargement :
$f = 0{,}193$

L'angle d'enroulement des câbles sur la poulie de traction en radians :
$\alpha = 3{,}14$

En appliquant la formule (3.10) :
$T_1/T_2 = 1{,}64$
$e^{f\alpha} = 1{,}83$
La condition d'adhérence est vérifiée.

3.2.10 Cas du freinage d'urgence

Le rapport dynamique T_1/T_2 doit être évalué pour le cas le plus défavorable en fonction de la position de la cabine dans la gaine, et des conditions de charge (vide ou avec charge nominale).

Il convient de considérer chaque organe mobile avec sa propre accélération, compte tenu du rapport de mouflage de l'installation.

D'après la formule (3.15), et pour une décélération de 0,6 m/s^2 de la cabine[1]

T_1 = 4324N

D'après la formule (3.16), et pour une décélération de 0,6 m/s^2 du contrepoids

T_2 = 2617N

Le coefficient de frottement déjà calculé pour la condition de freinage :

f = 0,16

L'angle d'enroulement des câbles sur la poulie de traction en radians

α = 3,14

T_1/T_2 = 1,65

$e^{f\alpha}$ = 1,652

La condition d'adhérence est vérifiée.

3.2.11 Cas de la cabine bloquée

Dans les conditions d'un ascenseur bloqué (contrepoids sur ses amortisseurs et machine tournant en montée).

T_1 les efforts sur la partie des câbles située du côté de la cabine vide:

T_1 = 2943 N

T_2 les efforts sur la partie des câbles située du côté du contrepoids reposant sur ses amortisseurs:

T_2 = 216 N

Le coefficient de frottement déjà calculé pour la condition de freinage :

f = 0,386

L'angle d'enroulement des câbles sur la poulie de traction en radians

α = 3,14

T_1/T_2 = 13,625

$e^{f\alpha}$ = 3,36

La condition d'adhérence est vérifiée

[1] Mitsubishi Sales Data – Machine Roomless Elevator ELENESSA – S1-U510-F.10

3.3 Conclusion

Dans ce chapitre, on a fait le choix de la machine de traction ainsi les câbles de traction utilisées pour cet ascenseur. Le choix du moteur c'est fait tout en tenant compte de la vitesse nominale de l'ascenseur, la capacité, le ratio du diamètre des câbles par rapport au diamètre de la poulie de traction.

Cette dernière condition sera exigée par la norme Européenne EN81-1, paragraphe 9.2.1.

La machine choisie étant un moteur synchrone triphasée à champs permanent, présente des avantages au niveau du rendement total du système ainsi que l'élimination de la boite de vitesse, par suite une diminution de probabilités de pannes.

Chapitre IV – Les guides

4.1 Introduction

Les guides *(guiderails*) sont les organes rigides assurant le guidage de la cabine, du contrepoids ou de la masse d'équilibrage.

Les guides ont trois rôles principaux :

- Le guidage vertical
- Eviter le basculement de la cabine causé par des charges excentriques
- Freiner et de maintenir en stabilité la cabine lors de l'activation du système parachute.

Dans notre cas, comme dans le cas de quelques fabricants d'ascenseurs, comme Kone et Mitsubishi, on va utiliser les guides comme structure portant le treuil de traction de l'ascenseur.

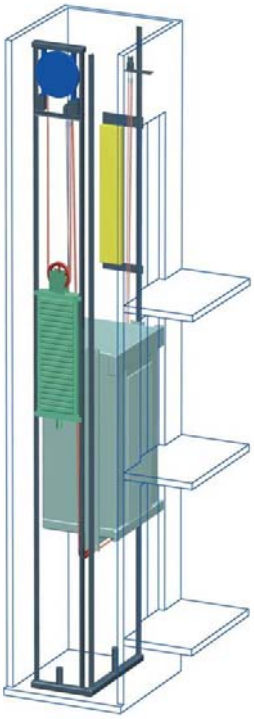


Figure 15 : Ascenseur Mitsubishi Elenessa; treuil installé sur les guides

D'après la Norme Européenne EN 81.1, paragraphe 6.4.1.1, *Les supports de la machinerie et les zones de travail à l'intérieur de la gaine doivent être construits de manière à supporter les charges et les efforts auxquels ils peuvent être normalement soumis.*

Alors dans le calcul, qui prend en compte les charges appliquées sur les guides dans les conditions extrêmes, on tiendra compte des charges supplémentaires dues au poids du système total monté sur les guides, ainsi que les forces dynamiques lors d'un freinage brusque.

Figure 16 : Guides de cabine et de contrepoids pour un ascenseur typique

4.2 Montage des guides

Pour un ascensoriste, le montage des guides d'un ascenseur semble être un travail sacré, car il consiste à construire la base sur laquelle la cabine glissera toute sa vie ; c'est une question d'honneur et de compétence pour les ascensoristes mécaniciens, d'installer les guides avec tolérance 'Zéro'

Ayant toujours des écarts dans les dimensions tout le long des gaines en béton, grâce à l'irrégularité des murs, un ascensoriste ne peut jamais prendre les murs de la gaine comme référence sur laquelle les dimensions de l'ascenseur se basent.

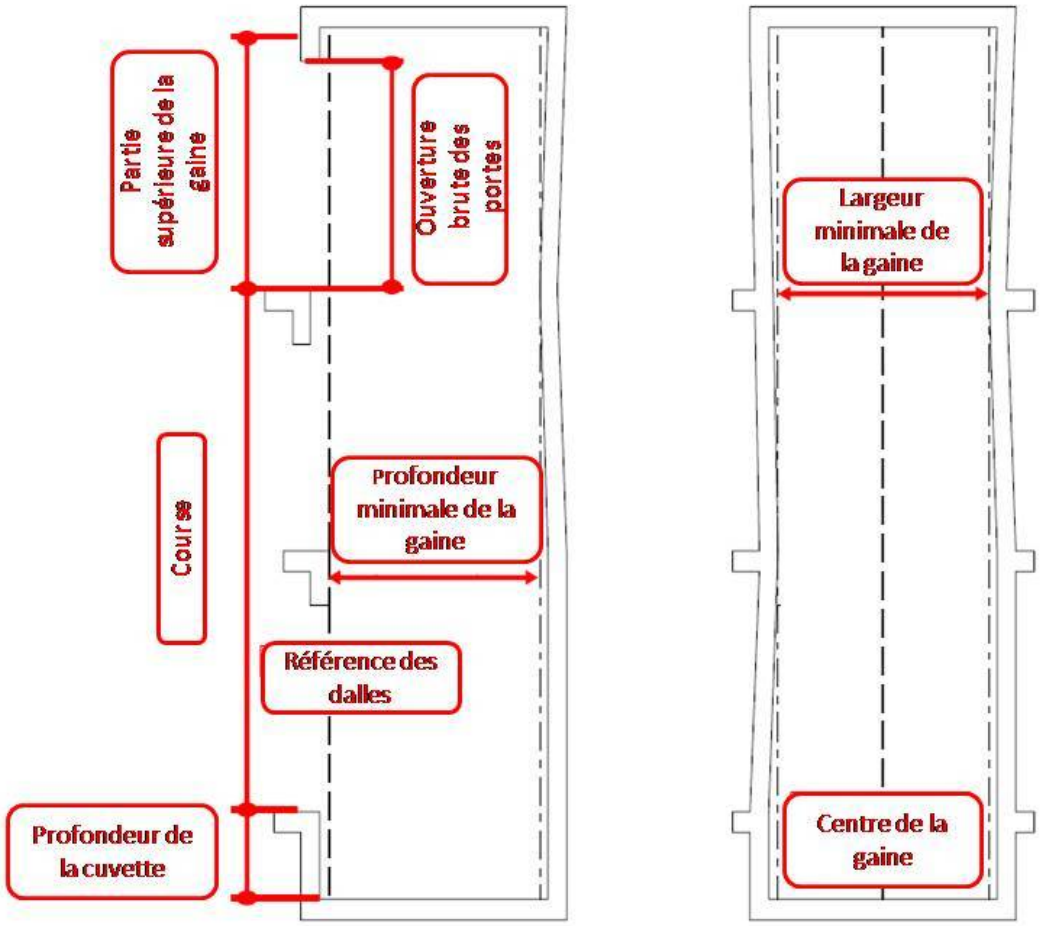


Figure 17 : L'écart des dimensions du béton dans une gaine

Afin de ne pas transmettre les défauts de linéarité du béton aux guides, on lance des fils de référence en nylon ou en acier (selon la longueur totale de la gaine et les conditions du chantier : gaine fermée ou ouverte).

Ces fils, qui seront considérés comme les seules références pour les guides de l'ascenseur, prendront en compte les distances minimales entre les différents composants et les murs en béton, ainsi qu'un axe de référence fourni par le client, auquel l'ascenseur sera parallèle.

Après avoir fixé les fils de référence à une distance DBG-10mm, on installe les deux guides à 5mm chacune, d'une part et d'autre des fils. La distance entre les rails (**D**istance **B**etween **G**uides) deviendra alors à la distance définie sur les plans de dessin.

4.3 Fixation des guides

La fixation des guides sera faite sur les murs de la gaine en béton, par l'intermédiaire des supports en formes de 'L'.

Afin de fixer une guide en un point, il faut d'abord fixer un support en forme de 'L' (2) sur le mur par l'intermédiaire des boulons d'ancrage (1). D'une autre part, la guide sera attachée au support (3) à travers les attaches guides (4). L'assemblage des supports (2) et (3) se fait soit par soudage et soit à l'aide des boulons, juste après avoir effectué les réglages nécessaires.

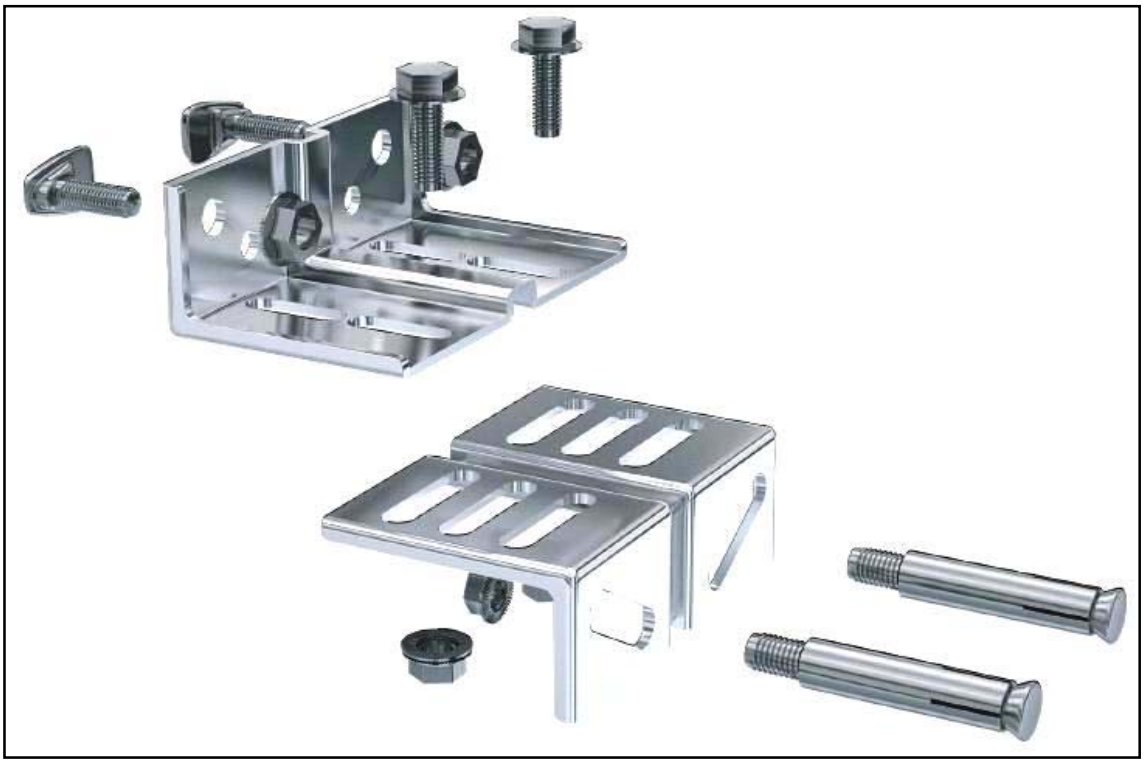


Figure 18 : Les supports qui fixent les guides aux murs

1. Boulons d'ancrage
2. Le support côté mur
3. Support côté guide
4. Attache guide

4.4 Réglage et alignement des guides

D'habitude, les guides d'ascenseurs en forme de 'T'ont une longueur définie de 5 m. Alors le nombre de supports par guide sera défini par le calcul, en fonction de la capacité et la vitesse de l'ascenseur, ainsi que la nature des charges appliquées sur les guides.

Les guides seront joints par tenon et mortaise et fixées par un joint de guides (fishplate), à travers huit boulons.

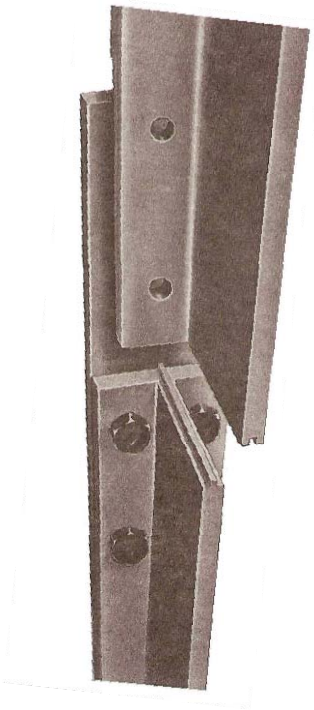


Figure 19 : Deux guides assemblées en tenon et mortaise par un joint

4.5 Supports des guides

Les guides de cabine et du contrepoids doivent être fixées sur les murs de la gaine par des liaisons rigides. Ces liaisons rigides peuvent être assemblées soit par des boulons ou soit par soudage, afin d'avoir la rigidité requise des supports des guides.

Le nombre de liaisons par guide sera calculé en fonction des charges sur lesquelles les guides sont soumises. D'habitude, pour les ascenseurs hydrauliques, les guides étant soumises à des moments grâce au châssis de la cabine en porte-à-faux. Alors la distance entre deux supports consécutifs est généralement de 1 mètre, ce qui fait cinq supports par guide. Pour les ascenseurs électriques, deux ou trois supports par guides seront utilisés selon la charge exercée sur les guides.

Dans notre cas, malgré la force exercée sur les guides grâce au moteur, le calcul sera fait pour deux supports par guide, puisque la charge et la vitesse de la cabine sont petites.

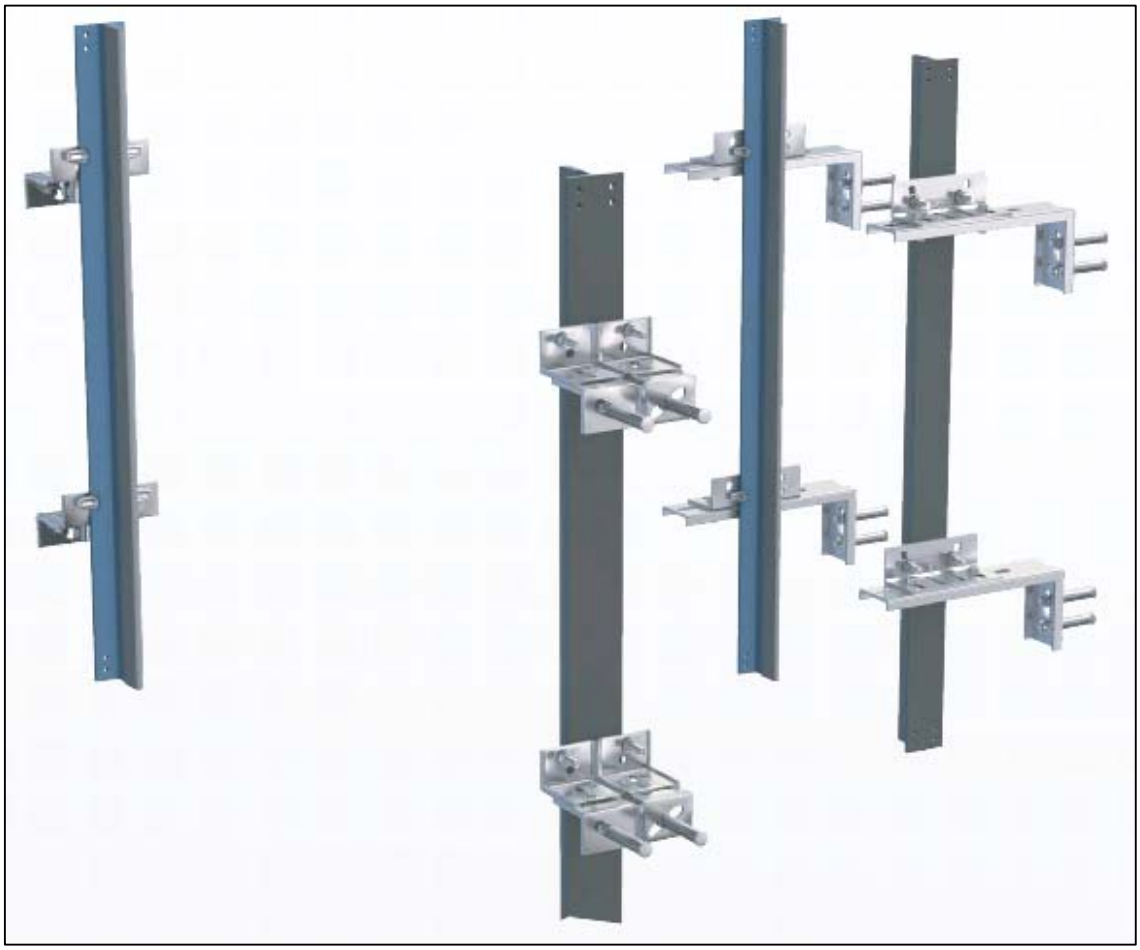


Figure 20 : Les guides fixées par leurs supports

4.6 Calcul des guides de la cabine

4.6.1 La norme Européenne

Selon la norme Européenne EN81.1 - Règles de sécurité pour la construction et l'installation des ascenseurs, les guides choisies doivent vérifier le calcul décrit dans l'annexe G de cette norme. Afin de vérifier le calcul, trois hypothèses sont à considérer :

- La charge nominale Q selon doit être uniformément répartie sur les 3/4 de la surface de la cabine de façon à ce quelle se trouve dans la position la plus défavorable, lors de l'étude

des cas de charge en fonctionnement normal et lors du déclenchement d'un dispositif de sécurité.

- Il est supposé que les dispositifs de sécurité fonctionnent simultanément sur les guides et que l'effort de freinage est réparti de manière égale.
- Le point d'application des masses de la cabine vide et des composants qui s'y rattachent tels que pistons, partie du câble pendentif, câbles/chaînes de compensation est considéré comme étant le centre de gravité de la masse de la cabine.

4.6.2 Etendue des calculs

Les guides doivent être dimensionnés en tenant compte des contraintes de flexion.

Dans tous les cas où des dispositifs de sécurité agissent sur les guides, leur dimensionnement doit tenir compte des contraintes de flambage et de flexion.

4.6.3 Données du calcul

- **P** (masse de la cabine et des accessoires) = 300Kg
- **Q** (charge nominale) = 450Kg
- **L** (distance entre deux supports consécutifs) = 2500mm
- **h** (longueur de l'étrier) = 3100mm
- Type de parachute = progressive, amortie
- **V** Vitesse nominale = 1m/s
- **H** Course = 12m
- **M** Masse des composants accrochés sur les guides = 50Kg
- $\mathbf{X_p}$ Position du centre de gravite de la masse P suivant X = 10cm
- $\mathbf{Y_p}$ Position du centre de gravite de la masse P suivant Y = 10cm
- $\mathbf{D_X}$ Profondeur de la cabine selon l'axe des X = 1200mm
- $\mathbf{D_Y}$ Profondeur de la cabine selon l'axe des Y =950mm
- **Type des guides choisies : SAVERA Super T75-3/A** (annexe D)

4.6.4 Contraintes et flèches admissibles

A – Contraintes

Les contraintes admissibles des matériaux des guides utilisés doivent être déterminées par la formule suivante :

$$\sigma_{perm} = \frac{R_m}{S_t} \qquad [4.1]$$

dans laquelle :

σ_{perm} est la contrainte admissible

R_m est la résistance à la traction

S_t est le coefficient de sécurité

Le coefficient de sécurité doit être pris dans le tableau 4.

Cas de charge	Allongement (A_5)	Coefficient de sécurité
Chargement en utilisation normale	$A_5 \geq 12$ %	2,25
	8 % $\leq A_5 \leq$ 12 %	3,75
Prise d'un dispositif mécanique d'arrêt	$A_5 \geq 12$ %	1,8
	8 % $\leq A_5 \leq$ 12 %	3,0

Tableau 4 : Coefficients de sécurité applicables aux guides

Les matériaux dont l'allongement est inférieur à 8 % sont considérés comme trop fragiles et ne doivent pas être utilisés.

Dans notre cas, d'après l'annexe D, la résistance à la traction de l'acier utilisée dans les guides du type T75-3/B, est R_m = 470 N/mm^2, et le coefficient d'allongement est de 8%.

D'après la formule (4.1)

σ_{perm} = 15666,66 N/cm^2

B – Flèches

D'après la Norme Européenne EN81.1, paragraphe 10.1.1.2 :

Pour les guides à profil en T, les flèches admissibles maximales calculées sont les suivantes:

> *a) 5 mm dans les deux directions pour les guides de cabine, de contrepoids ou de masse d'équilibrage sur lesquels agissent des dispositifs mécaniques d'arrêt;*
>
> *b) 10 mm dans les deux directions pour les guides de contrepoids ou de masse d'équilibrage sans dispositifs mécaniques d'arrêt.*

La fixation des guides à leurs supports et au bâtiment doit permettre de compenser, soit automatiquement, soit par simple réglage, les effets dus aux tassements normaux du bâtiment et au retrait du béton.

Une rotation des attaches qui pourrait entraîner une libération du guide doit être empêchée.

4.6.5 Contraintes de flexion

En fonction :

- de la suspension de la cabine, du contrepoids ou de la masse d'équilibrage ;
- de la position des guides par rapport à la cabine, au contrepoids ou à la masse d'équilibrage ;
- de la charge et de sa répartition en cabine ;

Les forces d'appui induites au niveau des coulisseaux de guidage provoquent des contraintes de flexion dans les guides.

Lors du calcul des contraintes de flexion sur les différents axes du guide (figure G.1), les hypothèses suivantes doivent être considérées :

- le guide est assimilé à une poutre continue dont les points de fixation flexibles sont à intervalle de longueur l ;
- la résultante des efforts provoquant des contraintes de flexion agissent au milieu de la distance séparant deux fixations contiguës ;
- les moments de flexion agissent dans l'axe neutre du profil du guide.

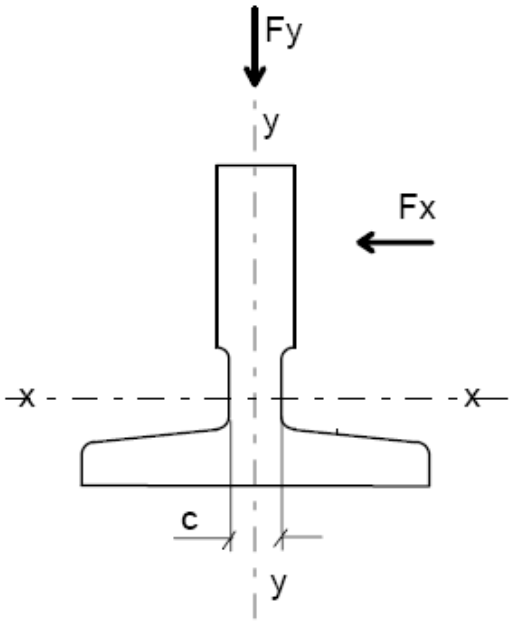


Figure 21 : Axe des guides

Afin de faire le calcul de flexion sur les guides, étant donné que dans notre projet, la cabine est guidée symétriquement et suspendue en son milieu, et d'après la norme Européenne EN81.1, l'annexe G : *La charge nominale Q selon 8.2 doit être uniformément répartie sur les 3/4 de la surface de la cabine de façon à ce quelle se trouve dans la position la plus défavorable comme décrit dans les exemples donnés en G.7, lors de l'étude des cas de charge en fonctionnement normal et lors du déclenchement d'un dispositif de sécurité.*

Ainsi, le centre de la charge nominale Q est décalé de l'axe de guides d'une distance X_Q et le centre de gravité de la cabine vide sera aussi décalé du centre de l'axe des guides des distances X_P et Y_P à cause des charges supplémentaires accrochés sur la cabine, comme le câble pendentif, qui a comme rôle la liaison électrique entre la cabine et le tableau de commande.

P et Q seront considérés être situés d'un même côté, cela représente le cas le plus défavorable, de même lorsque Q est sur l'axe des X.

4.6.6 Premier cas de flexion – asymétrie de la charge suivant X

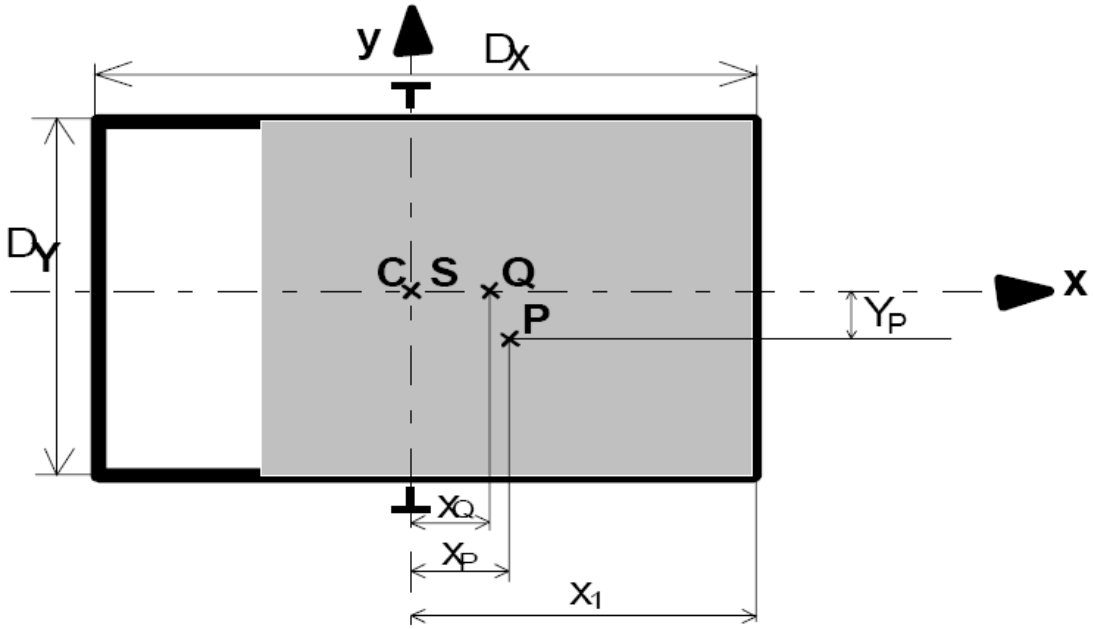


Figure 22 : Asymétrie des forces dans la cabine par rapport à l'axe des X

4.6.6.A - Lors de l'activation du parachute

1 - Contrainte de flexion

a) Force F_X sur le guide par rapport à l'axe des Y, due aux forces de guidage

$$F_X = \frac{K_1 . g_n . (P . X_P + Q . X_q)}{n . h}$$

[4.1]

Avec $X_Q = D_X/8$ [2]

$Y_Q = 0$

Dans laquelle :

k_1 est le facteur d'impact selon le tableau 4 ;

g_n est l'accélération normale de la pesanteur (9,81 m/s^2) ;

P est la masse de la cabine vide et des éléments supportés par celles-ci, c'est-à-dire une partie du câble pendentif, des câbles ou des chaînes de compensation (le cas échéant), etc., en kilogrammes ;

Q est la charge nominale, en kilogrammes;

n est le nombre de guides.

Le facteur K1 = 2 puisque la parachute choisie à être utilisée dans notre projet, d'après l'annexe D est une parachute à prise amortie (tableau 4)

Alors F_X = 308,2N

Le moment M_Y

$$M_Y = \frac{3.F_X.l}{16}$$

[4.2]

Alors M_Y= 14448,08 N.cm

La contrainte de flexion par rapport a l'axe des Y :

$$\sigma_Y = \frac{M_y}{W_y}$$

[4.3]

[2] Selon la Norme EN81.1 page 124, en considérant le cas le plus défavorable du chargement de la cabine

Dans laquelle

W_Y est le module de la surface de la section transversale pour les guides choisis de l'annexe D (W_Y= 7,06 cm^3 pour les guides T75-3/B)

Alors σ_Y = 2046,47 N/cm^2

b) Force F_Y sur le guide par rapport à l'axe des X, due aux forces de guidage

$$F_Y = \frac{K_1 . g_n . (P . Y_P + Q . Y_q)}{\frac{n}{2} . h}$$

[4.4]

Avec $Y_Q = 0$

n = 2

Alors F_Y = 189,67 N

Le moment M_x

$$M_x = \frac{3 . F_Y . l}{16}$$

[4.5]

Alors M_x = 8891,12 N.cm

La contrainte de flexion par rapport à l'axe des X :

$$\sigma_x = \frac{M_x}{W_x}$$

[4.6]

Dans laquelle

W_x est le module de la surface de la section transversale pour les guides choisis de l'annexe D (W_x= 9,29 cm^3 pour les guides T75-3/B)

Alors σ_x = 957,06 N/cm^2

Cas d'impact	Coefficient d'impact	Valeur
Enclenchement d'un parachute à prise instantanée ou d'un système de blocage, aucun n'étant à galets	k_1	5
Enclenchement d'un parachute à prise instantanée ou d'un système de blocage, les deux étant à galets, ou de dispositif à taquets avec amortisseur à accumulation d'énergie, ou d'amortisseur à accumulation d'énergie		3
Enclenchement d'un parachute à prise amortie, ou d'un système de blocage à prise amortie, ou de dispositif à taquets avec amortisseurs à dissipation d'énergie, ou d'amortisseur à dissipation d'énergie		2
Soupape de rupture		2
Déplacement	k_2	1,2
Équipements auxiliaires	k_3	(...) 1)
1) La valeur doit être déterminée par le constructeur en fonction de l'installation réelle.		

Tableau 5 : Coefficients d'impact

2 - L'effort de flambage

L'effort de flambage F_k de la cabine doit être évalué à l'aide de la formule suivante :

$$F_k = \frac{K_1 . g_n . (P + Q)}{n}$$

[4.7]

Dans laquelle :

k_1 est le facteur d'impact selon le tableau 4 ;

g_n est l'accélération normale de la pesanteur (9,81 m/s^2) ;

P est la masse de la cabine vide et des éléments supportés par celles-ci, c'est-à-dire une partie du câble pendentif, des câbles ou des chaînes de compensation (le cas échéant), etc., en kilogrammes ;

Q est la charge nominale, en kilogrammes;

n est le nombre de guides.

Alors dans notre cas, F_k = 7350N

Pour la détermination des contraintes de flambage, la méthode dite «OMEGA» doit être utilisée en appliquant la formule suivante

$$\sigma_K = \frac{(F_K + K_3.M).\omega}{A}$$

[4.8]

Dans laquelle :

σ_k est la contrainte de flambage

F_k est l'effort de flambage, sur un guide de la cabine

k_3 est le facteur d'impact, voir tableau 4;

M est l'effort sur un guide induit par un équipement auxiliaire

A est la section transversale du guide

ω est la valeur OMEGA.

Calcul de ω

Le coefficient d'élancement λ :

$$\lambda = \frac{l}{i}$$

[4.9]

Dans laquelle :

λ est le coefficient d'élancement

l est la longueur de flambage

i est le rayon minimal de giration (Annexe D)

Alors $\lambda = 161{,}29$

Les valeurs «OMEGA» peuvent être évaluées par les polynômes ci-dessous

Pour l'acier de résistance élastique à la traction Rm = 370 N/mm^2 :

$20 < \lambda \leq 60$: $\omega = 0{,}00012920 \cdot \lambda^{1{,}89} + 1$;
$60 < \lambda \leq 85$: $\omega = 0{,}00004627 \cdot \lambda^{2{,}14} + 1$;
$85 < \lambda \leq 115$: $\omega = 0{,}00001711 \cdot \lambda^{2{,}35} + 1{,}04$;
$115 < \lambda \leq 250$: $\omega = 0{,}00016887 \cdot \lambda^{2{,}00}$

Pour l'acier de résistance élastique à la traction Rm = 520 N/mm^2 :

$20 < \lambda \leq 60$: $\omega = 0{,}00008240 \cdot \lambda^{2{,}06} + 1{,}021$;
$60 < \lambda \leq 85$: $\omega = 0{,}00001895 \cdot \lambda^{2{,}41} + 1{,}05$;
$85 < \lambda \leq 115$: $\omega = 0{,}00002447 \cdot \lambda^{2{,}36} + 1{,}03$;
$115 < \lambda \leq 250$: $\omega = 0{,}00025330 \cdot \lambda^{2{,}00}$.

[4.10]

Pour déterminer une valeur OMEGA pour un acier de résistance élastique à la traction comprise entre 370 N/mm^2 et 520 N/mm^2, la formule suivante doit être utilisée :

$$\omega_R = \left[\frac{\omega_{520} - \omega_{370}}{520 - 370} \cdot (R_m - 370)\right] + \omega_{370}$$

[4.11]

Avec *Rm* est la résistance élastique à la torsion le l'acier des guides utilisés (470N/mm^2, selon l'annexe D)

Alors $\omega = 5{,}85$

D'après la formule 4.7, la force de flambage sur les guides de la cabine sera

$F_K = 7350$ N

Et d'après la formule 4.8, la contrainte maximale de flambage sur les guides de la cabine sera

$\sigma_K = 4439{,}65$ N/cm^2

3 - Contrainte de flexion

Dans notre cas, la contrainte de flexion pour les guides de la cabine sera :

$$\sigma_m = \sigma_x + \sigma_y \leq \sigma_{perm}$$

[4.12]

dans laquelle :

σ_m est la contrainte de flexion

σ_x est la contrainte de flexion sur l'axe des X

σ_y est la contrainte de flexion sur l'axe des Y

σ_{perm} est la contrainte admissible

Donc σ_m = 3003,53 N/cm^2, inferieure à la contrainte permissible σ_{perm} (15666,66 N/cm^2)

4 - Contrainte de flexion et compression

$$\sigma = \sigma_m + \frac{F_k + K_3 . M}{A} \leq \sigma_{perm}$$

[4.13]

dans laquelle :

σ_m	est la contrainte de flexion
σ_{perm}	est la contrainte admissible
F_k	est l'effort de flambage sur un guide de la cabine
k_3	est le facteur d'impact, voir tableau 5[3]
M	est l'effort sur un guide induit par l'équipement auxiliaire
A	est la section transversale du guide

Donc σ = 3761,49 N/cm^2, inferieure à la contrainte permissible σ_{perm} (15666,66 N/cm^2)

[3] Ayant un parachute à prise amorti, on va considérer K3 = 2

5 - Contrainte flambage et flexion

$$\sigma_c = \sigma_K + 0{,}9.\sigma_m$$

[4.14]

Donc σ_c = 7142,83 N/cm^2, inferieure à la contrainte permissible σ_{perm} (15666,66 N/cm^2)

6 - Torsion de la semelle

La torsion doit être prise en compte.

La formule suivante doit être utilisée pour les guides à profil en T :

$$\boldsymbol{\sigma_F = \frac{1,85.F_x}{c^2} \leq \sigma_{perm}}$$

[4.15]

dans laquelle :

σ_F est la contrainte locale de torsion

F_x est l'effort exercé par un coulisseau sur la semelle

c est la largeur de la partie du pied qui se rattache à la joue, voir figure 21

σ_{perm} est la contrainte admissible

Donc σ_F = 890,96 N/cm^2, inferieure à la contrainte permissible σ_{perm} (15666,66 N/cm^2)

7 - Flèches

Les flèches doivent être déterminées par les formules suivantes:

$$\delta_y = 0{,}7.\frac{F_y.\,l^3}{48.\,E.\,I_x} \qquad dans\ le\ plan\ Y - Y\ d'inertie\ du\ guide$$

[4.16]

$$\delta_x = 0{,}7.\frac{F_x.\,l^3}{48.\,E.\,I_y} \qquad dans\ le\ plan\ X - X\ d'inertie\ du\ guide$$

[4.17]

dans lesquelles

δ_x	est la flèche sur l'axe des X
δ_y	est la flèche sur l'axe des Y
F_x	est la force d'appui sur l'axe des X
F_y	est la force d'appui sur l'axe des Y
l	est la distance maximale entre les attaches de guide,
E	est le module d'élasticité
I_x	est le moment d'inertie de la section sur l'axe des X
I_y	est le moment d'inertie de la section sur l'axe des Y

D'après la Norme Européenne EN81.1, paragraphe 10.1.1.2 :

Pour les guides à profil en T, les flèches admissibles maximales calculées sont les suivantes:

> *a) 5 mm dans les deux directions pour les guides de cabine, de contrepoids ou de masse d'équilibrage sur lesquels agissent des dispositifs mécaniques d'arrêt;*

Donc d'après 4.16, la déflection maximale des guides lors de l'activation du système parachute selon l'axe X-X, sera

δ_x = 0,12 cm ; étant inférieure à 5mm selon la Norme Européenne, cette valeur sera acceptable

Donc d'après 4.17, la déflection maximale des guides lors de l'activation du système parachute selon l'axe XY-Y, sera

δ_y = 0,052 cm ; étant inférieure à 5mm selon la Norme Européenne, cette valeur sera acceptable

4.6.6.B - Lors de l'usage normal

A – Contraintes admissibles

D'après le tableau 4, le coefficient de sécurité à utiliser en cas de chargement en utilisation normale est S_t = 3,75.

En appliquant cette valeur dans l'équation (4.1), la contrainte admissible pour les guides utilisés sera

σ_{perm} = 12533,33N/cm^2

1 - Contrainte de flexion

a) Force F_X sur le guide par rapport à l'axe des Y, due aux forces de guidage

$$F_X = \frac{K_2 . g_n . (P . X_P + Q . X_q)}{n . h}$$

[4.18]

Avec $X_Q = D_X/8$

$Y_Q = 0$

Dans laquelle :

K_2 est le facteur de déplacement selon le tableau 4 ;

g_n est l'accélération normale de la pesanteur (9,81 m/s^2) ;

P est la masse de la cabine vide et des éléments supportés par celles-ci, c'est-à-dire une partie du câble pendentif, des câbles ou des chaînes de compensation (le cas échéant), etc., en kilogrammes ;

Q est la charge nominale, en kilogrammes;

n est le nombre de guides.

Alors F_X = 184,93N

D'après la formule (4.2), le moment

M_Y = 8668,85 N.cm

D'après la formule (4.3), la contrainte de flexion par rapport à l'axe des Y :

σ_Y = 1227,88 N/cm^2

b) Force F_Y sur le guide par rapport à l'axe des X, due aux forces de guidage

$$F_Y = \frac{K_2 . g_n . (P.Y_P + Q.Y_q)}{\frac{n}{2}.h}$$

[4.19]

Avec $Y_Q = 0$

$n = 2$

Alors F_Y = 113,8 N

D'après la formule (4.5), le moment

Le moment M_x = 5334,67 N.cm

D'après la formule (4.6), la contrainte de flexion par rapport à l'axe des Y :

$\sigma_x = 574{,}23$ N/cm^2

Dans notre cas, d'après l'équation (4.12), la contrainte de flexion pour les guides de la cabine sera :

$\sigma_m = 3003{,}53$ N/cm^2, inférieure à la contrainte permissible σ_{perm} (12533,33N/cm^2)

3 - Contrainte de flexion et compression

$$\sigma = \sigma_m + \frac{g.K_3.M}{A} \leq \sigma_{perm}$$

[4.20]

dans laquelle :

σ_m	est la contrainte de flexion
σ_{perm}	est la contrainte admissible
k_3	est le facteur d'impact, voir tableau 5[4]
M	est l'effort sur un guide induit par l'équipement auxiliaire
A	est la section transversale du guide
g	est l'accélération normale de la pesanteur (9,81 m/s^2)

Donc $\sigma = 1891{,}29$ N/cm^2, inferieure à la contrainte permissible σ_{perm} (12533,33 N/cm^2)

4 - Torsion de la semelle

D'après la formule (4.15), la torsion de la semelle sera donc :

$\sigma_F = 534{,}57$ N/cm^2, inférieure à la contrainte permissible σ_{perm} (12533,33 N/cm^2)

[4] Ayant un parachute à prise amorti, on va considérer K3 = 2

5 Flèches

Les flèches doivent être déterminées par les équations (4.16) et (4.17):

D'après (4.16), la déflection maximale des guides lors de l'utilisation normale selon l'axe X-X, sera

δ_x = 0,0772 cm ; étant inférieure à 5mm selon la Norme Européenne, cette valeur sera acceptable

D'après (4.17), la déflection maximale des guides lors de l'utilisation normale selon l'axe Y-Y, sera

δ_y = 0,0312 cm ; étant inférieure à 5mm selon la Norme Européenne, cette valeur sera acceptable

4.6.7 Deuxième cas de flexion – asymétrie de la charge suivant Y

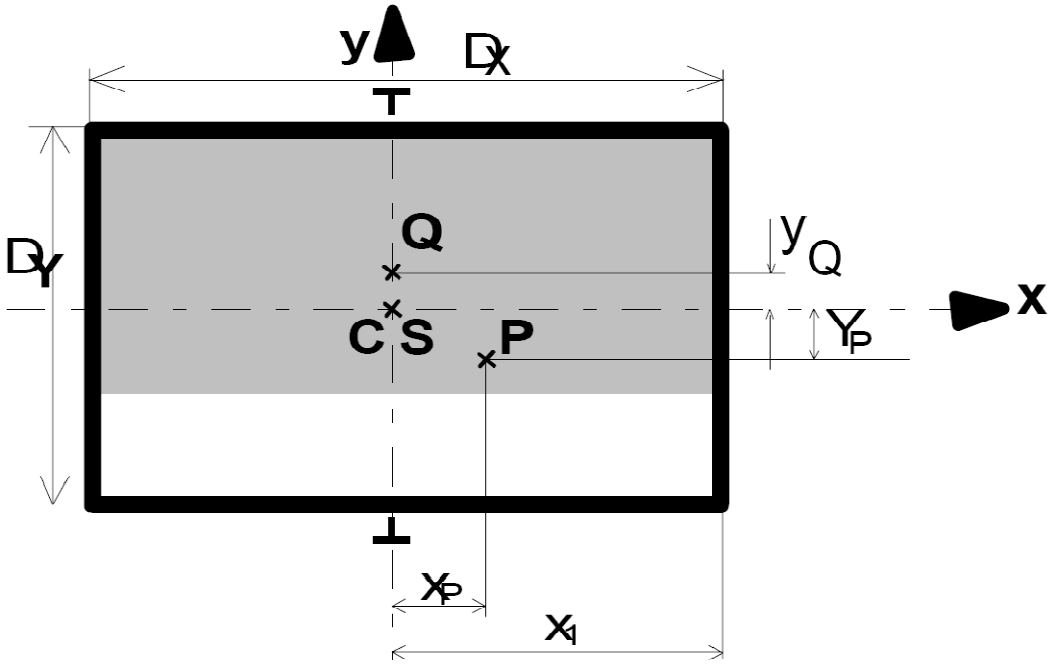


Figure 23 : Asymétrie des forces dans la cabine par rapport à l'axe des Y

Par analogie au premier cas, le calcul aura lieu dans les deux conditions :

- Lors de l'activation du parachute

- Lors de chargement de la cabine

4.6.7.A - Lors de l'activation du parachute

1 - Contrainte de flexion

a) Force F_X sur le guide par rapport à l'axe des Y, due aux forces de guidage selon l'équation (4.1)

Avec $Y_Q = D_X/8$ [5]

$X_Q = 0$

$F_X = 94{,}83$N

Le moment M_Y selon l'équation (4.2)

$M_Y = 4445{,}56$ N.cm

La contrainte de flexion par rapport à l'axe des Y selon l'équation (4.3)

$\sigma_Y = 629{,}68$ N/cm^2

b) Force F_Y sur le guide par rapport à l'axe des X, due aux forces de guidage selon l'équation (4.4)

$F_Y = 527{,}54$ N

Le moment M_x selon l'équation (4.5)

$M_x = 24728{,}45$ N.cm

[5] Selon la Norme EN81.1 page 124, en considérant le cas le plus défavorable du chargement de la cabine

La contrainte de flexion par rapport à l'axe des X selon l'équation (4.6):

$\sigma_x = 4439{,}65$ N/cm^2

2 - L'effort de flambage

L'effort de flambage F_k de la cabine doit être évalué à l'aide de l'équation (4.7)

$F_k = 7350$N

les contraintes de flambage, selon (4.8)

$\sigma_K = 4439{,}65$ N/cm^2

3 - Contrainte de flexion

La contrainte de flexion pour les guides de la cabine selon l'équation (4.12):

Donc $\sigma_m = 3291{,}51$ N/cm^2, inferieure à la contrainte permissible σ_{perm} (15666,66 N/cm^2)

4 - Contrainte de flexion et compression

Selon l'équation (4.13), $\sigma = 4049{,}48$ N/cm^2, inférieure à la contrainte permissible σ_{perm} (15666,66 N/cm^2)

5 - Contrainte flambage et flexion

Selon (4.14), $\sigma_c = 7142{,}83$ N/cm^2, inférieure à la contrainte permissible σ_{perm} (15666,66 N/cm^2)

Selon (4.15), $\sigma_F = 274{,}14$ N/cm^2, inférieure à la contrainte permissible σ_{perm} (15666,66 N/cm^2)

7 - Flèches

Les flèches doivent être déterminées par les équations (4.16) et (4.17)

Donc d'après (4.16), la déflection maximale des guides lors de chargement normal selon l'axe X-X, sera

$\delta_x = 0{,}0396$ cm ; étant inférieure à 5mm selon la Norme Européenne, cette valeur sera acceptable

Donc d'après (4.17), la déflection maximale des guides lors chargement normal selon l'axe Y-Y, sera

$\delta_y = 0{,}14$ cm ; étant inférieure à 5mm selon la Norme Européenne, cette valeur sera acceptable

4.6.7.B - Lors de l'usage normal

A – Contraintes admissibles

D'après le tableau 4, le coefficient de sécurité à utiliser en cas de chargement en utilisation normale est $S_t = 3{,}75$.

En appliquant cette valeur dans l'équation (4.1), la contrainte admissible pour les guides utilisés sera

$\sigma_{perm} = 12533{,}33$N/cm^2

1 - Contrainte de flexion

a) Selon (4.18), la force F_X sur le guide par rapport à l'axe des Y, due aux forces de guidage

$F_X = 56{,}9$N

Avec $Y_Q = D_X/8$

$X_Q = 0$

D'après la formule (4.2), le moment

$M_Y = 2667{,}33$ N.cm

D'après la formule (4.3), la contrainte de flexion par rapport à l'axe des Y :

$\sigma_Y = 377{,}81$ N/cm^2

b) Selon (4.19), la force F_Y sur le guide par rapport à l'axe des X, due aux forces de guidage

$F_Y = 113{,}8$ N

Avec $X_Q = 0$

$n = 2$

D'après la formule (4.5), le moment

Le moment $M_x = 14837{,}07$ N.cm

D'après la formule (4.6), la contrainte de flexion par rapport à l'axe des Y :

$\sigma_x = 1597{,}1$ N/cm^2

Dans notre cas, d'après l'équation (4.12), la contrainte de flexion pour les guides de la cabine sera :

$\sigma_m = 1974{,}91$N/cm^2, inférieure à la contrainte permissible σ_{perm} (12533,33N/cm^2)

3 - Contrainte de flexion et compression

Selon (4.20), $\sigma = 2064{,}08$ N/cm^2, inférieure à la contrainte permissible σ_{perm} (12533,33 N/cm^2)

4 - Torsion de la semelle

D'après la formule (4.15), la torsion de la semelle sera donc :
$\sigma_F = 164{,}48$ N/cm^2, inferieure à la contrainte permissible σ_{perm} (12533,33 N/cm^2)

5 - Flèches

Les flèches doivent être déterminées par les équations (4.16) et (4.17):

D'après (4.16), la déflection maximale des guides lors de l'utilisation normale selon l'axe X-X, sera

$\delta_x = 0{,}0237$ cm ; étant inférieure à 5mm selon la Norme Européenne, cette valeur sera acceptable

D'après (4.17), la déflection maximale des guides lors de l'utilisation normale selon l'axe Y-Y, sera

$\delta_y = 0{,}0868$ cm ; étant inférieure à 5mm selon la Norme Européenne, cette valeur sera acceptable

4.6.8 Troisième cas – chargement en utilisation normale

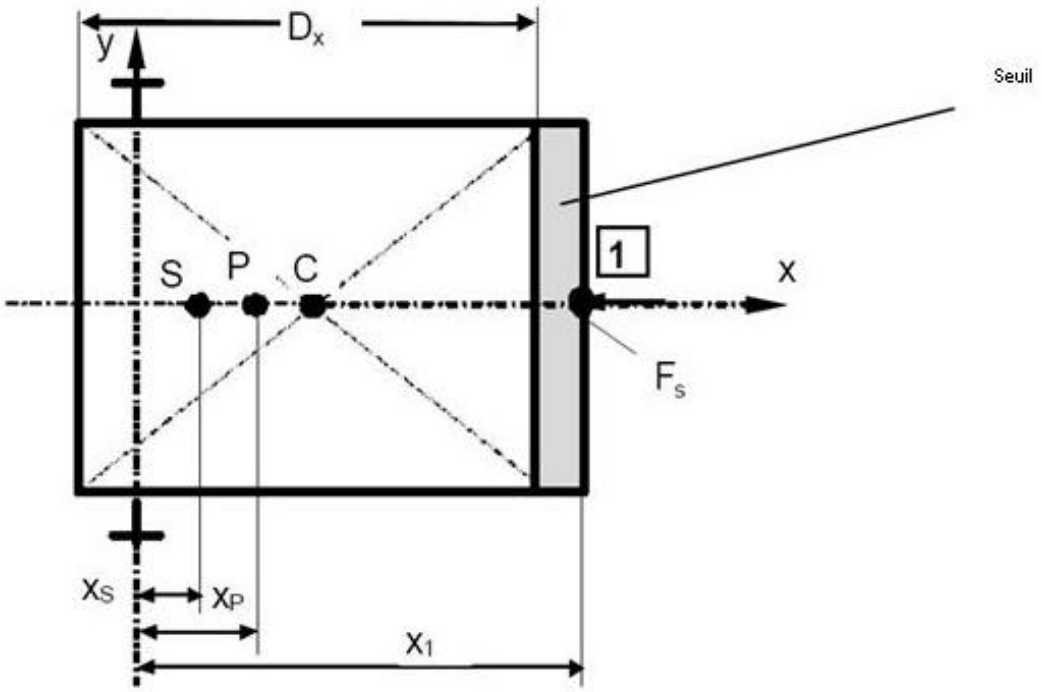


Figure 24 : Charges sur le seuil de la cabine

D'après la Norme Européenne EN81.1, annexe G, paragraphe G2.6, Lors du chargement ou du déchargement de la cabine, on suppose qu'un effort — Fs— exercé sur le seuil agit sur le centre du seuil de la cabine. L'effort total sur le seuil doit être :

$Fs = 0,4 \cdot gn \cdot Q$	*pour les ascenseurs de charges nominales inférieures à 2 500 kg installés dans des lieux privés, immeubles de bureaux, hôtels, hôpitaux, etc. ;*
$Fs = 0,6 \cdot gn \cdot Q$	*pour les ascenseurs de charges nominales supérieures ou égales à 2 500 kg ;*
$Fs = 0,85 \cdot gn \cdot Q$[6]	*pour les ascenseurs de charges nominales supérieures ou égales à 2 500 kg dans le cas d'un chargement par chariot élévateur.*

[6] *0,85 est fondé sur l'hypothèse de 0,6 . Q et de la moitié du poids du chariot élévateur, ce qui — par expérience (catégorie ANSI C 2) — n'est pas plus important que la moitié de la charge nominale (0,6 + 0,5 . 0,5) = 0,85.*

En appliquant l'effort sur le seuil, on considère que la cabine est vide. Pour les cabines ayant plus d'une entrée, l'effort appliqué sur le seuil doit l'être uniquement à l'entrée la plus défavorable.

4.6.8.A – Contrainte de flexion

a) Contrainte de flexion sur le guide par rapport à l'axe des Y, due aux forces de guidage:

$$\boldsymbol{F_x = \frac{g_n \cdot \left[P.\left(X_p - X_s\right) + F_s(X_1 - X_s)\right]}{n.h}}$$

[4.21]

Pour F_s = 180 kg d'après 4.6.8, et pour $X_1 = D_x/2$,

La force F_x sera 218,12 N

D'après l'équation (4.2), le moment

M_y = 10224,79N.cm

D'après l'équation (4.3), la contrainte

σ_y = 1448,27 N/cm^2

b) Contrainte de flexion sur le guide par rapport à l'axe des X, due aux forces de guidage:

Pour $Y_1 = D_Y/4$,

La force F_x sera 229,98 N

D'après l'équation (4.5), le moment

M_x = 10780,49 N.cm

D'après l'équation (4.6), la contrainte

σ_y = 1160,44 N/cm^2

Donc la contrainte de flexion, d'après l'équation (4.12)

σ_m = 2608,71 N/cm^2, inférieure à la contrainte permissible σ_{perm} (12533,33N/cm^2)

4.6.8.B - Contrainte de flexion et compression

Donc la contrainte de flexion et compression, d'après l'équation (4.13)

σ = 2697,88 N/cm^2, inférieure à la contrainte permissible σ_{perm} (12533,33 N/cm^2)

4.6.8.C - Torsion du seuil

D'après l'équation (4.15) ,

σ_F = 630,52 N/cm^2, inférieure à la contrainte permissible σ_{perm} (12533,33 N/cm^2)

4.6.8.D - Flèches

Les flèches doivent être déterminées par les équations (4.16) et 4.17):

D'après (4.16), la déflection maximale du seuil selon l'axe X-X lors de chargement de la cabine, sera

δ_x = 0,0911 cm ; étant inférieure à 5mm selon la Norme Européenne, cette valeur sera acceptable

D'après (4.17), la déflection maximale du seuil selon l'axe Y-Y lors de chargement de la cabine, sera

δ_Y = 0,0631 cm ; étant inférieure à 5mm selon la Norme Européenne, cette valeur sera acceptable

4.7 Calcul des guides du contrepoids

4.7.1 Différentes charges sur les guides du contrepoids

Dans les ascenseurs conventionnels, les guides du contrepoids ont seulement le rôle de guidage vertical de ce dernier, car celui-là n'est soumis à aucune charge dynamique lors du fonctionnement de l'ascenseur, ni en montée et ni en descente. D'habitude, les guides du contrepoids seront de dimensions inferieurs à ceux de la cabine, même avant l'année 1995, il était possible d'utiliser des tiges cylindriques de diamètre entre 6 et 10 mm, afin de guider le contrepoids.

Dans notre cas, les guides du contrepoids seront à la fois des guides, ainsi que la structure qui porte la machine de traction (Figure 25)

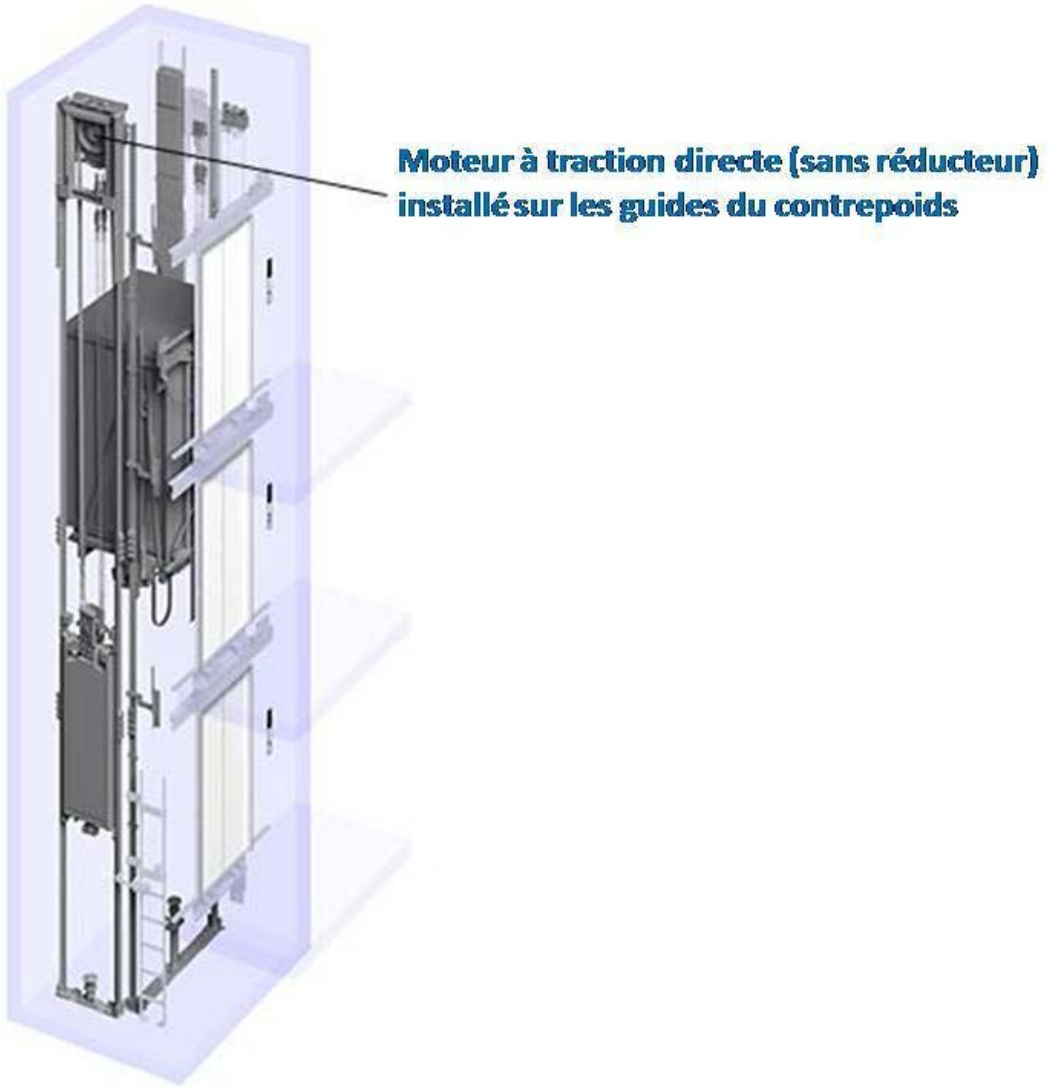


Figure 25 : Moteur monté sur les guides du contrepoids

Dans le calcul à réaliser, le cas le plus défavorable pour le calcul des contraintes maximales est lors du freinage brusque de la cabine surchargée:

Dans ce cas, on va considérer que la cabine sera chargée 125% la capacité nominale, alors la charge sur chaque guide sera

$$M_c = \frac{2P + 1{,}75.Q + M_m + M}{2}$$

[4.22]

Dans laquelle

M_c	est la charge sur une guide du contrepoids
P	est le poids de la cabine vide
Q	est la capacité maximale de la cabine
M_m	est la masse du moteur
M	est les masses additionnelles que le moteur porte

Alors les guides du contrepoids sont soumis à une charge M = 9037N, cette charge est composé de :

Masse du moteur :	320 Kg
Capacité de surcharge de la cabine :	562 Kg
Poids de la cabine vide :	300 Kg
Poids du contrepoids :	525 Kg
Charge additionnelle sur le moteur (câble pendentif) :	100 Kg

4.7.2 données du calcul

- **P** (masse de la cabine et des accessoires) = 300Kg

- **Q** (charge nominale) = 450Kg
- **L** (distance entre deux supports consécutifs) = 2500mm
- **h** (longueur de l'étrier) = 3100mm
- Type de parachute = pas de parachute
- **V** Vitesse nominale = 1m/s
- **H** Course = 12m
- **M** Masse des composants accrochés sur les guides = 100Kg
- $\mathbf{D_X}$ Profondeur du contrepoids selon l'axe des X = 200mm
- $\mathbf{D_Y}$ Profondeur du contrepoids selon l'axe des Y = 750mm
- **Type des guides choisies : SAVERA Super T75-3/A** (annexe D)

4.7.3 La contrainte de flambage

La vérification des contraintes maximales sera calculée lors de l'arrêt brusque de la cabine surchargée en descente.

On va considérer dans notre calcul la valeur de la décélération lors d'un freinage brusque comme celle de la décélération lors de l'activation du système parachute. D'après la Norme Européenne, cette valeur dans les deux cas ne doit jamais dépasser la valeur de g, alors le calcul sera basé ainsi sur le cas le plus défavorable.

1 - Contrainte de flexion

a) Force F_X sur le guide par rapport à l'axe des Y, due aux forces de guidage d'après l'équation (4.1) :

$F_X = 33{,}19$N

D'après l'équation (4.2), le moment M_Y

$M_Y = 1555{,}94$ N.cm

D'après l'équation (4.3), la contrainte de flexion par rapport a l'axe des Y :

$\sigma_Y = 220{,}38$ N/cm^2

b) D'après l'équation (4.4), la force F_Y sur le guide par rapport à l'axe des X, due aux forces de guidage

$F_Y = 124{,}47$ N

D'après l'équation (4.5), le moment M_x

$M_x = 5834{,}8$ N.cm

D'après l'équation (4.6), la contrainte de flexion par rapport à l'axe des X :

$\sigma_x = 628{,}07$ N/cm^2

2 - L'effort de flambage

L'effort de flambage F_C du contrepoids doit être évalué à l'aide de l'équation (4.7) :

Alors dans notre cas, $F_C = 5145$N

Pour la détermination des contraintes de flambage, la méthode dite «OMEGA» doit être utilisée en appliquant la formule suivante

$$\sigma_K = \frac{(F_C + K_3 . M) . \omega}{A}$$

[4.23]

Dans laquelle :

σ_C est la contrainte de flambage

F_C est l'effort de flambage, sur un guide de la cabine

k_3 est le facteur d'impact, voir tableau 4

M est l'effort sur un guide induit par un équipement auxiliaire

A est la section transversale du guide

ω est la valeur OMEGA.

Par analogie à l'étude des guides de la cabine, la valeur de ω est :

$\omega = 5{,}85$

D'après la formule 4.7, la force de flambage sur les guides du contrepoids sera

$F_C = 5145$ N

Et d'après la formule (4.23), la contrainte maximale de flambage sur les guides du contrepoids sera

$\sigma_C = 12143{,}74$ N/cm^2

3 - Contrainte de flexion

Dans notre cas, la contrainte de flexion pour les guides du contrepoids d'après l'équation (4.12) sera :

$\sigma_m = 848{,}46$ N/cm^2, inférieure à la contrainte permissible σ_{perm} (15666,66 N/cm^2)

4 - D'après l'équation (4.13), la contrainte de flexion et compression

$\sigma = 2921{,}71$ N/cm^2, inférieure à la contrainte permissible σ_{perm} (15666,66 N/cm^2)

5 - D'après l'équation (4.14), la contrainte flambage et flexion

Donc σ_c = 12907,36 N/cm^2, inférieure à la contrainte permissible σ_{perm} (15666,66 N/cm^2)

6 - D'après l'équation (4.15), la torsion de la semelle

σ_F = 95,95 N/cm^2, inférieure à la contrainte permissible σ_{perm} (15666,66 N/cm^2)

7 - Flèches

Les flèches doivent être déterminées par les formules (4.16) et (4.17):

D'après (4.16), la déflection maximale des guides lors du freinage brusque selon l'axe X-X, sera

δ_x = 0,0138 cm ; étant inférieure à 10mm selon la Norme Européenne, cette valeur sera acceptable

D'après (4.17), la déflection maximale des guides lors du freinage brusque selon l'axe Y-Y, sera

δ_y = 0,0341 cm ; étant inférieure à 10mm selon la Norme Européenne, cette valeur sera acceptable

Chapitre V – Logiciels, dessins et schémas

5.1 Introduction

Dans la première partie de ce chapitre, on va vérifier et faire le choix de plusieurs composants de l'ascenseur à réaliser, à l'aide de plusieurs logiciels utilisés dans l'industrie des ascenseurs.

La deuxième partie du chapitre consiste à réaliser les dessins techniques, à être signés par le client afin de clarifier le travail exigé de ce dernier.

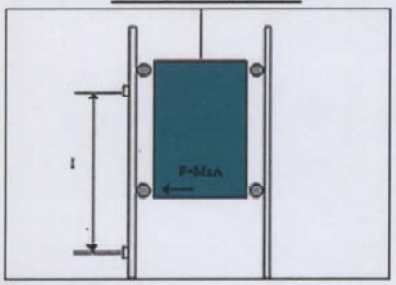
La dernière partie sera l'étude électrique de l'ascenseur. Cette étude doit surement être plus développée lors de l'installation de l'ascenseur

5.2 Logiciel SAVERA-Vérification des calculs des guides

SAVERA est la marque Espagnole des guides et des accessoires des guides utilisés dans ce projet. Le logiciel SAVERA vérifie le choix des guides afin d'avoir un bon confort dans la cabine. Ce logiciel vérifie aussi le choix des joints de guide ainsi que les attaches des guides utilisés en fonction des charges sous lesquelles ces guides sont soumis.

5.2.1 Les guides de la cabine

CALCULATING THE SIZE OF THE GUIDE RAIL ON THE BASIS OF COMFORT



Type of guide rail: SUPER T75-3/A

M=(P/2+Q) Since it is considered that the lift car is supported at the top part and exerts the force at the bottom part.

With there being:

P (Mass of the cabin)	=	300	kg
Q (Nominal load)	=	450	kg

During the travelling of the lift a number of lateral acceleration arise tha depend on the quality of the guide rail. These accelerations are not noticed by th user if they are less than 5 mG (cm/s²).

The calculation is based on the fact that these accelerations may b increased by the effect of the force ***F*** that is produced when a mass accelerates.

For the calculation, we limit the deflection ***f*** that is produced through th effect of the force to 2 mm. This data has been taken from a mathematical mode that Savera has developed and which has been compared with practical data.

Actually, in this calculation it is ensured that the rigidity of the riding path i the appropriate one.

Using the formula of the deflection: $$f = \frac{F \times L^3}{48 \times E \times I}$$

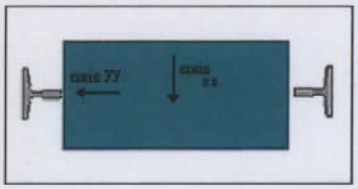
Starting off from the fact that the force is : $F = M \times A$

We deduct that the necessary moment of inertia is: $$I = \frac{M \times A \times L^3}{48 \times E \times f}$$

With the following being :

I (moment of inertia)	=	23.25 cm^4
M (mass of the lift with load)	=	600 kg
l (distance between brackets)	=	250 cm
A (maximum acceleration)	=	0,05 m/s²
E (elasticity modulus)	=	$2{,}1 \times 10^6\ kg/cm^2$
f (deflection on the guide rail)	=	0,2 cm

The guide rail selected will have to have a greater moment of inertia on the x axis (**Jx**) than the value of **I**, and on the y axis (**Jy**) more than half of the value of **I**, since it is spread between the two guide rails.



Comparison:

If **Jx > I** and **Jy > I/2** the guide rail is valid.

Jx = 40.35 cm^4
Jy = 26.49 cm^4
I = 23.25 cm^4

Valid guide-rail to comfort

CALCULATION FOR THE FISHPLATE

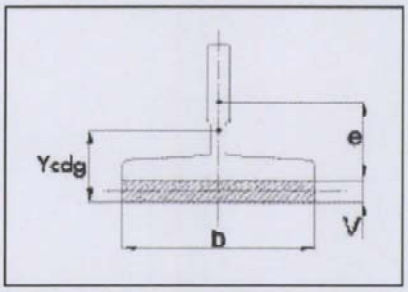
Type of guide rail: SUPER T75-3/A

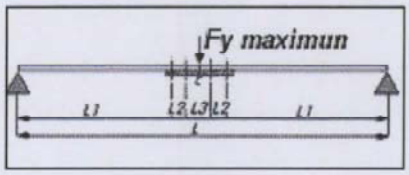
Data (guide rail):
e = 1.86 cm
Section = 10.99 cm^2
Jx = 40.35 cm^4

Maximum Fy = 527.54 N

b= 7.5 cm

Distance between brackets (l) = 250 cm
L1 = 116 cm
L2 = 6 cm
L3 = 6 cm





Calculation

For calculating the minimum thickness needed (**V**), the following formula is used:

$$\delta_c = 0{,}7 \cdot \frac{F_{Ymaximun}}{9{,}8} C_{factor} \cdot \left[\left[\frac{1}{2{,}1 \cdot 10^6 \cdot J_x} \cdot \left(\frac{l1^3}{6}\right)\right] + \left[\frac{1}{2{,}1 \cdot 10^6 \cdot J_{P.G}} \cdot \left(l1^2 \cdot l2 + \frac{3 \cdot l1 \cdot l2^2}{4} + \frac{l2^3}{6}\right)\right]\right] +$$

$$+ \left[\frac{1}{2{,}1 \cdot 10^6 \cdot J_{Fishplate}} \cdot \left(\frac{l1 \cdot l2 \cdot l3}{2} + \frac{l1^2 \cdot l3}{4} + \frac{l2^2 \cdot l3}{4} + \frac{3 \cdot (l3^2 \cdot l1 + l3^2 \cdot l2)}{16} + \frac{l3^3}{24}\right)\right]$$

For a deformation $\delta_c \leq 0{,}5$ cm:

$V =$ 10.1 mm

Calculation of $J_{P.G}$

$$J_{P.G} = Jx + Section \cdot (e + V - Y_{cdg})^2 + J_{Fishplate} + \left[(V \cdot b) \cdot (Y_{cdg} - V)^2\right]$$

$$\begin{cases} Ycdg = \dfrac{\left[Section \cdot (e+V)\right] + \left[\dfrac{V^2 \cdot b}{2}\right]}{Section + (V \cdot b)} \\ J_{Fishplate} = \dfrac{b \cdot V^3}{12} \end{cases}$$

$J_{P.G} =$ 57.29 cm^4

CALCULATION OF C_{factor}

$$C_{factor} = 0.5 + (V \cdot 0.1)^{\left[\frac{1}{(1+V/0.1)}\right]}$$

$C_{factor} =$ 0.62

CALCULATION FOR CLIPS

Type of guide rail: SUPER T75-3/A

Fb is the maximum stress that the clip supports in kg.
Fa is the force that the clip exerts on the guide rail in kg.
Fr is the force that is opposed to the guide rail sliding over the clip in kg.

Fb clip M2 = 27000 N Fb clip SL3 = 1960 N
Fa clip M2 = 27000 N Fa clip SL3 = 1960 N

Fr=Fa x friction coefficient
Friction coefficient = 0.2 according to practical trials.

Fr clip M2 = 5400N Fr clip SL3 = 392 N

CALCULATING THE SLIDE OF THE GUIDE RAIL OVER THE CLIP

If the **clip** holds down the guide rail with too much force, it may make the **guide rail** twist through buckling before it slides over the **clip**.

There are 2 factors that make it necessary for the guide rail to slide over the clip:

- The settlement of the building.
- The changes in temperature that produce different shifts between the concrete and the steel.

For the calculation of the suitable clip the following data are to be taken into account:

- The height of the building **H** in m.
- The least moment of inertia of the guide rail between **Jx** and **Jy** in cm^4
- The distance between brackets **l**
- Steel elasticity modulus **E =** $2{,}1 \times 10^6 kg/cm^2$

H =	12 m	**Jx =**	40.35 cm^4
l =	250 cm	**Jy =**	26.49 cm^4

The calculation of the buckling is based on the formula of Euler

$$P = \frac{\pi^2 \times E \times J}{l^2}$$

$P =$ 8784.57 Kg/cm²

Ftr is the total friction force that the 2 clips in each bracket exert.

$$Ftr = 2 \times Fr$$

Ftr clip M2 = 10800 N Ftr clip SL3 = 784 N

h is the maximum height that the building can have without the guide rails becoming deformed by the effect of the pressure of the clips.

$$h = \frac{P \times l \times 9{,}8}{Ftr \times 100}$$

if h > H the clip is valid

H = 12 m

h clip M2 = 19.92 m **; VALID**

h clip SL3 = 274.51 m **; VALID**

CALCULATING THE RESISTANCE OF THE CLIP

The clip must have a resistance **Fb** greater than the forces that are generated in the calculation for the lift.

If **Fb > Fx** the clip is valid.

Fx = 308.22 N

Fb clip M2 = 27000 N **; VALID**

Fb clip SL3 = 1960 N **; VALID**

5.2.2 Les guides du contrepoids

CALCULATION FOR THE FISHPLATE

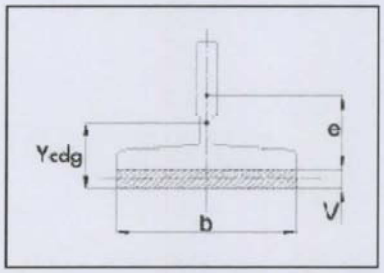
Type of guide rail: SUPER T75-3/A

Data (guide rail):

e = 1.86 cm
Section = 10.99 cm^2
Jx = 40.35 cm^4

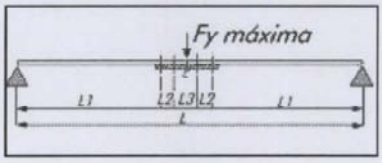
Maximum Fy = 74.68 N

b= 7.5 cm



Distance between brackets (l) = 250 cm

L1 = 116 cm
L2 = 6 cm
L3 = 6 cm



Calculation

For calculating the minimum thickness needed (**V**), the following formula is used:

$$\delta_c = 0{,}7 \cdot \frac{F_{Ymaximun}}{9{,}8} C_{factor} \cdot \left[\left[\frac{1}{2{,}1 \cdot 10^6 \cdot J_x} \cdot \left(\frac{l1^3}{6}\right)\right] + \left[\frac{1}{2{,}1 \cdot 10^6 \cdot J_{P\text{-}G}} \cdot \left(l1^2 \cdot l2 + \frac{3 \cdot l1 \cdot l2^2}{4} + \frac{l2^3}{6}\right)\right]\right.$$
$$\left. + \left[\frac{1}{2{,}1 \cdot 10^6 \cdot J_{Fishplate}} \cdot \left(\frac{l1 \cdot l2 \cdot l3}{2} + \frac{l1^2 \cdot l3}{4} + \frac{l2^2 \cdot l3}{4} + \frac{3 \cdot (l3^2 \cdot l1 + l3^2 \cdot l2)}{16} + \frac{l3^3}{24}\right)\right]\right]$$

For a deformation $\delta_c \leq$ 1 cm:
$V =$ 3.8 mm

Calculation of $J_{P\text{-}G}$

$$J_{P\text{-}G} = Jx + Section \cdot (e + V - Y_{cdg})^2 + J_{Fishplate} + \left[(V \cdot b) \cdot (Y_{cdg} - V)^2\right]$$

$$\begin{cases} Ycdg = \dfrac{[Section \cdot (e+V)] + \left[\dfrac{V^2 \cdot b}{2}\right]}{Section + (V \cdot b)} \\ J_{Fishplate} = \dfrac{b \cdot V^3}{12} \end{cases}$$

$J_{P\text{-}G} =$ 48.23 cm^4

CALCULATION OF C_{factor}

$$C_{factor} = 0.5 + (V \cdot 0.1)^{\left[\frac{1}{(1+V/0.1)}\right]}$$

$C_{factor} =$ 0.54

CALCULATION FOR CLIPS

Type of guide rail: SUPER T75-3/A

Fb is the maximum stress that the clip supports in kg.
Fa is the force that the clip exerts on the guide rail in kg.
Fr is the force that is opposed to the guide rail sliding over the clip in kg.

Fb clip	M2	=	27000 N	Fb clip	SL3	=	1960 N
Fa clip	M2	=	27000 N	Fa clip	SL3	=	1960 N

Fr=Fa x friction coefficient
Friction coefficient = 0.2 according to practical trials.

Fr clip	M2	=	5400N	Fr clip	SL3	=	392 N

CALCULATING THE SLIDE OF THE GUIDE RAIL OVER THE CLIP

If the **clip** holds down the guide rail with too much force, it may make the **guide rail** twist through buckling before it slides over the **clip**.

There are 2 factors that make it necessary for the guide rail to slide over the clip:

- The settlement of the building.
- The changes in temperature that produce different shifts between the concrete and the steel.

For the calculation of the suitable clip the following data are to be taken into account:

- The height of the building **H** in m.
- The least moment of inertia of the guide rail between **Jx** and **Jy** in cm^4
- The distance between brackets **l**
- Steel elasticity modulus **E** = $2{,}1\times10^6\, kg/cm^2$

H =	12	m	**Jx =**	40.35	cm^4
l =	250	cm	**Jy =**	26.49	cm^4

The calculation of the buckling is based on the formula of Euler

$$P = \frac{\pi^2 \times E \times J}{l^2}$$

$P =$ 8784.57 Kg/cm²

Ftr is the total friction force that the 2 clips in each bracket exert.

$$Ftr = 2 \times Fr$$

Ftr clip	M2	=	10800 N	Ftr clip	SL3	=	784 N

h is the maximum height that the building can have without the guide rails becoming deformed by the effect of the pressure of the clips.

$$h = \frac{P \times l \times 9{,}8}{Ftr \times 100}$$

if h > H the clip is valid

H = 12 m

h clip M2 = 19.92 m **; VALID**

h clip SL3 = 274.51 m **; VALID**

CALCULATING THE RESISTANCE OF THE CLIP

The clip must have a resistance **Fb** greater than the forces that are generated in the calculation for the lift.

If **Fb > Fx** the clip is valid.

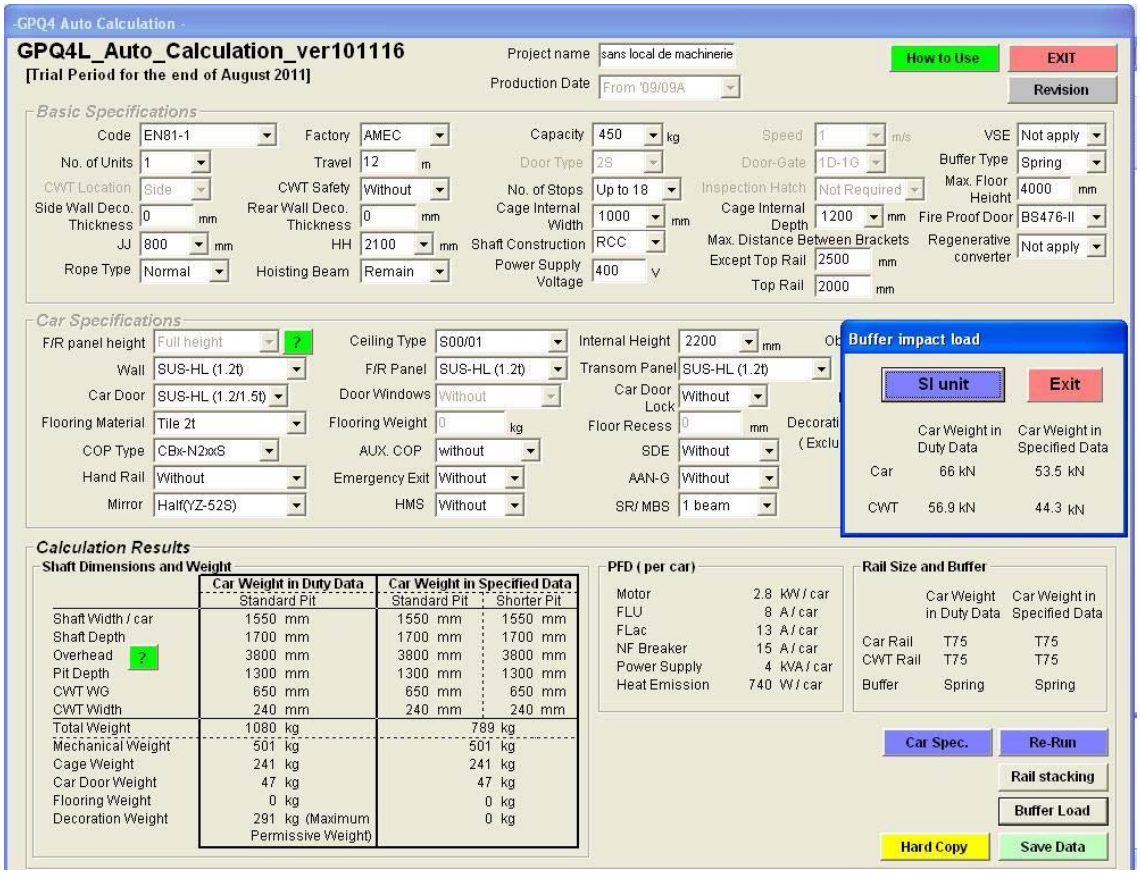
Fx = 19.91 N

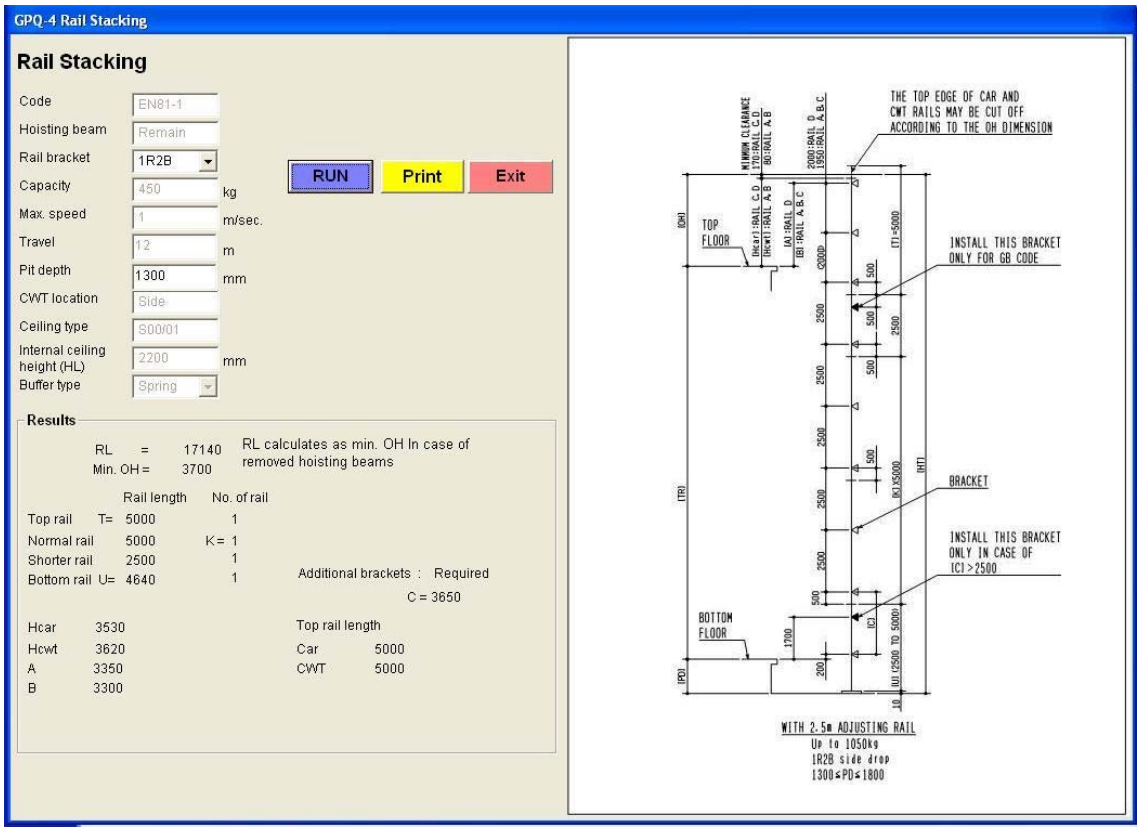
Fb clip M2 = 27000 N **; VALID**

Fb clip SL3 = 1960 N **; VALID**

5.3 Logiciel GPQ4-L par Mitsubishi - Vérification des guides et du moteur utilisé

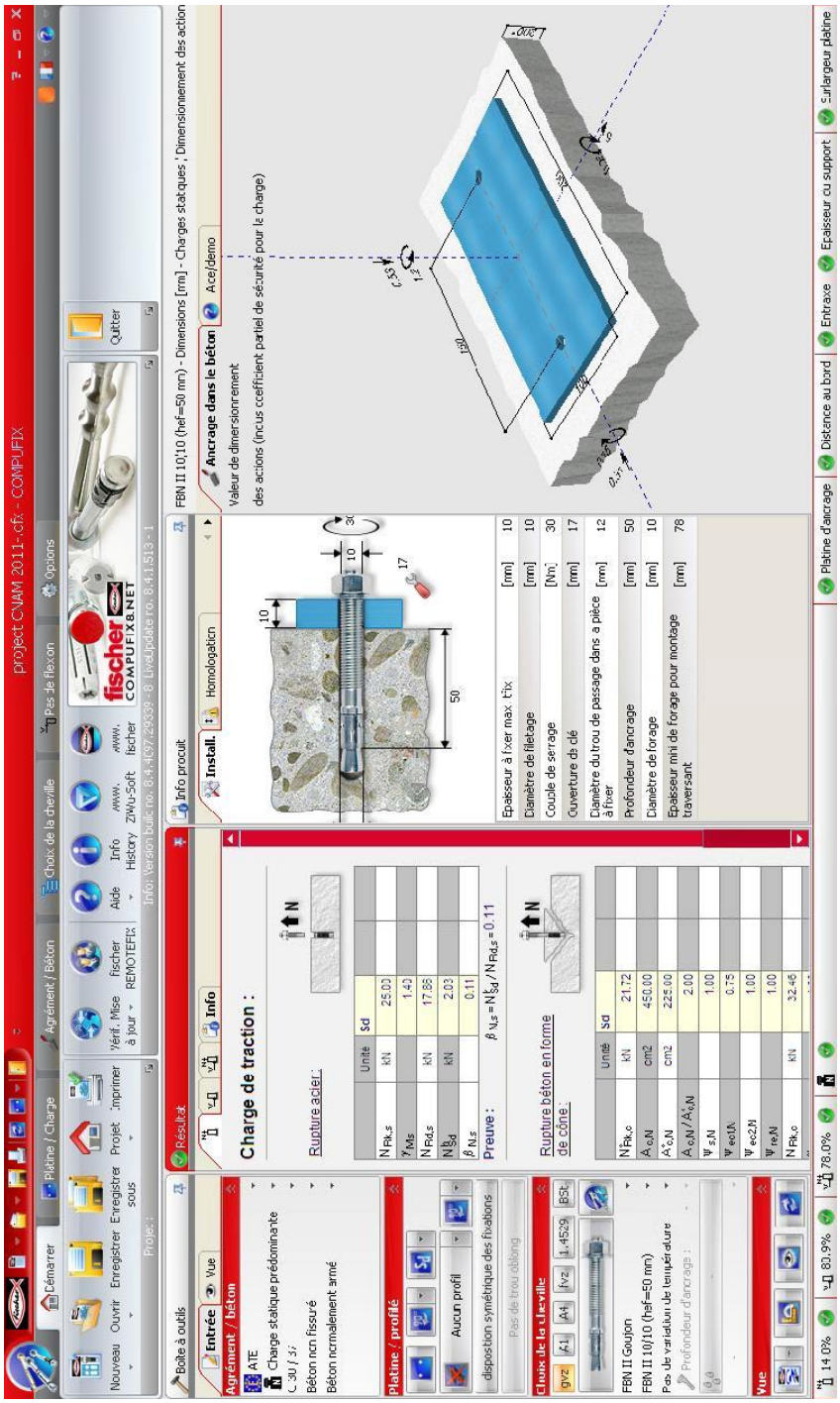
Mitsubishi utilise le logiciel GPQ4-L afin de vérifier les dimensions et les charges selon la norme Européenne EN81.1 pour l'ascenseur de type ELENESSA, un ascenseur sans local de machinerie.




GPQ-4 Rail Stacking
Rail Stacking
Code EN81-1
Hoisting beam Remain
Rail bracket 1R2B
Capacity 450 kg
Max. speed 1 m/sec.
Travel 12 m
Pit depth 1300 mm
CWT location Side
Ceiling type S00/01
Internal ceiling height (HL) 2200 mm
Buffer type Spring
RUN
Print
Exit
Results
RL = 17140
Min. OH = 3700
RL calculates as min. OH in case of removed hoisting beams
Rail length No. of rail
Top rail T= 5000 1
Normal rail 5000 K= 1
Shorter rail 2500 1
Bottom rail U= 4640 1
Additional brackets : Required
C = 3650
Hcar 3530
Hcwt 3620
A 3350
B 3300
Top rail length
Car 5000
CWT 5000
THE TOP EDGE OF CAR AND CWT RAILS MAY BE CUT OFF ACCORDING TO THE OH DIMENSION
TOP FLOOR
INSTALL THIS BRACKET ONLY FOR GB CODE
BRACKET
INSTALL THIS BRACKET ONLY IN CASE OF (C1)>2500
BOTTOM FLOOR
WITH 2.5m ADJUSTING RAIL
Up to 1050kg
1R2B side drop
1300≤PD≤1800

5.4 Logiciel COMPUFIX par Fisher – Etude de L'ancrage des supports des guides

Fisher utilise le logiciel COMPUFIX 8.4 afin de vérifier la conception et le calcul d'ancrages, compte dûment tenu des principes de sécurité et de conception dans le domaine d'application des Agréments Techniques Européens (ATE) pour chevilles de fixation



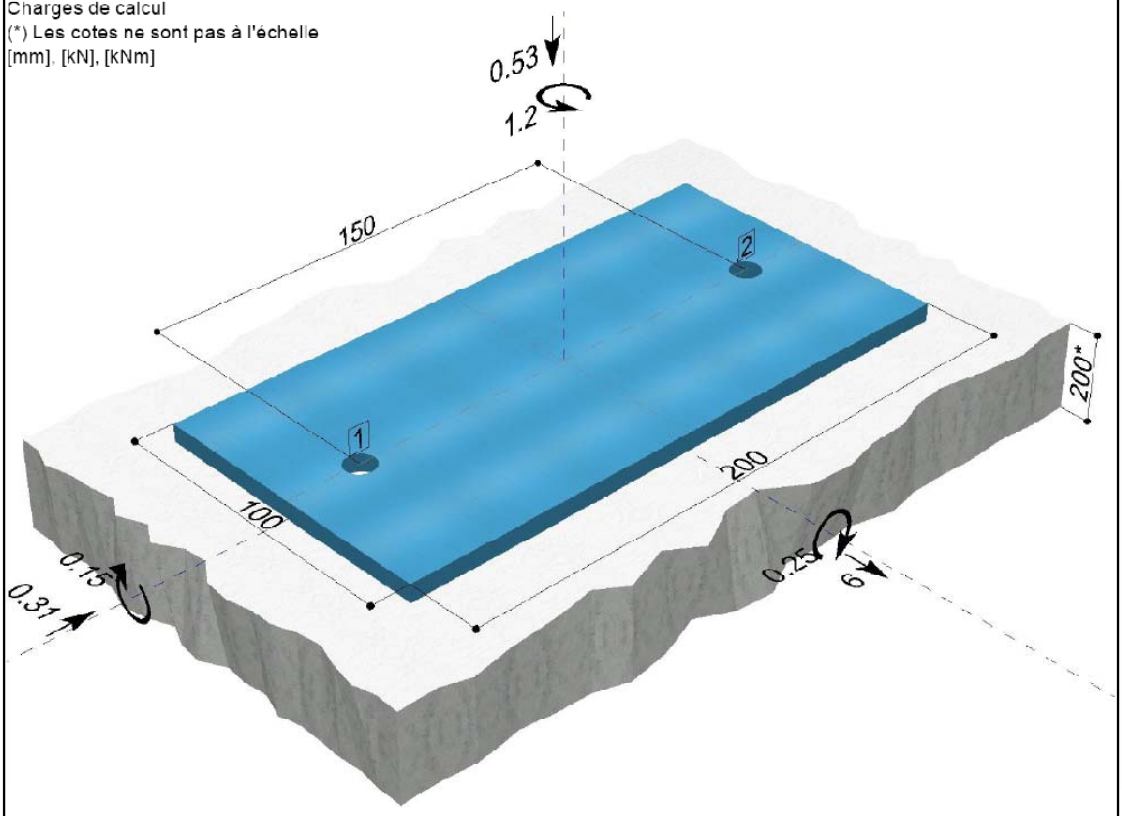
Expéditeur		fischer SYSTEMES DE FIXATIONS
Rue		
Code postal / Ville		COMPUFIX 8.4
Tél. / Fax		8.4.4097.20330/8/1255
Projet	Ascenseur sans local de machinerie	Page 1 de l'impression n° 8
Platine	Fixation mecanique des supports des guides CNAM 2011- Jimmy Keyrouz	Date: 6/8/2011
Remarques	Charges Calculees: Fx= 308.22 N= 0.31 KN Fy= 527.54 N= -0.53 KN Fz= 6000 N= 6 KN Mx= 24728 N.cm= 1.2 KN.m My= 14448.08 N.cm= 0.15 KN.m Mz= 120000 N.cm= 0.25 KN.m	

fischer COMPUFIX: Dimensionnement selon ETAG, annexe C

Type de charge:	Charge statique
Cheville:	**Goujon FBN II 10/10 (hef=50 mm)** (Art. Nr. 40827) en acier électrozingué
Support d'ancrage:	Béton non fissuré, armature normale Classe de résistance à la compression du béton : C 30/37
Armature de rive:	Sans influence
Flexion cheville:	N'est pas disponible
Platine d'ancrage:	aucun dimensionnement disponible

Cotes/Charges:

Charges de calcul
(*) Les cotes ne sont pas à l'échelle
[mm], [kN], [kNm]



Expéditeur		fischer SYSTEMES DE FIXATIONS
Projet	Ascenseur sans local de machinerie	
Platine	Fixation mecanique des supports des guides. CNAM 2011- Jimmy Keyrouz	
Cheville	Goujon FBN II 10/10 (hef=50 mm)	Page 2 de l'impression n° 8

Attention :

- **Lors du dimensionnement, on considèrera que la platine d'ancrage reste plane sous les efforts de cisaillement. Pour cela elle doit avoir une rigidité suffisante. Le dimensionnement des platines d'ancrages inclus dans COMPUFIX se base sur la vérification des contraintes, mais ne garantit pas leur rigidité. La vérification de la rigidité n'est pas prise en compte par COMPUFIX.**
- Le dimensionnement tient compte de données spécifiques à la cheville. Dans le cas du remplacement de la cheville - même pour un produit similaire - un nouveau dimensionnement est indispensable.
- En cas de trous oblongs, on part du principe que les chevilles sont centrées.
- S.V.P., vérifiez que l'épaisseur de pièce à fixer de la cheville est suffisante.
- Diamètre maximal des trous de passage dans la pièce à fixer : 12 mm.
- Afin de garantir la capacité de charge du support, il faut procéder aux vérifications conformément au paragraphe 7 du guide ATE, Annexe C.
- Tenir compte de toutes les autres prescriptions de l'homologation.

Ancrage N°	Unité	S_d					
		N	V				
1	kN	2.03	11.00				
2	kN	1.00	5.00				

Charge de traction, Rupture acier:				
	Unité	S_d		
$N_{Rk,s}$	kN	**25.00**		
γ_{Ms}	-	**1.40**		
$N_{Rd,s}$	kN	**17.86**		
N^{g}_{Sd}	kN	**2.03**		
$\beta_{N,s}$	-	**0.11**		

Charge de cisaillement, Rupture acier:				
	Unité	S_d		
$V_{Rk,s}$	kN	**17.00**		
γ_{Ms}	-	**1.25**		
$V_{Rd,s}$	kN	**13.60**		
V^{g}_{Sd}	kN	**11.00**		
$\beta_{V,s}$	-	**0.81**		

Charge de traction, Rupture béton en forme de cône:				
	Unité	S_d		
$N^{0}_{Rk,c}$	kN	**21.72**		
$A_{c,N}$	cm²	**450.00**		
$A^{0}_{c,N}$	cm²	**225.00**		
$A_{c,N} / A^{0}_{c,N}$	-	**2.00**		
$\psi_{s,N}$	-	**1.00**		
$\psi_{ec1,N}$	-	**0.75**		
$\psi_{ec2,N}$	-	**1.00**		
$\psi_{re,N}$	-	**1.00**		
$N_{Rk,c}$	kN	**32.46**		
$\gamma_{M,s}$	-	**1.50**		
$N_{Rd,c}$	kN	**21.64**		
N^{g}_{Sd}	kN	**3.03**		
$\beta_{N,c}$	-	**0.14**		

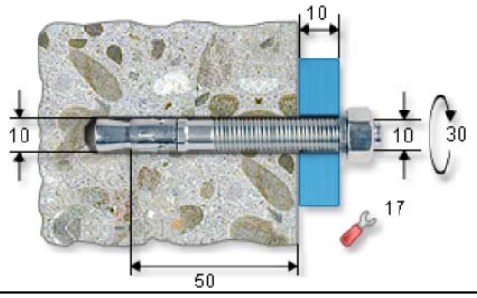
Charge de cisaillement, Rupture béton du côté opposé à la charge:				
	Unité	S_d		
$N^{g}_{Rk,c}$	kN	**21.72**		
$A_{c,N}$	cm²	**225.00**		
$A^{0}_{c,N}$	cm²	**225.00**		
$A_{c,N} / A^{0}_{c,N}$	-	**1.00**		
$\psi_{s,N}$	-	**1.00**		
$\psi_{ec1,N}$	-	**1.00**		
$\psi_{ec2,N}$	-	**1.00**		
$\psi_{re,N}$	-	**1.00**		
k	-	**1.00**		
$V_{Rk,cp}$	kN	**21.72**		
$\gamma_{M,cp}$	-	**1.50**		
$V_{Rd,cp}$	kN	**14.48**		
V^{g}_{Sd}	kN	**11.00**		
$\beta_{V,cp}$	-	**0.76**		

Charge de traction	Utilisation	**Charge de cisaillement**	Utilisation	**Interaction**	Utilisation
Rupture acier:	11.4 %	Rupture acier:	**80.9 %**		**78.0 %**
Rupture beton en forme de cône:	**14.0 %**	Rupture beton du cote opposé à la charge:	76.0 %		

Résultat: **Vérification de l'ancrage effectuée**

Expéditeur		fischer SYSTEMES DE FIXATIONS
Projet	Ascenseur sans local de machinerie	
Platine	Fixation mecanique des supports des guides. CNAM 2011- Jimmy Keyrouz	
Cheville	Goujon FBN II 10/10 (hef=50 mm)	Page 3 de l'impression n° 8

Données de pose



Epaisseur maximale de la pièce à fixer t_{fix}	[mm]	10
Diamètre du filetage M	[mm]	10
Couple de serrage M_D	[Nm]	30
Ouverture de clé	[mm]	17
Diamètre de passage dans la pièce à fixer d_f	[mm]	12
Profondeur d'ancrage h_{ef}	[mm]	50
Diamètre de forage d_0	[mm]	10
Epaisseur mini de forage pour montage traversant t_d	[mm]	78

5.5 PMT – Appareil de mesure de la vibration de la cabine

Cet appareil de mesure doit être utilisé afin de vérifier le confort lors du fonctionnement de la cabine.

D'après Mitsubishi[7], les valeurs maximales des vibrations dans la cabine ne doivent pas dépasser les valeurs suivantes pour l'ascenseur ELENESSA, qui est similaire à l'ascenseur à étudier dans ce projet

Quality Item	MRL (60-105 m/min)
Starting / Stopping shock (0-P)	Less than 0,30 m/s^2
Acceleration (Average)	0,55 ± 0,1 m/s^2
Deceleration (Average)	0,70 ± 0,1 m/s^2
Horizontal Vibration (P-P Max)	Less than 0,30 m/s^2
Vertical Vibration (P-P Max)	Stable continuous : less than 0,20 m/s^2 During acceleration/deceleration : Less than 0,30 m/s^2

Tableau 5 : Valeurs maximales des vibrations d'un ascenseur Mitsubishi Elenessa

[7] MITSUBISHI Elevators and Escalators Field Quality Assurance Operation Manual-YM-RA902(19/53)

Figure 26 : Appareil de mesure des vibrations PMT dans une cabine d'ascenseur

Le spectre ci-dessous montre la vibration de la cabine selon les trois axes ; X, Y et Z, pendant le fonctionnement de l'ascenseur.

Les mesures doivent être prises en montée et en descente afin de vérifier que la vibration de la cabine ne dépasse pas les valeurs du tableau 5

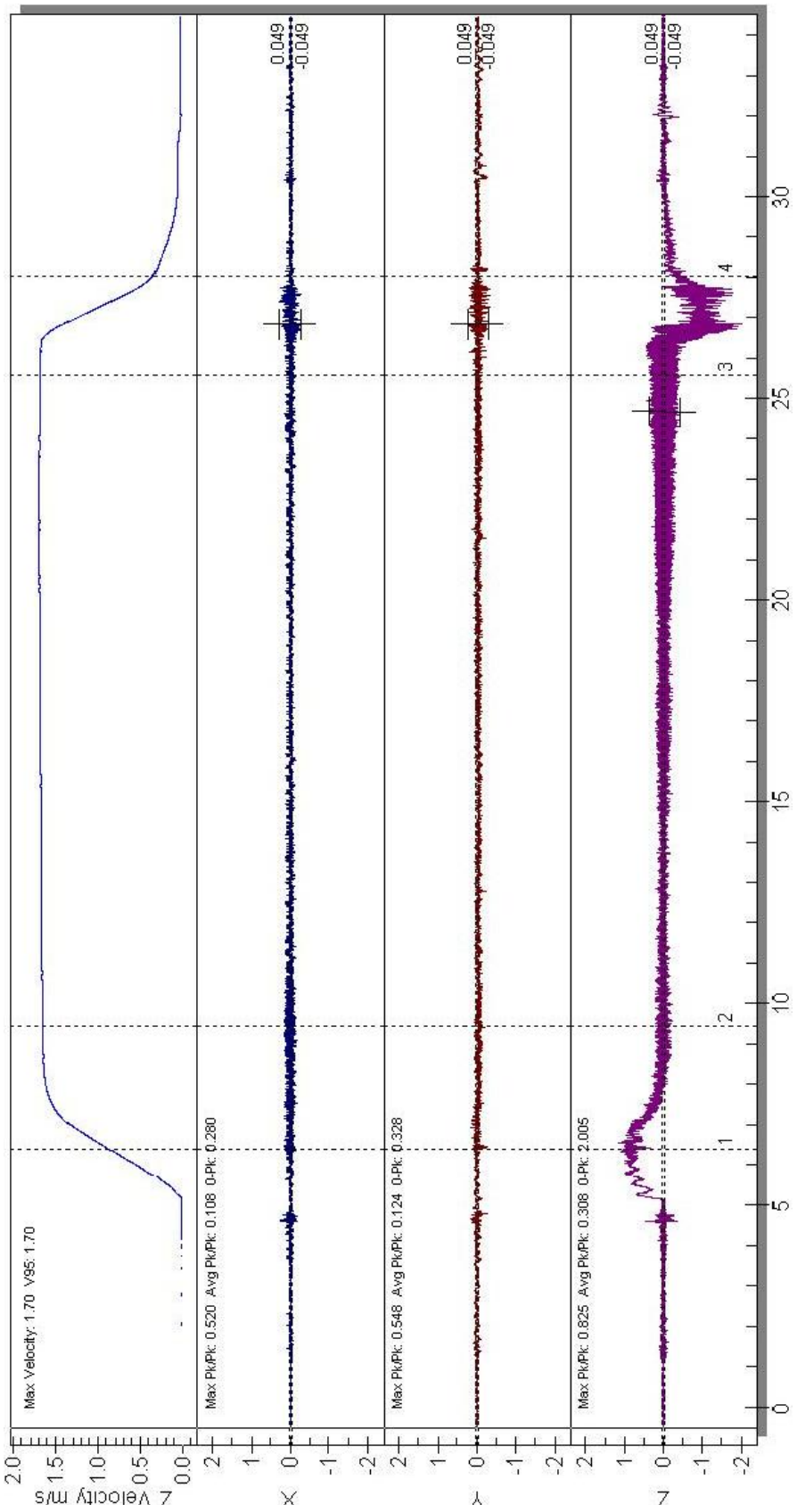
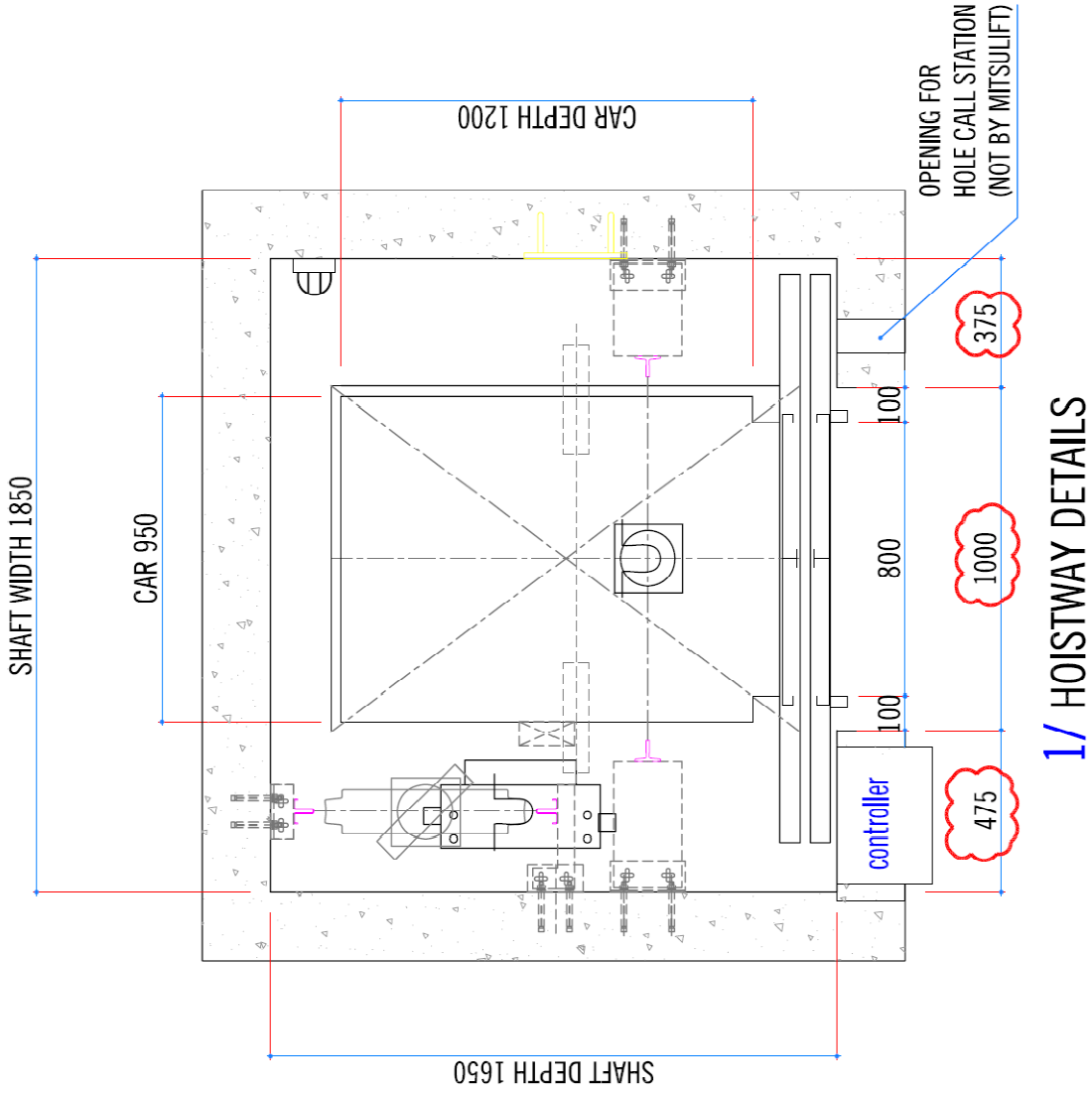
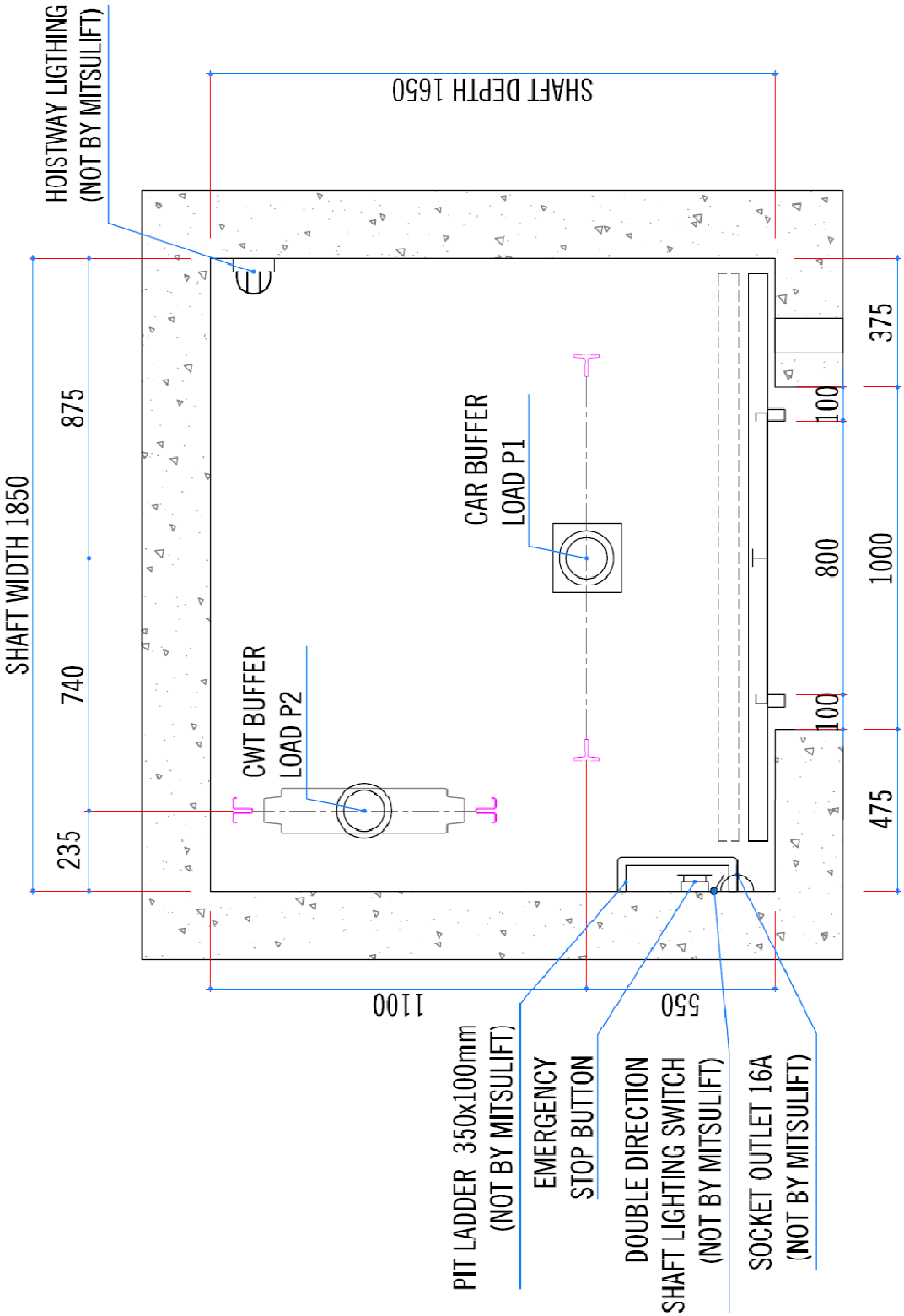


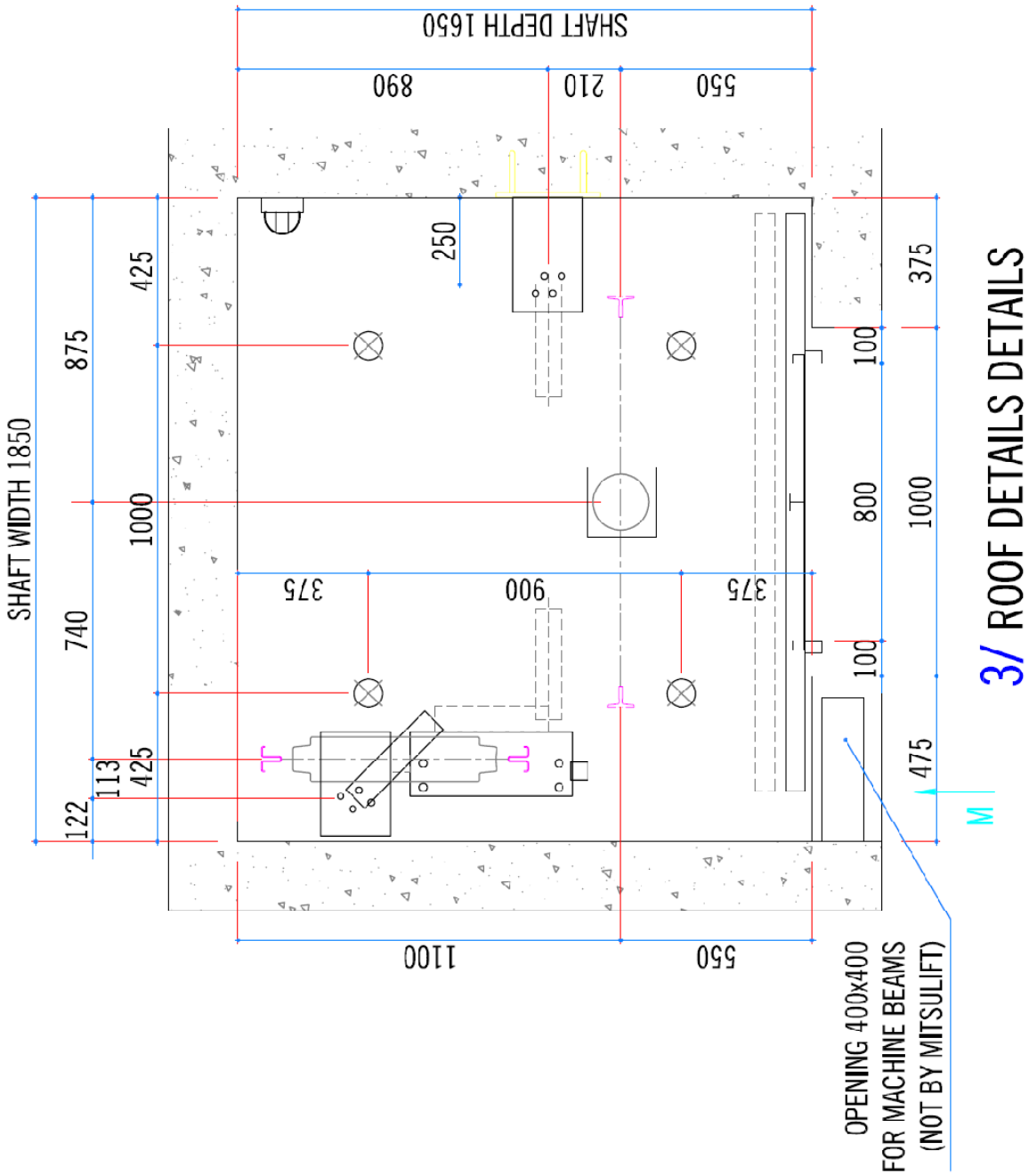
Figure 27 : Spectres des vibrations de la cabine tout au long du trajet suivant les axes X, Y et Z

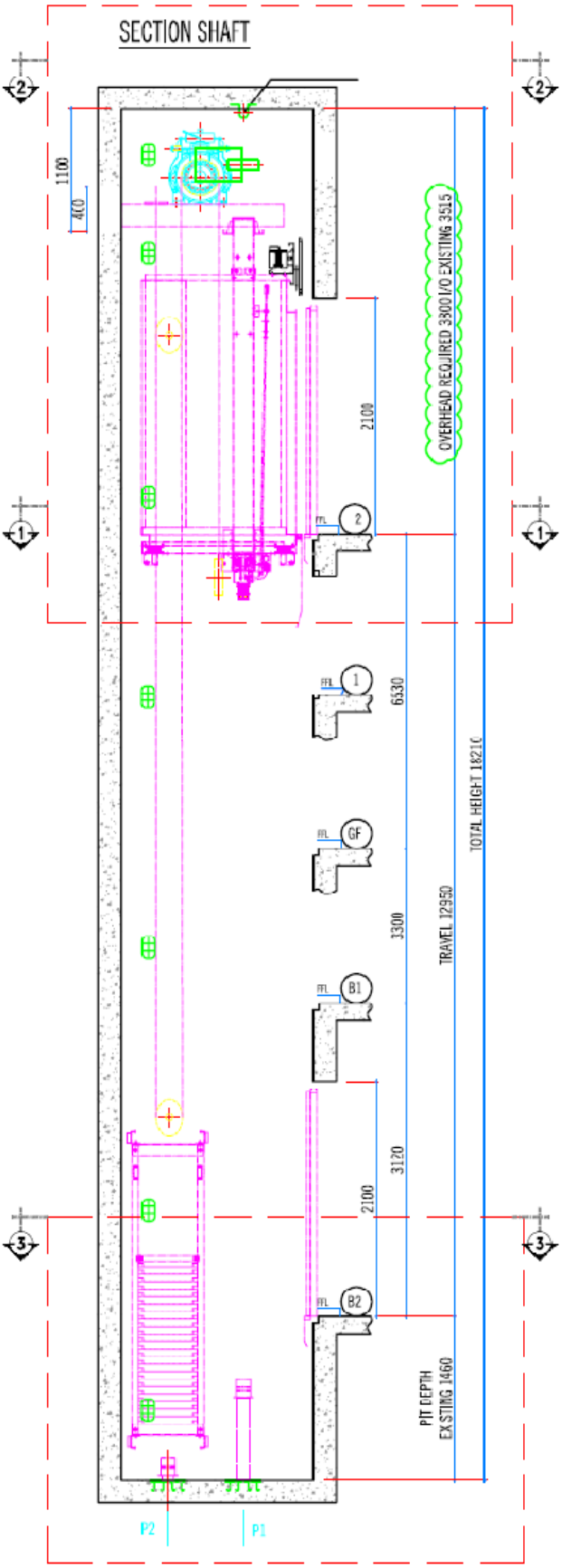
5.6 Dessins techniques





2/ PIT DETAILS


SHAFT WIDTH 1850
122
113
425
740
875
425
1000
250
890
210
550
SHAFT DEPTH 1650
375
900
375
100
800
100
375
1000
475
M
550
1100
OPENING 400x400
FOR MACHINE BEAMS
(NOT BY MITSULIFT)
3/ ROOF DETAILS DETAILS


SECTION SHAFT
1100
400
2100
OVERHEAD REQUIRED 3300 I/O EXISTING 3515
2
1
6330
GF
3300
TRAVEL 12950
TOTAL HEIGHT 18210
B1
3120
2100
B2
PIT DEPTH
EXISTING 1460
P2
P1

5.7 Partie Electrique

5.7.1 Introduction

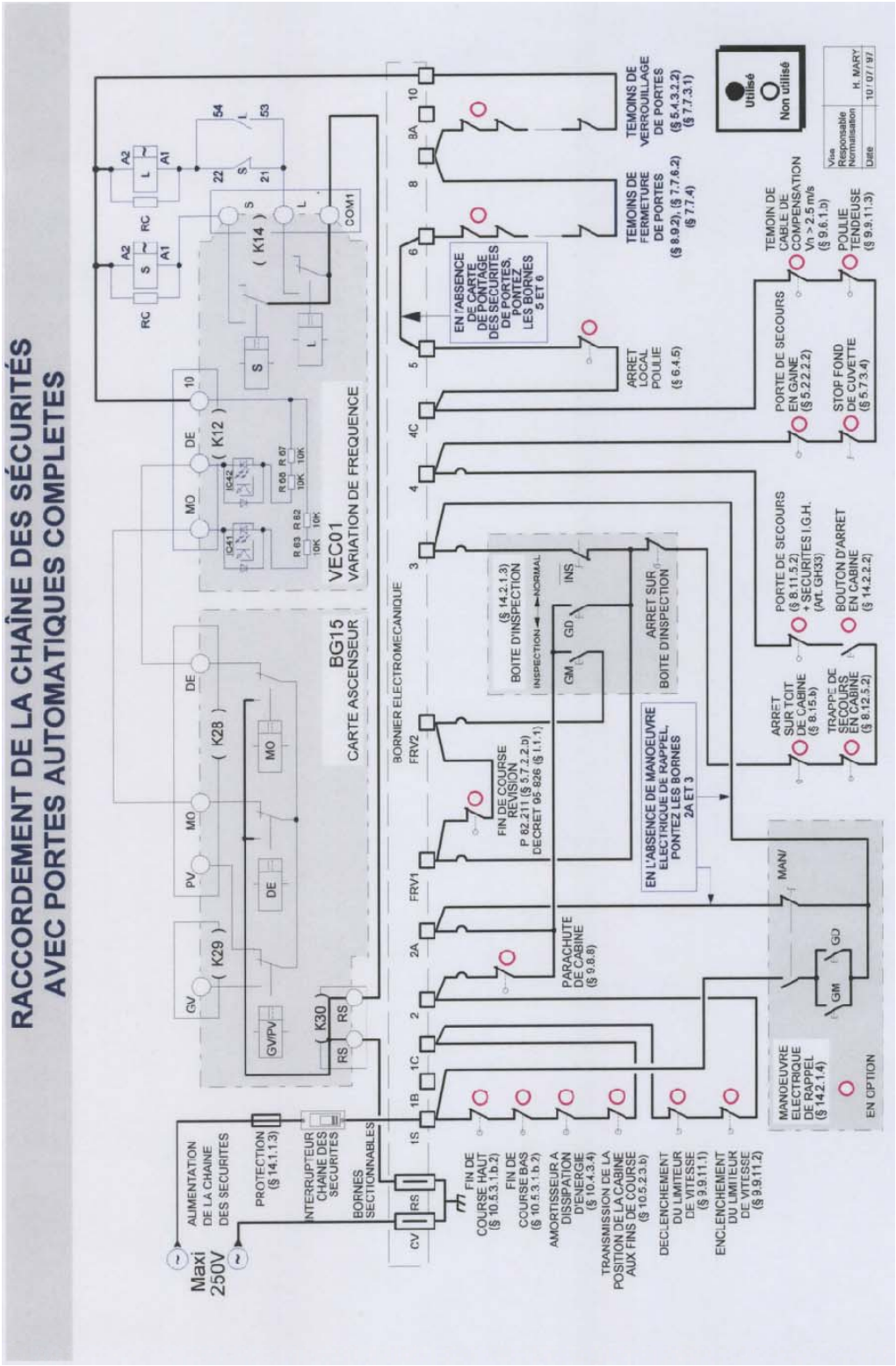
Malgré que cette étude est purement mécanique, il est indispensable de faire la sélection des composants électriques et électroniques principaux, surtout à cause de l'inexistence du local de machinerie. Cela nous a poussé à faire le choix d'un tableau de commande spécial. Ce dernier doit être installé sur la façade du dernier étage afin de donner accès à intervenir en cas de panne ou de coincement dans la cabine. Pour cela, le choix c'est tombé sur un tableau de contrôle de la marque « AUTINOR – France », type « MB32 Vector drive », qui est equipee aussi d'un variateur de vitesse de la marque « AUTINOR –France », du type « VEC model 2 ».

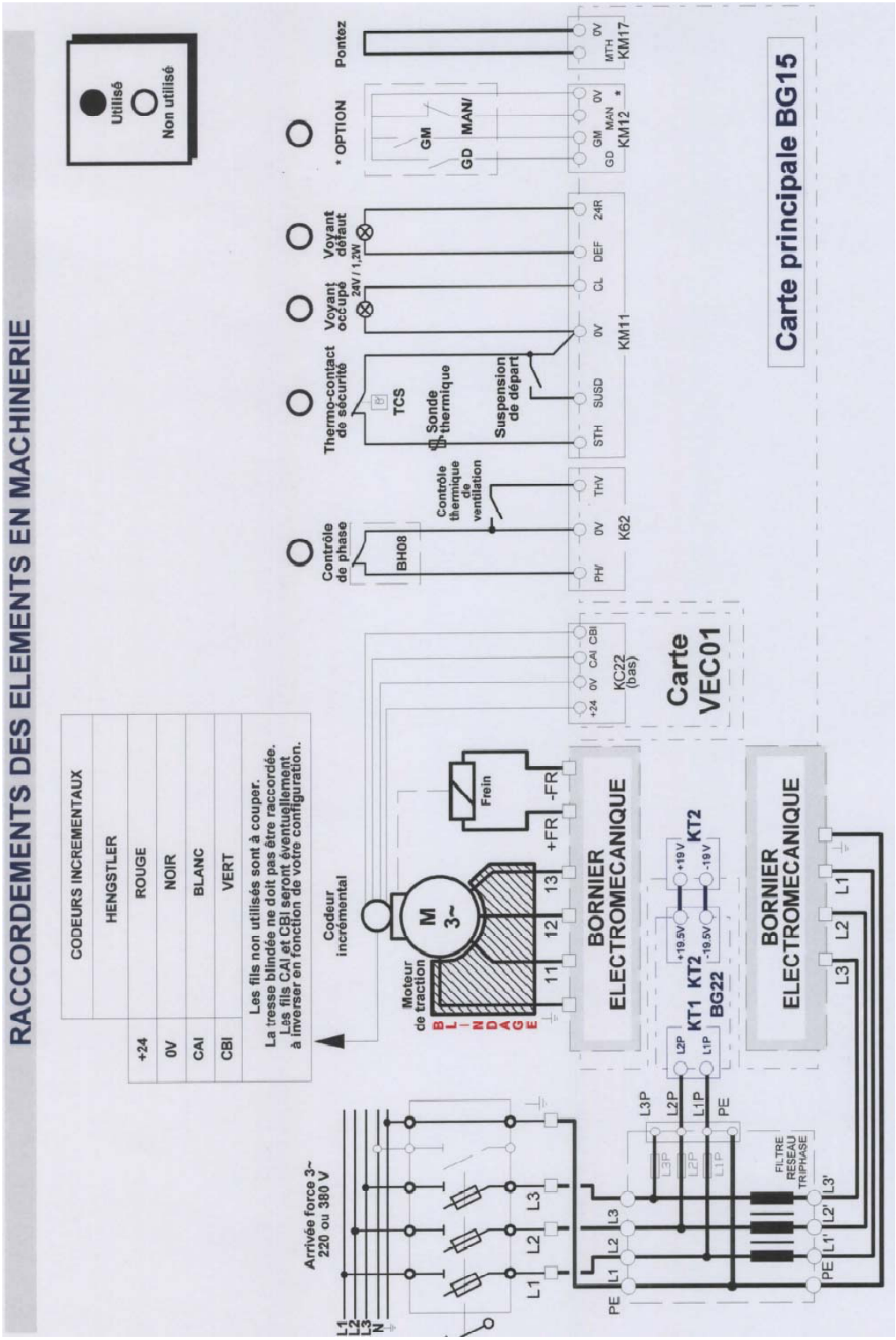
Ce tableau de contrôle est certifié et marqué CE[8] conformément à la norme Européenne exigée dans ce projet.

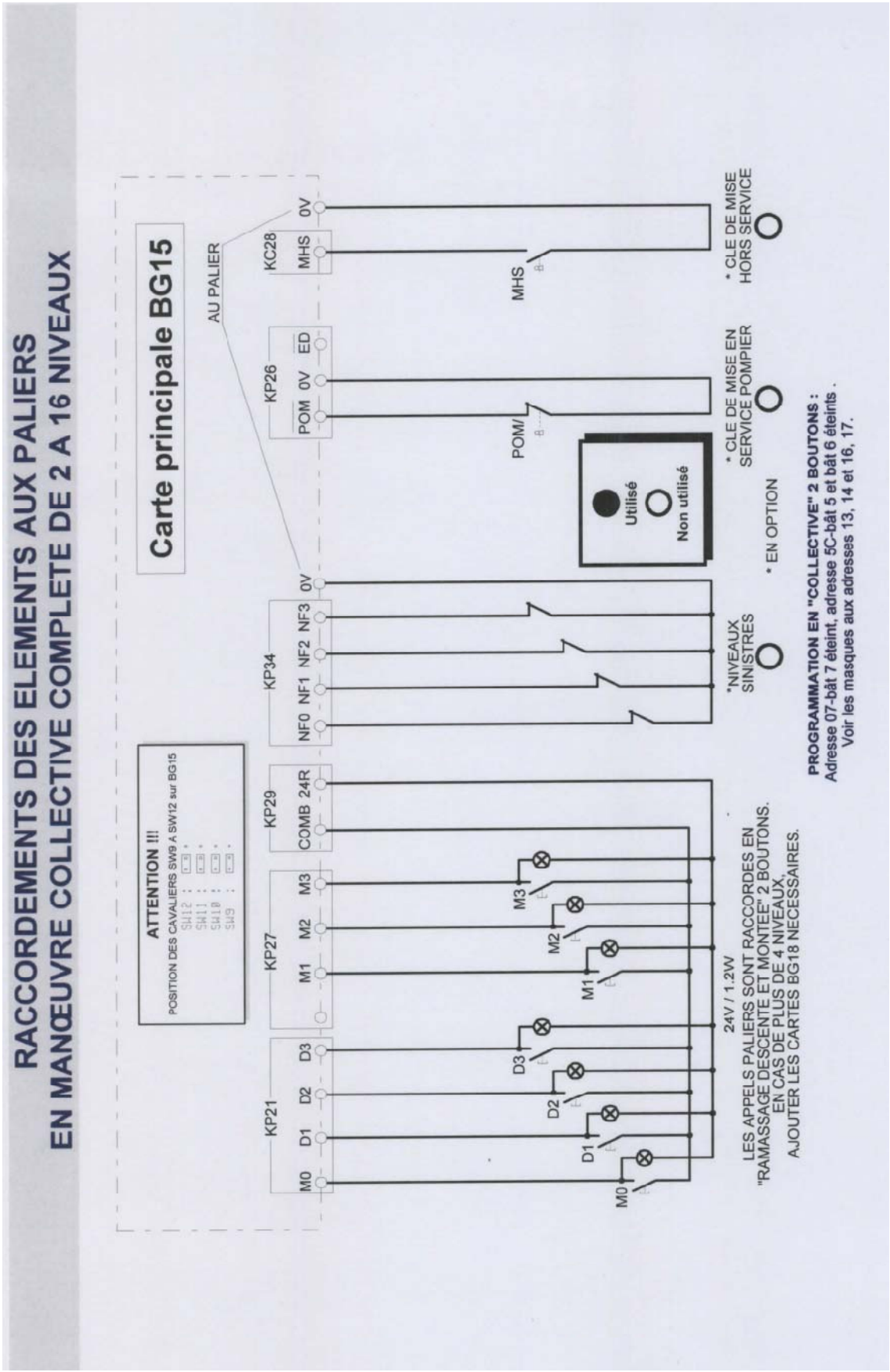
Figure 28 : Tableau AUTINOR MB32 équipé d'un variateur de vitesse VEC mod2

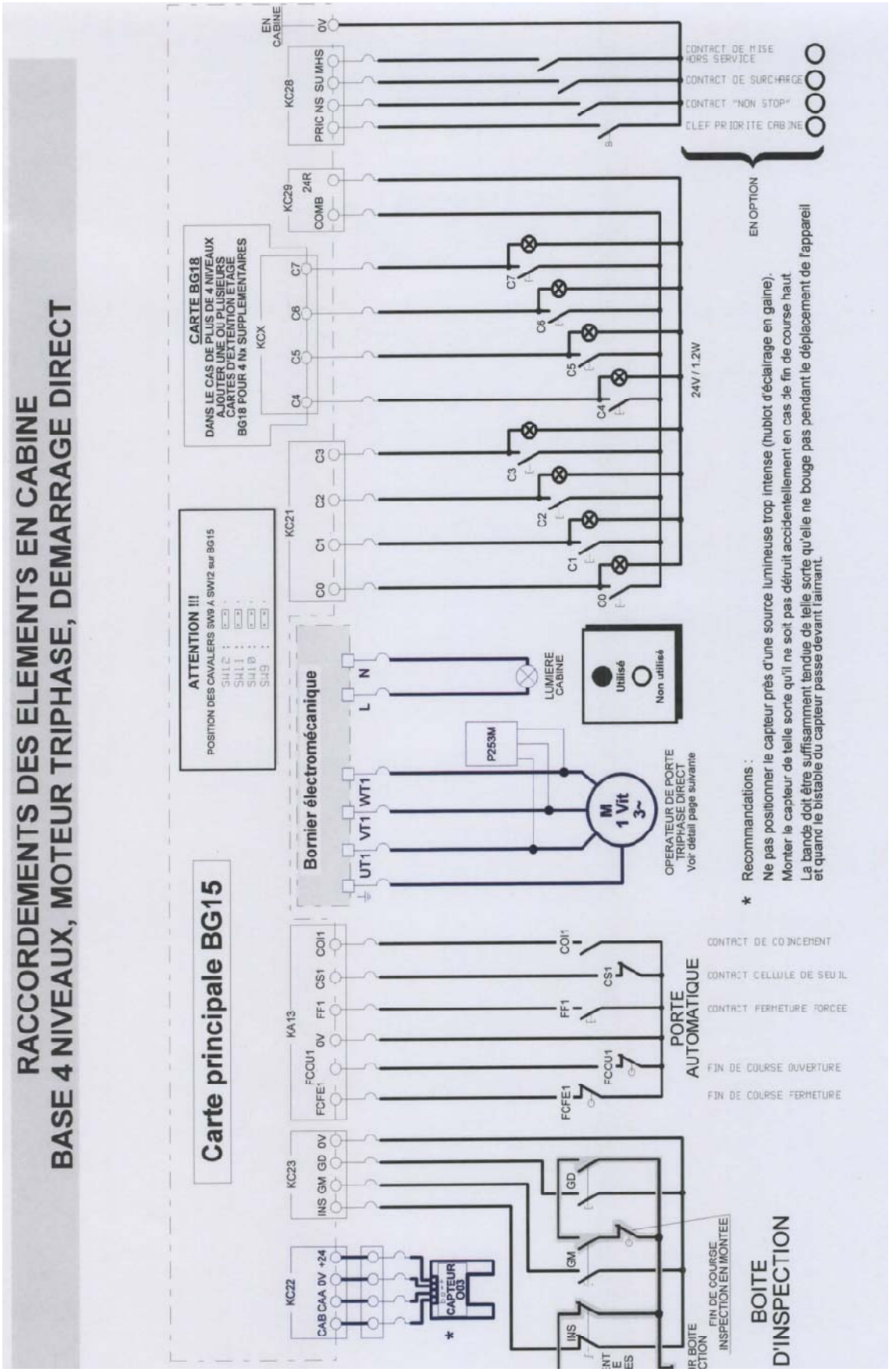
[8] Le marquage CE est obligatoire pour les produits relevant d'une directive européenne « Nouvelle Approche » et confère à ces produits le droit de libre circulation dans tous les pays de l'espace économique européen.

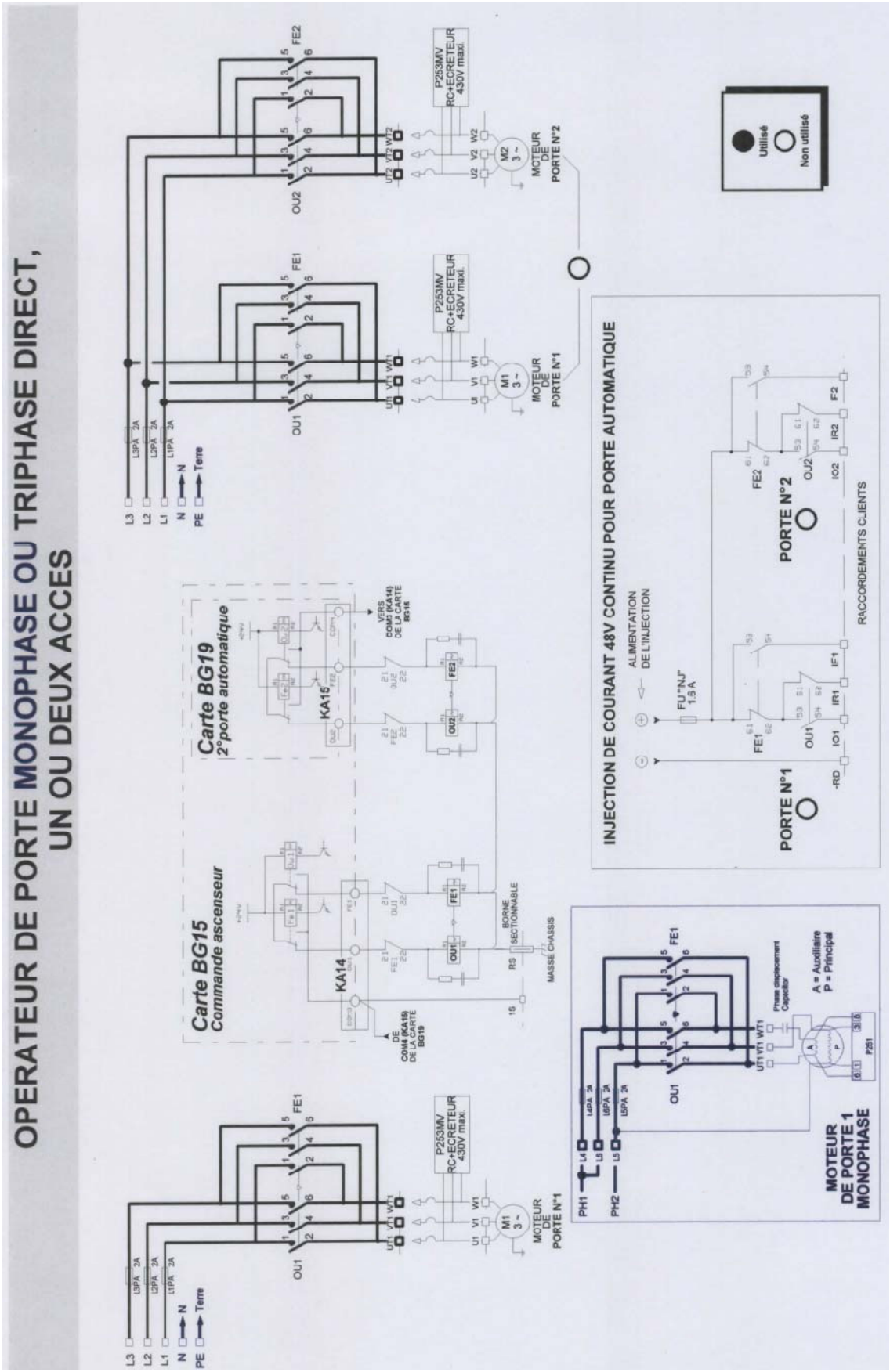
5.7.2 Schémas électriques

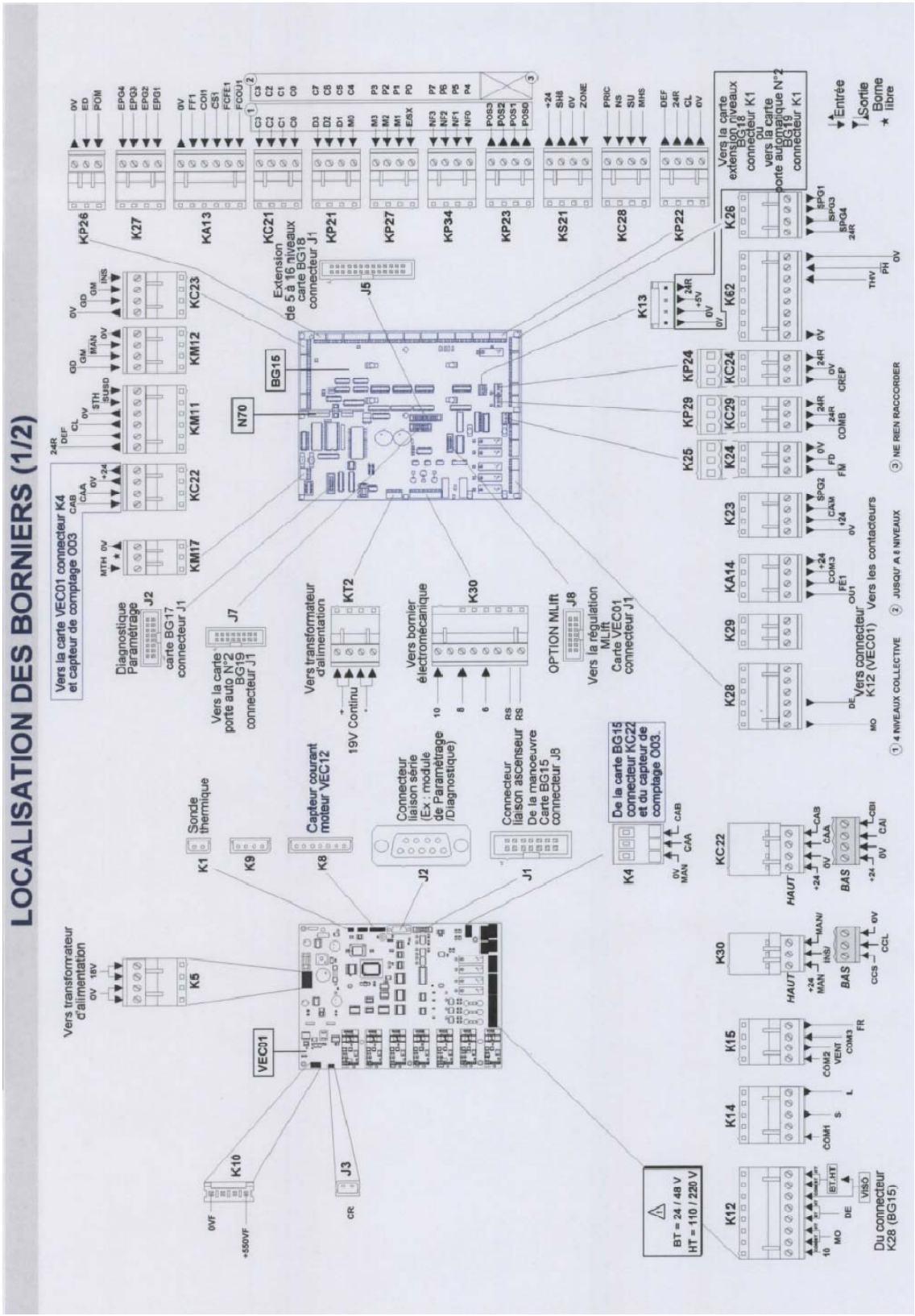


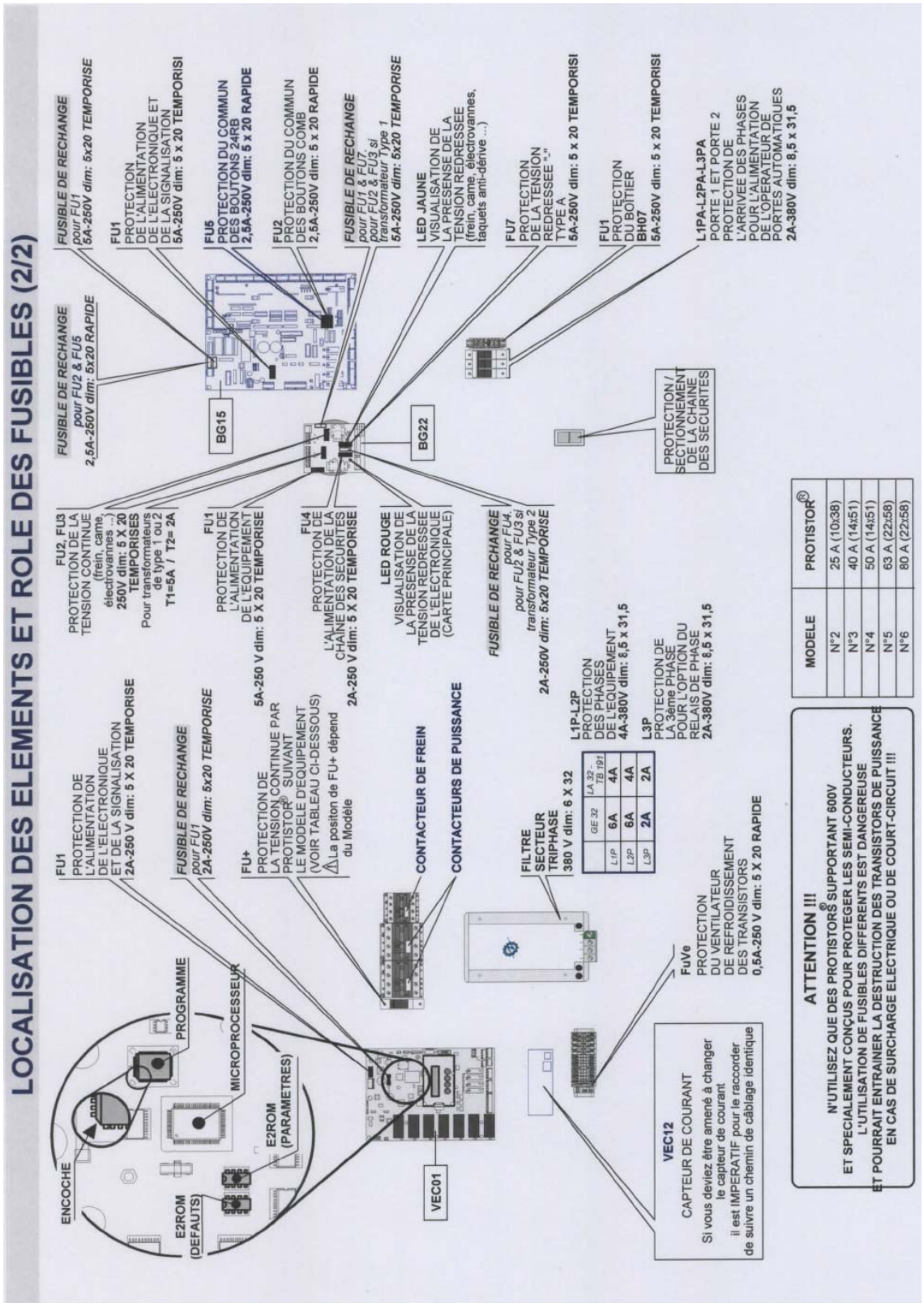

RACCORDEMENTS DES ELEMENTS EN MACHINERIE
Utilisé
Non utilisé
CODEURS INCREMENTAUX
HENGSTLER
+24 ROUGE
0V NOIR
CAI BLANC
CBI VERT
Les fils non utilisés sont à couper.
La tresse blindée ne doit pas être raccordée.
Les fils CAI et CBI seront éventuellement à inverser en fonction de votre configuration.
Codeur incrémental
Moteur de traction
M 3~
BLINDAGE
Frein
+FR
-FR
BORNIER ELECTROMECANIQUE
KT1 KT2 BG22
+19V
-19V
+19.5V
-19.5V
L2P L1P
L3P
PE
Arrivée force 3~ 220 ou 380 V
L1 L2 L3 N
FILTRE RESEAU TRIPHASE
L1' L2' L3'
+24 0V CAI CBI
KC22 (bas)
Carte VEC01
Contrôle de phase
BH08
Contrôle thermique de ventilation
PH' 0V TH'
K62
Thermo-contact de sécurité
TCS
Sonde thermique
Suspension de départ
STH SUSD 0V CL DEF 24R
KM11
Voyant occupé
Voyant défaut
24V / 1,2W
* OPTION
GM GD MAN/
GM GD MAN 0V *
KM12
Pontez
MTH 0V
KM17
Carte principale BG15

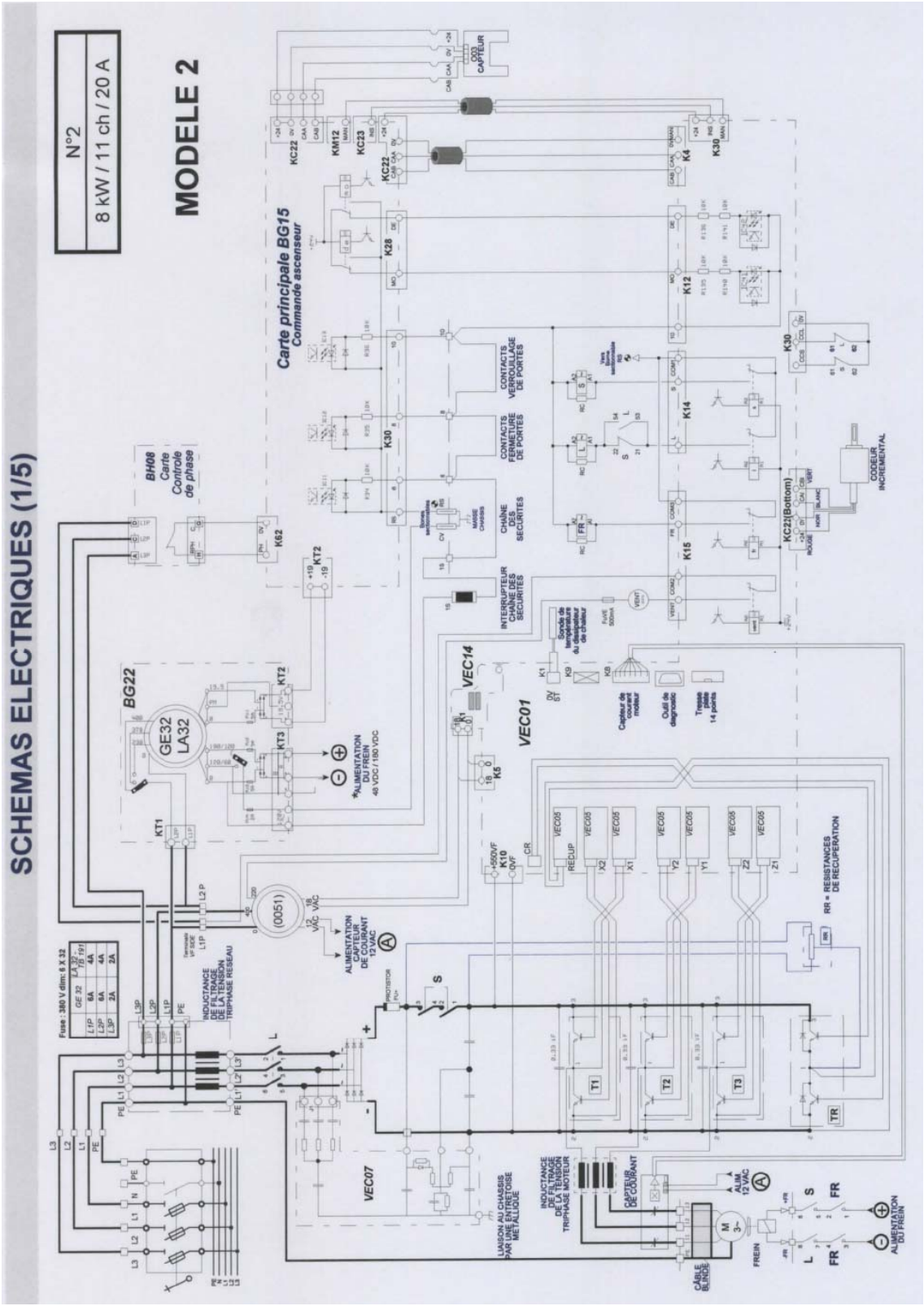

RACCORDEMENTS DES ELEMENTS AUX PALIERS
EN MANŒUVRE COLLECTIVE COMPLETE DE 2 A 16 NIVEAUX
Carte principale BG15
AU PALIER
ATTENTION !!!
POSITION DES CAVALIERS SW9 A SW12 sur BG15
SW12 :
SW11 :
SW10 :
SW9 :
KP21
M0 D1 D2 D3
KP27
M1 M2 M3
KP29
COMB 24R
KP34
NF0 NF1 NF2 NF3 0V
KP26
POM 0V ED
KC28
MHS 0V
M0
D1
D2
D3
M1
M2
M3
POM/
MHS
Utilisé
Non utilisé
* CLE DE MISE HORS SERVICE
* CLE DE MISE EN SERVICE POMPIER
* EN OPTION
"NIVEAUX SINISTRES
PROGRAMMATION EN "COLLECTIVE" 2 BOUTONS :
Adresse 07-bât 7 éteint, adresse 5C-bât 5 et bât 6 éteints .
Voir les masques aux adresses 13, 14 et 16, 17.
24V / 1.2W
LES APPELS PALIERS SONT RACCORDES EN
"RAMASSAGE DESCENTE ET MONTEE" 2 BOUTONS.
EN CAS DE PLUS DE 4 NIVEAUX,
AJOUTER LES CARTES BG18 NECESSAIRES.


RACCORDEMENTS DES ELEMENTS EN CABINE
BASE 4 NIVEAUX, MOTEUR TRIPHASE, DEMARRAGE DIRECT
Carte principale BG15
ATTENTION !!!
POSITION DES CAVALERS SW9 A SW12 sur BG15
CARTE BG18
DANS LE CAS DE PLUS DE 4 NIVEAUX
AJOUTER UNE OU PLUSIEURS
CARTES D'ETENTION ETAGE
BG18 POUR 4 Ns SUPPLEMENTAIRES
KCX
KC21
KC22
KC23
KA13
KC28
KC29
EN CABINE
Bornier électromécanique
LUMIERE CABINE
Utilisé
Non utilisé
P253M
M 1 Vit 3~
OPERATEUR DE PORTE TRIPHASE DIRECT
Voir détail page suivante
CONTACT DE MISE HORS SERVICE
CONTACT DE SURCHARGE
CONTACT "NON STOP"
CLEF PRIORITE CABINE
EN OPTION
24V / 1.2W
Recommandations :
Ne pas positionner le capteur près d'une source lumineuse trop intense (hublot d'éclairage en gaine).
Monter le capteur de telle sorte qu'il ne soit pas détruit accidentellement en cas de fin de course haut
La bande doit être suffisamment tendue de telle sorte qu'elle ne bouge pas pendant le déplacement de l'appareil et quand le bistable du capteur passe devant l'aimant.
CONTACT DE COINCEMENT
CONTACT CELLULE DE SEUIL
CONTACT FERMETURE FORCEE
PORTE AUTOMATIQUE
FIN DE COURSE OUVERTURE
FIN DE COURSE FERMETURE
CAPTEUR Q03
FIN DE COURSE INSPECTION EN MONTEE
BOITE D'INSPECTION


OPERATEUR DE PORTE MONOPHASE OU TRIPHASE DIRECT, UN OU DEUX ACCES
Carte BG15
Commande ascenseur
Carte BG19
2°porte automatique
KA14
KA15
BORNE SECTIONNABLE
MASSE CHASSIS
P253M/V RC+ECRETEUR 430V max.
MOTEUR DE PORTE N°1
MOTEUR DE PORTE N°2
INJECTION DE COURANT 48V CONTINU POUR PORTE AUTOMATIQUE
ALIMENTATION DE L'INJECTION
PORTE N°1
PORTE N°2
RACCORDEMENTS CLIENTS
MOTEUR DE PORTE 1 MONOPHASE
A = Auxiliaire
P = Principal
Utilisé
Non utilisé
Terre


LOCALISATION DES BORNIERS (1/2)
KP26
K27
KA13
KC21
KP21
KP27
KP34
KP23
KS21
KC28
KP22
K26
Vers la carte extension niveaux BG18 connecteur K1 ou vers la carte porte auto N°2 BG19 connecteur K1
Entrée
Sortie
Borne libre
Extension de 5 à 16 niveaux carte BG18 connecteur J1
J5
BG15
N70
K13
K62
KP24
KC24
KP29
KC29
K25
K24
KC23
KA14
K29
K28
KC23
KM12
KC22
KM11
KM17
Vers la carte VEC01 connecteur K4 et capteur de comptage 003
Diagnostique Paramétrage
J2
carte BG17 connecteur J1
J7
Vers la carte porte auto N°2 BG19 connecteur J1
Vers transformateur d'alimentation
KT2
19V Continu
Vers bornier électromécanique
K30
OPTION MLift
J8
Vers la régulation MLift
Carte VEC01 connecteur J1
Vers connecteur K12 (VEC01)
Vers les contacteurs
1) 4 NIVEAUX COLLECTIVE
2) JUSQU' A 8 NIVEAUX
3) NE REN RACCORDER
Sonde thermique
K1
K9
Capteur courant moteur VEC12
K8
Connecteur liaison série (Ex : module de Paramétrage /Diagnostique)
J2
Connecteur liaison ascenseur De la manoeuvre Carte BG15 connecteur J8
J1
De la carte BG15 connecteur KC22 et du capteur de comptage 003.
K4
KC22
HAUT
BAS
Vers transformateur d'alimentation
K5
VEC01
K10
J3
K30
K15
K14
K12
BT = 24 / 48 V
HT = 110 / 220 V
Du connecteur K28 (BG15)


LOCALISATION DES ELEMENTS ET ROLE DES FUSIBLES (2/2)
FUSIBLE DE RECHANGE pour FU1 5A-250V dim: 5x20 TEMPORISE
FU1 PROTECTION DE L'ALIMENTATION DE L'ELECTRONIQUE ET DE LA SIGNALISATION 5A-250V dim: 5 x 20 TEMPORISI
FU5 PROTECTION DU COMMUN DES BOUTONS 24RB 2,5A-250V dim: 5 x 20 RAPIDE
FU2 PROTECTION DU COMMUN DES BOUTONS COMB 2,5A-250V dim: 5 x 20 RAPIDE
FUSIBLE DE RECHANGE pour FU2 & FU5 2,5A-250V dim: 5x20 RAPIDE
BG15
FUSIBLE DE RECHANGE pour FU1 & FU7, pour FU2 & FU3 si transformateur Type 1 5A-250V dim: 5x20 TEMPORISE
LED JAUNE VISUALISATION DE LA PRESENSE DE LA TENSION REDRESSEE (frein, came, électrovannes, taquets anti-dérive ...)
BG22
FU7 PROTECTION DE LA TENSION REDRESSEE "-" TYPE A 5A-250V dim: 5 x 20 TEMPORISI
FU1 PROTECTION DU BOITIER BH07 5A-250V dim: 5 x 20 TEMPORISI
L1PA-L2PA-L3PA PORTE 1 ET PORTE 2 PROTECTION DE L'ARRIVEE DES PHASES POUR L'ALIMENTATION DE L'OPERATEUR DE PORTES AUTOMATIQUES 2A-380V dim: 8,5 x 31,5
PROTECTION / SECTIONNEMENT DE LA CHAINE DES SECURITES
FU2, FU3 PROTECTION DE LA TENSION CONTINUE (frein, came, électrovannes ...) 250V dim: 5 X 20 TEMPORISES Pour transformateurs de type 1 ou 2 T1=5A / T2= 2A
FU1 PROTECTION DE L'ALIMENTATION DE L'EQUIPEMENT 5A-250 V dim: 5 X 20 TEMPORISE
FU4 PROTECTION DE L'ALIMENTATION DE LA CHAINE DES SECURITES 2A-250 V dim: 5 X 20 TEMPORISE
LED ROUGE VISUALISATION DE LA PRESENSE DE LA TENSION REDRESSEE DE L'ELECTRONIQUE (CARTE PRINCIPALE)
FUSIBLE DE RECHANGE pour FU4, pour FU2 & FU3 si transformateur Type 2 2A-250V dim: 5x20 TEMPORISE
L1P-L2P PROTECTION DES PHASES DE L'EQUIPEMENT 4A-380V dim: 8,5 x 31,5
L3P PROTECTION DE LA 3ème PHASE POUR L'OPTION DU RELAIS DE PHASE 2A-380V dim: 8,5 x 31,5
FU1 PROTECTION DE L'ALIMENTATION ET DE LA SIGNALISATION 2A-250 V dim: 5 X 20 TEMPORISE
FUSIBLE DE RECHANGE pour FU1 2A-250V dim: 5x20 TEMPORISE
FU+ PROTECTION DE LA TENSION CONTINUE PAR PROTISTOR® SUIVANT LE MODELE DEQUIPEMENT (VOIR TABLEAU CI-DESSOUS)
La positon de FU+ dépend du Modèle
CONTACTEUR DE FREIN
CONTACTEURS DE PUISSANCE
FILTRE SECTEUR TRIPHASE 380 V dim: 6 X 32
GE 32 LA 32 - TB 191
L1P 6A 4A
L2P 6A 4A
L3P 2A 2A
FuVe PROTECTION DU VENTILATEUR DE REFROIDISSEMENT DES TRANSISTORS 0,5A-250 V dim: 5 X 20 RAPIDE
ENCOCHE
PROGRAMME
MICROPROCESSEUR
E2ROM (PARAMETRES)
E2ROM (DEFAUTS)
VEC01
VEC12 CAPTEUR DE COURANT Si vous deviez être amené à changer le capteur de courant il est IMPERATIF pour le raccorder de suivre un chemin de câblage identique
MODELE PROTISTOR®
N°2 25 A (10;38)
N°3 40 A (14;51)
N°4 50 A (14;51)
N°5 63 A (22;58)
N°6 80 A (22;58)
ATTENTION !!!
N'UTILISEZ QUE DES PROTISTORS® SUPPORTANT 600V ET SPECIALEMENT CONÇUS POUR PROTEGER LES SEMI-CONDUCTEURS. L'UTILISATION DE FUSIBLES DIFFERENTS EST DANGEREUSE ET POURRAIT ENTRAINER LA DESTRUCTION DES TRANSISTORS DE PUISSANCE EN CAS DE SURCHARGE ELECTRIQUE OU DE COURT-CIRCUIT !!!


SCHEMAS ELECTRIQUES (1/5)
N°2
8 kW / 11 ch / 20 A
MODELE 2
Carte principale BG15
Commande ascenseur
BH08
Carte
Controle
de phase
BG22
GE32
LA32
VEC14
VEC01
VEC07
CONTACTS VERROUILLAGE DE PORTES
CONTACTS FERMETURE DE PORTES
CHAÎNE DES SECURITES
INTERRUPTEUR CHAÎNE DES SECURITES
CODEUR INCREMENTAL
CAPTEUR
ALIMENTATION DU FREIN
48 VDC / 180 VDC
ALIMENTATION CAPTEUR DE COURANT 12 VAC
INDUCTANCE DE FILTRAGE DE LA TENSION TRIPHASE RESEAU
LIAISON AU CHASSIS PAR UNE ENTRETOISE METALLIQUE
INDUCTANCE DE FILTRAGE DE LA TENSION TRIPHASE MOTEUR
CAPTEUR DE COURANT
RR = RESISTANCES DE RECUPERATION
Fuse : 380 V dim: 6 X 32
GE 32
LA 32
L1P 6A 4A
L2P 6A 4A
L3P 2A 2A

Liste des Figures

Figure 1 : Treuil, 3000 avant J.C 6
Figure 2 : Machines de cirque, 236 avant J.C 6
Figure 3 : Chaises volantes, XVIIème et XVIIIème siècles 7
Figure 4 : A eau et à vapeur, XIXème siècle 7
Figure 5 : Elisha Graves Otis, 1853 8
Figure 6 : Lexique Ascenseur électrique 11
Figure 7 : Ascenseur hydraulique 12
Figure 8 : Logiciel "EZ assist" pour l'analyse de trafic 16
Figure 9 : Détail montrant les dimensions de la gaine et de la cabine 18
Figure 10 : Treuil marque Alberto Sassi 20
Figure 11 : Moteur synchrone à champs permanent Torin Drive 23
Figure 12 : Les efforts sur la poulie de traction 32
Figure 13 : Poulies en U et en V 33
Figure 14 : Cas général 37
Figure 15 : Ascenseur Mitsubishi Elenessa; treuil installé sur les guides 43
Figure 16 : Guides de cabine et de contrepoids pour un ascenseur typique 44
Figure 17 : L'écart des dimensions du béton dans une gaine 45
Figure 18 : Les supports qui fixent les guides aux murs 47
Figure 19 : Deux guides assemblées en tenon et mortaise par un joint 48
Figure 20 : Les guides fixées par leurs supports 49
Figure 21 : Axe des guides 53
Figure 22 : Asymétrie des forces dans la cabine par rapport à l'axe des X 54
Figure 23 : Asymétrie des forces dans la cabine par rapport à l'axe des Y 66
Figure 24 : Charges sur le seuil de la cabine 72
Figure 25 : Moteur monté sur les guides du contrepoids 75
Figure 26 : Appareil de mesure des vibrations PMT dans une cabine d'ascenseur 96
Figure 27 : Spectres des vibrations de la cabine tout au long du trajet suivant les axes X, Y et Z 97
Figure 28 : Tableau AUTINOR MB32 équipé d'un variateur de vitesse VEC mod2 102

Liste des tableaux

Tableau 1 : Surface utile maximale de la cabine 17
Tableau 2 : Surface utile minimale de la cabine 18
Tableau 3 : Nequiv(t) en fonction de la forme des gorges des poulies 26
Tableau 4 : Coefficients de sécurité applicables aux guides 51

Liste des diagrammes

Diagramme 1 : Facteur de sécurité 28
Diagramme 2 : Coefficient de frottement minimal 34

ANNEXE A –Moteurs à champs permanent – Torin Drive _Chine

Standard technical specifications 标准配置规格表

系列型号 Series Type	悬挂比 Suspension	额定载重(kg) Rated load	额定速度(m/s) Rated speed of elevator	额定转速(r/min) Rated speed	额定转矩(Nm) Rated torque	最大载重量(kg) Max. Load	机重(kg) Machine weight	电机 Motor						每小时启动次数(次/小时) Starts per hour	制动器 Brake							绳轮 Sheave						轴承 Bearing	编码器 Encoder	手动盘车装置 Hand Winding Device	手动松闸手柄 Manual brake release handle	手动松闸装置 Manual brake release device	产品型号 Product Type
								额定功率(kW) Rated power	额定电压(V) Rated voltage	额定电流(A) Rated current	极数(p) Poles	额定频率(Hz) Rated frequency			型号 Type	安装 Arrangement	摩擦片 Friction shim	线圈 (A) current	电压(V) Voltage	抱闸力矩(N.m) Brake torque	直径(mm) Diameter	绳槽 nxd-u'cut rope	出绳 ⊥ angle	入绳 ⊥ angle	槽距(mm) Groove Pitch						
GETM1.5	2:1	400	1	119	230	1500	180	2.9	340	6.5	12	23.8	240	DZD1-351	Local	imported	2X0.9	DC 110V	2X270	320	3x6.6	96°	96°	35°	12	Imported	ERN1387	yes	yes	no	GETM1.5-100/0400-2S13
	2:1	400	1	119	230	1500	180	2.9	340	6.5	12	23.8	240	DZD1-351	Local	imported	2X0.9	DC 110V	2X270	320	3x6.6	96°	96°	35°	12	Imported	ERN1387	no	no	yes	GETM1.5-100/0400-2S03
	2:1	630	1	90	456	1850	320	4.3	290	10.6	12	18	240	DZD1-500	Local	imported	2X4.2	DC 24V	2X516	420	4x6.6	96°	96°	35°	12	Local	ERN1387	yes	yes	no	GETM1.9-100/0630-2S11
	2:1	630	1	90	456	1850	320	4.3	290	10.6	12	18	240	DZD1-500	Local	imported	2X4.2	DC 24V	2X516	420	4x6.6	96°	96°	35°	12	Local	ERN1387	no	no	yes	GETM1.9-100/0630-2S01
	2:1	630	1	90	456	1850	320	4.3	290	10.6	12	18	240	DZD1-500	Local	imported	2X4.2	DC 24V	2X516	420	4x6.6	96°	96°	35°	12	Local	ERN1387	no	no	no	GETM1.9-100/0630-2S01
GETM1.9	2:1	630	1	90	456	1850	320	4.3	290	10.6	12	18	240	DZD1-500	Local	imported	2X1.1	DC 110V	2X516	420	4x6.6	96°	96°	35°	12	Local	ERN1387	no	no	no	GETM1.9-100/0630-2S03
	2:1	630	1.75	160	456	1850	320	7.5	340	16.5	12	32	240	DZD1-500	Local	imported	2X4.2	DC 24V	2X516	420	4x6.6	96°	96°	35°	12	Local	ERN1387	yes	yes	no	GETM1.9-175/0630-2S11
	2:1	630	1.75	160	456	1850	320	7.5	340	16.5	12	32	240	DZD1-500	Local	imported	2X4.2	DC 24V	2X516	420	4x6.6	96°	96°	35°	12	Local	ERN1387	no	no	no	GETM1.9-175/0630-2S01
	2:1	630	1.75	160	456	1850	320	7.5	340	16.5	12	32	240	DZD1-500	Local	imported	2X1.1	DC 110V	2X516	420	4x6.6	96°	96°	35°	12	Local	ERN1387	yes	yes	no	GETM1.9-175/0630-2S13
	2:1	630	1.75	160	456	1850	320	7.5	340	16.5	12	32	240	DZD1-500	Local	imported	2X1.1	DC 110V	2X516	420	4x6.6	96°	96°	35°	12	Local	ERN1387	no	no	no	GETM1.9-175/0630-2S03
GETM3.0	2:1	800	1	95	514	3000	450	5	340	11	12	19	240	DZD1-500	Local	imported	2X4.2	DC 24V	2X650	400	5x6.10	96°	96°	35°	15	Local	ERN1387	yes	yes	no	GETM3.0-100/0800-2S11
	2:1	800	1	95	514	3000	450	5	340	11	12	19	240	DZD1-500	Local	imported	2X4.2	DC 24V	2X650	400	5x6.10	96°	96°	35°	15	Local	ERN1387	no	no	no	GETM3.0-100/0800-2S01
	2:1	800	1	95	514	3000	450	5	340	11	12	19	240	DZD1-500	Local	imported	2X1.1	DC 110V	2X650	400	5x6.10 (双槽)	96°	96°	35°	15	Local	ERN1387	yes	yes	no	GETM3.0-100/0800-2S13
	2:1	800	1	95	514	3000	450	5	340	11	12	19	240	DZD1-500	Local	imported	2X1.1	DC 110V	2X650	400	5x6.10	96°	96°	35°	15	Local	ERN1387	no	no	no	GETM3.0-100/0800-2S03
	2:1	800	1.75	167	514	3000	460	9	340	21	12	33.4	240	DZD1-500	Local	imported	2X4.2	DC 24V	2X650	400	5x6.10	96°	96°	35°	15	Imported	ERN1387	yes	yes	no	GETM3.0-175/0800-2S11
	2:1	800	1.75	167	514	3000	460	9	340	21	12	33.4	240	DZD1-500	Local	imported	2X4.2	DC 24V	2X650	400	5x6.10	96°	96°	35°	15	Imported	ERN1387	no	no	no	GETM3.0-175/0800-2S01
	2:1	800	1.75	167	514	3000	460	9	340	21	12	33.4	240	DZD1-500	Local	imported	2X1.1	DC 110V	2X650	400	5x6.10	96°	96°	35°	15	Imported	ERN1387	yes	yes	no	GETM3.0-175/0800-2S13
	2:1	800	1.75	167	514	3000	460	9	340	21	12	33.4	240	DZD1-500	Local	imported	2X1.1	DC 110V	2X650	400	5x6.10	96°	96°	35°	15	Imported	ERN1387	no	no	no	GETM3.0-175/0800-2S03
	2:1	800	2	191	535	3000	460	10.7	340	22.1	12	38.2	240	DZD1-500	Local	imported	2X4.2	DC 24V	2X650	400	5x6.10	105°	105°	35°	15	Imported	ERN1387	yes	yes	no	GETM3.0-200/0800-2S11
	2:1	800	2	191	535	3000	460	10.7	340	22.1	12	38.2	240	DZD1-500	Local	imported	2X4.2	DC 24V	2X650	400	5x6.10	105°	105°	35°	15	Imported	ERN1387	no	no	no	GETM3.0-200/0800-2S01
	2:1	800	2	191	535	3000	460	10.7	340	22.1	12	38.2	240	DZD1-500	Local	imported	2X1.1	DC 110V	2X650	400	5x6.10	105°	105°	35°	15	Imported	ERN1387	yes	yes	no	GETM3.0-200/0800-2S13
	2:1	800	2	191	535	3000	460	10.7	340	22.1	12	38.2	240	DZD1-500	Local	imported	2X1.1	DC 110V	2X650	400	5x6.10	105°	105°	35°	15	Imported	ERN1387	no	no	no	GETM3.0-200/0800-2S03
	2:1	800	2.5	239	520	3000	460	12.5	340	29	12	47.8	240	DZD1-500	Local	imported	2X4.2	DC 24V	2X650	400	5x6.10	105°	105°	35°	15	Imported	ERN1387	yes	yes	no	GETM3.0-250/0800-2S11
	2:1	800	2.5	239	520	3000	460	12.5	340	29	12	47.8	240	DZD1-500	Local	imported	2X4.2	DC 24V	2X650	400	5x6.10	105°	105°	35°	15	Imported	ERN1387	no	no	no	GETM3.0-250/0800-2S01
	2:1	800	2.5	239	520	3000	460	12.5	340	29	12	47.8	240	DZD1-500	Local	imported	2X1.1	DC 110V	2X650	400	5x6.10	105°	105°	35°	15	Imported	ERN1387	yes	yes	no	GETM3.0-250/0800-2S13
	2:1	800	2.5	239	520	3000	460	12.5	340	29	12	47.8	240	DZD1-500	Local	imported	2X1.1	DC 110V	2X650	400	5x6.10	105°	105°	35°	15	Imported	ERN1387	no	no	no	GETM3.0-250/0800-2S03
	2:1	800	2.5	239	520	3000	460	12.5	340	29	12	47.8	240	DZD1-500	Local	imported	2X4.2	DC 24V	2X650	400	5x6.10	96°	96°	35°	15	Imported	ERN1387	yes	yes	no	GETM3.0-250/0800-2S11
	2:1	800	2.5	239	520	3000	460	12.5	340	29	12	47.8	240	DZD1-500	Local	imported	2X4.2	DC 24V	2X650	400	5x6.10	96°	96°	35°	15	Imported	ERN1387	no	no	no	GETM3.0-250/0800-2S01

05 产品以实物为准
Please take the real products as the standard

ANNEXE B – Référence des câbles de traction – PFEIFER DRAKO _ USA.

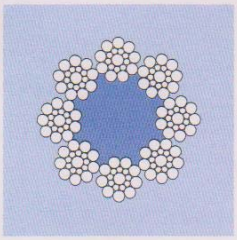
Ropes for Traction Drive Elevators

DRAKO 8 x 19 – FC 8-Strand Suspension Ropes

With natural fibre core, Sisal, (NFC), synthetic fibre core (SFC) on request

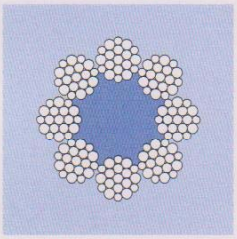
Characteristics	preformed, prestretched (medium), bright, right hand, ordinary lay. Lang lay on request
Rope grades available	1570 and 1370/1770
Rope diameter tolerance	see page 6

Technical Data



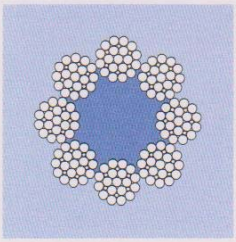
DRAKO 8 x 19 S – FC

Nom. Rope diameter mm	Minimum breaking force F_{min} 1570 and 1370/1770 kN	Nominal length mass approx. kg/100 m	Metallic area approx. mm^2
8*	30,4	21,5	22,5
9	38,4	27,3	28,4
9,5	42,8	30,4	31,7
10*	47,4	33,7	35,1
11*	57,4	40,7	42,5
12	68,3	48,5	50,6
13*	80,2	56,9	59,3
14	93,0	66,0	68,8
15	107	75,7	79,0
15,5	114	80,8	84,4
16*	121	86,1	89,9
18	154	109	114
19*	171	121	127



DRAKO 8 x 19 W – FC

8*	31,6	22,2	23,4
9	40,0	28,1	29,6
10*	49,4	34,7	36,5
11*	59,7	42,0	44,2
12	71,1	50,0	52,6
13*	83,4	58,6	61,7
16*	126	88,8	93,5



DRAKO 8 x 25 F – FC

13*	84,4	58,9	62,5
15	112	78,4	83,3
16*	128	89,2	94,7
18	162	113	120
19*	180	126	134

* Preferred diameters, see rope standard EN 12385-5, stranded ropes for elevators

To make correct rope installation easier, especially on high rise installations, DRAKO 8 x 19 S are produced with a double yellow marking line, DRAKO 8 x 19 W are produced with a single yellow marking line.

Elevator ropes will be supplied with servings on both ends, if not specified otherwise.

18

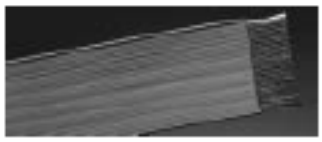
Elevator Ropes 10/2007

PFEIFER DRAKO

ANNEXE C – Référence des câbles pendentifs –DRAKA _ CANADA.

Flat Traveling Cable/Type ETP/300V

Unsupported for UL, CSA, NEC and CEC standards



UL Listed
CSA Certified
NEC Compliant
CEC Compliant

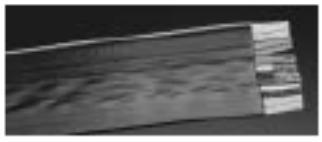
with Power/Signal Only

Part Number	Product Code	Number/Type - Size of Conductors	Max. Hang Length feet - meters	Cable Nom. Dim. H x W inches - mm	Cable Net Weight lbs/ft - kg/km
18-212-07	P 12-18	12/18 AWG - 1.5 mm²	150 - 46	.21 x 1.5 - 5.3 x 38.1	231 - 344
18-224-07	P 24-18	24/18 AWG - 1.5 mm²	150 - 46	.21 x 2.9 - 5.3 x 73.7	462 - 688
18-009-07	P 9-18	9/18 AWG - 0.75 mm²	150 - 46	.19 x 1.0 - 4.8 x 25.4	204 - 196
18-010-07	P 10-18	10/18 AWG - 0.75 mm²	150 - 46	.19 x 1.1 - 4.8 x 27.9	133 - 198
18-016-07	P 16-18	16/18 AWG - 0.75 mm²	150 - 46	.19 x 1.6 - 4.8 x 41.7	235 - 350
18-020-07	P 20-18	20/18 AWG - 0.75 mm²	150 - 46	.19 x 2.3 - 4.8 x 58.4	296 - 440
18-024-07	P 24-18	24/18 AWG - 0.75 mm²	150 - 46	.19 x 2.7 - 4.8 x 68.6	367 - 546

with Shielded Pairs Only

Part Number	Product Code	Number/Type - Size of Shielded Pairs	Max. Hang Length feet - meters	Cable Nom. Dim. H x W inches - mm	Cable Net Weight lbs/ft - kg/km
18-X04-07	P4PR 20SH	4 sh. pair/20 AWG - 0.5 mm²	150 - 46	.35 x .95 - 8.9 x 24.1	184 - 274
18-X08-07	P8PR 20SH	8 sh. pair/20 AWG - 0.5 mm²	150 - 46	.35 x 1.9 - 8.9 x 48.3	381 - 567

flat traveling



with Power/Signal and Shielded Pairs and/or Coax

Part Number	Product Code	Number/Type - Size of Conductors & Shielded Pairs	Max. Hang Length feet - meters	Cable Nom. Dim. H x W inches - mm	Cable Net Weight lbs/ft - kg/km
18-410-07	FC 18	4/14 AWG - 2.0 mm² 10/18 AWG - 0.75 mm² 1 sh. pair/20 AWG - 0.5 mm²	150 - 46	.37 x 2.1 - 9.4 x 53.3	438 - 649
18-C17-07	FCX 17	8 sh. pair/20 AWG - 0.5 mm² 1 coax/RG6/U	150 - 46	.44 x 2.2 - 11.2 x 55.9	497 - 740
18-X22-07	FC 22	4/14 AWG - 2.0 mm² 10/18 AWG - 0.75 mm² 4 sh. pair/20 AWG - 0.5 mm²	150 - 46	.37 x 2.7 - 9.4 x 68.6	650 - 967

Parallel construction flat traveling cable is recommended for speeds up to 1000 ft/min - 5 m/sec.

Most versions of our flat traveling cables can be manufactured with steel support cables for longer hang lengths. Call for details.

RG6/U is the standard coaxial cable used in flat cables and is good for CCTV applications.
75 ohm, UL listed, CSA certified. Centre conductor is 20 AWG - 0.5 mm² soft drawn stranded copper insulated with cellular polyethylene, wrapped with aluminum tape, braided with tinned copper and jacketed with flame-retardant PVC.

Attenuation: 0.65 dB/100' - 2.13 dB/100m @ 10 MHz
1.55 dB/100' - 5.08 dB/100m @ 50 MHz
Capacitance: 17.3 pf/ft - 56.7 pf/m

Stranded Conductors
Bunch-stranded bare soft drawn copper/insulated with 64 °C colored, flame-retardant PVC complying with NEMA/ASTM UL and CSA requirements and codes, identified by insulation color or a combination of insulation color and numerical markings appearing four times per foot.

Shielded Pairs
Composed of insulated conductors, braided with 36 AWG bare copper for 85% coverage, jacketed with 64 °C colored, flame-retardant PVC.

Jacket
60 °C PVC specifically compounded for flexibility and abrasion resistance. UL VW-1 and CSA FT1 flame rated throughout.

Connectorized flat cables are available; see page 90. Call 1-877-372-5237 for details.
See pages 110-112 for cable, wire and sock stripping tools.

US orders/information: 1-877-372-5237 (1-877-DRAKA EP) Fax: 1-252-972-6001 Canadian orders/information: 1-800-263-8279
International orders/information: +1-252-984-5100 Fax: +1-252-984-5101 Web: www.draka-ep.com

v2005.1 0304

ANNEXE D – Système de parachute DYNATECH LBD-300

INSTRUCCIONES LBD-300

Fecha: 30/06/05 Revisión 01

DYNATECH

1.- INTRODUCCIÓN.

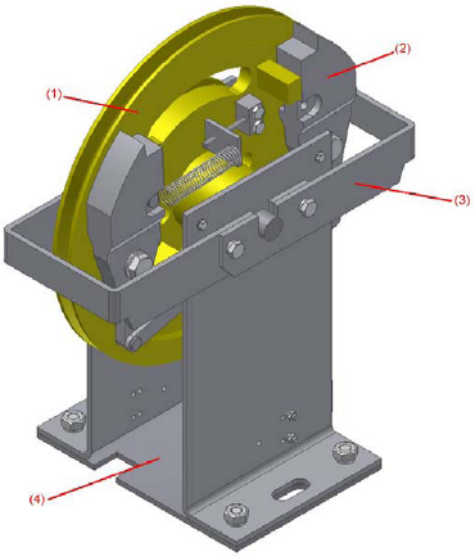
El limitador de velocidad LBD-300, de DYNATECH, está diseñado para que en el caso de que se produjera una sobrevelocidad de la cabina, éste cortaría el flujo de corriente en la serie de seguridad llegando incluso a la detención del ascensor si fuera necesario.

El imitador LBD-300 abarca un amplio rango de velocidades, pudiéndose usar con paracaídas instantáneos y progresivos.
Además existe la posibilidad de incorporar al limitador varios sistemas adicionales que tienen como objetivo aumentar la fiabilidad y la seguridad del resto de la instalación del ascensor.

2.- PRINCIPALES COMPONENTES.

Cada limitador se compone de los siguientes elementos principales: una polea, un sistema centrífugo, una pieza de bloqueo, una carcasa y una placa de amarre a la losa del cuarto de máquinas.

A continuación se muestra una imagen en la que se observa el limitador en su conjunto:



1

INSTRUCCIONES LBD-300

Fecha: 30/06/05 Revisión 01

Donde:

(1) - Polea Principal.

(2) – Sistema Centrífugo.

(3) - Sistema de Bloqueo.

(4) - Placa de fijación a la losa

3. PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO.

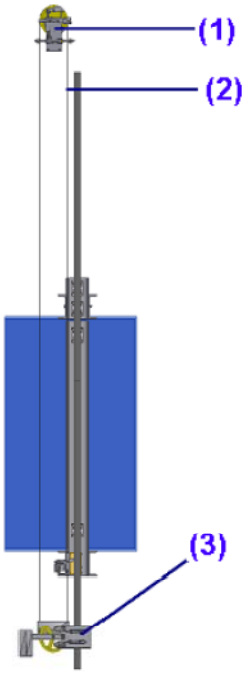
El limitador es de tipo centrífugo, y puede actuar tanto en movimiento **descendente** como en movimiento **ascendente**.

El limitador se amarra directamente a la losa en el cuarto de máquinas. Unido mediante el cable a su polea tensora ubicada en el foso.

Dicha polea tensora se amarra mediante bridas a la guía.

El cable circula por la garganta del limitador y la garganta de la polea tensora.

Los extremos del cable se fijan al amarra-cables de la timonería. De esta manera, cuando la cabina alcance la velocidad de disparo, el movimiento relativo cable-limitador hará que este se bloquee.



El esquema de funcionamiento es el siguiente:

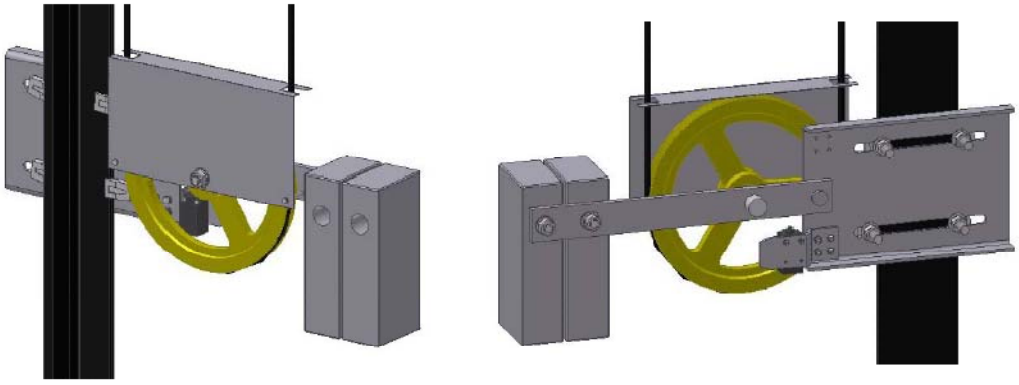
(1) Limitador LBD-300
(2) Cable del limitador
(3) Polea Tensora

2

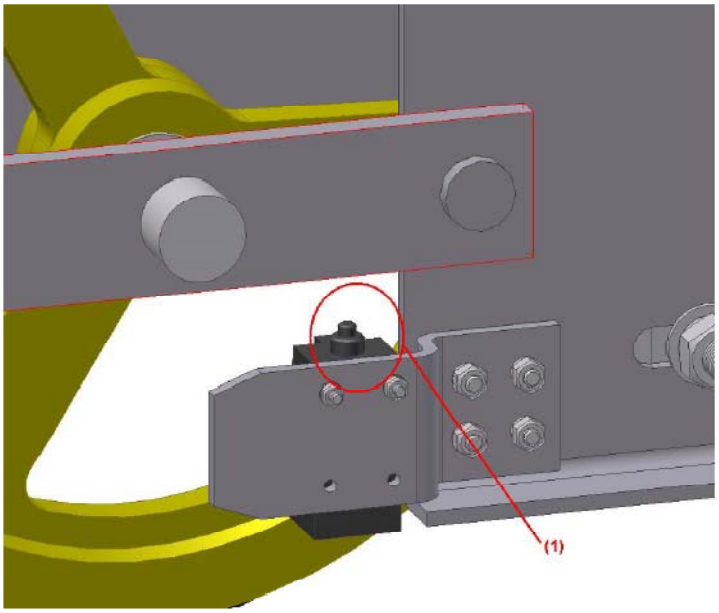
INSTRUCCIONES LBD-300

Fecha: 30/06/05 Revisión 01

La polea tensora se sujeta a la guía mediante bridas.



El cable debe tener la tensión suficiente (500 N en cada ramal) . Si esta tensión disminuyera o si se rompiera el cable, existe un "contacto de destensamiento" (1) que conectado en serie a la línea de seguridad de la instalación, cortaría el paso de la corriente en la línea de seguridad.

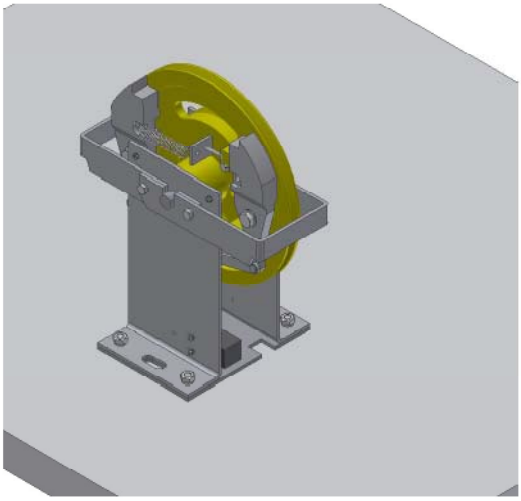


4

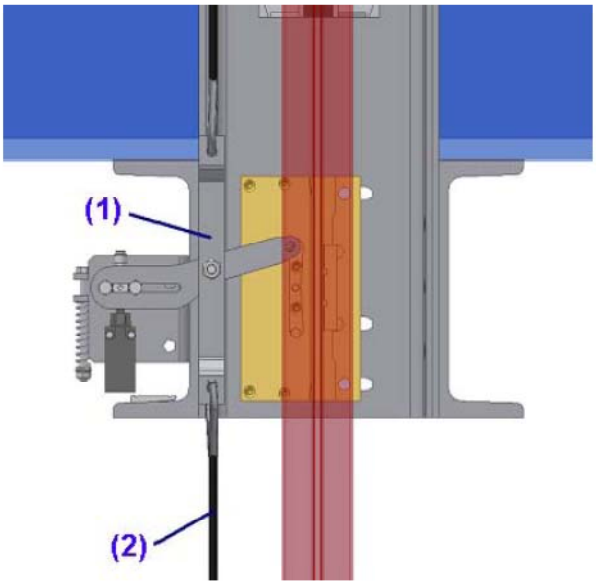
INSTRUCCIONES LBD-300

Fecha: 30/06/05 Revisión 01

El limitador, como se ha dicho anteriormente, se amarra a la losa, en el cuarto de máquinas.

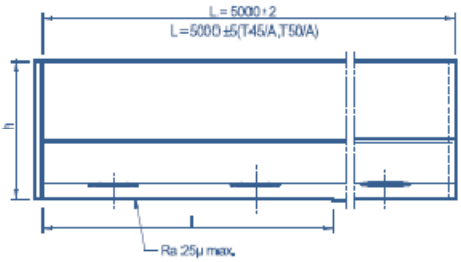


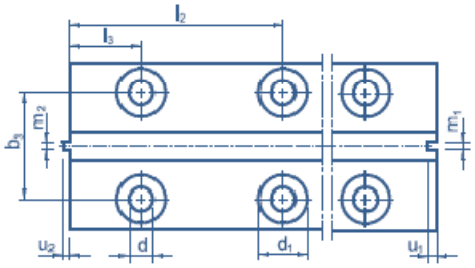
Los extremos del cable (2) se sujetan al amarra-cables (1) de la timonería, utilizándose guardacabos .



3

ANNEXE E – Choix des guides, catalogue SAVERA

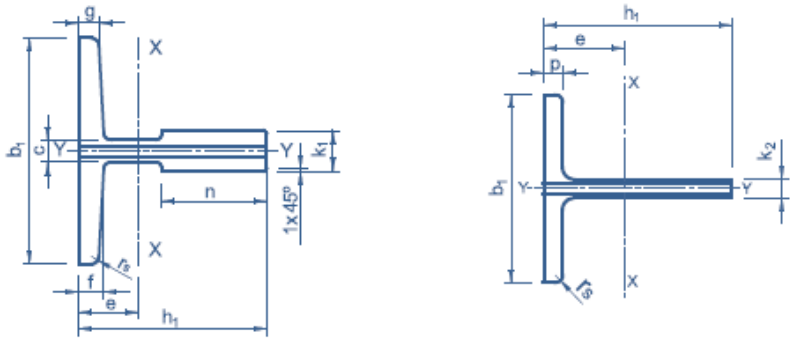




ISO 7465:2007

Dimensiones (mm)
Dimensions (mm)

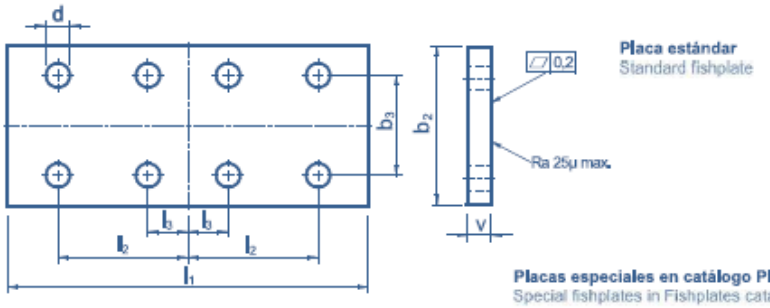
		$b_1 \pm 1$	$h_1 \pm 0,20$				k_2 ±0,15					p ± 0,50	r_s	m_1 +0,06 -0	m_2 +0 -0,06	$u_1 \pm 0,10$	$u_2 \pm 0,10$	Enderezado/Straightness tlm max. mm	tlm max. mm
Calibradas / Cold drawn	T45/A	45	45				5					5	1	2	1,97	2,5	2	3,5	0,7
	T50/A	50	50				5					5	1	2	1,97	2,5	2	3,5	0,7
		$b_1 \pm 1,50$	A ± 0,10 B ± 0,75 h_1	h ± 0,08	l +3 -0	k_1 +0,10 -0	k_2 +0,10 -0	n +3 -0	c	g ± 0,75	f ± 0,75	p ± 0,75	r_s	m_1 +0,06 -0	m_2 +0 -0,06	$u_1 \pm 0,10$	$u_2 \pm 0,10$		
	T65/A	65	54	-	-	7,9	-	20	5	4	5,6	-	3	2	1,97	2,5	2	3,5	0,7
	T70/A	70	65	-	-	9	-	34	6	6	8	-	1,5	3	2,97	3,5	3	2,5	0,5
	T70-70-9/A	70	70	-	-	9	-	35	7,9	8,5	8,5	-	3	3	2,97	3,5	3	2,5	0,5
	T75/A	75	62	-	-	10	-	30	8	7	9	-	1,5	3	2,97	3,5	3	2,5	0,5
	T80-80-9/A	80	80	-	-	-	9	-	-	-	-	9	3	3	2,97	3,5	3	2,5	0,5
	T82/A	82	68	-	-	9	-	34	7,5	6	8,25	-	3	3	2,97	3,5	3	2,5	0,5
	T89/A	89	62	-	-	16	-	34	10	8	11	-	3	6,4	6,37	7,14	6,35	2,5	0,5
	T90/A	90	75	-	-	16	-	42	10	8	10	-	4	6,4	6,37	7,14	6,35	2,5	0,5
	T125-L1/A	125	68	-	-	-	9	-	-	6	8,25	-	3	3	2,97	3,5	3	2,5	0,5
Cepilladas / Machined	T75/B	75	62	61	138	10	-	30	8	7	9	-	3	3	2,97	3,5	3	2	0,4
	T78/B	78	56	55	138	10	-	26	7	6	8,5	-	2,5	3	2,97	3,5	3	2	0,4
	T82/B	82	68	66,6	111	9	-	34	7,5	6	8,25	-	3	3	2,97	3,5	3	2	0,4
	T89/B	89	62	61	156	16	-	34	10	8	11	-	3	6,4	6,37	7,14	6,35	1,75	0,35
	T90/B	90	75	74	156	16	-	42	10	8	10	-	4	6,4	6,37	7,14	6,35	1,75	0,35
	T114/B	114	89	88	156	16	-	38	9,5	8	11	-	4	6,4	6,37	7,14	6,35	1,5	0,3
	T125/B	125	82	81	156	16	-	42	10	8	12	-	4	6,4	6,37	7,14	6,35	1,5	0,3
	T127-1/B	127	89	88	156	16	-	45	10	8	11	-	4	6,4	6,37	7,14	6,35	1,5	0,3
	T127-2/B	127	89	88	156	16	-	51	10	12,7	15,9	-	5	6,4	6,37	7,14	6,35	1,5	0,3
	T140-1/B	140	108	107	193	19	-	51	12,7	12,7	15,9	-	5	6,4	6,37	7,14	6,35	1,5	0,3
	T140-2/B	140	102	101	193	28,6	-	51	17,5	14,5	17,5	-	5	6,4	6,37	7,14	6,35	1,5	0,3
	T140-3/B	140	127	126	193	31,75	-	57	19	17,5	25,4	-	5	6,4	6,37	7,14	6,35	1,5	0,3



Dimensiones y distancias entre agujeros, placas y tornillos / Dimensions and distance between holes, fishplates and bo

Distancia entre agujeros, placas y tornillos (mm)
Distance between holes, fishplates and bolts (mm)

		d		b_2	$b_3 \pm 0,20$	l_1 +3 -0	$l_2 \pm 0,20$	$l_3 \pm 0,20$	V +3 -0	Tornillo Bolt	Arandela Washer
Calibradas / Cold drawn	T45/A	9		50	25	160	65	15	8	M8X25	A-8
	T50A	9		50	30	200	75	25	8	M8X25	A-8
		d	d_1	b_2	$b_3 \pm 0,20$	l_1 +3 -0	$l_2 \pm 0,20$	$l_3 \pm 0,20$	V +3 -0	Tornillo Bolt	Arandela Washer
	T65/A	10,5	-	65	40	160	65	15	8	M10X25	A-10
	T70/A	13	26	70	42	250	105	25	10	M12x35	A-12
	T70-70-9/A	13	-	70	42	250	105	25	10	M12x35	A-12
	T75/A	13	26	70	42	250	105	25	10	M12x35	A-12
	T80-80-9/A	13	-	80	42	250	105	25	10	M12x35	A-12
	T82/A	13	26	80	50,8	216	81	27	10	M12x35	A-12
	T89/A	13	26	90	57,2	305	114,3	38,1	13	M12x35	A-12
	T90/A	13	26	90	57,2	305	114,3	38,1	13	M12x35	A-12
	T125-L1/A	17	33	130	79,4	305	114,3	38,1	18	M16x50	A-16
Cepilladas / Machined	T75/B	13	26	70	42	250	105	25	10	M12x35	A-12
	T78/B	13	26	70	42	250	105	25	10	M12x35	A-12
	T82/B	13	26	80	50,8	216	81	27	10	M12x35	A-12
	T89/B	13	26	90	57,2	305	114,3	38,1	13	M12x35	A-12
	T90/B	13	26	90	57,2	305	114,3	38,1	13	M12x35	A-12
	T114/B	17	33	120	70	305	114,3	38,1	18	M16x50	A-16
	T125/B	17	33	130	79,4	305	114,3	38,1	18	M16x50	A-16
	T127-1/B	17	33	130	79,4	305	114,3	38,1	18	M16x50	A-16
	T127-2/B	17	33	130	79,4	305	114,3	38,1	18	M16x50	A-16
	T140-1/B	21	40	140	92,1	380	152,4	31,8	28	M20x65	A-20
	T140-2/B	21	40	140	92,1	380	152,4	31,8	28	M20x65	A-20
	T140-3/B	21	40	140	92,1	380	152,4	31,8	38	M20x80	A-20



Placa estándar
Standard fishplate

Placas especiales en catálogo Placas de Unión.
Special fishplates in Fishplates catalogue.

ISO 7465:2007

Características Generales de las Guías
General Characteristics of the Guide

Normas Standards
ISO 7465
UNI 7465
ANSI A 17-1
BS 5655
DIN 15311
JIS
AFNOR NF P 82/251

Características Mecánicas / Mechanical Characteristics

	Carga de rotura Breaking point N/mm²	Límite elástico Yield point N/mm² min.	Alargamiento Elongation % min.
Calibradas hongo>5mm≤8mm Cold drawn blade>5mm≤8mm (EN 10277-2)	470 - 840	355	8
Calibradas hongo>8mm≤10mm Cold drawn blade>8mm≤10mm (EN 10277-2)	470 - 840	355	12
Calibradas hongo>10mm≤16mm Cold drawn blade>10mm≤16mm (EN 10277-2)	420 - 710	300	12
Cepilladas hongo≤16mm Blade ≤16mm	410 - 520	275	22
Cepilladas hongo>16mm Blade>16mm	410 - 520	265	22

Protección Antioxidante (*)
Anti-rust Protection (*)

Tipo Type		Espesor Thickness	Exterior meses Months outdoors	Interior meses Months indoors
Tectyl 511 M (aceite / oil)		2 - 10 µ	-	1 - 3
Tectyl 502 C (cera / wax)		20 - 30 µ	0 - 1	4 - 8
Tectyl 506 WD (cera / wax)	**Estándar** Standard	20 - 30 µ	1 - 3	6 - 12
	Especial Special	40 - 50 µ	3 - 6	12 - 36

(*) Datos orientativos que variarán en función de la humedad y salinidad del ambiente.

(*) All data are approximate and subject to atmospheric humidity and salinity conditions.

Composición Química
Chemical Composition

	C% Max.	Mn% Max.	P% Max.	S% Max.	Si% Max.
Calibradas Cold drawn	0,17	1,4	0,045	0,045	0,4
Cepilladas Machined	0,21	1,5	0,045	0,045	0,4

Pesos (kg) y Empaquetado / Weights (kg) and Packing

	Código Code	Peso/ guía Weight/ guide	Peso / guía con embalaje Weight / packed guide	Peso/guía con accesorios y embalaje Weight/packed guide and accessories	Nº guías / paquete No. of guides per bundle	Nº guías por contenedor de 20 pies No. of guides per 20ft container: Con accesorios With accessories	Nº guías por contenedor de 20 pies No. of guides per 20ft container: Sin accesorios Without accessories
Calibradas / Cold drawn	T45/A	16,7	16,91	17,74	48	1200	1248
	T50/A	18,65	18,86	19,75	42	1092	1134
	T65/A	24,5	24,92	25,91	24	816	864
	T70/A	36,90	37,40	39,38	20	540	560
	T70-70-9/A	44,15	44,65	46,72	20	460	480
	T75/A	42,82	43,32	45,39	20	460	480
	T80-80-9/A	53,25	53,75	55,92	20	380	400
	T82/A	42,82	43,32	45,32	20	460	480
	T89/A	61,9	62,53	66,27	16	320	336
	T90/A	67,7	68,33	72,07	16	288	304
	T125-L1/A	56,45	57,45	64,73	10	330	370
Cepilladas / Machined	T75/B	42,82	43,32	45,39	20	460	480
	T78/B	38,65	39,15	41,22	20	520	540
	T82/B	42,82	43,32	45,32	20	460	480
	T89/B	61,9	62,53	66,27	16	320	336
	T90/B	67,7	68,33	72,07	16	288	304
	T114/B	82	83	89,8	10	240	260
	T125/B	89,55	90,55	97,83	10	220	230
	T127-1/B	89,25	90,25	97,53	10	220	240
	T127-2/B	112,75	113,75	121,03	10	170	190
	T140-1/B	137,95	139,95	153,13	5	135	150
	T140-2/B	169,6	171,6	184,78	5	115	125
	T140-3/B	225,75	227,75	243,57	5	85	90

Características técnicas
Technical Characteristics

		Sección Section cm 2	Peso Weight kg/m	e cm	I_{xx} cm 4	W_{xx} cm 3	i_{xx} cm	I_{yy} cm 4	W_{yy} cm 3	i_{yy} cm
Calibradas / Cold drawn	T45/A	4,25	3,34	1,31	8,08	2,53	1,38	3,84	1,71	0,95
	T50/A	4,75	3,73	1,43	11,24	3,15	1,54	5,25	2,1	1,05
	T65/A	6,24	4,9	1,71	20,09	5,44	1,79	10,92	3,36	1,32
	T70/A	9,4	7,379	2,034	40,95	9,169	2,087	18,86	5,389	1,417
	T70-70-9/A	11,25	8,83	2,11	52,81	10,79	2,16	24,62	7,02	1,48
	T75/A	10,91	8,564	1,861	40,29	9,286	1,921	26,47	7,06	1,557
	T80-80-9/A	13,56	10,65	2,32	80,2	14,21	2,44	38,83	9,7	1,69
	T82/A	10,91	8,564	1,998	49,31	10,27	2,126	30,17	7,358	1,663
	T89/A	15,77	12,38	2,032	59,83	14,35	1,948	52,41	11,78	1,823
	T90/A	17,25	13,54	2,612	102	20,86	2,431	52,48	11,66	1,744
	T125-L1/A	14,39	11,29	1,65	56,46	10,97	1,98	107,88	17,26	2,74
Cepilladas / Machined	T75/B	10,91	8,564	1,861	40,29	9,286	1,921	26,47	7,06	1,557
	T78/B	9,847	7,73	1,645	29,92	7,564	1,743	26,39	6,766	1,637
	T82/B	10,91	8,564	1,998	49,31	10,27	2,126	30,17	7,358	1,663
	T89/B	15,77	12,38	2,032	59,83	14,35	1,948	52,41	11,78	1,823
	T90/B	17,25	13,54	2,612	102	20,86	2,431	52,48	11,66	1,744
	T114/B	20,89	16,4	2,865	179,3	29,7	2,93	108,6	19,05	2,28
	T125/B	22,82	17,91	2,43	151	26,16	2,572	159,1	25,46	2,641
	T127-1/B	22,74	17,85	2,77	187,9	30,65	3,065	149,9	23,61	2,361
	T127-2/B	28,72	22,55	2,478	201,7	31,17	2,64	229,9	36,2	2,829
	T140-1/B	35,15	27,59	3,236	403,3	53,32	3,387	309,7	44,24	2,968
	T140-2/B	43,21	33,92	3,484	456,7	68,01	3,251	358,2	51,18	2,879
	T140-3/B	57,52	45,15	4,418	947,5	114,4	4,059	466,7	66,67	2,848

	Parámetros Parameter	Calibrado Cold drawn Tolerancia/Tolerance	Cepillado Machined Tolerancia/Tolerance
Enderezado Straightening	Datos indicados en tabla de "Dimensiones" Data indicated in "Dimensions" table		
Centrado Centering	a - b	±0,10 mm	±0,08 mm
Altura guía Guide height	h	•	±0,08 mm
Paralelismo planeado Parallelism base	h_2 - h	•	±0,10 mm
Holgura máxima macho - hembra Maximum clearance key-keyway	E max.	0,15 mm	0,15 mm
Rugosidad Roughness	Ra Long.	1,6 – 6,3 µ	1,6 µ max.
	Ra Transv.		0,8 - 3,2 µ
Reviro Twist	R max.	2 mm / 5 m	2 mm / 5 m
Escuadra Angle	s max.	±0,10 mm	±0,10 mm
	sq1	±0,20 mm	±0,20 mm
	sq2	±0,20 mm	±0,20 mm

Características / Characteristics

Suministro Supply	Protección Protection	Long. Length	Placas Fishplates
Embalaje estándar • Protección extremos con plástico • 2 cajetines de madera	• Pintura azul • Tectyl 506 WD **Opcional** -Tectyl 502 C -Tectyl 511 M	5 m	Placa estándar
Standard packing • Plastic protection at the ends • 2 wooden casings	• Blue paint • Tectyl 506 WD **Options** -Tectyl 502 C -Tectyl 511 M	5 m	Standard fishplate

Eliminación Antioxidante / Anti-rust Protection Removal

Producto Product	Solubilidad en el agua (% en peso) Solubility in water (% weight)
Disolvente Tectyl TFR Tectyl Solvent TFR	50

Bibliographie

Lubomír Janovský, 1987. *Elevator mechanical design* principles and concepts. New York.401p

British Standard, 2009. *Safety Rules For the Construction and Installation of Lifts part 1*. EN81.1:1998+A3:2009. European Committee for standardization, Brussels.220p

M.Takeuchi, 1999. *Field Quality Assurance Operation Manual*, Mitsubishi Elevators and Escalators, Meltec , Tokyo. 53p

George Strakosch/Robert Caporale, 2008. *Vertical Transportation Handbook, 4th Edition.* USA 2007. 322p

Fin du rapport