

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIC ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
جامعة أبي بكر بلقايد - تلمسان
Université Aboubakr Belkaïd – Tlemcen –
Faculté de TECHNOLOGIE



MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du **diplôme de MASTER**

En : Génie Mécanique

Spécialité : Construction Mécanique

Par : KERRIS AHMED
MELLOUK YACINE

Sujet

CONCEPTION D'UNE MACHINE DE PROJECTION ET DRESSAGE DE CIMENT SUR LES MURS

Soutenu publiquement, le / /2022, devant le jury composé de :

Mr HOUMAT Abderrahim	Pr	Université de Tlemcen	Président
Mr Mr HAMZA CHERIF Sidi Mohammed	MCA	Université de Tlemcen	Encadreur
SERDOUN Nadjib	MCA	Université de Tlemcen	Co-Encadreur
Mme BELHADJ KACEM Fadia	MAA	Université de Tlemcen	Examineur

Année universitaire : 2021 /2022.

Ce modeste travail est dédié :

*A mes parents qui m'ont toujours soutenu et guidé vers le bon chemin, leurs
encouragements et patience vers moi m'ont poussé
à faire mieux,*

*A mes frères (Nadjib, Nadir, Walid) qui m'ont toujours porté de la joie et de l'amour
A mes amis (e) et toute personne proche car ils ont toujours cru en moi*

Merci

KERRIS AHMED

C'est grâce à ALLAH seul que j'ai pu achever ce travail, je le dédie à :

*Ma chère mère et mon cher père qui m'ont toujours encouragé et soutenue durant toute ma
vie.*

Mes soeurs Aya, Nour Al-Huda et Aisha.

Toute la famille Mellouk.

Tous mes amis et collègues.

Tous ceux que j'ai connus de près ou de loin.

MELLOUK YASSINE

Remerciements

Nous remercions avant tout ALLAH le tout puissant de nous avoir donné la foi, la volonté et le courage de mener à bien ce modeste travail.

Nous remercions notre promoteur **M.SERDOUN Nadjib** et **M.HAMZA CHERIF Sidi Mohamed** pour avoir dirigé ce travail et pour ses enseignements très enrichissants.

Notre grands remerciements également aux **M.HOUMAT Abderrahim** d'avoir accepter de présider la jury et **Mme BELHADJ-KACEM Fadia** d'avoir accepté d'examiner notre travail.

Notre remerciements s'adressent aussi à tous les enseignants de département Génie Mécanique.

Nous tenons à remercier notre collègue **BOUSAMAHA Karima** de nous avoir soutenu dans ce travail et tout au long du parcours universitaire.

Notre remerciements vont aussi à tous les amis et les collègues.

Nous remercions tous ceux qui ont aidés de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

Résumé

Le dressage des murs est une phase importante dans une construction qui nécessite une main d'œuvre qualifiée et un temps de réalisation important donc par conséquent un cout assez conséquent. De la viens la nécessité de mécaniser cette opération de dressage des murs.

Ce projet est une étude de conception d'une machine de projection et dressage de ciment sur les murs. Elle permet de réduire le travail humain tout en économisant le temps et les matières premières. Ce projet contient l'étude théorique et la conception 3D dans le but de fabriquer la machine dans le futur.

Afin d'atteindre l'objectif de ce travail deux parties ont été développées, La première partie englobe l'étude préliminaire du projet : étude du besoin, fonction de service, cahier des charges et diagramme FAST. La deuxième partie est consacrée à La conception de l'assemblage et le choix des solutions technologiques.

Une modélisation des éléments sur un logiciel de CAO est présentée.

Mots clés : CAO, les logiciels de conception, SolidWorks, machine de dressage des murs.

Abstract

The dressage of the walls is an important phase of a construction that requires a skilled workforce and a considerable time of realization therefore an expensive cost. It is necessary to mechanize this operation of training on the wall. This project is a design study of a cement projection and exchange machine on the walls. It helps reduce the human work while saving time and raw materials. This project contains theoretical study and 3D design with a view to making the machine in the future. In order to achieve the objective of In order to achieve the objective of this work, two parts have been developed. The first part consists of the preliminary study of the project: a study of the requirement, the service function, the specifications and the FAST diagram. The second part is dedicated to the conception of the assembly and the choice of technological solutions. An element modelling in a CAD software is presented.

Keywords: CAD, design software, SolidWorks, wall dressing machine.

ملخص

تمليس الجدران مرحلة مهمة في البناء تحتاج يد عاملة مؤهلة ووقتاً مهماً من أجل تحقيقها وبالتالي تكلفة كبيرة. ومن هنا نحتاج آلة خاصة تعمل على تمليس الجدران هذا المشروع عبارة عن دراسة تصميم لآلة اسقاط وتمليس الأسمنت على الجدران. يعمل على التقليل من اليد العاملة بالإضافة الى توفير الوقت والمواد الخام. يحتوي هذا المشروع على الدراسة النظرية والتصميم ثلاثي الأبعاد بهدف تصنيع الآلة في المستقبل :

الجزء الأول يتضمن الدراسة الأولية ولتحقيق الهدف من هذا العمل تم العمل على جزئين الجزء الثاني FAST للمشروع: دراسة الحاجة ، وظيفة الخدمة ، المواصفات والمخطط CAO. مخصص لتصميم التجميع واختيار الحلول التكنولوجية

الكلمات المفتاحية: برنامج التصميم عن طريق الحاسوب برامج التصميم، سوليدور كس، آلة تمليس الجدران

Sommaire

Sommaire

Liste des figures

Liste des tableaux

Liste des symboles

<i>Chapitre 1 : Etude préliminaire du projet</i>	3
1.1. Contexte du projet	4
1.2. Formulation préliminaire du projet	4
1.2.1. Analyse de besoin.....	4
1.2.2. Enoncé le besoin.....	4
1.2.3. Validité du besoin.....	4
1.2.4. Le marché	5
1.2.5. Directives techniques	5
1.2.5.1. Brevet	5
- Automatisation d'une machine de projection et dressage de ciment sur le mur	5
- Conception et fabrication d'une machine automatique de plâtrage mural	5
<i>Chapitre 2 : Etude conceptuelle du projet</i>	8
2.1. Introduction	8
2.2. Analyse fonctionnelle externe	8
2.2.1. Eléments du Milieu Extérieur EME	8
2.2.2. Diagramme des interacteurs	8
2.3. Analyse fonctionnelle interne.....	9
2.3.1. La méthode FAST	9
2.3.2. Cahier des charges fonctionnel du la machine	12
<i>Chapitre 3 : Solutions technologiques du mécanisme de déplacement</i>	13
3.1. Introduction	14
3.2. Schéma cinématique.....	14
3.3. Choix de moteur	15
3.4. Système de poulie à courroie	16
3.4.1. Courroies trapézoïdales	16
3.5. Choix de réducteur	16
3.5.1.1. les Avantages des réducteurs à roue et vis sans fin pont :.....	17

3.6. Transmission par roue et chaîne.....	17
3.7. Transmission par crémaillère	18
Chapitre 4 : Validation des solutions technologiques -mécanisme de déplacement	20
4.1. Introduction	21
4.2. Calcul et dimensionnement	21
4.2.1. Schéma bloc	21
4.2.2. Cahier de charge	23
4.2.3. Relations entrée-sortie.....	23
4.3. Dimensionnement de la transmission par courroies.....	25
4.3.1. Cahier de charge.....	25
4.3.2. Calcul de la transmission.....	25
4.3.3. Organigramme.....	26
4.4. Dimensionnement de la transmission par chaîne	30
4.4.1. Cahier de charge.....	30
4.4.2. Calcul de la transmission.....	30
4.5. Calcul d'arbre.....	35
4.5.1. Modèle de l'arbre	35
4.5.2. Calcul approché du diamètre de l'arbre	36
4.5.3. Vérifications à la statique de l'arbre :	37
4.6. Dimensionnement des roulements	40
4.6.1. Choix du roulement.....	40
4.6.1.1. Les avantages de roulement sont :.....	40
4.6.1.2. Formule de durée nominale de roulement.....	40
4.6.1.3. Calculs des roulements.....	41
4.7. Caractéristique technique du moteur.....	42
4.8. Caractéristique technique de réducteur	42
Chapitre 5 : Processus de conception.....	44
5.1. Introduction	44
5.2. Conception des pièces	44
5.2.1. Modélisation géométrique.....	44
5.2.2. Assemblage des éléments de machine.....	46
5.2.3. Mécanismes de la machine à plâtrer.....	46

5.2.4. Mécanisme de dressage	47
5.2.5. Modélisations 3D des pièces	48
5.2.5.1. Bâti	48
5.2.5.2. Poutres	48
5.2.5.3. Truelle	49
5.2.5.4. Base de machine	49
5.2.5.5. Récipient.....	50
5.2.5.6. Arbre.....	51

Conclusion

Références bibliographiques

Annexes

Liste des figures

Figure 2-1 : Digramme des intérateurs.....	8
Figure 2-2 : La méthode FAST	10
Figure 2-3 : Diagramme FAST	11
Figure 2-4: Diagramme FAST de la fonction principale.	11
Figure 3-1 : Schéma cinématique.....	14
Figure 3-2 : Moteur électrique [3].....	15
Figure 3-3: Types de courroies.....	16
Figure 3-4 : Chaîne à maillons non coudés	18
Figure 3-5 : Crémaillère à denture droite [7].	19
Figure 4-2 : Schéma bloc	22
Figure 4-3 : modele de calcul.....	24
Figure 4-4 : Transmission par courroie	26
Figure 4-5 : transmission par chaîne	30
Figure 4-6 : Représentation des efforts appliqués sur l'arbre	35
Figure 4-7 : Diagramme des moments fléchissant	36
Figure 4-8 : Diagramme des moments fléchissant	36
Figure 4-9 : Modèle réel de l'arbre	37
Figure 4-10: Action extérieures sur l'arbre en flexion et condition aux limites	38
Figure 4-11: maillage	38
Figure 4-12: Contraintes de Von Mises dues à la flexion de l'arbre	39
Figure 4-13: Déplacement résultant de l'arbre en flexion	39
Figure 4-14 : Dessin de définition roulement à bille à contacte oblique.....	41
Figure 5-1 : Assemblage de la machine à plâtrer	45
Figure 5-2 : Tout l'assemblage de la machine	46
Figure 5-3 : Assemblage mécanisme de transmission	47
Figure 5-4 : Assemblage Mécanisme du dressage	47
Figure 5-5 : Bâti	48
Figure 5-6 : Poutres	49
Figure 5-7 : Truelle	49
Figure 5-8 : Base de machine.....	50
Figure 5-9 : Récipient.....	50
Figure 5-10 : Arbre.....	51
Figure A- 1 : section de courroie (source GATES) [9].....	57
Figure A- 2 : Facteur de service K2 fonction des nombre de dents des pignons (source SEDIS) [9].....	67
Figure A- 3 : Facteur de service K3 fonction du nombre de ranges pour la chaîne (source SEDIS) [9].....	68
Figure A- 4 : abaques relatives aux chaînes de type B (source SEDIS) [9].....	69

Liste des tableaux

Tableau 2-1 : Cahier de charge	12
Tableau 4-1 : désignation et nombre d'éléments du schéma cinématique	15
Tableau A- 1 : Facteur de service :K(source GATES) [9]	58
Tableau A- 2 : rapport de transmission K*et diamètres primitifs des poulies 1et 2 (source GATES) [9]	59
Tableau A- 3 : longueurs normalisées L des courroie de type XPA (source GATES) [9]	60
Tableau A- 4 : facteur d'entraxe F1 (source GATES) [9].....	61
Tableau A- 5 : puissance de base Pb (en KW) (source GATES) [9]	62
Tableau A- 6 :puissance additionnelle Pa1 (en KW) (source GATES) [9].....	63
Tableau A- 7 :puissance additionnelle Pa2 (en KW) (source GATES) [9].....	63
Tableau A- 8 :facteur de correction f2 pour L'ARC d'enroulement (source GATES) [9]	64
Tableau A- 9 : constante m liée a la masse volumique la courroie (source GATES) [9]	65
tableau A- 10 : Facteur de service Kf1 fonction de la nature des organes moteur et récepteur (source SEDIS) [9]	66
tableau A- 11 : dimensions des chaines ordinaires (a millions non coudes a un rang de mallons) (source SEDIS) [9].....	69
Tableau A- 12 : coefficient K5 pour le calcul de l'entraxe (pignon – roue) (source SEDIS) [9]	70
Tableau A- 13 : pression admissible dans les articulations (MPa) pour un pignon de 19 dents (source SEDIS) [9]	71
Tableau A- 14 : vitesse linéaire de la chaine V [9]	72

Liste des symboles

F_d : force de dressage.

P_E : Puissance d'entrer.

P_s : Puissance de sortie.

C_s : Couple de sortie.

ω : Vitesse angulaire.

V_S : Vitesse de sortie..

K : Rapport de réduire.

C_E : Couple d'entrer.

η_1 : Rendement.

L_{10} : durée nominal en millions tours.

C : charge dynamique de base en N.

P : charge dynamique équivalent en N.

$\rho = 3$ pour les roulements à billes

L_{10h} : durée nominale, en heures de fonctionnement.

N : vitesse de rotation en tour /mn

C : charge dynamique maximum.

C_o : charge statique maximum.

D_1 : dimetre externe de roulement qui est en mm.

d : le diamètre de l'arbre.

B : largeur de roulement qui est en mm.

n_r : vitesse de référence dans le cas d'une lubrification à graisse $n_r = 7000$ tr/min.

$M_{f_{max}}$: moment fléchissant maximum.

$M_{t_{max}}$: moment de torsion maximum.

M_r : le moment réduit.

P_1 : Palier.

R : Réactions aux appuis.

F_R est les forces radiales appliquent sur les deux crémaillères.

F_{Tc} et F_{Rc} la force radiale et tangentielle appliquent sur le pignon de la chaîne.

T_p : effort de traction principale.

β_1 et β_2 : Angles d'enroulement.

S : la surface de travail précisée

P : Pression dans les articulations

K_s : Facteur de service

T_g : Effort de traction dans la chaîne

T_p : effort de traction principale.

V : Vitesse linéaire de la chaîne.

K_5 = étant d'un coefficient extrait (voir tableau 3.5)

e : Entraxe définitif.

L_{ma} : la longueur de la chaîne en nombre des maillons.

α : l'angle.

d_1 et d_2 : les diamètres primitifs l'encombrement « hors tout » correspond au diamètre

h : la longueur de plaque

P_c : la Puissance « corrigée ».

Introduction

Introduction

Avec l'augmentation de la population ; les bâtiments, les maisons, les commerces, les entreprises, les hôtels ne cessent d'augmenter. Les constructeurs sont confrontés de façon continue aux contraintes des cahiers de charge dans lequel il est exigé une qualité d'exécution optimale dans des délais réduits à un cout de revient minimal. Par ailleurs sur le terrain ; ces derniers rencontrent de nombreux problèmes notamment les pénuries de temps et de main d'œuvre qualifiée qui a un impact directe sur les délais et les couts de réalisation.

Afin d'obtenir le rendement le plus élevé, des paramètres comme la précision, la qualité et le temps de cycle doivent être optimisés.

Le dressage des murs est une phase importante dans une construction qui nécessite une main d'œuvre qualifiée et un temps de réalisation important donc par conséquent un cout assez conséquent. De la viens la nécessité de mécaniser cette opération de dressage des murs.

L'objectif de cet projet de master est la conception d'une machine de dressage des murs en vue de réduire le temps, les couts et obtenir une finition de qualité.

Le travail est structuré comme suit :

Dans **le premier chapitre**, l'étude préliminaire du projet qui consiste à bien définir le besoin, identifier les ressources et élaborer le planning du projet est présenté.

Le deuxième chapitre, présente les différentes phases de l'analyse conceptuelle qui permettent de recenser, caractériser et ordonner les fonctions de la machine afin de construire l'arbre fonctionnel et d'identifier les sous-systèmes du projet.

Le troisième chapitre est consacré aux solutions technologiques suivi par la validation de ces choix.

Le quatrième chapitre résume les résultats de la phase de dimensionnement afin d'estimer les besoins en termes d'efforts d'entraînement des axes, valider le choix des solutions technologiques.

Dans **le dernier chapitre**, une présentation de la machine de projection et dressage de ciment sur le mur.

**Chapitre 1 :
Etude préliminaire du projet**

Chapitre 1 : Etude préliminaire du projet

1.1. Contexte du projet

Avec l'augmentation de la population ; les bâtiments, les maisons, les commerces, les entreprises, les hôtels ne cessent d'augmenter. Les constructeurs sont confrontés de façon continue aux contraintes des cahiers de charge dans lequel il est exigé une qualité d'exécution optimale dans des délais réduits à un cout de revient minimal. Par ailleurs sur le terrain ; ces derniers rencontrent de nombreux problèmes notamment les pénuries de temps et de main d'œuvre qualifiée qui a un impact directe sur les délais et les couts de réalisation.

Seule l'intégration de la mécanisation pourrait répondre à cette problématique.

1.2. Formulation préliminaire du projet

La formulation préliminaire est la première phase d'un projet. Elle est fondamentale, car elle doit permettre de préciser les enjeux du projet, de conforter le bienfondé de son existence ou de la rejeter.

1.2.1. Analyse de besoin

La méthode d'expression du besoin repose sur trois questions :

- a) A qui le produit rend-il service ?
 - Constructeur.
- b) Sur quoi le produit agit-il ?
 - Les murs.
- c) Dans quel but ?
 - Dresser des murs de façon mécanique.

1.2.2. Enoncé le besoin

Le produit rend service à l'utilisateur en lui permettant de projeter et dresser sur les murs.

1.2.3. Validité du besoin

- Pourquoi le besoin existe-t-il ?
Dresser des grandes surfaces en peu de temps.
Réduire la pénibilité du travailleur.
Gagner ou économiser de l'argent.

Le non disponibilité de la main d'œuvre qualifiée.

- Qu'est-ce qui peut modifier le besoin ?

Maisons en bois.

Bardage bois.

Placoplatre.

- Quand le besoin peut-il évoluer ?

Robotisation du processus de fabrication.

Dans le contexte défini ci-dessus, le besoin de concevoir une machine de dressage est donc validé.

1.2.4.Le marché

La machine étudiée est fabriquée à l'étranger et au niveau national elle n'est pas disponible et elle est plus adaptée pour les grands projets de construction.

1.2.5.Directives techniques

1.2.5.1.Brevet

- Automatisation d'une machine de projection et dressage de ciment sur le mur

Nom de l'auteur : Arivazhagan B.

Nom de la revue : International Journal of Advanced analysis in Physics, Communication & Instrumentation Engineering and Development.

Résultat : La machine de rendu entraînée par un moteur fonctionne avec un mortier de ciment typique qui l'amène à une extrémité plane avec une épaisseur variable et réglable pour convenir à chaque application, elle est plus rapide et plus facile par rapport à l'application manuelle.

- Conception et fabrication d'une machine automatique de plâtrage mural

Nom de l'auteur : Mahesha P.K. et Sree Rajendra

Nom de la revue : IOSR Journal of Mechanical and Technology

Résultat : Ce travail comprend l'application de mortier dans le mur et en plus de mortier de pression avec la création d'un niveau de surface. Le modèle a été développé et testé avec succès. Avec cette évolution, deux inconvénients majeurs pour les industries de la construction ont été réduits, à savoir, la pénurie de main-

d'œuvre et la qualité dans la méthode de construction avec moins de gaspillage. Au cours des essais, il a été noté que la machine était plus productive par rapport au travail manuel.

Chapitre 2 :
Etude conceptuelle du projet

Chapitre 2 : Etude conceptuelle du projet

2.1.Introduction

Dans ce chapitre on s'intéresse à l'analyse fonctionnelle d'une machine de projection et dressage de ciment sur le mur. Le but de l'analyse fonctionnelle est d'optimiser la conception de produits en s'appuyant sur les fonctions que doit réaliser le produit. Une fois les fonctions du produit identifiées et caractérisées, l'avancement de la phase de conception peut être mesuré par rapport à des critères objectifs.

2.2.Analyse fonctionnelle externe

L'analyse fonctionnelle externe décrit le point de vue de l'utilisateur, et commence par un besoin pour définir les fonctions attendues d'un produit.

2.2.1. Eléments du Milieu Extérieur EME

Toutes les entités qui sont identifiées comme extérieures à la machine sont appelées Eléments du Milieu Extérieur : E.M.E.

L'examen de l'environnement du système conduit à déterminer les éléments suivants

- EME1 : Operateur
- EME2 : Murs
- EME3 : Milieu ambiant
- EME4 : Energie électrique
- EME5 : Normes
- EME6 : Sol et toit
- EME7 : Mortier

2.2.2.Diagramme des interacteurs

Le diagramme suivant donné par la figure 2-1 représente le diagramme des interacteurs du système avec les éléments du milieu extérieur, appelé aussi diagramme de la pieuvre du système. Les fonctions de service retenues pour le reste de l'étude se décomposent en : Fonctions principales notées FP et les fonctions contraintes notées FC.

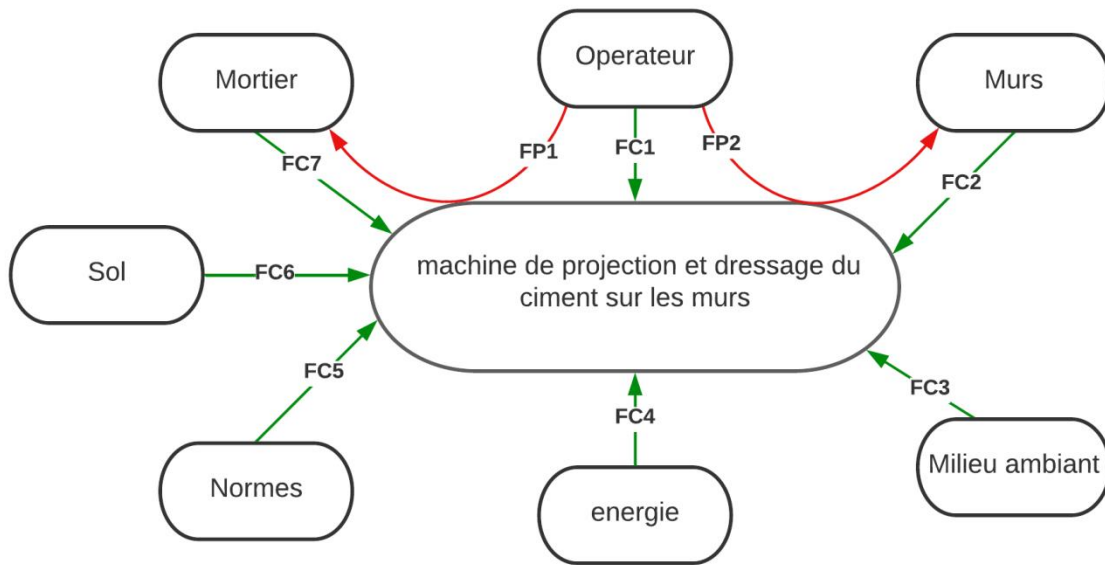


Figure 2-1 : Diagramme des interacteurs

- FP1 : Projeter du mortier sur les murs.
- FP2 : Dresser les murs.
- FC1 : Faciliter le montage et le démontage de la machine.
- FC2 : Respecter l'épaisseur demandée.
- FC3 : Protéger la machine du milieu ambiant.
- FC4 : Utiliser l'énergie électrique.
- FC5 : Respecter les normes de sécurité pour l'utilisateur.
- FC6 : Avoir un sol rigide pour fixer la machine
- FC7 : prévoir un Bac pour contenir le mortier

2.3. Analyse fonctionnelle interne

L'analyse fonctionnelle interne décrit notre point de vue comme étant un concepteur chargé de concevoir la machine. L'analyse se fait pour comprendre les fonctionnalités internes, organiser les fonctions techniques, distinguer ce qui participe directement à la réalisation des services.

2.3.1. La méthode FAST

Le FAST (Fonction Analyses System Technic) est un type de diagramme qui présente une manière de penser, d'agir, ou de parler [1]. Ce diagramme est basé sur une technique interrogative.

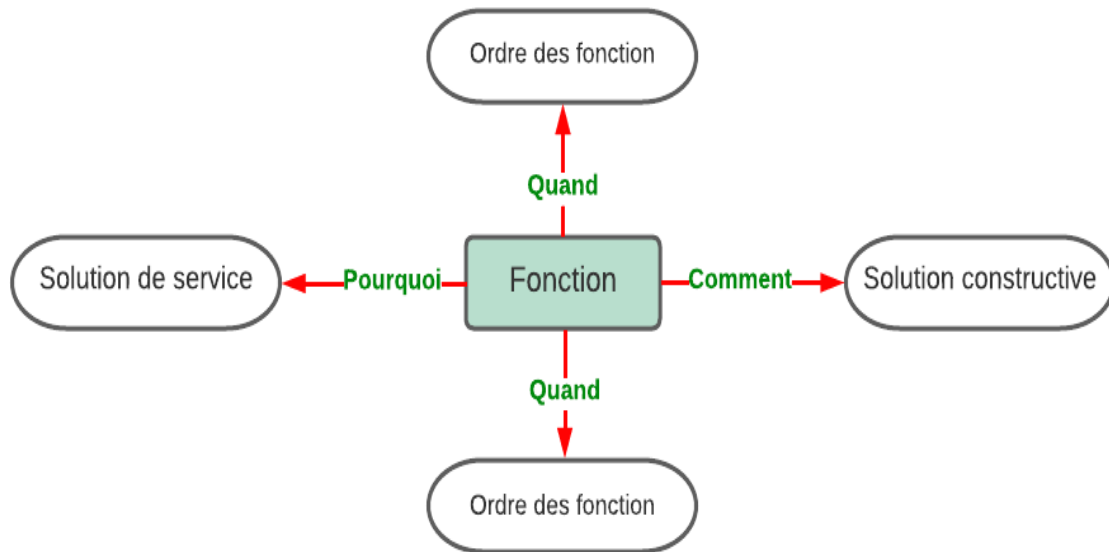


Figure 2-2 : La méthode FAST

Le diagramme FAST des deux fonction principales est donné par la figure 2-3:

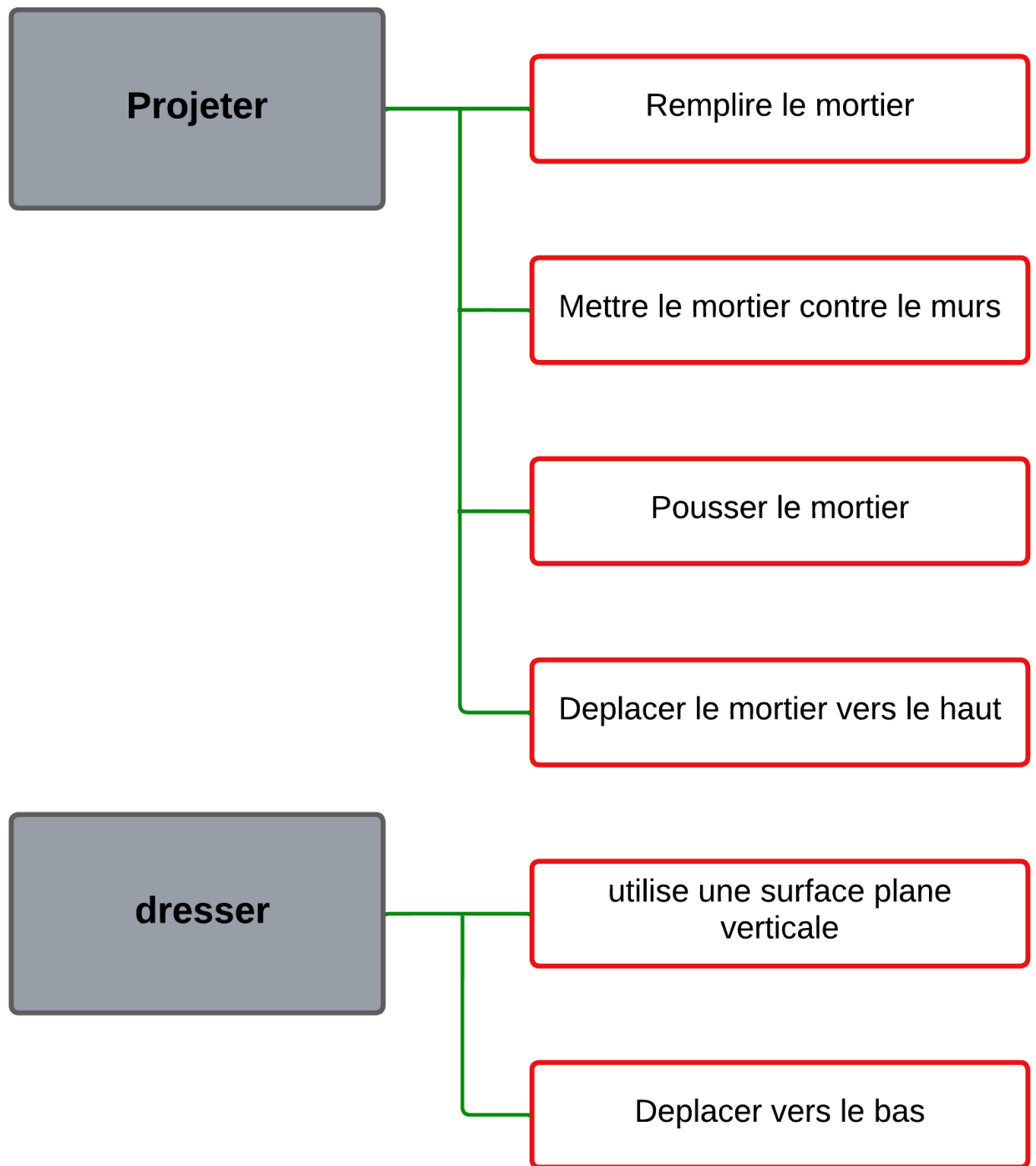


Figure 2-3 : Diagramme FAST

2.3.2. Cahier des charges fonctionnel de la machine

Le cahier de charge fonctionnel est donné par le tableau 2.1

Tableau 2-1 : Cahier de charge

Repères	Fonctions	Critère d'appréciation	Niveau
FP1	projeter du mortier sur les murs.	Hauteur de mur Vitesse de déplacement Le poids de la machine	H= 3m V= 0.15 m/s
FP2	dresser les murs	Dimensions de la zone de dressage	Longueur : 4 m Largeur : 714 mm
FC1	faciliter le montage et le démontage de la machine	Temps de montage manuel	-T= 5 min -Poids des éléments à monter ne doit pas dépasser 25 kg pour chaque élément
FC2	respecter l'épaisseur demandée	L'épaisseur de l'enduit	-sur maçonnerie : 25 mm maximum, -sur béton : 15 mm maximum
FC3	protéger la machine du milieu ambiant	- Corrosion - chocs - Humidité de l'air	- élément de mouvement
FC4	Utiliser l'énergie électrique	- Type de technologie - Tension - Fréquence - Voltage	Réseau 230V
FC5	Respecter les normes de sécurités pour l'utilisateur	Normes de sécurité	ISO, AFNOR, AFCAB...
FC6	Avoir un sol rigide pour fixe la machine	Fixations de la machine	Sol
FC7	prévoir un Bach pour contenir mortier	-volume du bach -volume suffisant pour effectuer le dressage	200 cm ³

Chapitre 3 :
Solutions technologiques du
mécanisme de déplacement

Chapitre 3 : Solutions technologiques du mécanisme de déplacement

3.1.Introduction

Lors de la conception d'une machine, se pose le problème du choix des moteurs, des actionneurs, de la poulie à courroie, de l'engrenage et des arbres.

Ce chapitre concerne la partie mécanique qui décrit les solutions technologiques, les techniques et le choix des matériaux à utiliser.

3.2.Schéma cinématique

Tout mécanisme est constitué de plusieurs sous-ensembles reliés entre eux par une ou plusieurs liaisons et pour une meilleure compréhension il est nécessaire de créer un schéma cinématique est donné par la figure 4-1 et Tableau 3-1 qui doit représenter le plus fidèlement possible cet ensemble revoir la représentation normalisée.

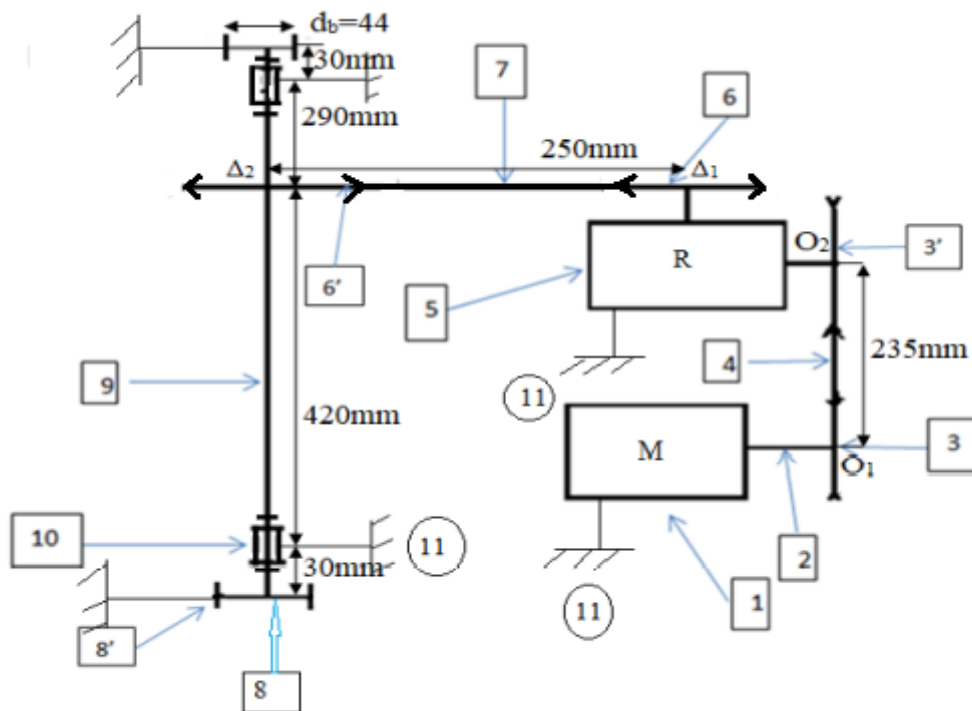


Figure 3-1 : Schéma cinématique

Tableau 3-2 : désignation et nombre d'éléments du schéma cinématique

Numéro	Désignation	Nombre d'éléments
1	Moteur électrique	1
2	Arbre moteur	1
3	Poulie motrice	1
3'	Poulie réceptrice	1
4	courroie	1
5	Réducteur à roue et vis sans fin	1
6	Pignon à chaîne moteur	1
6'	Roue réceptrice	1
7	Chaîne	1
8	Roue dentée	2
8'	crémaillère	
9	Arbre	1
10	Palier à roulement	2
11	batil	1

3.3.Choix de moteur

Le choix des moteurs est principalement basé sur la comparaison avec des systèmes industriels, puis sur les besoins en termes de couple pour le bon fonctionnement de la machine et enfin sur les contraintes de coût et de disponibilité des moteurs sur le marché [2].

Dans ce travail nous choisissons un moteur électrique triphasé de deux pôles et 1500 tr/min comme le montre la figure 3-2.



Figure 3-2 : Moteur électrique [3]

3.4. Système de poulie à courroie

On sait que la transmission peut également être assurée par des engrenages ou par des chaînes. La transmission par courroie sera choisie lorsque les vitesses linéaires sont élevées, et que les facteurs d'usure et de bruit interfèrent en leur faveur.

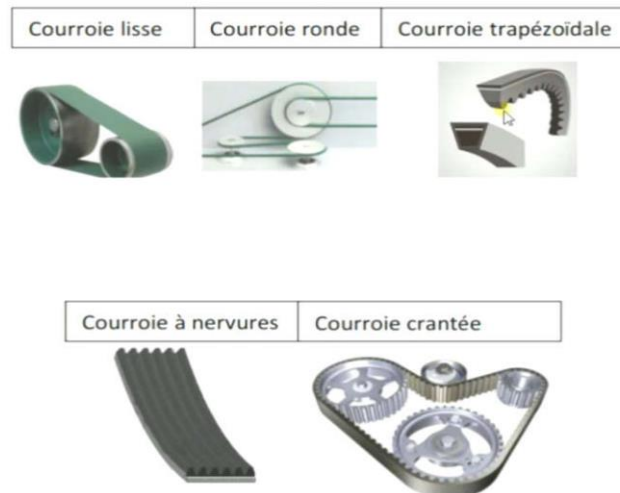


Figure 3-3: Types de courroies

Il existe plusieurs types de courroies comme le montre la figure 3-2.

Dans notre travail, nous avons choisi une courroie trapézoïdale.

3.4.1. Courroies trapézoïdales

Les courroies trapézoïdales sont les plus couramment utilisées, A tension égale, elles transmettent une énergie plus élevée que les courroies plates. La forme trapézoïdale de la courroie lui confère un bon contact sans glissement, avec les poulies.

- Le montage nécessite un bon alignement des poulies et un réglage de l'entraxe pour le montage et le démontage.

3.5. Choix de réducteur

Les réducteurs de vitesse sont largement utilisés dans divers domaines industriels, et leur rôle est de transmettre le mouvement de rotation en réduisant la vitesse de rotation et en augmentant le couple de sortie. Ces dispositifs sont installés

dans plusieurs équipements, selon le type de conception, tels que : convoyeurs à bande, élévateurs à godets, appareils de levage (pont roulant),.....

Il existe plusieurs types de réducteurs de vitesse, notamment :

- Réducteurs à roue et vis
- Réducteurs à engrenages cylindriques / à arbres parallèles
- Réducteurs à couple conique
- Réducteurs planétaire
- Technologies poulie - courroie
- Technologies pignon-chaîne
- Réducteur à train

Dans ce choix nous avons utilisé un réducteur à roue et vis sans fin irréversible, Ce système est souvent utilisé dans les cas où une très grande démultiplication est recherchée ou lorsque l'irréversibilité du système est recherchée [5]

3.5.1.1. Les Avantages des réducteurs à roue et vis sans fin pont :

- Compacité notamment pour les rapports élevés.
- Niveau sonore réduit, exempt de vibration, donnant une bonne qualité d'entraînement.
- Charge radiale admissible élevée en sortie.
- Rapport performance/prix intéressant.
- Bonne capacité d'absorption des sur couples.

3.6. Transmission par roue et chaîne

Les chaînes sont principalement utilisées en transmission de puissance, le convoyage et la manutention. Les chaînes mécaniques sont utilisées pour remplir deux principales fonctions :

- La transmission d'un mouvement, d'un couple ou d'une puissance
- Le déplacement ou le levage d'une charge [6].

Il existe plusieurs types des chaînes :

- Chaînes à rouleaux
- Chaînes à blocs
- Chaînes à maillons coudés
- Chaînes à maillons non coudés
- Chaîne à mailles jointives

Dans notre travail, nous avons choisi une chaîne à maillons non soudés comme le montre la figure 3.3, les avantages sont :

- Ce système est le plus économique.
- La perte de puissance due à l'inertie est faible (environ 3 %).
- Légèreté et poids suspendu modéré.
- Bonne tenue dans le temps.

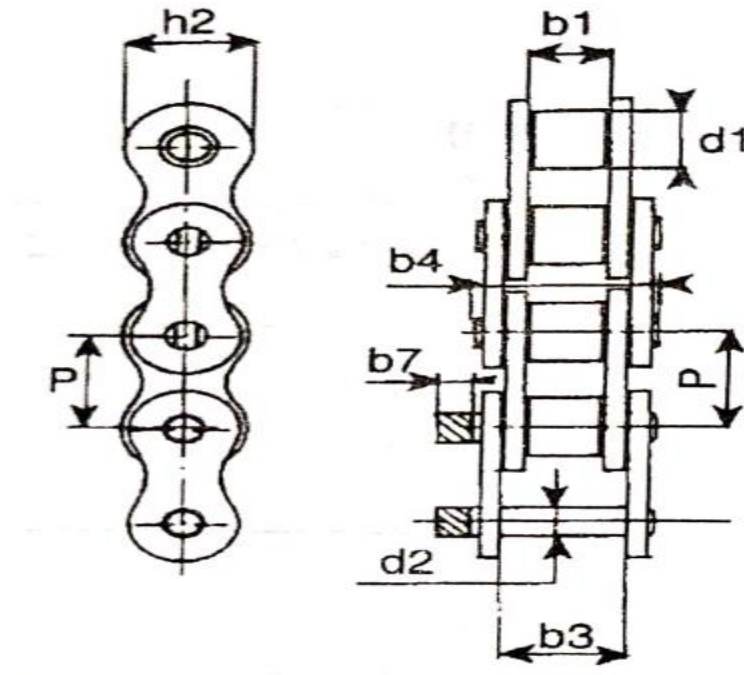


Figure 3-4 : Chaîne à maillons non soudés

3.7. Transmission par crémaillère

Ce système comprend une roue dentée qu'on appelle « **pignon** » et une tige dentée qu'on appelle « **crémaillère** ». Lorsque le pignon tourne, ses dents s'engrènent dans les dents de la crémaillère et entraînent cette dernière dans un mouvement de translation.



Figure 3-5 : Crémaillère à denture droite [7].

Dans notre travail, nous avons choisi une crémaillère à denture droite comme le montre la figure 3-4, Les avantages sont :

- Longue durée de vie
- Travail stable et haute fiabilité
- Peut garantir un rapport de transmission constant et peut transmettre le mouvement entre les deux axes avec une grande précision.

Chapitre 4 :
**Validation des solutions
technologiques du mécanisme
de déplacement**

Chapitre 4 : Validation des solutions technologiques - mécanisme de déplacement

4.1.Introduction

Ce chapitre englobe la partie calcul et dimensionnement de toutes les parties de la machine de projection et dressage de ciment sur les murs.

4.2.Calcul et dimensionnement

La rotation du moteur (1) entraîne en rotation des pignons (8) et (8') des deux crémaillères par l'intermédiaire d'une transmission par courroie, d'un réducteur à vis sans fin et d'une transmission à chaîne.

4.2.1. Schéma bloc

Le schéma bloc est donné par la figure 4-1

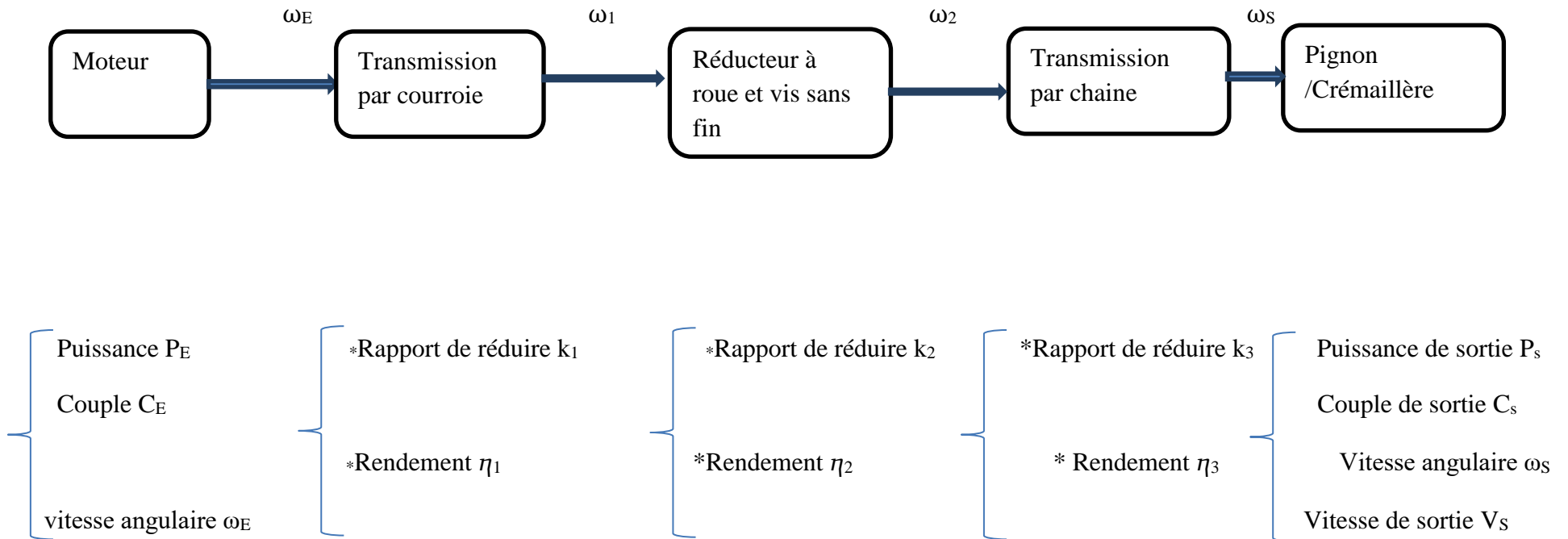


Figure 4-2 : Schéma bloc

4.2.2.Cahier de charge

- Temps de déplacement pour dresser un mur de 3m est de 24s .
- La vitesse de travail de la machine est de $V_s=0,15\text{m/s}$.
- Le moteur choisi est un moteur asynchrone tournant à $N_E= 1500 \text{ tr/min}$.
- Le poids maximal constitué du béton et des éléments de la machine ne doit pas dépasser 300Kg, la masse de béton est estimé à 150 Kg.
- La force de projection du mortier nécessaire est supposée égale a 900N
- En première approximation nous avons choisi le diamètre d_3 du pignon de la crémaillère égale à 44 mm.

4.2.3.Relations entrée-sortie

$$C_s \omega_S = C_E \omega_E \eta \quad (4.1)$$

Où η est le rendement global donné par la formule :

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \quad (4.2)$$

➤ Rapport de réducteur

$$k = \frac{\omega_E}{\omega_S} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \frac{\omega_2}{\omega_3} = k_1 k_2 k_3 \quad (4.3)$$

$$C_s \frac{\omega_S}{\omega_E} = C_E \eta \quad (4.4)$$

$$C_s / k = C_E \eta \quad (4.5)$$

$$C_E = \frac{C_s}{k \eta} \quad (4.6)$$

Connaissant la vitesse de déplacement du pignon 8, on peut calculer la vitesse de la rotation de ce dernier :

$$\omega_S = \frac{V_S}{r_B} = \frac{0,15}{22} 1000 = 6,81 \text{ rd/s}$$

$$D'où N_s = \frac{30 \omega_S}{\pi} = 65 \text{ tr/mn}$$

La figure 4-3 montre le model de calcul.

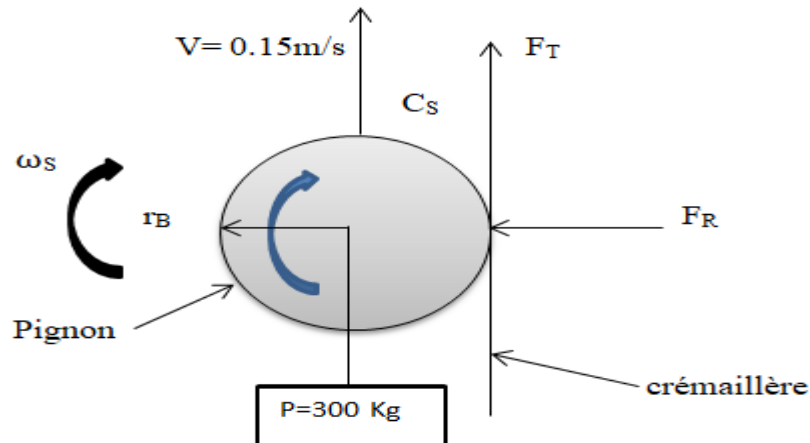


Figure 4-3 : modele de calcul

Dans Le couple de sortie C_S est déterminé à partir de l'équilibre du pignon 8

$$F_T = mg + m \frac{V}{t} + F_d = m \left(g + \frac{V}{t} \right) + F_d \quad (4.7)$$

Où F_d force de dressage supposée égale à 900N

t est le temps du déplacement nécessaire pour effectuer un dressage d'un mur de 3 m qui est pris égal à 24s et V la vitesse de déplacement égale à 0.15 m/s (voir chier de charge)

En remplaçant dans (4.7) on obtient

$$F_T = 2944,88 \text{ N}$$

Le couple de sortie

$$C_S = F_T r_8 = 64,79 \text{ Nm} \quad (4.8)$$

- La puissance nécessaire pour déplacer le chariot de dressage est égale à :

$$P_S = F_T V = 441,73 \text{ W}$$

- Connaissant la vitesse de rotation du moteur, on peut calculer le rapport global préliminaire

$$k = \frac{\omega_E}{\omega_S} = \frac{N_E}{N_S} = \frac{1500}{65} = 23 \quad (4.9)$$

- Le rapport k sera réparti de la forme suivante en fonction des rapports k_1 , k_2 , et k_3

$$K_1 = 1.39 \quad ; \quad k_2 = 10 \quad ; \quad k_3 = 1.65$$

Ou k_1 , k_2 , et k_3 sont les rapports réels choisis de telles sortes à obtenir des diamètres normalisés des poulies et des pignons à chaîne (pour plus de détail voir la suite de l'étude).

De ce fait on obtient le rapport réel k :

$$k = k_1.k_2.k_3 = 22.935$$

Et les vitesses réelles suivantes

$$N_S = \frac{N_E}{K} = 65.359 \text{ tr/min}$$

$$\omega_S = \frac{\omega_E}{k} = 6.849 \text{ rd/s}$$

$$V_S = 0.15 \text{ m/s}$$

Après correction du rapport global préliminaire, on constate que la vitesse V_S est identique à celle fixé par le cahier de charge.

4.3. Dimensionnement de la transmission par courroies

4.3.1.Cahier de charge

La transmission par courroie est utilisée pour transmettre la puissance du moteur égale à 550W

- 1- La fréquence de rotation du moteur est désignée par N_1 et la vitesse de sortie c-à-dire N_2 d'où :
 - vitesse de rotation de la poulie motrice est égale à $N_1 = 1500 \text{ tr/min}$
 - vitesse de rotation de la poulie réceptrice est égale $N_2 = \frac{N_1}{K_1} = 1079.14 \text{ tr/min}$

Avec un rapport de réduction de $k_1 = 1.39$ et un rendement.

- 2- L'entraxe souhaité est $e = \Theta_1\Theta_2 = 235$ (selon encombrement de la machine)
- 3- Compte tenu de l'encombrement le diamètre maximal de la poulie réceptrice ne doit pas dépasser 220mm
- 4- Le système sera utilisé pour fonctionner 16h/jour pour une durée de vie souhaitée de 5ans
- 5- Une courroie de section trapézoïdale a été retenue pour la transmission (voir chapitre3)
- 6- La transmission s'effectue avec des coups légers et chocs modérés

4.3.2.Calcul de la transmission

Le calcul de la transmission s'effectue selon l'algorithme suivant :

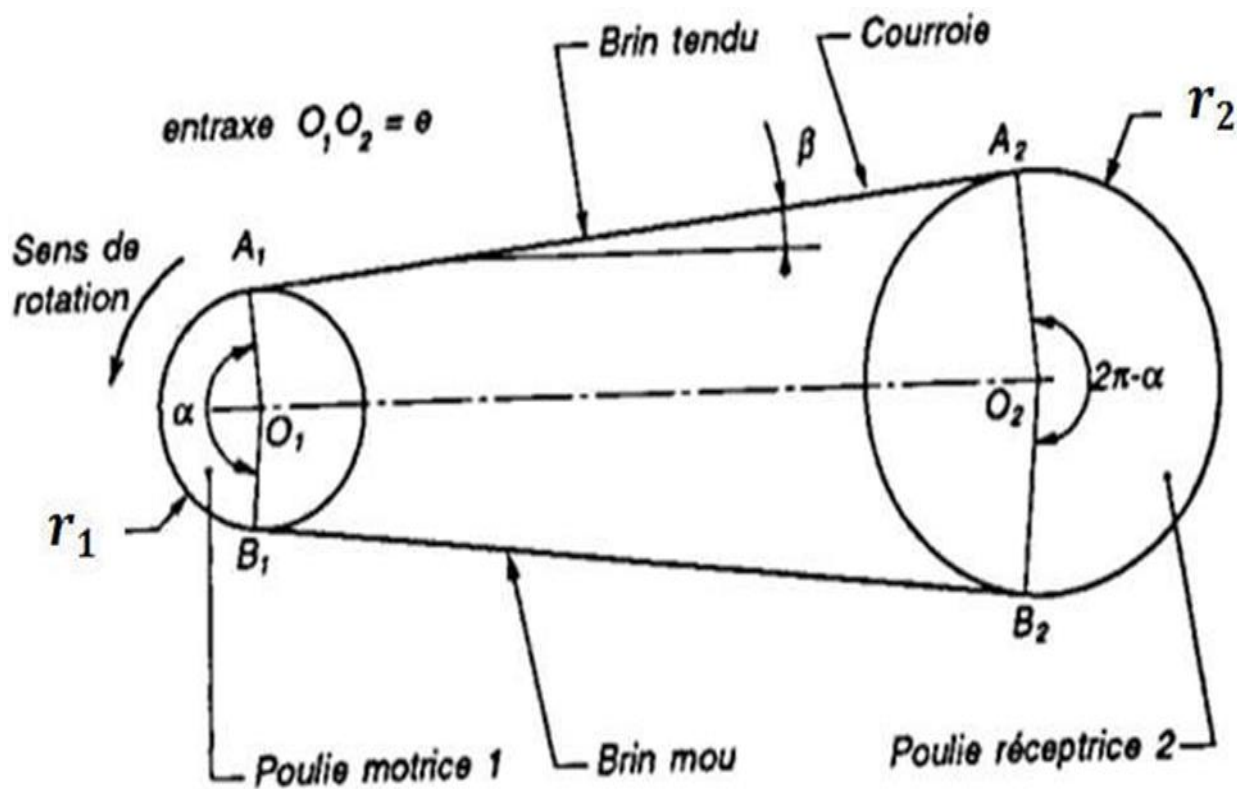
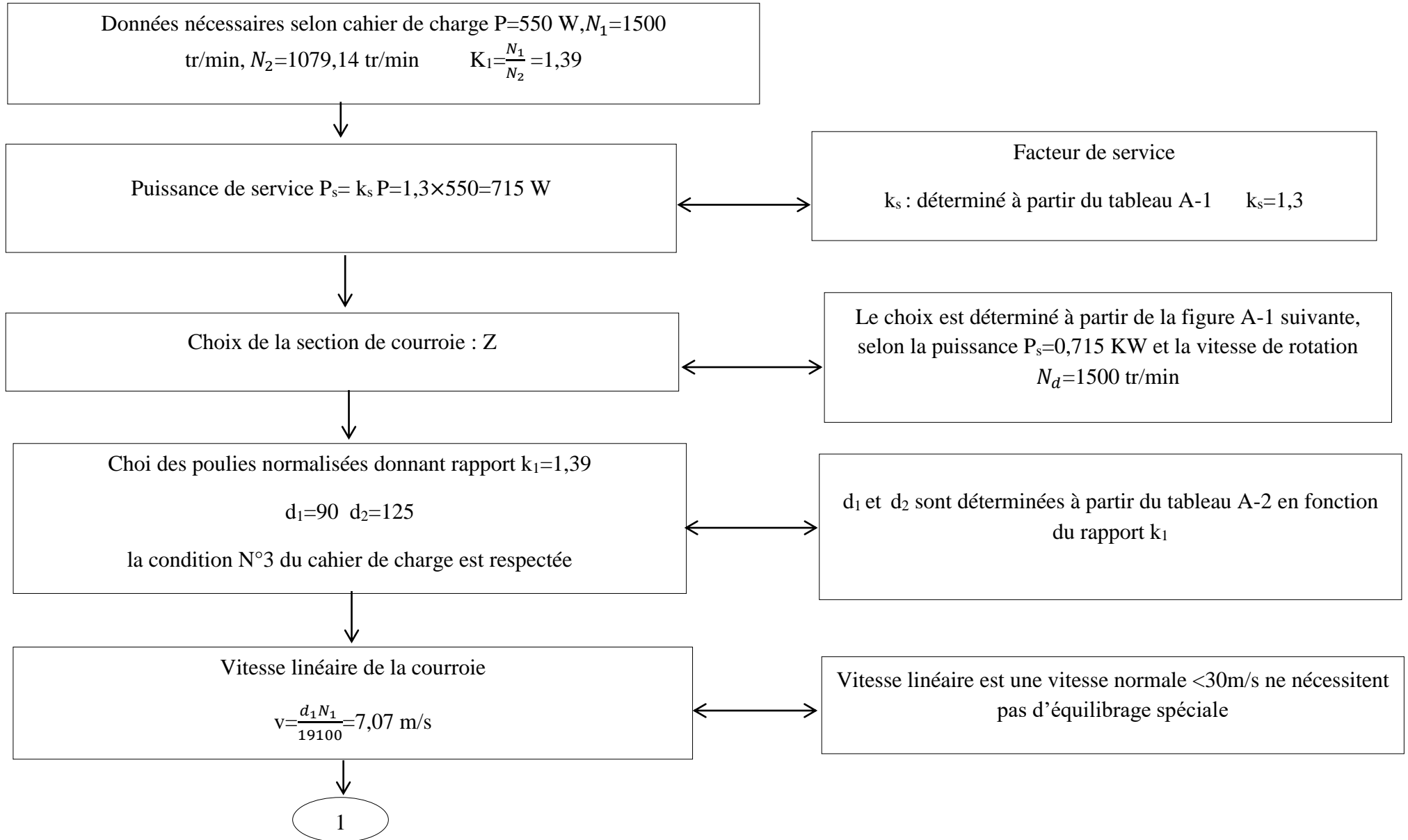
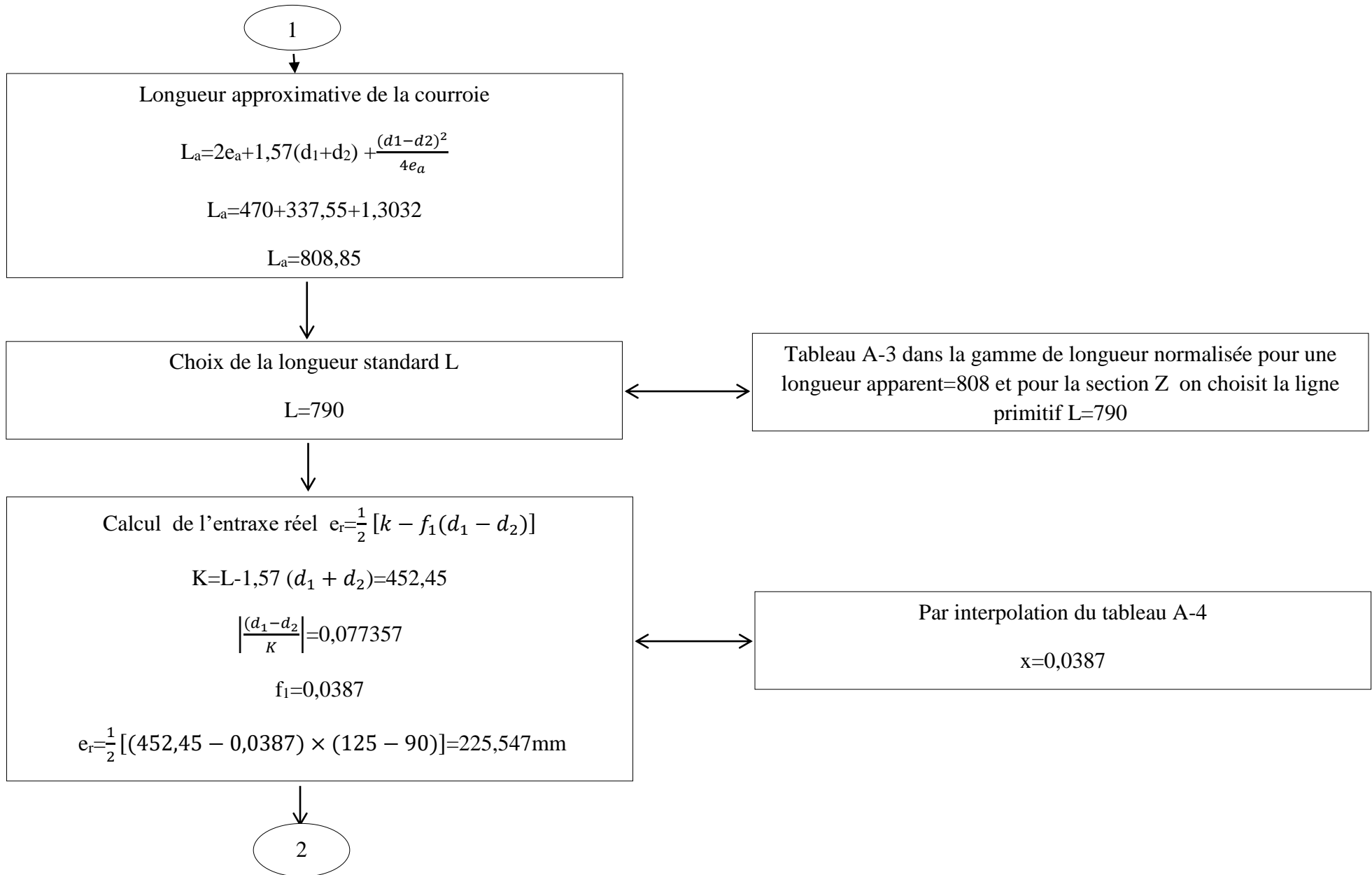


Figure 4-4 : Transmission par courroie

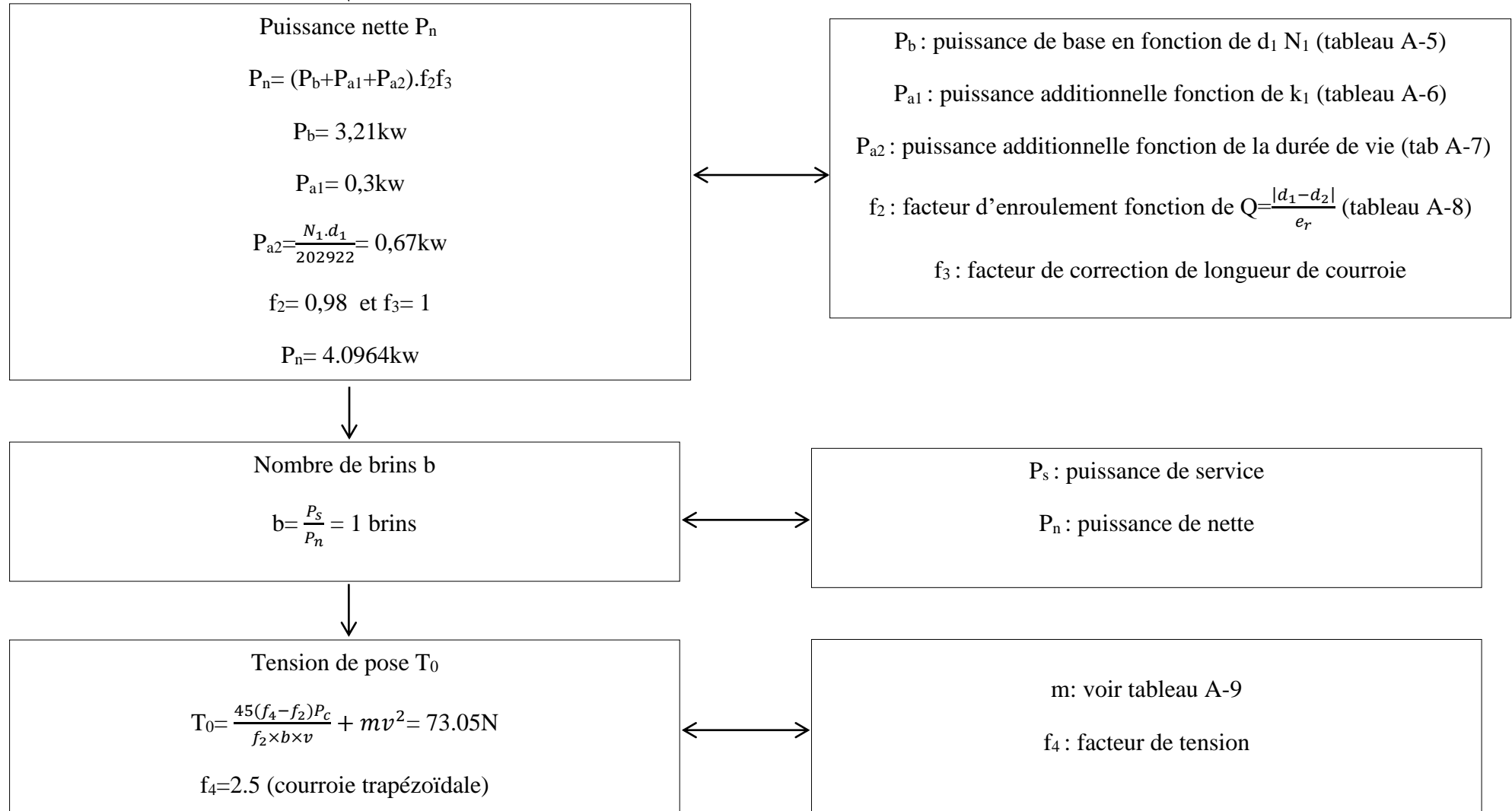
La figure 4-4 montre la transmission par courroie

4.3.3. Organigramme





2



4.4. Dimensionnement de la transmission par chaîne

4.4.1. Cahier de charge

La transmission par chaîne est utilisée pour transmettre la puissance de la roue motrice égale à 460.14 W

- 1- La fréquence de rotation du pignon moteur est désignée par N_1 , et la vitesse de rotation du pignon sortie est désignée par N_2 :

$$N_1 = 107.914 \text{ tr / min}$$

$$N_2 = 65 \text{ tr / min}$$

le rapport de réduction de $k_3=1.65$.

- 2- L'entraxe $e = \Delta_1, \Delta_2 = 250$ (selon encombrement de la machine)
- 3- Compte tenu de l'encombrement le diamètre maximal de la poulie réceptrice ne doit pas dépasser 220mm.
- 4- Une chaîne à rouleaux est sélectionnée pour la transmission
- 5- La transmission s'effectue avec un couple uniforme et chocs modérés

4.4.2. Calcul de la transmission

Le calcul de la transmission s'effectue selon la norme DIN ISO 10823 :2006

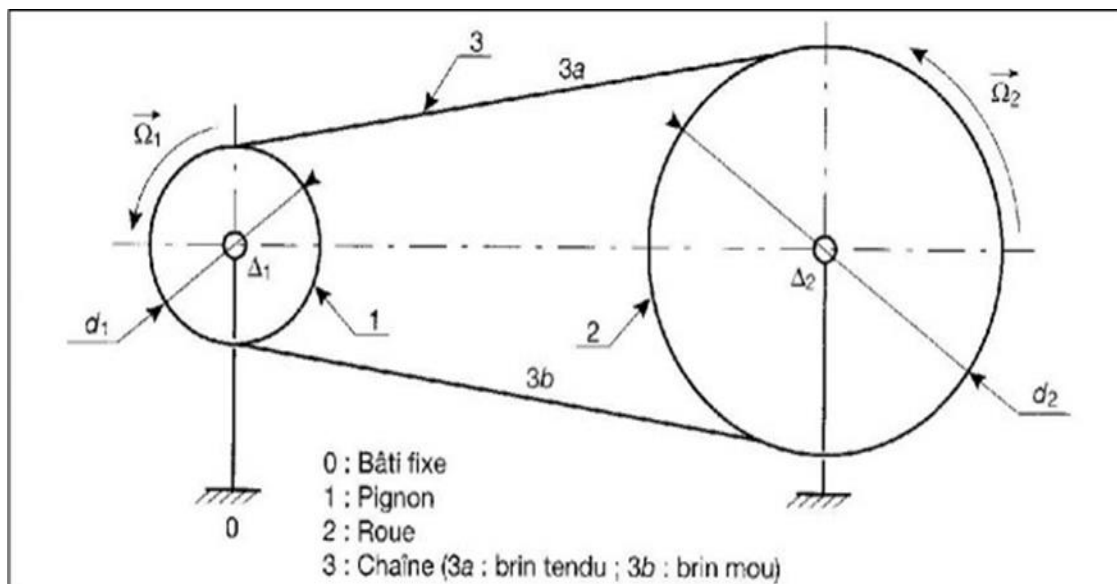
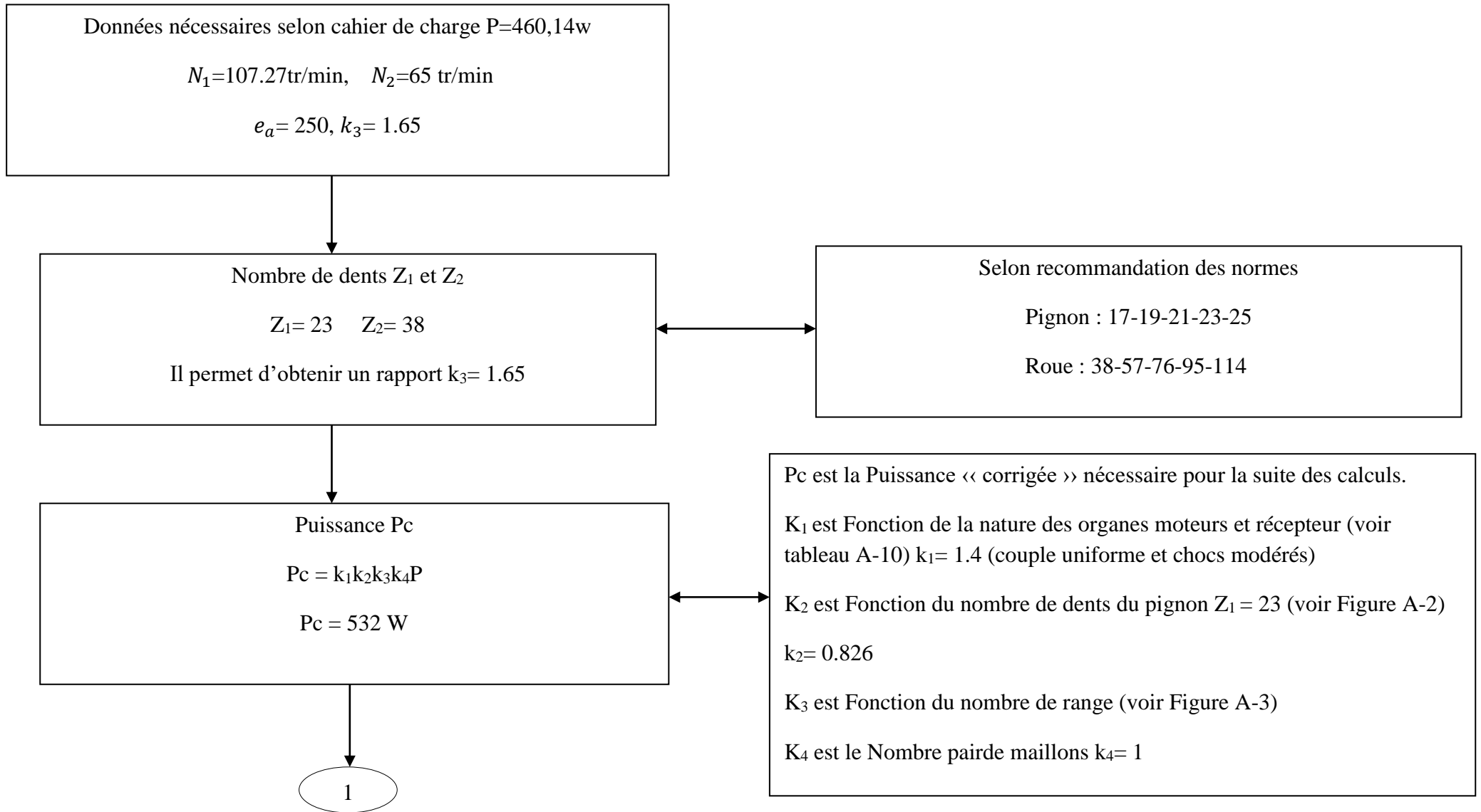
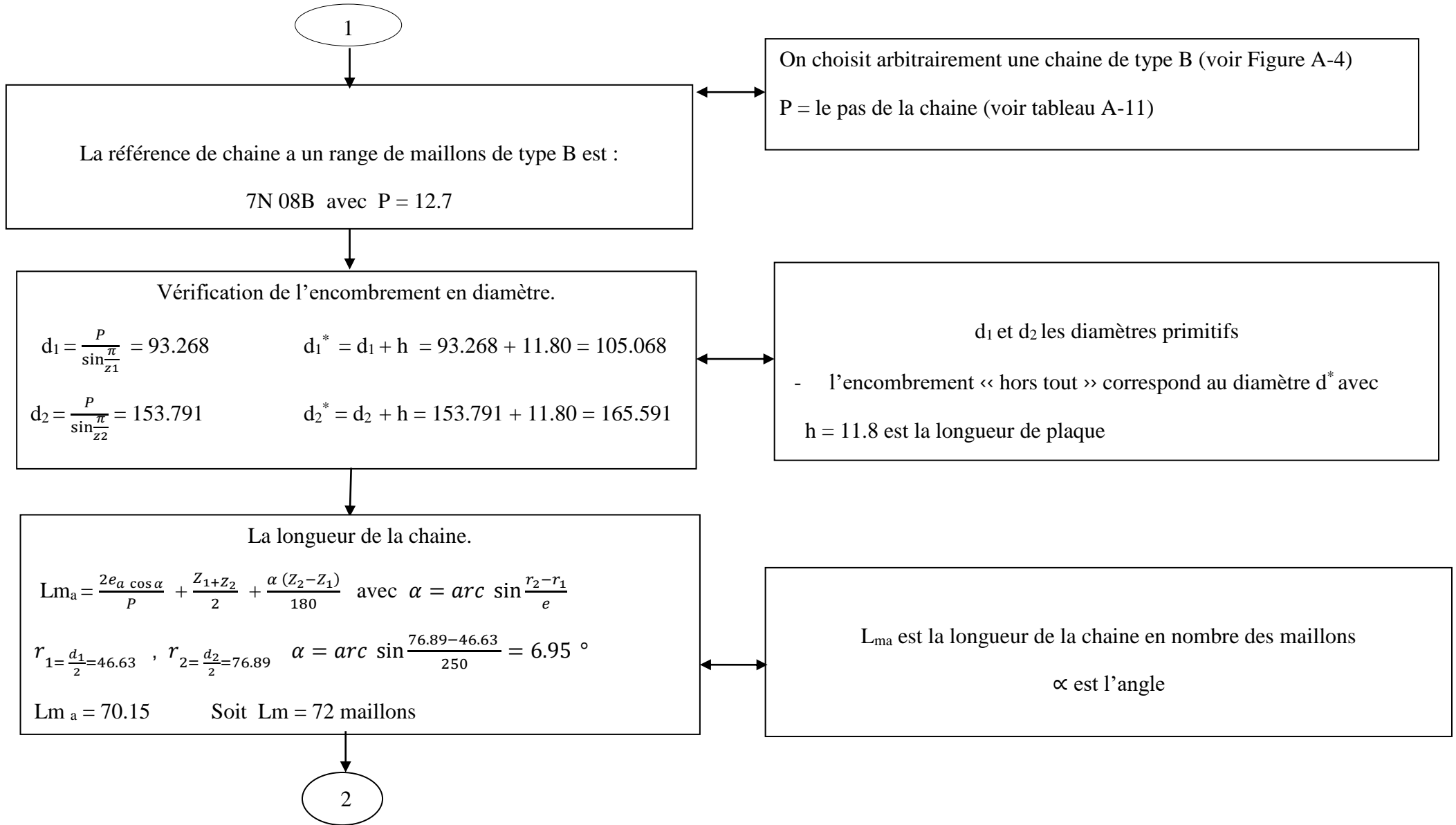
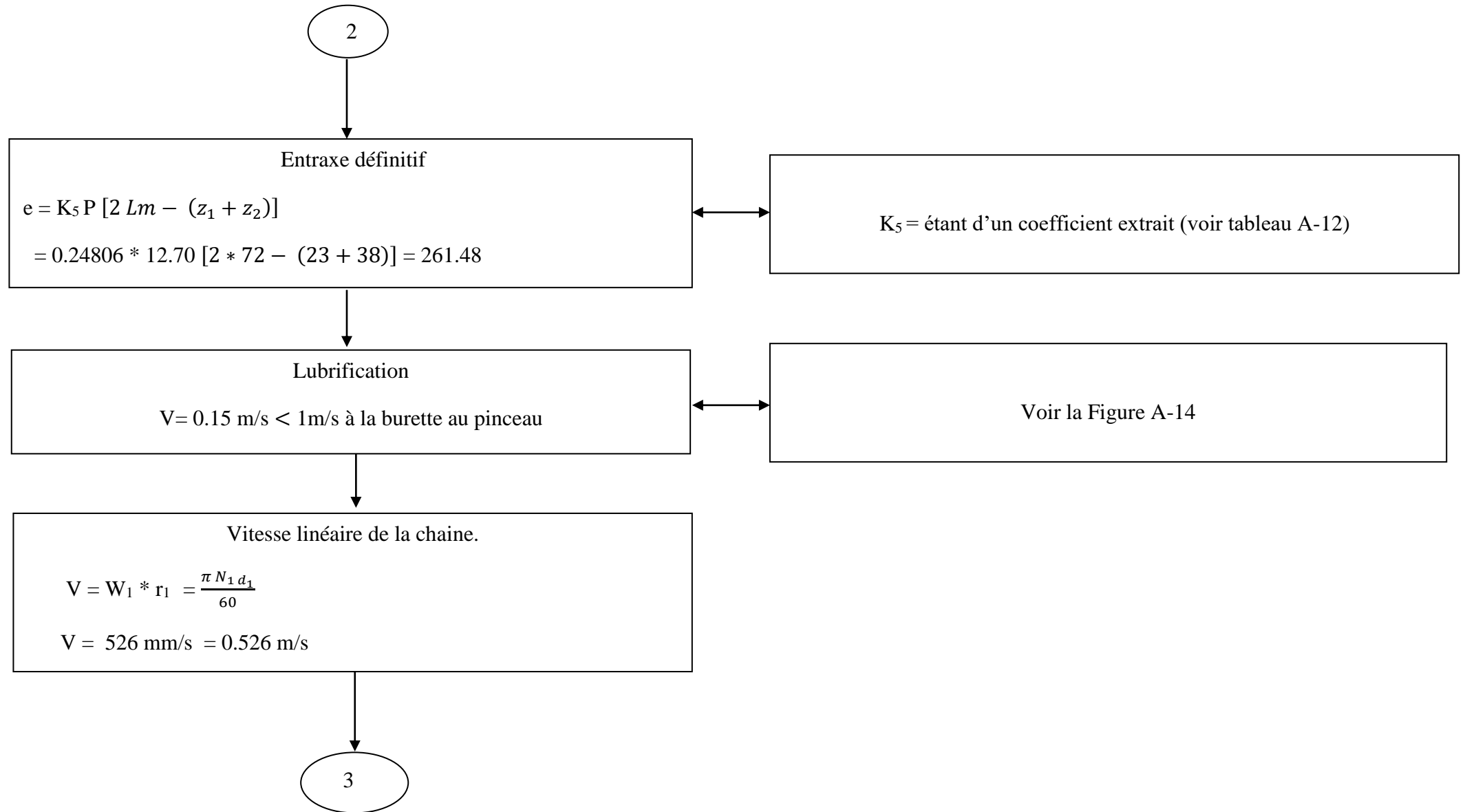


Figure 4-5 : transmission par chaîne

La figure 4-5 montre la transmission par chaîne et ça méthode de calcul est donnée par l'algorithme suivant :







3

Effort de traction dans la chaîne

$$T_g = T_p + T_{ce} + T_{ca}$$

$$T_g = P_p = \frac{60P}{\pi d_1 N_1} = 873 \text{ N}$$

T_{ce} et T_{ca} sont négligeables

$$K_s = \frac{\text{Effort admissible}}{T_g} = \frac{18200}{873} \quad K_s = 20.5$$

T_p : effort de traction principale.

Effort admissible est extrait du tableau A-11

Pression dans les articulations

$$P = \frac{T_g}{S} = \frac{873}{50} = 17 \text{ MPa}$$

S : la surface de travail précisée (voir tableau A-11) S= 50

$17 \leq 99 \text{ MPa}$ cette pression est acceptable (voir tableau A-13)

Angles d'enroulement

$$\beta_1 = 166.72^\circ ; C = 177.70^\circ$$

$$\text{Couple : } C_1 = 40.71 \text{ Nm} \quad C_2 = 67.13 \text{ Nm}$$

Puissance maximale transmissible : 0.77kw

4.5. Calcul d'arbre

4.5.1. Modèle de l'arbre

La figure 4.6 montre l'arbre 9, l'arbre est en acier non allié de contrainte admissible $\sigma_{adm}=200\text{Mpa}$ de section circulaire de diamètre d et de longueur $L=780\text{mm}$. Nous dimensionnons cet arbre selon le modèle suivant, voir Figure 4-6 :

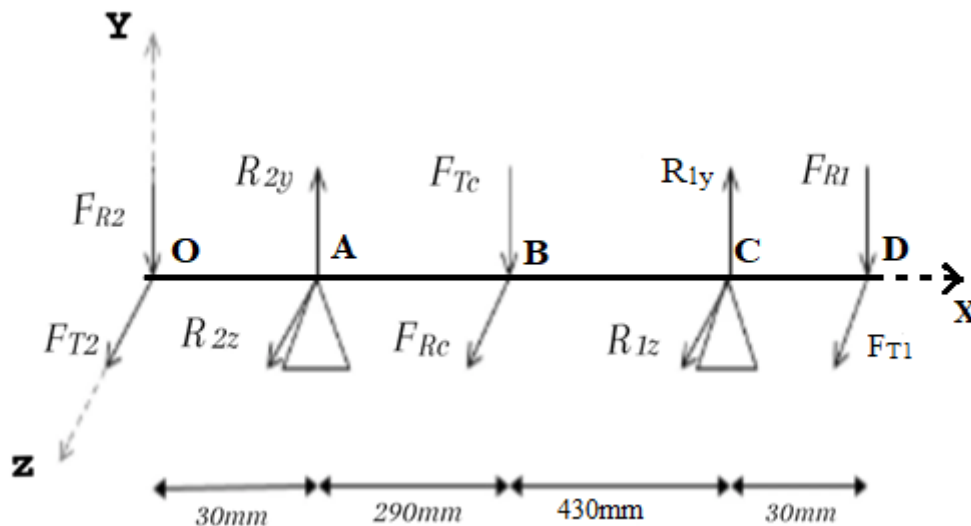


Figure 4-6 : Représentation des efforts appliqués sur l'arbre

Torseurs des actions extérieures

- Pignons de la crémaillère 8 :

$$F_{R1}=F_{R2}=1043.63\text{N}$$

$$F_{T1}=F_{T2}=2867.3\text{N}$$

- Réactions aux appuis 6' :

$$F_{RC}=866.65\text{N}$$

$$F_{TC}=105.64\text{N}$$

- Réactions aux appuis :

Appuie : $R_{1y}=1086.18\text{N}$

$$R_{1z}=3384.92\text{N}$$

Appuie A : $R_{2y}=1106.72\text{N}$

$$R_{2z}=3216.14\text{N}$$

Ou :

F_{R1} et F_{R2} , F_{T1} et F_{T2} : sont les réductions des actions d'engrenages est pignons crémaillères sur l'arbre

4.5.2. Calcul approché du diamètre de l'arbre

Le moment fléchissant maximal dans le plan (x, y) comme le montre la figure 4-7 est égale a

$$M_{fmax}(x) = 31308.9 \text{ N.mm}$$

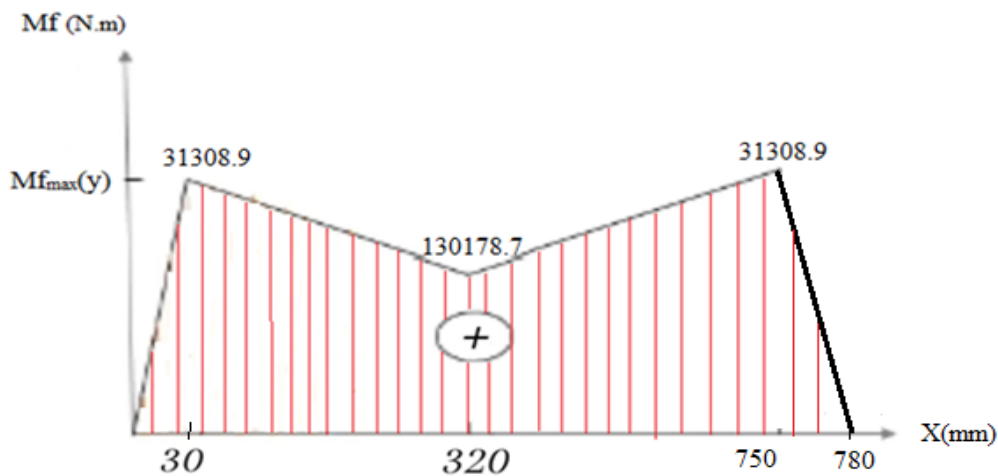


Figure 4-7 : Diagramme des moments fléchissant sur le plan (x, y)

Le moment fléchissant maximal dans le plan (x, z) comme le montre la figure 4-18 est égale a

$$M_{fmax}(x) = 86028.2 \text{ N.mm}$$

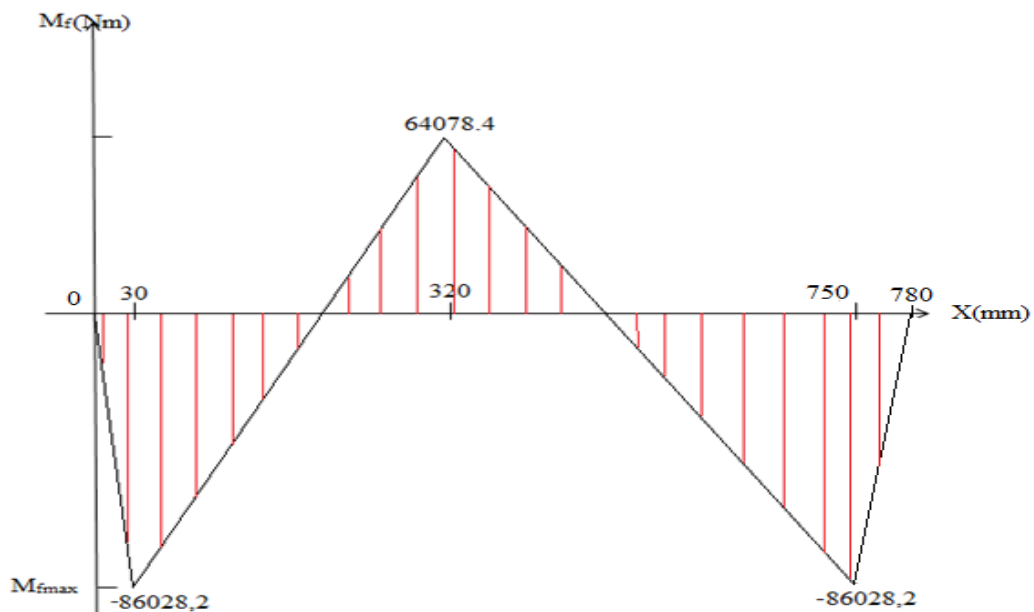


Figure 4-8 : Diagramme des moments fléchissant sur le plan (x, z)

La section dangereuse est située au point A, le moment fléchissant maximale :

$$M_{f_{max}} = \sqrt{M_{f_{max}}(x)^2 + M_{f_{max}}(y)^2} = 91506.67 \text{ N.mm} \quad (4.13)$$

$$M_{t_{max}} = 67130 \text{ N.mm}$$

Critère de Von mises :

Suivant le critère de Von Mises, le moment réduit est

$$M_r = \sqrt{M_{f_{max}}^2 + 0.75M_{t_{max}}^2} \quad (4.14)$$

$$M_r = 108412.63 \text{ N.mm}$$

On applique la condition de résistance pour calculer le diamètre de l'arbre d.

On trouve le diamètre approché minimal

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32M_r}{\pi \times \sigma_{adm}}} \quad (4.15)$$

$$d \geq 17.67 \text{ mm}$$

Avec $\sigma_{adm} = 200 \text{ N/mm}^2$

4.5.3. Vérifications à la statique de l'arbre :

Le calcul approché de l'arbre nous a permis de déterminer le diamètre minimale ce qui nous a conduit à choisir le diamètre $d=30\text{mm}$ au niveau des paliers des roulements, le modèle de l'arbre est donné par la Figure suivante :

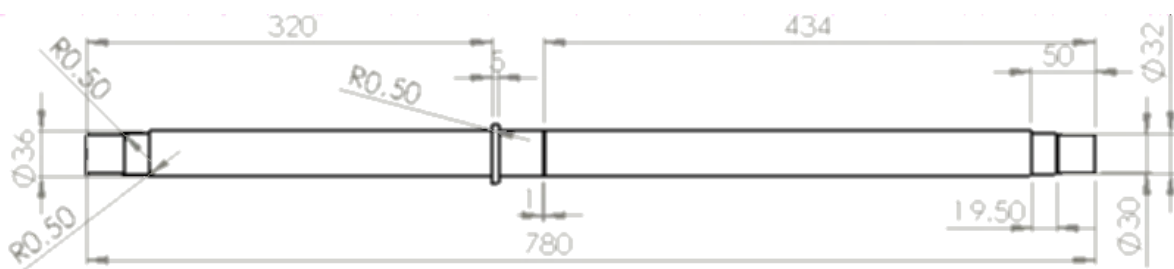


Figure 4-9 : Modèle réel de l'arbre

Le chargement extérieur de l'arbre est représenté sur la figure 4-10 suivante :

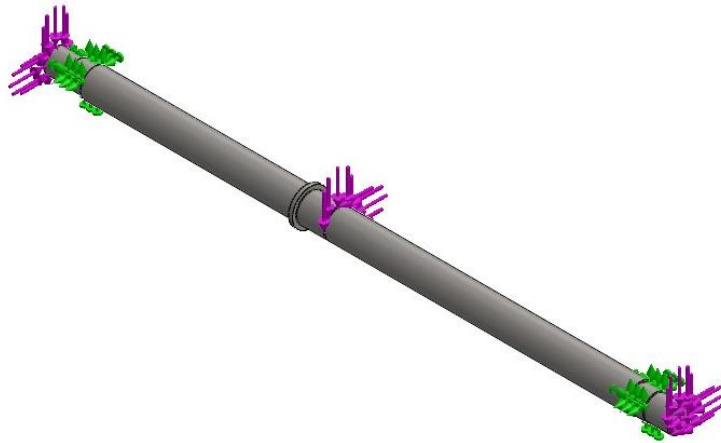


Figure 4-10: Action extérieures sur l'arbre en flexion et condition aux limites

La vérification à la statique de l'arbre se fait par la méthode des éléments finis en utilisant SolidWorks.

Les propriétés mécaniques de l'arbre sont :

- Matériaux : **Acier non allié**
- Model d'élasticité : $2,1e+11 \text{ N/m}^2$
- Coefficient de poisson : 0,28
- Limite élastique : $2,20594e+08 \text{ N/m}^2$.

La figure 4-11 suivante représente le maillage de l'arbre de la machine :

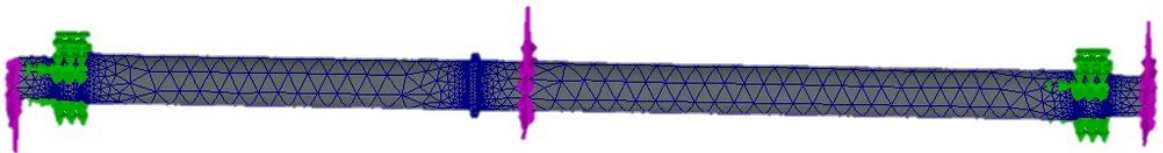


Figure 4-11: maillage

Les propriétés de maillage :

- Type de maillage : Maillage volumique
- Nombre total d'éléments : 66853
- Nombre total de nœuds : 99709

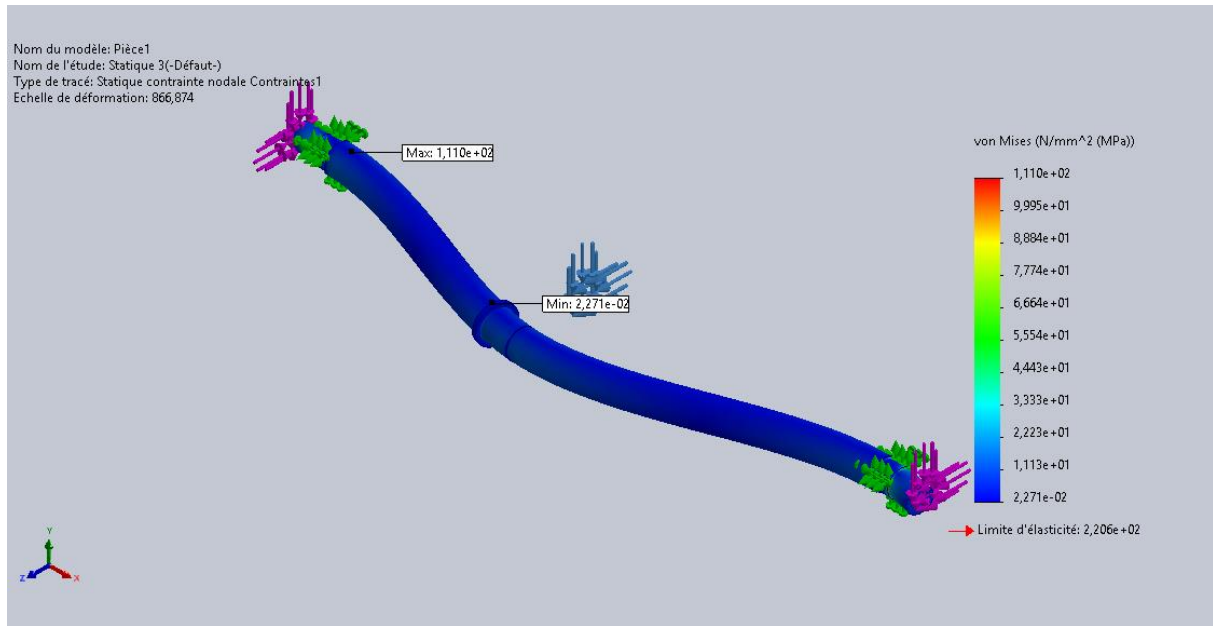


Figure 4-12: Contraintes de Von Mises dues à la flexion de l'arbre

La Figure 4-12 donne les contraintes de Von Mises subis par l'arbre. On constate que la contrainte maximale est de 111Mpa située au point A.

Le coefficient de sécurité est égal à 2, donc on peut dire que l'arbre résiste aux charges statiques.

Les déplacements de l'arbre en flexion sont donnés par la figure 4-13.

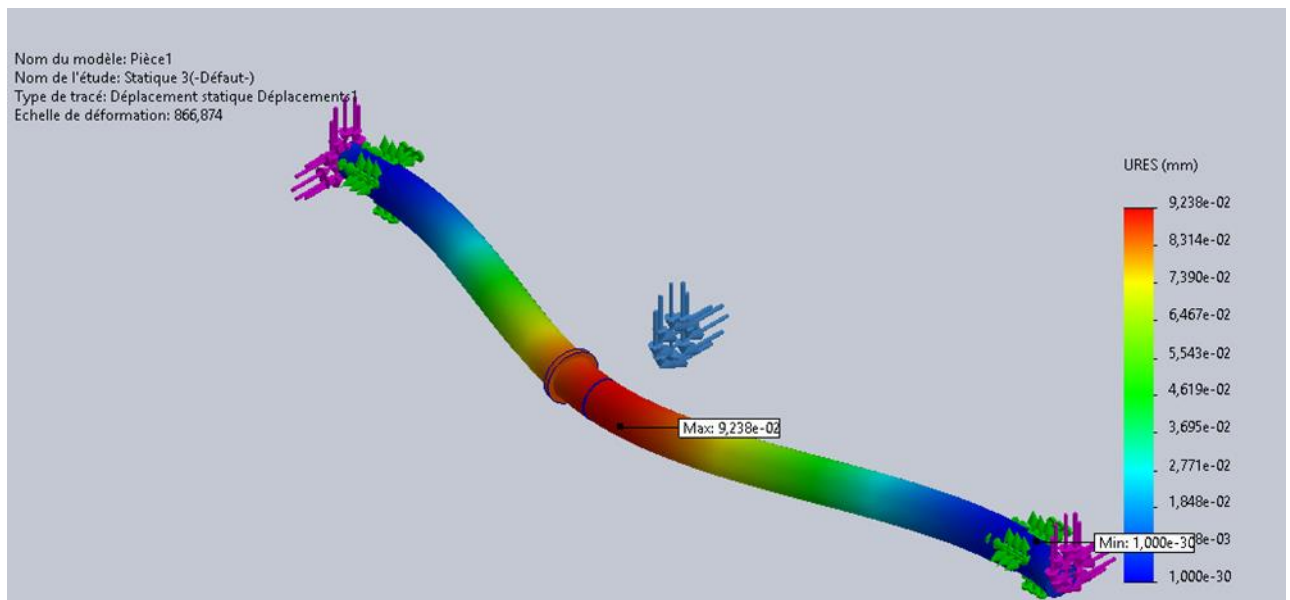


Figure 4-13: Déplacement résultant de l'arbre en flexion

L'analyse des résultats de la figure ci-dessous montre que le déplacement maximal est de 9.23×10^{-2} mm Le déplacement maximale est situé au milieu.

Ce déplacement est acceptable du moment que la valeur limite dans le cas de machines est égale a $\frac{L}{3000} = \frac{1030}{3000} = 0.34$ mm

Ou L est longueur de l'arbre.

4.6.Dimensionnement des roulements

4.6.1.Choix du roulement

Dans ce travail on choisit un roulement à bille à contacte oblique, il encaisse donc de très bonnes charges radiales et axiales dans les deux directions.

4.6.1.1.Les avantages de roulement sont :

- Grande capacité de charge dans le sens axial et radial.
- Peuvent être préférés aux butées à vitesses élevées.
- Très économiques et les plus utilisées en petits et moyennes dimensions.
- Supportant tous les types de charges (axiales, radiales, modérées).

4.6.1.2.Formule de durée nominale de roulement

La durée nominale. L_{10} Se calcule par la formule ISO/TS 16281 : 2008

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{\rho} \quad (4.16)$$

Avec :

L_{10} : durée nominal en millions tours.

C : charge dynamique de base en N.

P : charge dynamique équivalent en N.

$\rho = 3$ pour les roulements à billes.

Si la vitesse de rotation est constante, la durée nominale de roulement en heures de fonctionnement est :

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60.N} \times \left(\frac{C}{P}\right)^{\rho} \quad (4.17)$$

Avec :

L_{10h} : durée nominale, en heures de fonctionnement.

N : vitesse de rotation en tour /mn

4.6.1.3. Calculs des roulements

La figure 4-14 montre le dessin de définition du roulement à bille à contacte oblique

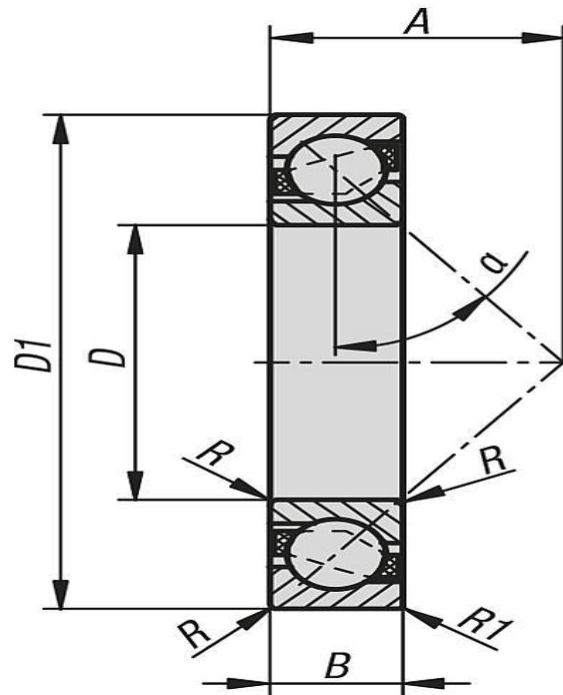


Figure 4-14 : Dessin de définition roulement à bille à contacte oblique

D_1 : diamètre externe de roulement qui est 62 mm

B : largeur de roulement qui est 16 mm

n_r : vitesse de référence dans le cas d'une lubrification à graisse $n_r = 7000$ tr/min

C : charge dynamique de base $C = 25\,500$ N

C_0 : charge statique de base $C_0 = 22\,000$ N

✓ **Palier 1 :**

$$P_1 = \sqrt{R_{1y}^2 + R_{1z}^2} = 3554,922 \text{ N} \quad (4.18)$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_1}\right)^3 = 369 \text{ M tours}$$

$$L_{10} = 3,69 \times 10^2 \text{ millions tour}$$

$$L_{10h} = 94615 \text{ heures}$$

✓ **Palier 2 :**

$$P_2 = \sqrt{R_{2y}^2 + R_{2z}^2} = 3401,233 \text{ N} \quad (4.19)$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_2}\right)^3 = 421 \text{ M tours}$$

$L_{10h} = 107949$ heures

4.7. Caractéristique technique du moteur

Tension nominal=220 v.

N= 1500 tr/min.

Nombre de paires de pôles =2 pôles. Fréquence =50 HZ

Nombres de phases =3 phases. Rendement =0.85.

Système de refroidissement : IC 0151.

La puissance P= 0.55 kW.

4.8. Caractéristique technique de réducteur

Nous avons choisir un réducteur Mb 4101 : [8]

Propriétés de ce réducteur :

Moment nominale de sortie 57Nm.

Puissance de 075kw.

Rapports de réduction de 10.

Rendement de 75%.

Fonctionnement très silencieux.

Chapitre 5 :
Processus de conception

Chapitre 5 : Processus de conception

5.1.Introduction

Ensuite, une deuxième partie qui traite la méthode de la conception 3D de la machine en donnant tous les détails ainsi que les différentes pièces et les étapes de conception.

La CAO (Conception Assistée par Ordinateur) est un ensemble d'outils et de programmes informatiques permettant d'assister l'ingénieur dans la conception et la mise au point d'un produit.

Ce dernier est l'outil employé dans cette étude de conception avec sa version 2022.

5.2.Conception des pièces

La conception des différentes pièces de la machine de plâtrage, a été effectuée à l'aide de logiciel CAO Solidworks version 2022.

5.2.1.Modélisation géométrique

La figure 5-1 montre la solution de l'objet de cette étude la machine projection et dressage de ciment sur les murs après avoir calculé dimensionner et modélisé les différentes pièces de la machine.



Figure 5-1 : Assemblage de la machine à plâtrer

5.2.2. Assemblage des éléments de machine

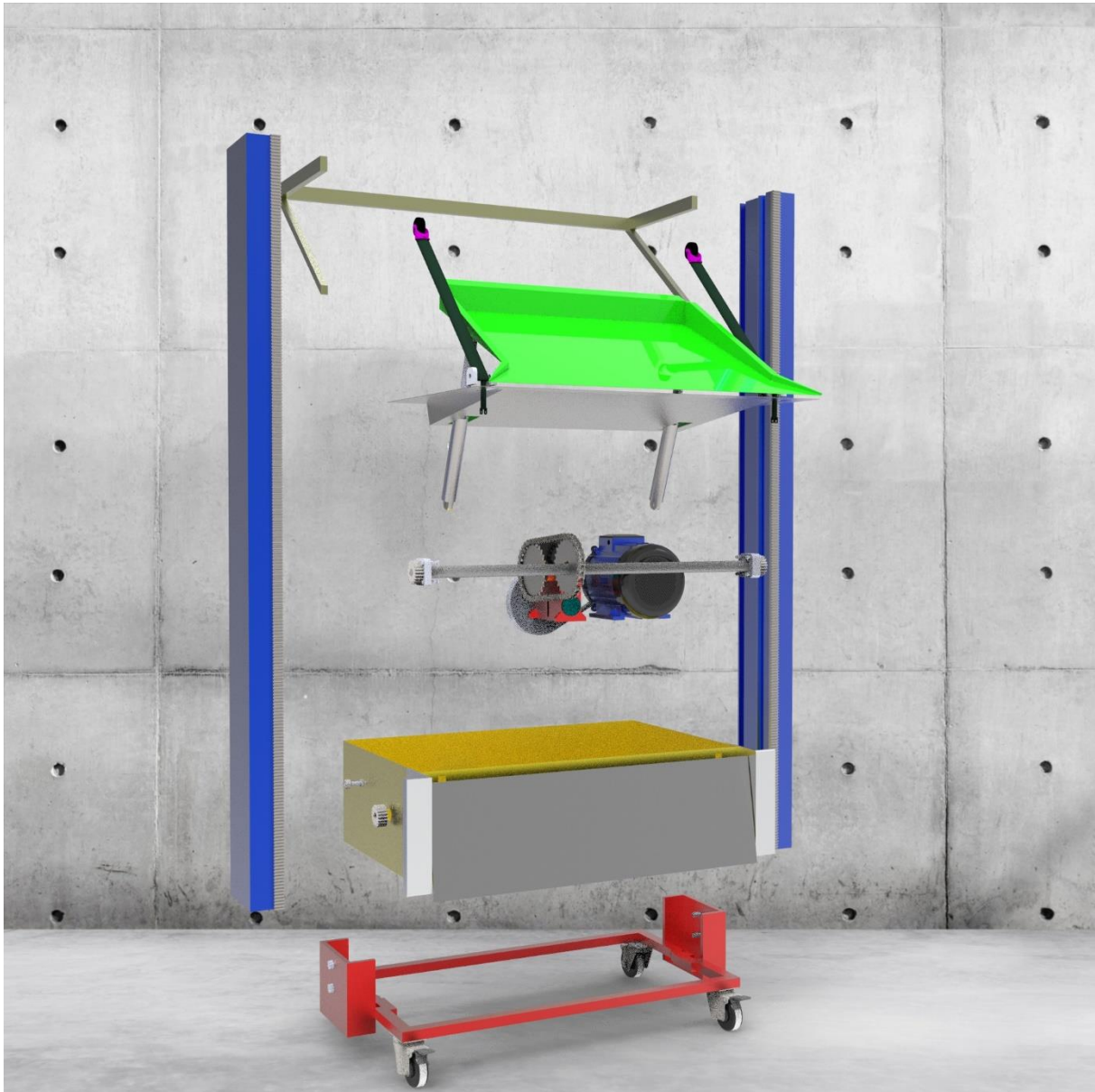


Figure 5-2 : Tout l'assemblage de la machine

Figure 5-2 montre la forme des pièces de la machine et leurs mécanismes.

5.2.3. Mécanismes de la machine à plâtrer

Le mécanisme de travail de ce système consiste à convertir l'énergie électrique en énergie cinétique de rotation par l'intermédiaire d'un moteur électrique. Ce mouvement passe par les deux poulies et courroie jusqu'au réducteur de vitesse, qui à son tour réduit la vitesse de rotation du mouvement et la transmet au arbre à travers la chaîne comme le montre la figure 5-3

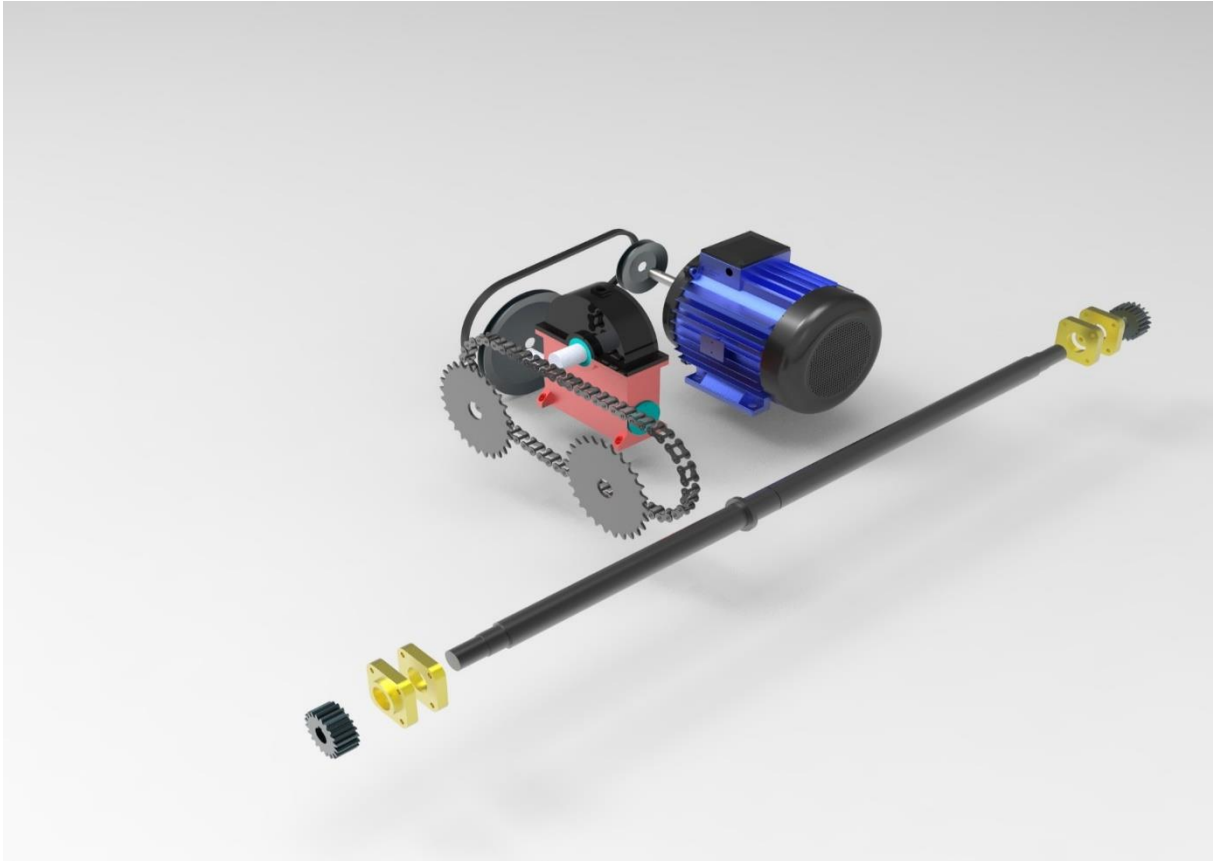


Figure 5-3 : Assemblage mécanisme de transmission

5.2.4.Mécanisme de dressage

Le mécanisme de ce système consiste à pousser la truelle vers l'avant pour lisser le mur lorsque la machine descend. Alors qu'il monte au plafond, la tige de commande frappe, poussant la truelle à la verticalement dans le mur comme le montre la figure 5-4

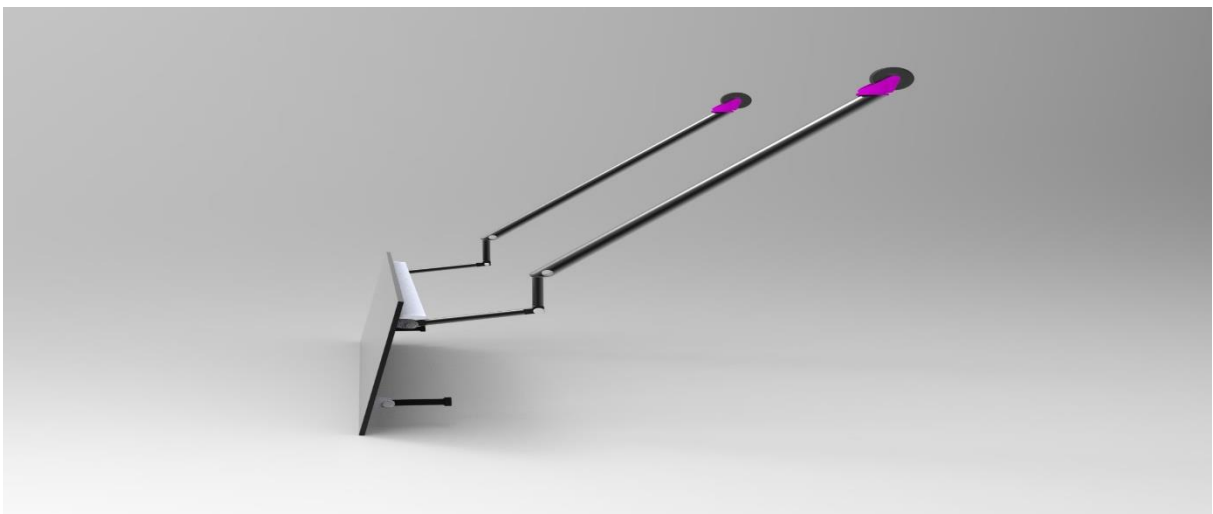


Figure 5-4 : Assemblage Mécanisme du dressage

5.2.5. Modélisations 3D des pièces

5.2.5.1. Bâti

La figure ci-dessous complète le châssis de la machine à enduire les murs. Le châssis supporte plusieurs éléments de la machine, et c'est la base pour l'installation de ces accessoires. Conçu par plaque d'acier.

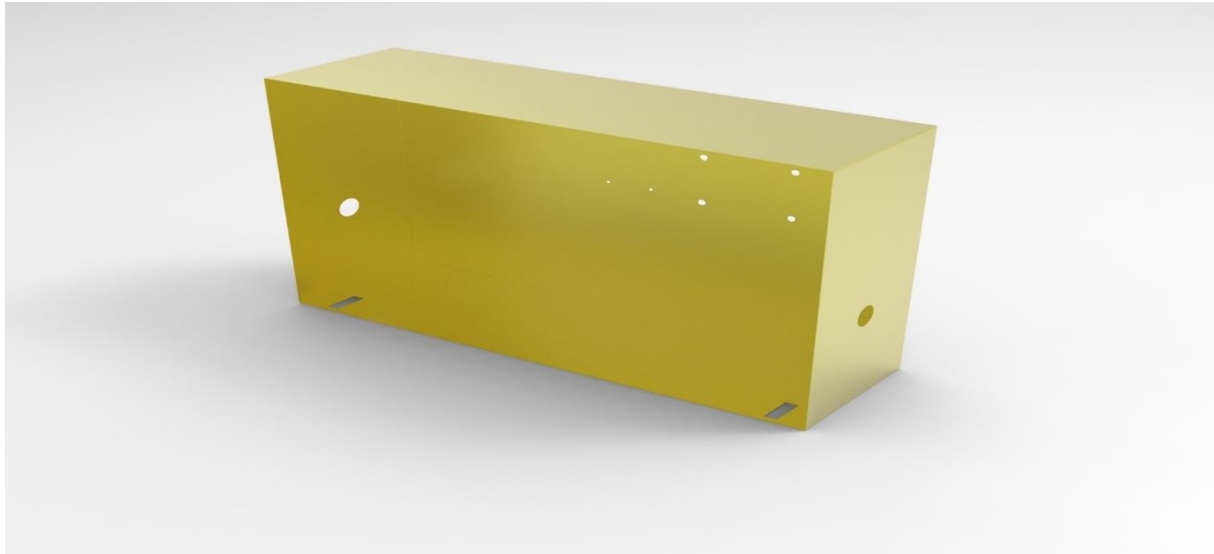


Figure 5-5 : Bâti

5.2.5.2. Poutres

Ce sont deux colonnes en acier de forme géométrique comme le montre l'image ci-dessous, dont le rôle principal est de guider la machine pour monter vers le haut. Leur forme géométrique joue un rôle pour équilibrer la machine et ne pas déraiper comme le montre la figure 5-6.

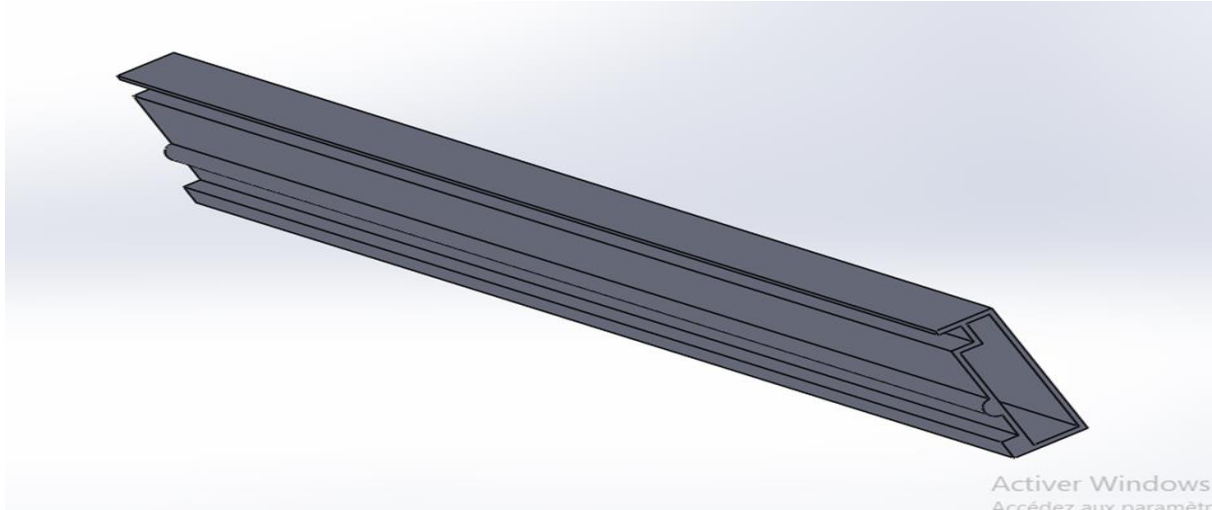


Figure 5-6 : Poutres

5.2.5.3. Truelle

C'est une plaque d'acier dont le rôle est de coller et d'enduire le ciment sur le mur comme le montre la figure 5-7



Figure 5-7 : Truelle

5.2.5.4. Base de machine

La figure 5.8 montre la base de machine

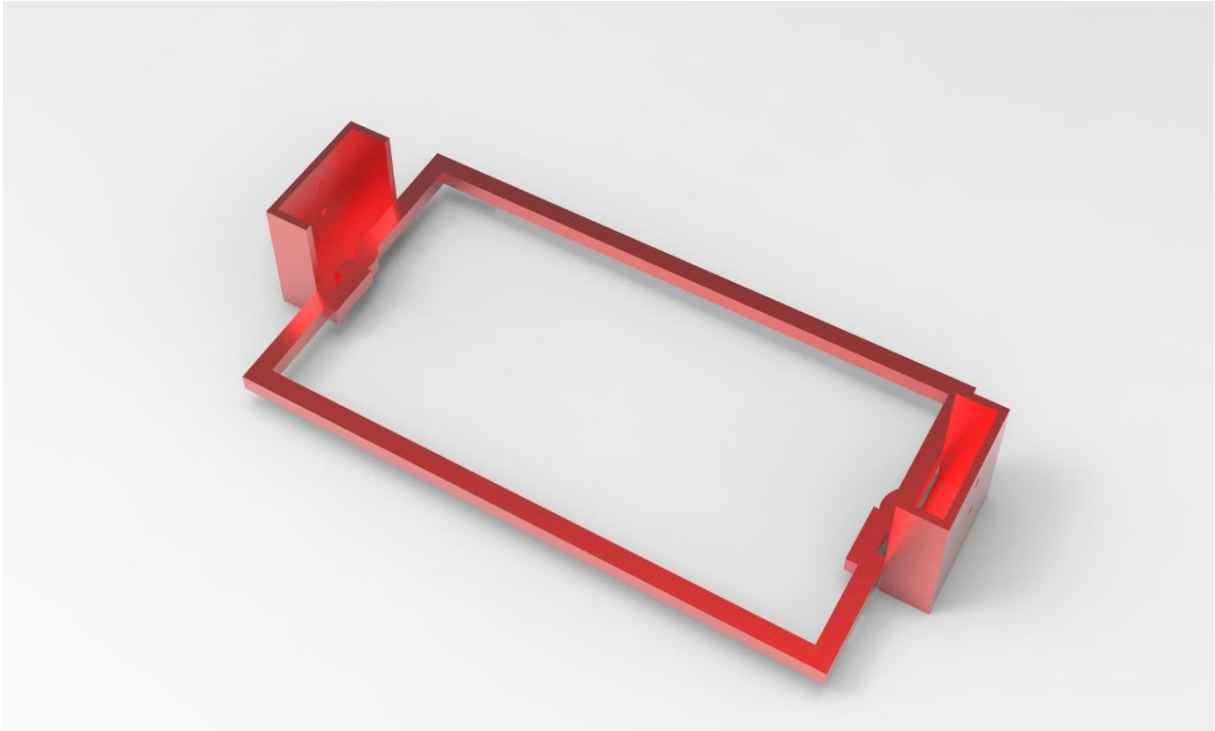


Figure 5-8 : Base de machine

5.2.5.5.Récipient

Le rôle principal de cette plaque est de maintenir le mélange de ciment à un angle de 45 degrés afin de le glisser dans la truelle comme le montre la figure 5-9 .

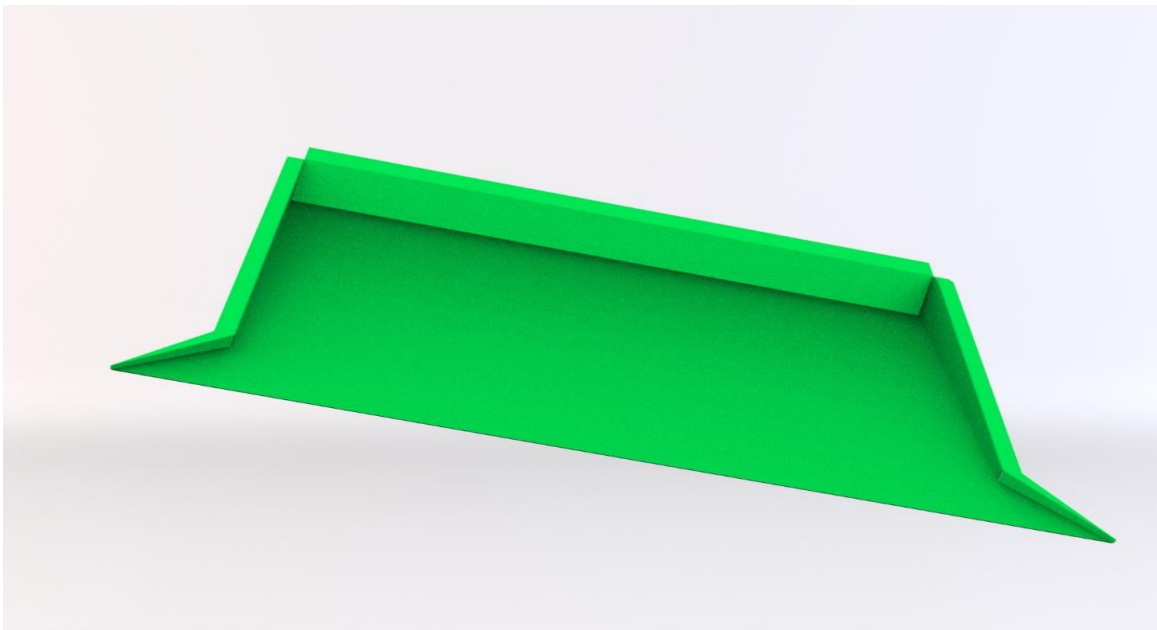


Figure 5-9 : Récipient

5.2.5.6.Arbre

Cet arbre est conçu pour supporter des poids lourds, et sa fonction est de transmettre le mouvement de rotation comme le montre la figure 5-10

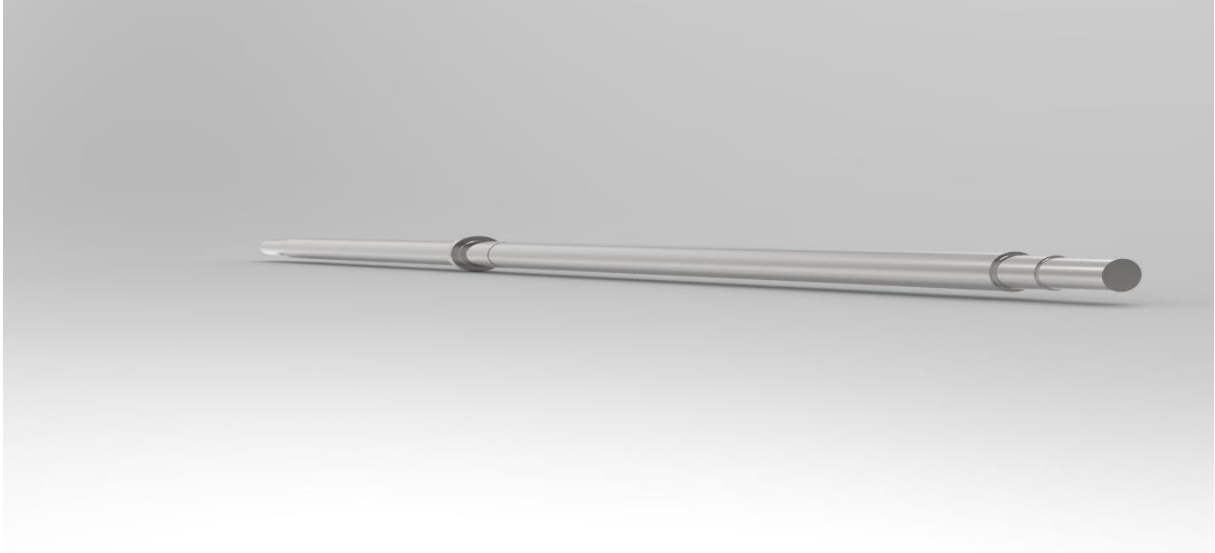


Figure 5-10 : Arbre

Conclusion

Conclusion

Dans ce projet de fin d'études nous avons fait l'étude préliminaire de la conception d'une machine de projection et dressage de ciment sur un mur. Cette étude nous a permis d'approfondir nos connaissances en conception, nous avons acquis une bonne expérience dans ce domaine.

Nous avons tirés les conclusions importantes suivantes :

La démarche de conception nécessite une stratégie qui repose sur l'analyse du besoin et sa stabilité, l'analyse fonctionnelle et l'élaboration d'un cahier de charge fonctionnel en première étape.

En deuxième étape, il faut élaborer la structure fonctionnelle du système et en troisième étape, la modélisation et la validation des solutions technologiques c-a-d un dimensionnement des éléments qui constituent la machine.

Concernant les solutions technologiques utilisées nous avons fait un choix sur les solutions les plus simples à mettre en œuvre et en se basant sur les éléments de machines les plus courantes.

En perspective de ce travail, nous espérons que d'autres étudiants poursuivront l'étude approfondie de la partie mécanisme de projection et de dressage et du système de guidage et de la partie électrique.

**Références
bibliographiques**

Références bibliographiques

- [1] : HAMZA-CHERIF SM, cours de conception mécanique, université de Tlemcen, 2022.
- [2]: <https://guide.directindustry.com/fr/bien-choisir-un-moteur-electrique>
- [3]: [Moteur électrique triphasé 230/400V 1500 tr/min - Taille 80 - B14 - 0,75 kW \(atecfrance.fr\)](#). Consulté le 26/03/2022 18:36.
- [4]: Fanchon, L.Hannebicque, I.Goniidou, P. Avril (2001). “Guide des sciences et technologies industrielles”. Cours génie mécanique.
- [5]:<http://ebiblio.univmosta.dz/bitstream/handle/123456789/13175/memoir.pdf?sequence=1&isAllowed=y> .Consulté le : 08/04/2022 20:42.
- [6]: HAMZA-CHERIF SM, cours de construction mécaniques 1 et 2, université de Tlemcen, 2022.
- [7]: <https://www.hellopro.fr/images/produit-2/6/4/8/cremaille-pour-kit-motorisation-de-portail-coulissant-105-cm-avec-set-des-vis-en-acier-galvanise-revetement-de-zinc-pour-ouvre-portail-automatique-01-0000994-7059846.jpg> consulté le:04/05/2022 17:23.
- [8] : Catalogue d’engrenages , HPC europe. [Catalogues gratuits Engrenages HPC \(hpceurope.com\)](#) consulté le 18/05/2022 10:35.
- [9] : Eshahl ,F.Juillet(2009).Construction Mécanique “ transmission de puissance Trome 3 Application”.Dunod, Paris, 3éme Edition.

Annexes

Annexes

Courroie

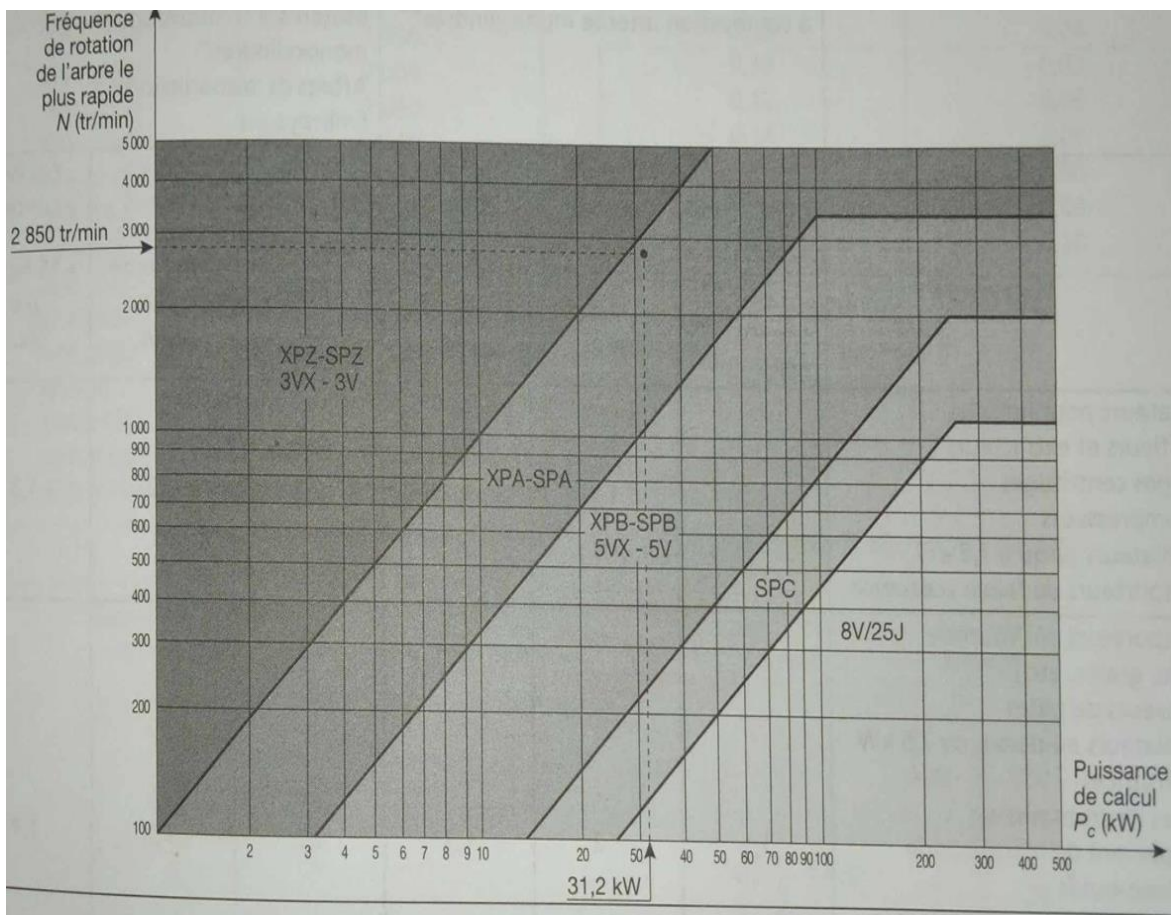


Figure A- 1 : section de courroie (source GATES) [9]

Tableau A- 1 : Facteur de service :K(source GATES) [9]

Machines réceptrices	Machines motrices					
	Moteurs à courant alternatif : à couple normal, à cage d'écurueil, synchrone, à enroulements auxiliaires. Moteurs à courant continu en dériva- tion. Moteurs : à combustion interne multicylindres*			Moteurs à courant alternatif : à couple élevé, à fort glissement, à répulsion-induction, monophasé, en série à bagues. Moteurs à courant continu : en série, compound. Moteurs à combustion interne : monocylindres* Arbres de transmission Embrayages		
	Service intermittent	Service normal	Service continu	Service intermittent	Service normal	Service continu
Les machines reprises ci-dessous ne sont que des exemples repré- sentatifs. Choisissez parmi les groupes ci- dessous celui qui se rapproche le plus de votre application.	< 8 h par jour ou saisonnier	8-16 heures par jour	> 16 heures par jour	< 8 h par jour ou saisonnier	8-16 heures par jour	> 16 heures par jour
Agitateurs pour liquides Souffleurs et extracteurs Pompes centrifuges et compresseurs Ventilateurs jusqu'à 7,5 kW Transporteurs de faible puissance	1,0	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Transporteurs par courroie (sable, grains, etc.) Malaxeurs de pâtes Ventilateurs au-dessus de 7,5 kW Génératrices Arbres de transmission Équipement de blanchisserie Machine-outils Poinçonneuses, presses, cisailles Matériel d'imprimerie Pompes rotatives à déplacement positif Cribles rotatifs et vibrants	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Machines de briqueterie Élévateurs à godets Excitatrices Compresseurs à piston Transporteurs (à raclettes, à palettes, à vis) Broyeurs à marteaux Pompes à piston Presses d'imprimerie Ventilateurs volumétriques Pulvérisateurs Machines pour scieries et le travail du bois Machines textiles	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Concasseurs (giratoires, à mâchoires, à cylindres) Broyeurs (à boulets, à barres tubu- laires) Palans et treuils Calandres et extrudeuses pour l'industrie du caoutchouc	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

Tableau A- 2 : rapport de transmission K*et diamètres primitifs des poulies 1et 2 (source GATES) [9]

Diamètre primitif poulie (mm)	125	132	140	150	160	170	180	190	200	212	224	236	250
20	6,25	6,60	7,00	7,50	8,00	8,50	9,00	9,50	10,00	10,60	11,20	11,80	12,50
24	5,21	5,50	5,83	6,25	6,67	7,08	7,50	7,92	8,33	8,83	9,33	9,83	10,42
26	4,81	5,08	5,38	5,77	6,15	6,54	6,92	7,31	7,69	8,15	8,62	9,08	9,62
28	4,46	4,71	5,00	5,36	5,71	6,07	6,43	6,79	7,14	7,57	8,00	8,43	8,93
30	4,17	4,40	4,67	5,00	5,33	5,67	6,00	6,33	6,67	7,07	7,47	7,87	8,33
32	3,91	4,13	4,38	4,69	5,00	5,31	5,63	5,94	6,25	6,63	7,00	7,38	7,81
34	3,68	3,88	4,12	4,41	4,71	5,00	5,29	5,59	5,88	6,24	6,59	6,94	7,35
36	3,47	3,67	3,89	4,17	4,44	4,72	5,00	5,28	5,56	5,89	6,22	6,56	6,94
38	3,29	3,47	3,68	3,95	4,21	4,47	4,74	5,00	5,26	5,58	5,89	6,21	6,58
40	3,13	3,30	3,50	3,75	4,00	4,25	4,50	4,75	5,00	5,30	5,60	5,90	6,25
42	2,98	3,14	3,33	3,57	4,00	4,25	4,50	4,75	5,00	5,30	5,60	5,90	6,25
45	2,78	2,93	3,11	3,33	3,56	3,78	4,00	4,22	4,44	4,71	4,98	5,24	5,56
48	2,60	2,75	2,92	3,13	3,33	3,53	3,75	3,96	4,17	4,42	4,67	4,92	5,21
50	2,50	2,64	2,80	3,00	3,20	3,40	3,60	3,80	4,00	4,24	4,48	4,72	5,00
53	2,36	2,49	2,64	2,83	3,02	3,21	3,40	3,58	3,77	4,00	4,23	4,45	4,72
56	2,23	2,36	2,50	2,68	2,86	3,04	3,21	3,39	3,57	3,79	4,00	4,21	4,46
60	2,08	2,20	2,33	2,50	2,67	2,83	3,00	3,17	3,33	3,53	3,73	3,93	4,17
63	1,98	2,10	2,22	2,38	2,54	2,70	2,86	3,02	3,17	3,37	3,56	3,75	3,97
67	1,87	1,97	2,09	2,24	2,39	2,54	2,69	2,84	2,99	3,16	3,34	3,52	3,72
71	1,76	1,86	1,97	2,11	2,25	2,39	2,54	2,68	2,82	2,99	3,15	3,32	3,52
75	1,67	1,76	1,87	2,00	2,13	2,27	2,40	2,53	2,67	2,83	2,99	3,15	3,33
80	1,56	1,65	1,75	1,88	2,00	2,13	2,25	2,38	2,50	2,65	2,80	2,95	3,13
85	1,47	1,55	1,65	1,76	1,88	2,00	2,12	2,24	2,35	2,49	2,64	2,78	2,94
90	1,39	1,47	1,56	1,67	1,78	1,89	2,00	2,11	2,22	2,36	2,49	2,62	2,78
95	1,32	1,39	1,47	1,58	1,68	1,79	1,89	2,00	2,11	2,23	2,36	2,48	2,63
100	1,25	1,32	1,40	1,50	1,60	1,70	1,80	1,90	2,00	2,12	2,24	2,36	2,50
106	1,18	1,25	1,32	1,42	1,51	1,60	1,70	1,79	1,89	2,00	2,11	2,23	2,36
112	1,12	1,18	1,25	1,34	1,43	1,52	1,61	1,70	1,79	1,89	2,00	2,11	2,23

Tableau A- 3 : longueurs normalisées L des courroie de type XPA (source GATES) [9]

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

Tableau A- 4 : facteur d'entraxe F1 (source GATES) [9]

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

Tableau A- 5 : puissance de base Pb (en KW) (source GATES) [9]

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

Tableau A- 6 :puissance additionnelle Pa1 (en KW) (source GATES) [9]

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

Tableau A- 7 :puissance additionnelle Pa2 (en KW) (source GATES) [9]

25 000 Hrs	12 000 Hrs	6 000 Hrs
0	$\frac{d \times \text{tr/min}}{394\ 633}$	$\frac{d \times \text{tr/min}}{202\ 922}$

Tableau A- 8 :facteur de correction f_2 pour L'ARC d'enroulement (source GATES) [9]

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

Tableau A- 9 : constante m liée a la masse volumique la courroie (source GATES) [9]

Section courroie individuelle Micro-V [®] , ou Polyflex [®] , JB [™]	m
Z	0,005
A	0,009
B	0,014
C	0,026
D	0,052
AX	0,008
BX	0,013
CX	0,023
SPZ/3V	0,0066
SPA et XPA	0,012
SPB/5V	0,017
SPC	0,032
8V	0,046
XPZ/3VX	0,006
<div style="border: 1px solid black; display: inline-block; padding: 2px;">XPA</div>	<div style="border: 1px solid black; display: inline-block; padding: 2px;">0,0104</div>
XPB/5VX	0,013
PJ	0,0006

La chaîne

Tableau A- 10 : Facteur de service Kf1 fonction de la nature des organes moteur et récepteur (source SEDIS) [9]

Couple résistant	Couple moteur		
	Uniforme	modérés	Avec chocs Importants
Uniforme	1,0	1,1	1,3
Avec chocs modérés	1,4	1,5	1,7
Avec chocs importants	1,8	1,9	2,1

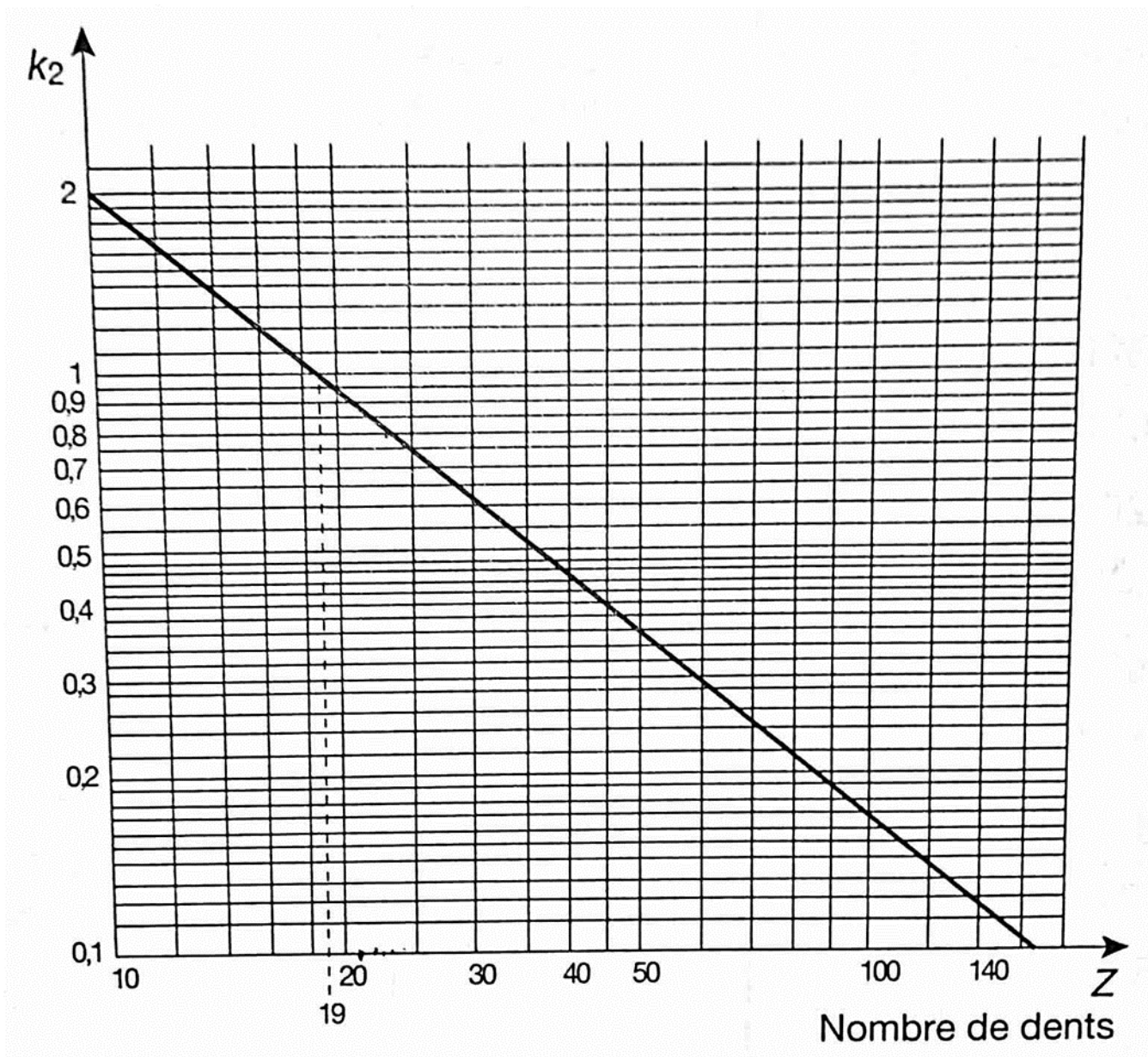


Figure A- 2 : Facteur de service K_2 fonction des nombre de dents des pignons (source SEDIS) [9]

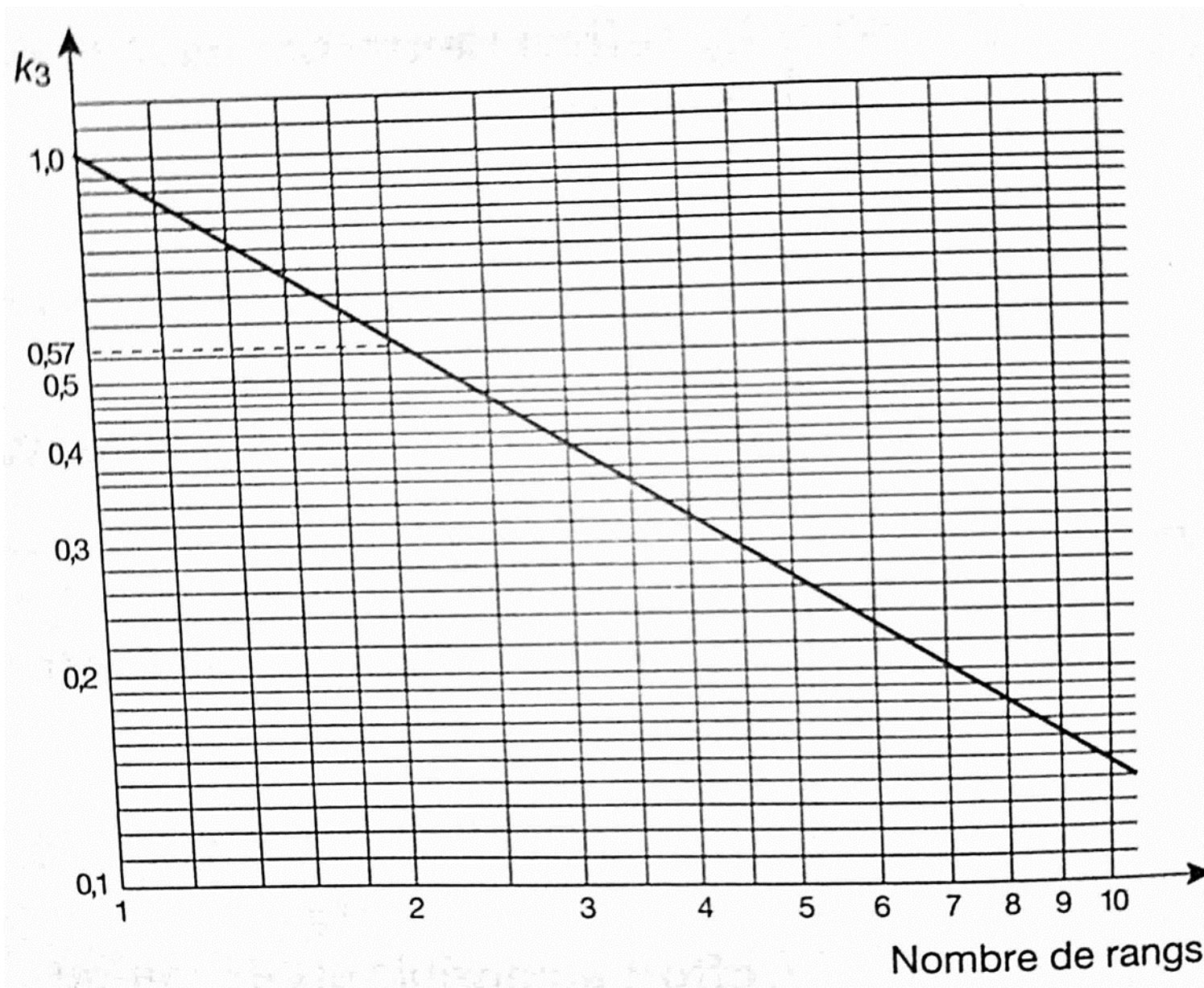


Figure A- 3 : Facteur de service K_3 fonction du nombre de rangs pour la chaine (source SEDIS) [9]

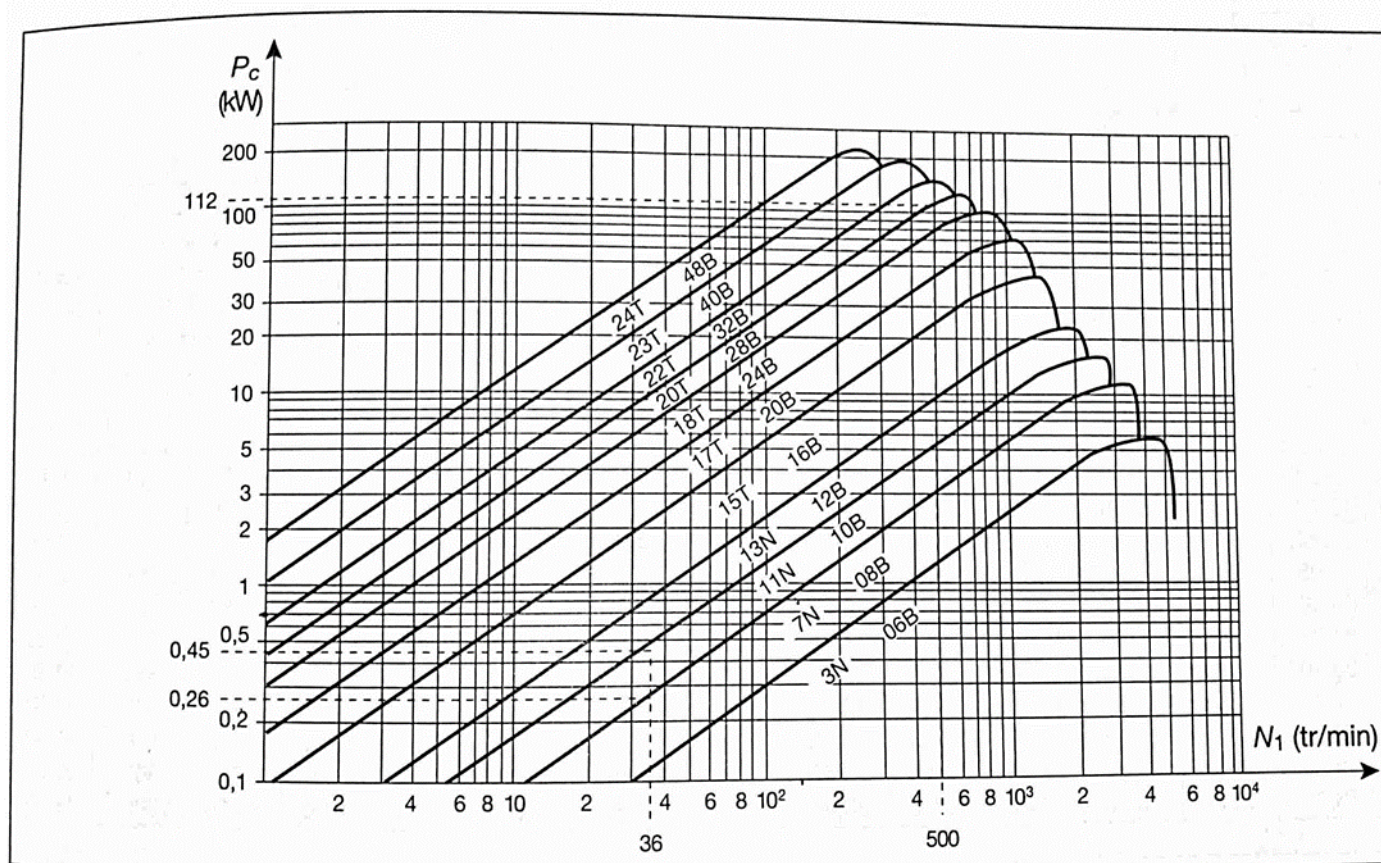


Figure A- 4 : abaques relatives aux chaînes de type B (source SEDIS) [9]

Tableau A- 11 : dimensions des chaînes ordinaires (a millions non coudes a un rang de mallons) (source SEDIS) [9]

Références		Pas	Diamètre du rouleau	Largeur entre plaques intérieures	Diamètre de l'axe	Largeur entre plaques extérieures	Largeur hors tout sur axes rivés	Dépassement des axes de jonction	Largeur des plaques	Surface de travail en mm ²	Résistance à la traction mini en kM		Masse au mètre en kg
Normes	Sedis										Normes	Sedis	
		P	d ₁ maxi	b ₁ mini	d ₂ maxi	b ₃ mini	b ₄ maxi	b ₇ maxi	h maxi				
083	5R	12,70	7,75	5,00	3,96	7,90	11,80	1,5	10,10	30	11,6	11,6	0,44
—	VM	12,70	7,75	5,00	3,94	8,65	13,90	1,5	10,15	33	—	13,8	0,48
—	V6	12,70	7,75	6,35	3,94	10,00	15,30	1,5	10,15	39	—	15,7	0,54
—	6N*	12,70	8,51	5,35	4,45	9,00	14,10	1,5	11,80	38	—	18,2	0,61
08 B-1	7N	12,70	8,51	7,75	4,45	11,45	16,60	1,5	11,80	50	18	18,2	0,69
—	10N*	15,875	10,16	6,50	5,08	10,70	16,40	1,5	13,70	53	—	23	0,75
10 B-1	11N	15,875	10,16	9,65	5,08	13,30	19,00	1,5	13,70	67	22,5	23	0,85
—	12N*	19,05	12,07	8,00	5,72	12,10	18,45	1,5	16,20	67	—	30,5	1,00
12 B-1	13N	19,05	12,07	11,65	5,72	15,70	22,30	1,5	16,20	88	29	30,5	1,17

Tableau A- 12 : coefficient K5 pour le calcul de l'entraxe (pignon – roue) (source SEDIS) [9]

$\frac{L_{ma} - Z_1}{Z_2 - Z_1}$	k_5	$\frac{L - Z_1}{Z_2 - Z_1}$	k_5	$\frac{L_{ma} - Z_1}{Z_2 - Z_1}$	k_5
4,6	0,249 25	1,62	0,239 38	1,23	0,222 75
4,4	0,249 17	1,60	0,238 98	1,22	0,221 85
4,2	0,249 09	1,58	0,238 54	1,21	0,220 90
4,0	0,248 96	1,56	0,238 07	1,20	0,219 90
3,8	0,248 83	1,54	0,237 58	1,19	0,218 84
3,6	0,248 68	1,52	0,237 05	1,18	0,217 71
3,4	0,248 49	1,50	0,236 48	1,17	0,216 52
3,2	0,248 25	1,48	0,235 88	1,16	0,215 26
3,0	0,247 95	1,46	0,235 24	1,15	0,213 90
2,9	0,247 78	1,44	0,234 55	1,14	0,212 45
2,8	0,247 58	1,42	0,233 81	1,13	0,210 90
2,7	0,247 35	1,40	0,233 01	1,12	0,209 23
2,6	0,247 08	1,39	0,232 59	1,11	0,207 44
2,5	0,246 78	1,38	0,232 15	1,10	0,205 49
2,4	0,246 43	1,37	0,231 70	1,09	0,203 36

Tableau A- 13 : pression admissible dans les articulations (MPa) pour un pignon de 19 dents (source SEDIS) [9]

p (mm) N_1 (tr/min)	9,525 – 12,7	15,875 19,05 – 25,4	31,75 – 38,1 44,45 – 50,8	63,5 – 76,2
10	64	51	45	38
25	57	45	39	33
50	48	39	34	29
75	44	35	30	26
100	39	31	27	23
150	35	28	24	21
200	33	26	23	19
250	31	25	22	18
300	30	24	21	17
400	28	22	19	16
500	27	21	18	
750	24	19	17	
1 000	22	18	15	
1 500	20	16		
2 000	17	14		
2 500	15	12		
3 000	14	11		
4 000	10			
5 000	7			

Tableau A- 14 : vitesse linéaire de la chaîne V [9]

Vitesse linéaire de la chaîne v	Puissance transmise	Technique de lubrification	Commentaires
$v < 1$ m/s	voir graphe fig. 3.42	A À la burette ou au pinceau	Il s'agit d'une opération manuelle qui consiste à disposer sur la chaîne, à l'aide d'une burette (réserve munie d'un bec verseur) ou d'un pinceau, une certaine quantité d'huile ou de graisse à intervalles réguliers de fonctionnement (de préférence toutes les huit heures de marche).
$1 \leq v \leq 7$ m/s		B Au compte-goutte	Un réservoir muni d'un orifice à section variable (vis pointeau dans un siège cône) laisse échapper des gouttes d'huile par gravité sur la chaîne en mouvement. La fréquence idéale de chute est donnée par la relation : $N_g = (r + 1)vp$ N_g : nombre de gouttes par minute, r : nombre de rangs de la chaîne, v : vitesse linéaire de la chaîne en m/s, p : pas de la chaîne en cm.
$7 \leq v \leq 12$ m/s		C Par barbotage	L'ensemble de la transmission est installé à l'intérieur d'un carter étanche contenant de l'huile à demeure. A l'arrêt, la profondeur d'immersion de la chaîne ne doit pas excéder un demi-pas ($p/2$) pour éviter une trop grande consommation d'énergie (baisse du rendement) dans le brassage du lubrifiant. L'huile usée doit être remplacé périodiquement.
$v > 12$ m/s		D Par pression	L'ensemble de la transmission est installé à l'intérieur d'un carter étanche mis en communication avec une réserve d'huile. Une pompe envoie un jet de lubrifiant sous pression en direction de la chaîne. L'huile centrifugée redescend par gravité dans la réserve d'où elle sera à nouveau aspirée par la pompe. Le débit q_v de celle-ci est ajusté de façon à limiter la température de fonctionnement à 60 ° au maximum. Une formule empirique en donne une valeur approchée : $q_v = kp$ k : coefficient, $1 \leq k \leq 2$, p : pas en mm, q_v : débit de la pompe en l/min.

Les mises en plan :