

Table des matières

Remerciement.....	1
Dédicace	2
Table des matières	3
Liste des figures.....	5
Liste des tableaux	6
Abréviations	7
Introduction générale	8
CHAPITRE I : PRESENTATION DE LA S.M.F.N – PRESENTATION DU PROJET	9
I. Généralités et historique, fiche technique, organigramme et organisation technique de la SMFN	10
1. Généralités et historique de la SMFN	10
2. Fiche technique	10
3. Organisation de la SMFN	11
4. Organisation technique de la SMFN	12
II. Généralité sur les disques de frein et le processus d'usinage	12
1. Définition	12
2. Les disques de frein	13
3. Description d'un disque	14
4. Différences entre disque plein et disque ventilé	14
5. Processus d'usinage	14
6. Le graphique de circulation	15
III. Démarche MRP « méthodologie de résolution du problème »	16
1. Identification du problème	16
1.1. Définir le problème « Le QQQQC »	16
1.2. Situation existante	17
1.3. Analyse des causes racines	19
1.3.1 Application de la méthode des 5M	19
1.3.2 Application de la démarche des cinq pourquoi	19
1.4. Définition des objectifs.....	20
2. Contraintes à respecter.....	20
IV. Conclusion.....	20
CHAPITRE II : DEVELOPPEMENT D'UN NOUVEAU CONCEPT DE NETTOYAGE ET D'EBAVURAGE POUR LES PIECES USINEES.....	21
I. Introduction	22
II. Analyse fonctionnelle.....	22
1. Définition « Norme AFNOR NF X 50-151 »	22
1.1. Objectifs	22
1.2. Quand l'utiliser ?	22
2. Analyse fonctionnelle du besoin « AF externe »	22
2.1. Nom du système	22
2.2. Expression du besoin	22
2.3. Validation du besoin.....	23
2.4. Descripteur d'analyse fonctionnelle du besoin « Diagramme du Pieuvre ».....	23
a- Identification des éléments du milieu extérieur	23
b- Les fonctions des contraintes	23
c- Les fonctions principales	24
d- Les fonctionnes des normes	24
3. Analyse fonctionnelle interne	24
3.1. Diagramme FAST	24
3.2. Diagramme SADT	25
4. Cahier des charges	25

III. Génération et choix de concept	25
1. Génération de concept	25
2. Sélection de concept	28
2.1. Concept screening	28
2.2. Concept scoring	29
2.3. Présentation de concept retenu	30
IV. Conclusion.....	31
CHAPITRE III : CONCEPTION, DIMENSIONNEMENT, ET ETUDE RDM DU SYSTEME NE_9594	33
I. Introduction	34
II. Dimensionnement de système de transmission des disques	34
1. Le choix du convoyeur	34
1.1. Calcul de la vitesse du convoyeur	35
1.2. Calcul du nombre de tour du convoyeur	35
1.3. Les caractéristiques du convoyeur.....	36
2. Calcul des arbres.....	38
3. Calcul de clavette de l'arbre de convoyeur	42
4. Choix des roulements.....	43
III. Dimensionnement de système du nettoyage des disques	46
1. Détermination du point de fonctionnement de la pompe	46
2. Dimensionnement de système de dégagement des copeaux	50
3. Choix du pulvérisateur.....	54
IV. Dimensionnement de système d'ébavurage des disques	55
1. Calcul des efforts	55
2. Dimensionnement du ressort.....	56
V. Modèle virtuel de système NE_9594	59
1. Système de transmission des disques.....	59
2. Système de nettoyage des disques	60
3. Système de coaxialité.....	61
VI. Analyse mécanique du support convoyeur.....	61
VII. Conclusion.....	65
CHAPITRE IV : AUTOMATISATION DES SYSTEMES DE NETTOYAGE ET DE DEGAGEMENT DES COPEAUX.....	67
I. Introduction	68
II. Structure d'un système automatisé	68
III. Choix des capteurs.....	69
IV. Choix de l'automate	70
1. Les critères de sélection.....	70
2. Présentation de l'automate sélectionné	70
V. Programmation « GRAFCET, LADDER, LOGIGRAMME »	71
1. Cahier de charge	71
2. Programme GRAFCET.....	72
3. Programme LADDER, logigramme	72
VI. Conclusion.....	73
Conclusion et perspectives	74
Bibliographie	75
Annexe 1 : Facteur de service K_s « Dimensionnement des chaînes ».....	76
Annexe 2 : Abaque des chaînes « Choix de la chaîne »	76
Annexe 3 : Catalogue des chaînes n° 25 (pas = 0.25 po)	77
Annexe 4 : Catalogue des roulements rigides à une rangée de billes.....	77
Annexe 5 : La charge dynamique équivalente P	77
Annexe 6 : Catalogue des moteur NEMA	78
Annexe 6 : Catalogue des Poutres avec sections profilées en C	78

Liste des figures

Figure 1 : Carte de site d'implantation de FLOQUET MONOPOLE	10
Figure 2 : Organigramme du Floquet Monopole Industrie	11
Figure 3 : Système de freinage.....	13
Figure 4 : Les différents composants d'un frein disque	13
Figure 5 : Frein disque	14
Figure 6 : disque plein	14
Figure 7 : disque ventilé.....	14
Figure 8 : Méthodologie de résolution du problème	16
Figure 9 : Bassin de nettoyage des disques	17
Figure 10 : Système de filtrage	18
Figure 11 : Machine d'ébavurage.....	18
Figure 12 : Perceuse à colonne pour ébavurage	18
Figure 13 : Diagramme d'ISHIKWA	19
Figure 14 : Méthode des 5 pourquoi.....	19
Figure 15 : Diagramme bête a corne	22
Figure 16 : Les interacteurs du système	23
Figure 17 : Le diagramme FAST	24
Figure 18 : Le diagramme SADT.....	25
Figure 19 : processus de sélection de concept.....	28
Figure 20 : Vue d'ensemble du système NE_9594.....	32
Figure 21 : Exemple de convoyeur à bande modulaire	35
Figure 22 : Diagramme du corps libre	38
Figure 23 : Obtention des moments de flexion dans chaque plan	40
Figure 24 : Clavette	42
Figure 25 : Cotations techniques de la clavette en montage	42
Figure 26 : Constituants des roulements à bille	43
Figure 27 : Le circuit hydraulique de système de nettoyage.....	46
Figure 28 : Schéma 2D de l'installation.....	47
Figure 29 : Graphe de point de fonctionnement de la pompe.....	50
Figure 30 : Mécanisme de dégagement des copeaux.....	51
Figure 31 : Schéma cinématique du système « Moteur-Réducteur-Brosse ».....	52
Figure 32 : Caractéristique géométrique d'un engrenage.....	52
Figure 33 : Buse à fonte	55
Figure 34 : Ressort cylindrique de compression.....	56
Figure 35 : Vue globale de système de transmission des disques	59
Figure 36 : Vue globale de système de nettoyage	60
Figure 37 : Vue globale de la machine d'ébavurage	61
Figure 38 : support convoyeur.....	61
Figure 39 : Section profilée en C	62
Figure 40 : Diagramme des efforts tranchants et des moments fléchissant.....	64
Figure 41 : Structure d'un système automatisé.....	69
Figure 42 : Automate programmable industriel SIEMENS	71
Figure 43 : GRAFCET du fonctionnement de la machine	72
Figure 44 : Schéma des connexions « LADDER ».....	72
Figure 45 : Schéma des connexions « logigramme ».....	73

Liste des tableaux

<i>Tableau 1 : Fiche technique de la SMFN</i>	<i>11</i>
<i>Tableau 2 : Le QQQQC</i>	<i>17</i>
<i>Tableau 3 : La matrice morphologique.....</i>	<i>26</i>
<i>Tableau 4 : Les combinaisons possibles des concepts</i>	<i>27</i>
<i>Tableau 5 : Le concept screening</i>	<i>29</i>
<i>Tableau 6 : La matrice de pondération.....</i>	<i>29</i>
<i>Tableau 7 : L'échelle d'évaluation</i>	<i>30</i>
<i>Tableau 8 : Le concept scoring</i>	<i>30</i>
<i>Tableau 9 : Facteur de charge du code ASME</i>	<i>41</i>
<i>Tableau 10 : Propriétés de l'INOX FERRITIQUE</i>	<i>41</i>
<i>Tableau 11 : Table des tolérances</i>	<i>42</i>
<i>Tableau 12 : dimensions techniques de la clavette en (mm)</i>	<i>43</i>
<i>Tableau 13 : Les caractéristique de la pompe</i>	<i>47</i>
<i>Tableau 14 : Table récapitulatif des résultats.....</i>	<i>49</i>
<i>Tableau 15 : La valeur de k en fonction du procédé de fabrication, la finition et les efforts transmis dans l'application</i>	<i>53</i>
<i>Tableau 16 : Table des modules normalisé.....</i>	<i>53</i>
<i>Tableau 17 : Table des caractéristiques des deux roues dentées.....</i>	<i>54</i>
<i>Tableau 18 : Table des diamètres des fils usuels fabriqués par AMIC (en mm).....</i>	<i>57</i>
<i>Tableau 19 : Les composants du système de transmission des disques</i>	<i>59</i>
<i>Tableau 20 : Les composants de système de nettoyage.....</i>	<i>60</i>
<i>Tableau 21 : Les composants de système de Coaxialité</i>	<i>61</i>
<i>Tableau 22 : Versions de l'automate LOGO.....</i>	<i>70</i>

Abréviations

AF : Analyse fonctionnelle

MRP : Méthodologie de Résolution des Problèmes

FAST : Fonction Analysis System Technique

SADT : Structured Analysis and Design Technique

CATIA : Computer Aided Three-dimensional Interactive Application

GRAFCET : Graphe Fonctionnel de Commande des Etapes et Transitions

FMI : Floquet Monopole Industriel

SMFN : Société Marocaine des Fonderies du Nord

Introduction générale

Nous avons effectué notre PFE au sein de la Société Marocaine des Fonderies du Nord et dont le rapport est le présent. À fin de diversifier nos connaissances du milieu professionnel, et parfaire notre formation en conception et développement des produits, nous sommes dirigés vers un projet en conception.

L'objectif principal de la mission était la Conception et le Dimensionnement d'une machine de nettoyage des copeaux d'usinage ; en effet, les disques usinés ont besoin d'être nettoyés après les opérations d'enlèvement de matière. Pour réaliser cette tâche la société dispose d'un ancien système qui est manuel, utilisant une ancienne technologie ; ce système n'est plus satisfaisant vu sa cadence faible de récupération de l'huile de coupe et l'impact sur le milieu de travail.

La deuxième partie de notre travail concerne la conception d'un sous-système pour la machine d'ébavurage sachant que le système actuel souffre d'une mauvaise précision qui impacte négativement la qualité des pièces produites. Cette dégradation de la qualité est due à l'absence d'un sous-système qui garantit la coaxialité entre la machine et le disque. Ce qui a obligé Les responsables de la mettre hors service et de la remplacer par une perceuse à colonne.

Le présent rapport est organisé comme suite :

Nous commencerons tout d'abord par une présentation de la société d'accueil dans laquelle nous avons effectué le stage. Puis une présentation de la méthode MRP avec l'ensemble de ces outils comme Le QOQC, 5M et 5 pourquoi pour le but de cibler les causes des problèmes et viser les objectifs.

Le chapitre 2, nous effectuerons une analyse fonctionnelle, cette étude va nous permettre de décrire le système et de cerner les besoins à l'aide d'un ensemble des diagrammes comme Pieuvre, FAST et SADT, afin de pouvoir nous en inspirer lors de notre propre conception. Puis nous entrerons dans le vif du sujet avec l'application de la matrice morphologique afin de générer un ensemble des concepts, ensuite viendra l'étape de sélectionner le concept plus performant tout en appliquerons deux outils de sélection qui sont le concept Screening et Scoring.

Le chapitre 3, cette partie détaillera les différentes étapes de dimensionnement et de conception, Puis nous allons effectuer une vérification par une analyse mécanique, le but étant de vérifier l'aptitude d'une structure à remplir sa fonction.

Le chapitre 4 sera consacré à l'automatisation de notre propre solution, cette partie détaillera les différents critères du choix d'un automate. Puis nous allons choisir l'automate tout en respectant l'ergonomie du système. Par la suite nous allons programmer l'automate.

Finalement, ce rapport sera clôturé par une conclusion et des perspectives pour ce travail.

CHAPITRE I : PRESENTATION DE LA S.M.F.N – PRESENTATION DU PROJET

- Généralité de la société SMFN
- Produits à fabriquer
- Processus de fabrication
- Contexte général du projet
- Problématique et cahier de charge

I. Généralités et historique, fiche technique, organigramme et organisation technique de la SMFN

1. Généralités et historique de la SMFN

FLOQUET MONOPOLE, se situe dans le quartier industriel Sidi Brahim, lot 59, rue 812 Fès, Maroc. Elle a été créée en 1981 sous le nom de la Société Marocaine du Fonderie du nord (SMFN). C'est une société de fabrication par moulage, usinage et de vente des pistons et les disques de frein.

Floquet Monopole (FM) est une société française qui fait partie du groupe Dana Américaine a été évaluée et jugée conforme aux exigences de la norme ISO 9001 version 2000 et la norme ISO TS/16949 ce qui montre son intégration à l'échelle mondiale. Il s'agit de la plus grande fonderie d'Afrique et du Moyen Orient. C'est est une société anonyme dont le capital est de 21.800.000 DHS, qui réalise un chiffre d'affaires de plus de 80 millions DHS par an.

FLOQUET MONOPOLE est une grande société qui exporte ses produits vers l'Europe, ainsi qu'à plusieurs pays à travers le monde entier, En effet, elle produit pour des clients tels que PERFECT CIRCLE, Distribution Europe (PCDE), FAURICIA, Renault Maroc, Citroën..., de ce fait, elle doit suivre l'évolution de la technologie en améliorant ses moyens de production, de contrôle et d'exportation.



Figure 1 : Carte de site d'implantation de FLOQUET MONOPOLE

2. Fiche technique

Le tableau suivant collecte tous les informations légale et financière de la Société Marocaine des Fonderies du Nord :

Tableau 1 : Fiche technique de la SMFN

Dénomination	Société Marocaine des Fonderies du Nord (SMFN)
Forme juridique	Société Anonyme (SA)
Licence	Floquet Monopole
Siège social	Quartier Industriel Sidi Brahim, Lot 59, Rue 812 Fès-MAROC
Certification	ISO 9001 V 2000, ISO TS 16949
Capital social	33.5 Millions de DHS
Date de création	1981
Objet social	Fabrication par moulage, usinage et vente des axes en acier, des chemises, des pistons et des disques de frein
Tél	0535 64 28 69
Surface	11600 M ² dont 6000 M ² couverts 55, dont 10 cadres supérieurs et techniciens
Effectif du personnel employé	

3. Organisation de la SMFN

La Société Marocaine de Fonderie de Nord est divisée en plusieurs services dont chacun rempli des tâches bien précises et l'ensemble contribue à optimiser les conditions de production et la qualité du produit.

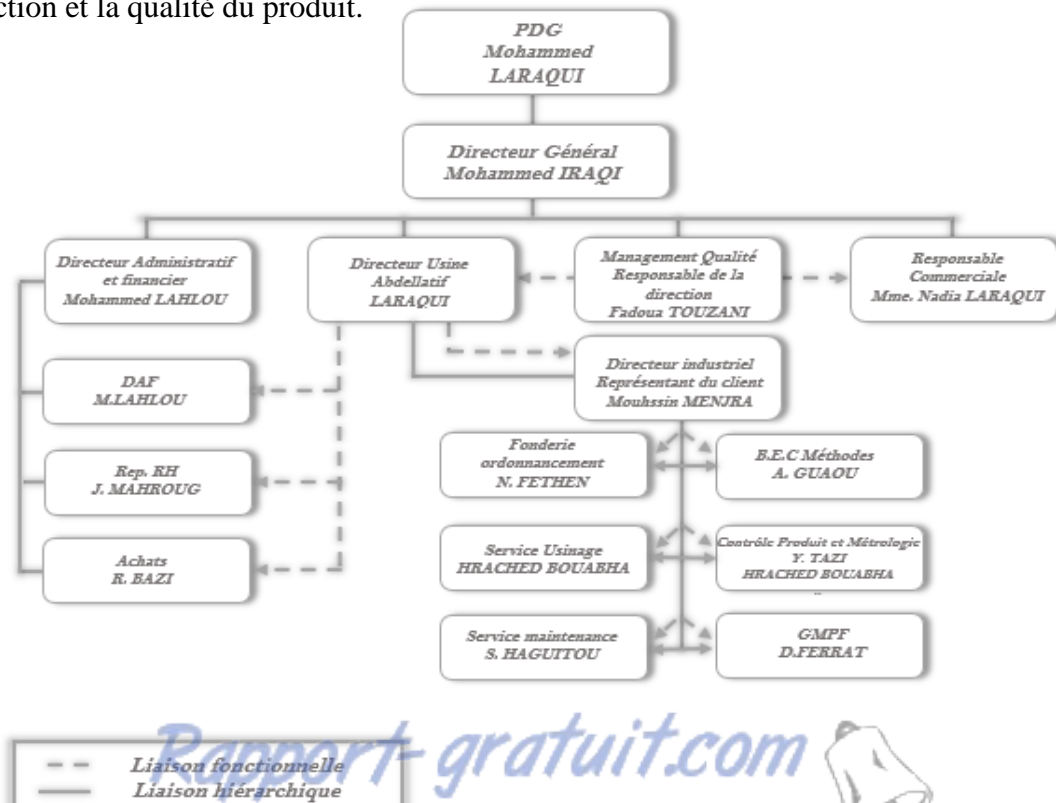


Figure 2 : Organigramme du Floquet Monopole Industrielle

4. Organisation technique de la SMFN

La SMFN est constituée de plusieurs services qui assurent le bon déroulement des procédés de fabrication et de contrôle. Parmi ces services on trouve :

Le bureau de Méthodes : consiste à étudier et à préparer la fabrication, donc à prévoir, préparer, lancer puis superviser le processus d'usinage permettant de réaliser des pièces conformes au cahier des programmes de production donné, dans un contexte technique, humain et financier déterminé.

Le bureau d'étude et de développements : sert à étudier un mécanisme, à concevoir le fonctionnement, choisir les matériaux constitutifs, préciser les formes, les dimensions et l'agencement en vue de la fabrication. Cette étude se concrétise par l'exécution de dessins accompagnés de spécifications précises ne laissant place à aucune ambiguïté.

Le service fonderie : est responsable de la production fonderie tant au niveau de la qualité, que de la quantité, il est chargé de faire respecter les procédures et les règles de sécurité dans le travail « hors service ».

Le service maintenance : comporte une maintenance préventive qui est effectuée selon des critères prédéterminés, dans l'intention de réduire les problèmes techniques éventuels, et une maintenance corrective qui est effectuée après défaillance, ainsi qu'une maintenance systématique qui a pour fonction de remédier sur-le-champ.

Le service qualité : C'est un service qui assure le bon fonctionnement grâce à ses caractéristiques qui lui donnent l'aptitude à satisfaire des besoins exprimés et implicites. Ces besoins peuvent évoluer avec le temps, ceci implique la révision périodique des exigences pour la qualité. Les besoins peuvent inclure, par exemple, des aspects de performances, de facilité d'emploi, de sûreté de fonctionnement, de sécurité, des aspects économiques et esthétiques.

Le service contrôle : Ce service a pour rôle de contrôler, l'action de mesurer, d'examiner, d'essayer, de passer au calibre une ou plusieurs caractéristiques d'un produit ou d'un service et de les comparer aux exigences spécifiées en vue d'établir leur conformité.

Le service ordonnancement : C'est un service qui s'occupe du positionnement réel dans le temps, des dates de début et de la fin des opérations (ou groupes d'opérations) afin de tenir les détails de fabrication. Ces états sont utilisés lors du lancement.

Le service ressources humaines : Il occupe une grande importance au sein de la société SMFN, il est chargé de toutes les fonctions administratives et professionnelles de l'ensemble du personnel de l'usine.

L'atelier mécanique : Il est chargé de réaliser les pièces unitaires d'après les dessins de définition que le BED et le BM fournissent et aussi les pièces demandées par le service maintenance.

II. Généralité sur les disques de frein et le processus d'usinage

1. Définition

Le système de freinage est un système permettant de ralentir, voire d'immobiliser, les pièces en mouvement d'une machine ou un véhicule en cours de déplacement.

Son fonctionnement repose sur la dissipation de l'énergie cinétique du véhicule en énergie thermique. Le frein est un système d'absorption de chaleur, son efficacité est liée à la capacité de ses constituants d'absorber la chaleur et d'y résister.

Les freins constituent un organe de sécurité important sur les véhicules, ils permettent de réguler la vitesse, et de s'arrêter.

Les essentiels composants sont : les freins à disque et les freins à tambour.

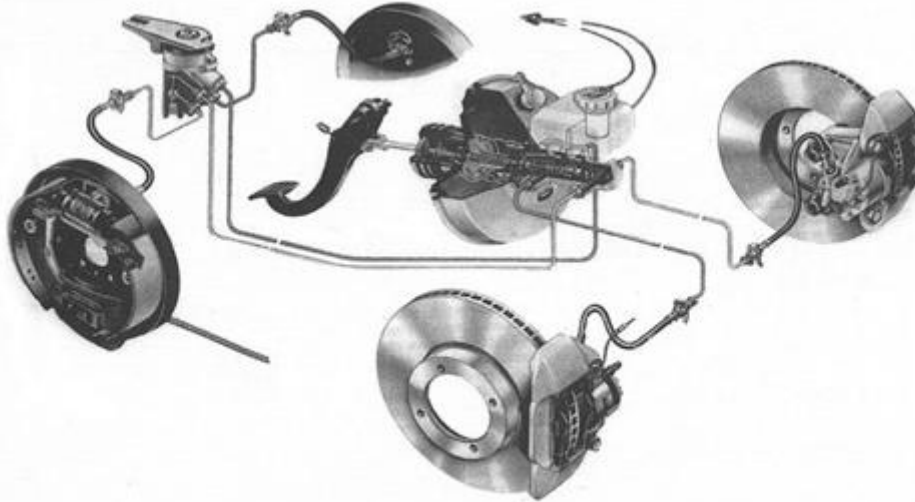


Figure 3 : Système de freinage

2. Les freins disques

Le frein à disque est un système de freinage performant pour les véhicules munis de roues en contact avec le sol : automobile, avion, train, etc. et pour diverses machines. Ce système transforme l'énergie cinétique du véhicule en chaleur.

Le frein à disque (Figure 4) est composé de :

- Un disque généralement en fonte lié à la roue par l'intermédiaire du moyeu et qui lui est intérieur.
- Deux plaquettes de part et d'autre du disque, composées chacune d'une garniture en matériau.
- Un étrier en acier, solidaire de l'essieu qui supporte les plaquettes en forme de chape.
- Un piston hydraulique dans le cas d'un étrier flottant ou coulissant ou deux pistons dans le cas d'un étrier fixe posés contre les supports des plaquettes.

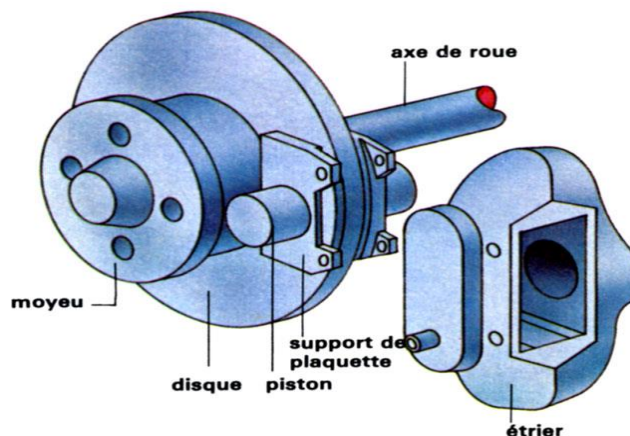


Figure 4 : Les différents composants d'un frein disque

3. Description d'un disque

Le disque est constitué d'un anneau plein avec deux pistes de frottement, d'un bol qui est fixé sur le moyeu et sur lequel est fixée la jante, d'un raccordement entre les pistes et le bol. Les pistes de frottement sont dites extérieures quand elles se situent du côté de la jante et intérieures quand elles se situent du côté de l'essieu.

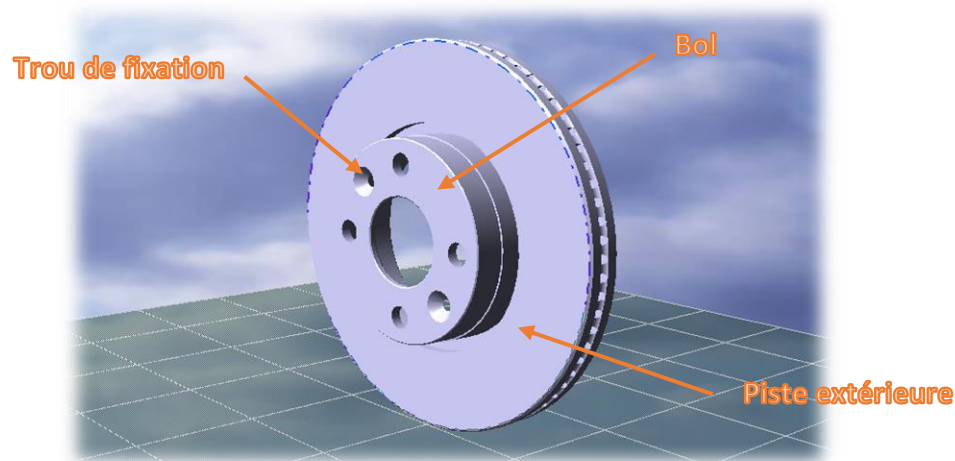


Figure 5 : Frein disque

4. Différences entre disque plein et disque ventilé

Il existe deux types de disque : les disques pleins et les disques ventilés

- Les disques pleins, de géométrie simple et donc de fabrication simple, sont généralement placés sur l'essieu arrière de la voiture. Ils se composent tout simplement d'une couronne pleine reliée à un "bol" qui est fixé sur le moyeu de la voiture
- Les disques ventilés, de géométrie plus complexe, sont apparus plus tardivement. Composés de deux couronnes appelées « flasques » séparées par des ailettes, ils refroidissent mieux que les disques pleins grâce à la ventilation entre les ailettes qui, en plus, favorisent le transfert thermique par convection en augmentant les surfaces d'échange. Le disque ventilé comporte plus de matière que le disque plein, sa capacité d'absorption calorifique est donc meilleure.

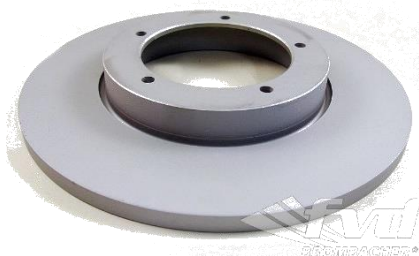


Figure 6 : disque plein



Figure 7 : disque ventilé

5. Processus d'usinage

Due au développement continue de l'entreprise SMFN « FLOQUET MONOPOLE », la société a réussi de changer l'orientation de fabrication des pistons vers des disques de freins de hautes qualités pour répondre aux besoins excessifs du marché.

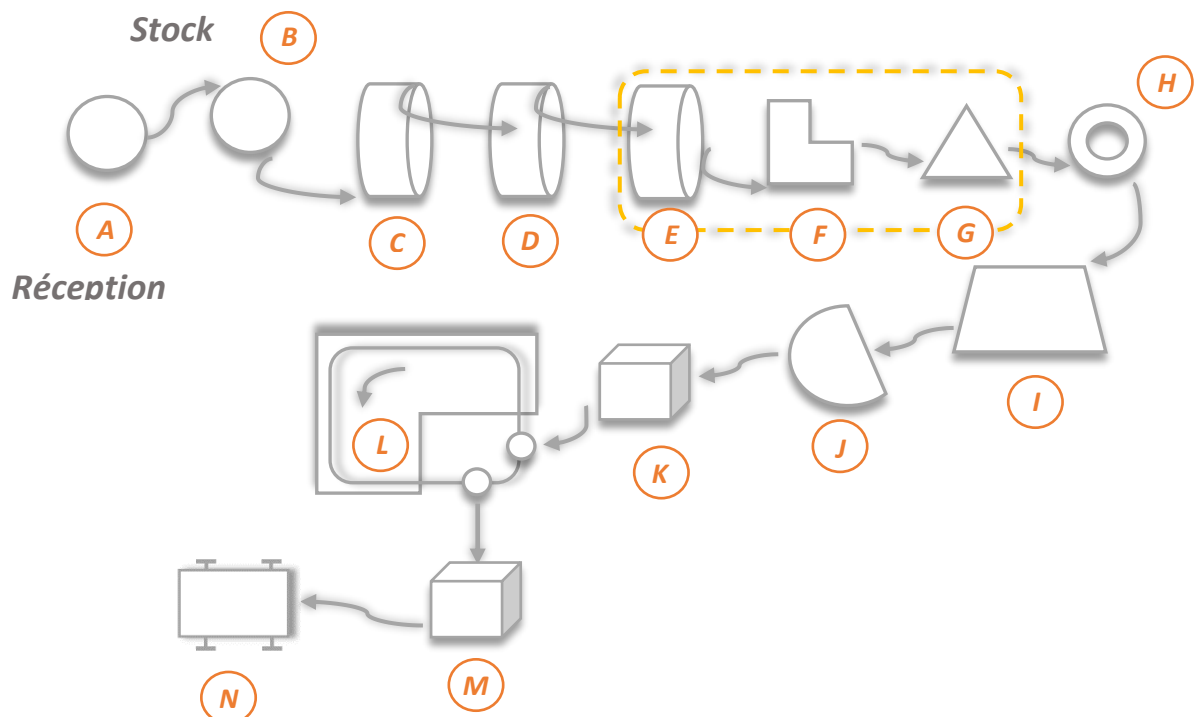
Le processus de fabrication est le suivant :

- **OP1** : Réception disques brutes : Machines M4, M7, M5, M8 : tour CNC (broche horizontale).
- **OP2/OP3** : Chanfreinage et dressage des deux faces de disques.
- **OP4** : Alésage et centrage (finition) : Machine M10 : perceuse
- **OP5** : Perçage 4 trous-perçage.
- **OP6** : Ebavurage : Machine M11 : ébavureuse
- **OP7** : Lavage : Machine M12 : machine à laver
- **OP8** : Equilibrage de disque : Machine M13 : équilibreuse
- **OP9** : Fissuration contrôle finale dimensionnel
- **OP10** : Contrôle visuel
- **OP11** : protection : Machine M4 : station protection peinture

6. Le graphique de circulation

Ce graphique a pour objectif de présenter sur un plan graphique les différents flux par couleurs variées, ce qui permettra de visualiser :

- La complexité des flux
- La logique de l'implantation
- Les lieux de stockage



C, D, E	F	G	H	I	J	K, M	L
Tournage	Perçage	Nettoyage	Ébavurage	Lavage	Équilibrage	Contrôle	Peinture

III. Démarche MRP « méthodologie de résolution du problème »

On sait aujourd'hui qu'un projet d'entreprise ne se traite pas sans un minimum de précautions.

Avant de se lancer, il faut en effet procéder à un travail de préparation conséquent pour préciser concrètement les objectifs, mettre en place une organisation efficace, s'assurer de la disponibilité des compétences et vérifier la faisabilité. D'où la nécessité de disposer d'instruments sous la forme de modèles, de méthodes et de technologies associées, pour assister les directions et équipes de projet à réduire la complexité et faire face aux incertitudes

Dans cette optique et étant donnés l'enjeu et l'importance de la démarche MRP, cette partie se veut particulièrement explicatif, dans un premier temps, de la MRP ensuite de la démarche acheminée à la fin vers une position des problèmes, sujets de notre projet de fin d'études.

L'objectif de la MRP « Méthodologie de résolution des problèmes » est de résoudre un problème chronique et complexe de manière efficiente en mettant en exergue les causes racines et non pas les symptômes du phénomène avec le moins de ressources et du temps possible, tout en respectant une démarche logique et structurée composée de 7 étapes qui sont :

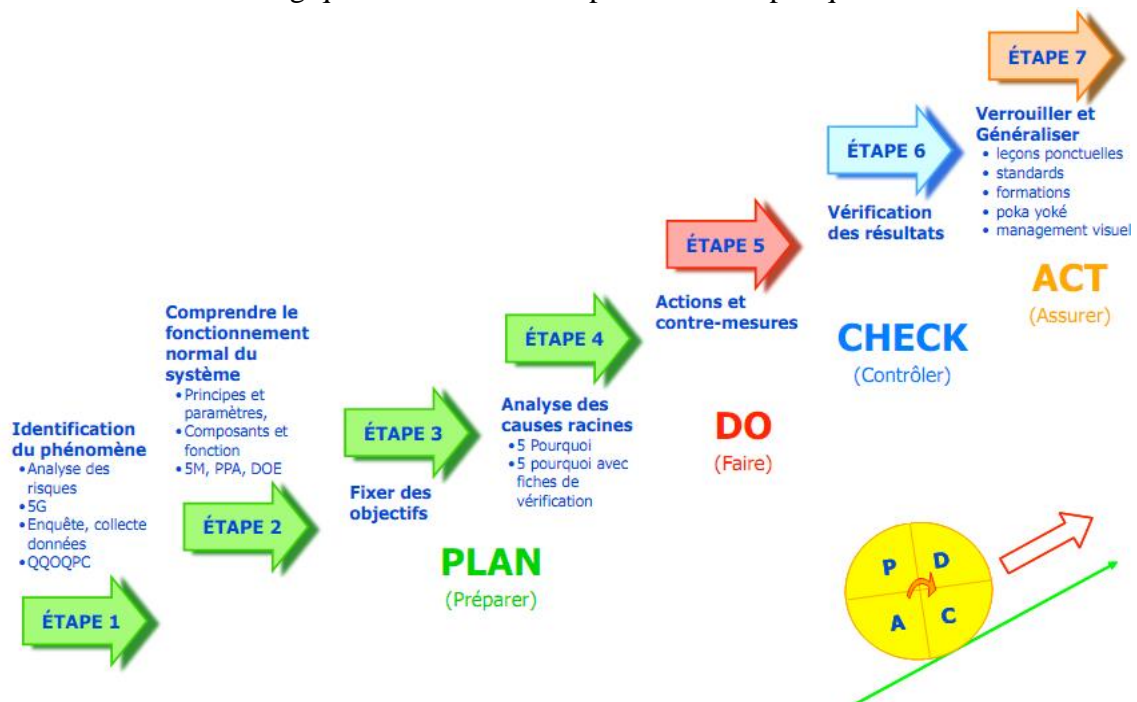


Figure 8 : Méthodologie de résolution du problème

1. Identification du problème

1.1. Définir le problème « Le QQOQC »

Cette étape consiste à définir et à quantifier la situation de départ. Pour ce faire, nous disposons d'un outil, le QQOQC. Avant de se lancer dans la résolution, il faut absolument poser clairement le problème, identifier les informations importantes, les acteurs concernés, etc.

Tableau 2 : Le QQQQC

	QQQQC
Qui ?	Équipe de maintenance. Opérateur de la machine.
Quoi ?	Problème de nettoyage et d'ébavurage des disques de frein.
Où ?	Après l'opération de perçage et pendant l'opération d'ébavurage.
Comment ?	L'opérateur a deux tâches après l'opération de perçage, Il doit poser le disque dans un bassin pour nettoyer les copeaux, puis il doit le poser sur le convoyeur qui ramène le disque vers l'opération de l'ébavurage, ces deux tâches rendent le milieu sale et bitumeux. En plus l'opération d'ébavurage représente pour le service un grand problème, car l'opérateur doit effectuer l'ébavurage pour chaque trou indépendamment de l'autre, c'est pour cette raison ils ont acheté une machine qui permet d'effectuer cette opération sur l'ensemble des trous en même temps, mais ils n'ont pas exploité pour la raison que cette machine n'a pas un système qui permet d'assurer la coaxialité entre le l'axe centrale du disque et l'axe de la machine.
Quand ?	Depuis l'implantation des lignes jusqu'à maintenant.

1.2. Situation existante

Après une semaine d'observations et d'analyse nous avons ciblé deux mécanismes qui représentent pour la chaîne de productions un problème majeur qui nécessite une intervention immédiate.

Le premier mécanisme est un système de nettoyage des disques, le principe de fonctionnement de ce dernier est basé sur un bassin qui coïncide avec la hauteur de la machine de perçage et qui est lié à un sous-système qui assure le dégagement des copeaux, ce dernier dispose d'un réservoir équipé d'une grille pour le filtrage et un autre mécanisme qui permet le nettoyage de la grille grâce à un mouvement de translation de râtelier assuré par une chenille. Mais ce qui cloche pour ce système c'est qu'il ne garantit pas une bonne efficacité de filtrage, ainsi l'influence néfaste sur le milieu, le dégagement des copeaux le rend mouillé, et l'espace vaste qui l'occupe, sans oublier bien sûr un gaspillage d'une quantité très importante des huiles de coupe, et finalement l'inconvénient de l'intervention manuelle de l'opérateur après le perçage.



Figure 9 : Bassin de nettoyage des disques



Figure 10 : Système de filtrage

Deuxième système est une perceuse à colonne pour l'ébavurage, son principe de fonctionnement est d'enlever les bavures d'usinage, de décaper et nettoyer les surfaces et les orifices de disque, la tête rotative est équipée d'un outil est entraînée en rotation par un moteur électrique, grâce à son bras articulé monté sur palier avec équilibrage de poids, la machine se manipule aisément et sans effort, pour actionner le bras il suffit que l'opérateur applique une légère pression de haut en bas, les arrêts des orifices sont alors ébavurés et présentent un aspect fini net, Mais cette opération représente pour le service de production un problème car y'a une absence de fluidité lors de cette opération, en d'autre terme l'opérateur doit effectuer l'ébavurage pour chaque trou indépendamment de l'autre.

A cause de ces problèmes l'entreprise a acheté une machine qui permet d'effectuer cette opération sur l'ensemble des trous en même temps, mais il est hors service pour la raison que cette machine ne possède pas un sous-système qui permet d'assurer la coaxialité entre l'axe centrale du disque et l'axe de la machine, c'est-à-dire de partager le même centre sans avoir nécessairement le même diamètre « contrainte type de disque ».



Figure 11 : Perceuse à colonne pour ébavurage



Figure 12 : Machine d'ébavurage

1.3. Analyse des causes racines

1.3.1 Application de la méthode des 5M

Nous allons procéder à la méthode des 5M qui nous a donné une idée globale sur les causes racines du problème.

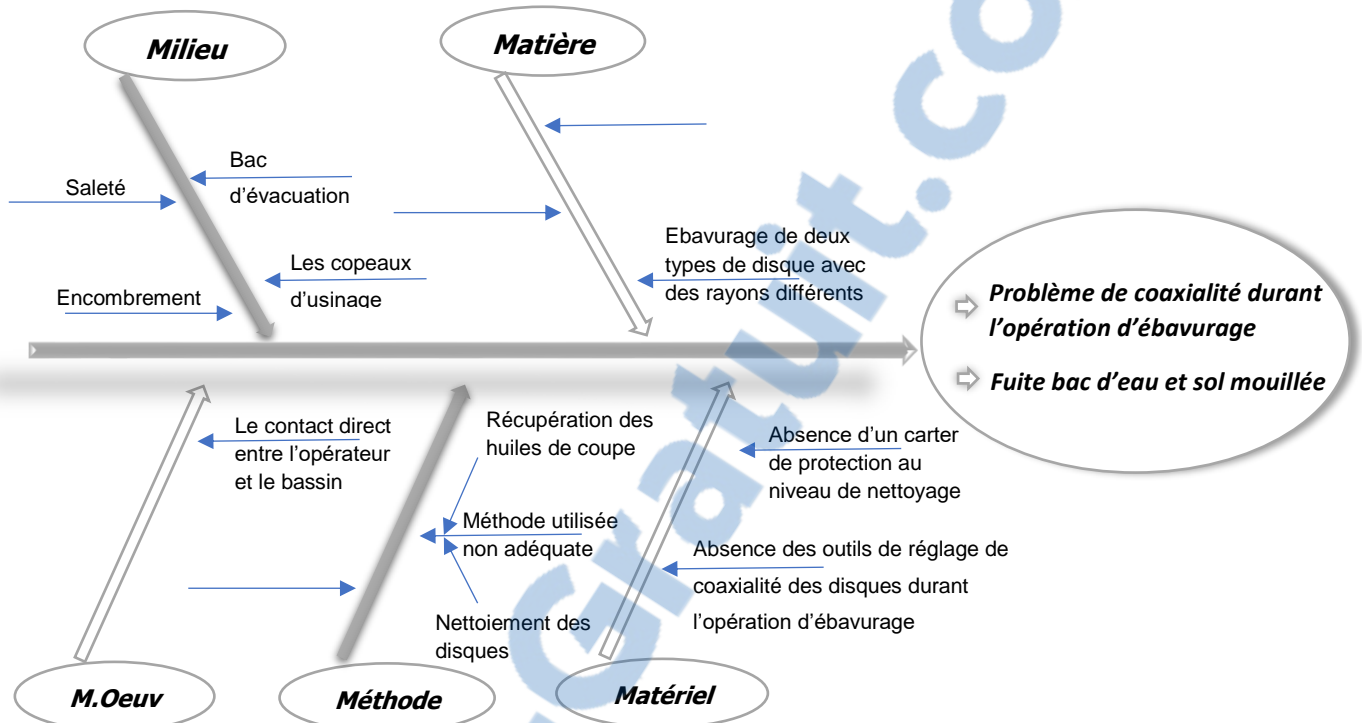


Figure 13 : Diagramme d'ISHIKWA

Pour bien clarifier les causes racines de ce problème nous sommes basés sur la méthode des cinq « pourquoi ? ».

1.3.2 Application de la démarche des cinq pourquoi

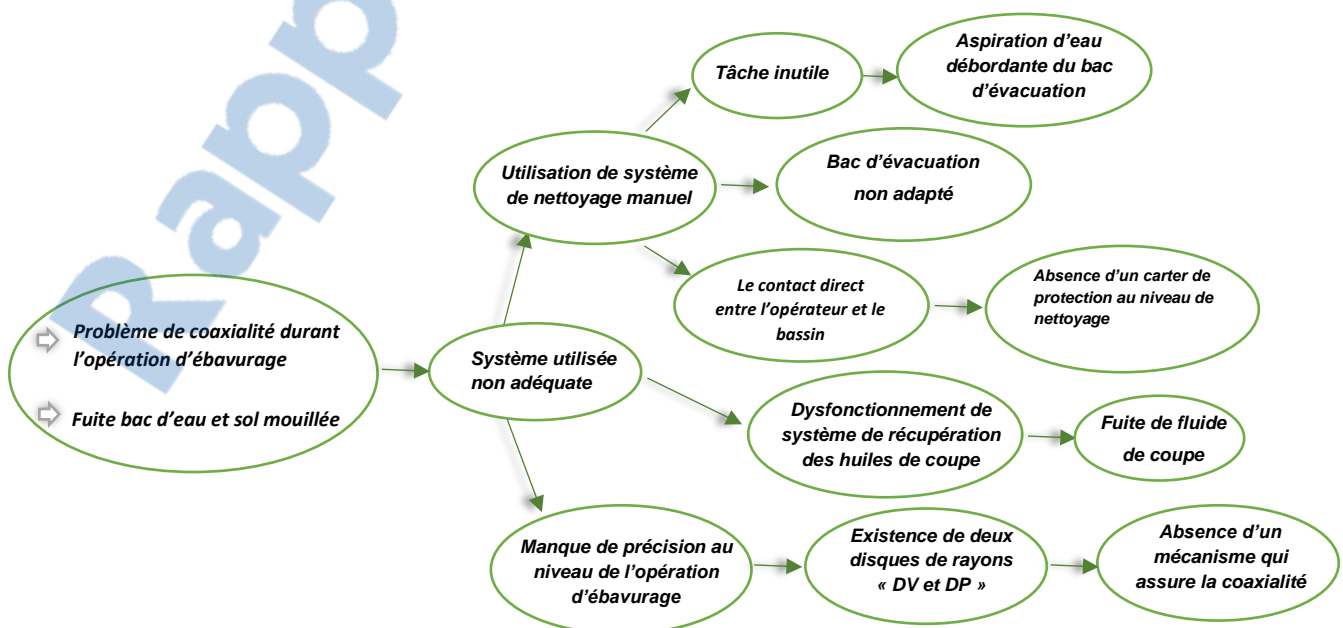


Figure 14 : Méthode des 5 pourquoi

A partir de cette analyse on remarque que les causes racines de ces problèmes sont les Suivantes :

- Absence d'un mécanisme qui assure la coaxialité entre l'axe de la machine et l'axe du disque.
- Absence d'un carter de protection au niveau de nettoyage.
- Bac d'évacuation non adopté.
- Fuite de fluide de coupe.

1.4. Définition des objectifs

Deux problématiques ont été constatées, l'une concernant le nettoyage des disques et l'autre concernant l'absence d'un sous-système qui rend la machine d'ébavurage capable d'effectuer l'opération sans contrainte de type de disque, sans oublier bien sûr que ces deux tâches sont successives, pour cette raison y' a une nécessité de proposer une nouvelle conception qui Soit à la fois simple et faisable tout en se basant sur les données disponibles et les différentes contraintes existantes.

2. Contraintes à respecter

Le choix de la solution se fait suivant des principes techniques en fonction des différentes contraintes que doit respecter le concept :

- Les deux concepts proposés doivent être simple et réalisable.
- Prendre en considération (cout, forme, ergonomie, localisation, sécurité environnementales).
- L'étude, la conception et le rapport de validation doivent être terminées à la fin de stage.

IV. Conclusion

L'étude de la problématique dans ce chapitre nous a permis d'une part, de relever les principales défaillances fonctionnelles et techniques. Au niveau de la machine de nettoyage nous avons cibler trois problématiques majeurs qui sont l'absence d'un carter de protection, le bac d'évacuation inadéquat et le fuite de fluide de coupe. Au niveau de la machine d'ébavurage y a une seule difficulté qu'il faut résoudre, c'est l'absence d'un mécanisme qui assure la coaxialité entre l'axe centrale du disque et l'axe de la machine.

D'autre part cette étude nous a permis de fixer les objectifs pour la réalisation de la solution concevable qui convient aux exigences en termes des progrès et des performances. Pour remédier aux insuffisances des systèmes actuels. Nous estimons nécessaire de consacrer le chapitre suivant à l'étude conceptuelle et génération des concepts.

CHAPITRE II : DEVELOPPEMENT D'UN NOUVEAU CONCEPT DE NETTOYAGE ET D'EBAVURAGE POUR LES PIECES USINEES

- Analyse fonctionnelle.
- Génération des concepts
- Choix de concept

I. Introduction

Dans ce chapitre nous cherchons en premier lieu à concevoir les solutions technologiques de ce projet et de définir les idées qui peuvent répondre aux exigences du cahier de charges. Le choix est guidé par l'analyse fonctionnelle technique et tient compte de nombreux critères d'évaluation.

En deuxième lieu, nous allons détailler le processus de génération et choix de concept. Ensuite, nous allons faire une présentation détaillée du concept retenu.

II. Analyse fonctionnelle

1. Définition « Norme AFNOR NF X 50-151 »

L'analyse fonctionnelle « AF » est une démarche qui consiste à rechercher, ordonner, caractériser, hiérarchiser et/ou valoriser les fonctions du produit attendu par l'utilisateur.

1.1. Objectifs

L'analyse fonctionnelle est une étape essentielle afin de concevoir un produit au meilleur coût et au meilleur niveau de qualité requis. Elle est la donnée d'entrée de plusieurs outils de conception :

- Cahier des charges fonctionnel
- Dossier de consultation
- Analyse de la valeur

1.2. Quand l'utiliser ?

Lorsqu'on parle d'analyse fonctionnelle, il faut différencier de l'AF externe et l'AF interne. Ces deux analyses sont complémentaires, elles sont utilisées à des moments et avec de buts différents :

- La première est indépendante de toute solution et permet d'exprimer exhaustivement le besoin du client
- La deuxième porte sur une solution afin de déterminer les fonctions techniques des différents composants

2. Analyse fonctionnelle du besoin « AF externe »

2.1. Nom du système

Le système qu'on va proposer doit porter un identifiant, c'est pour cette raison on l'affecte celui la **NE_9594**

2.2. Expression du besoin

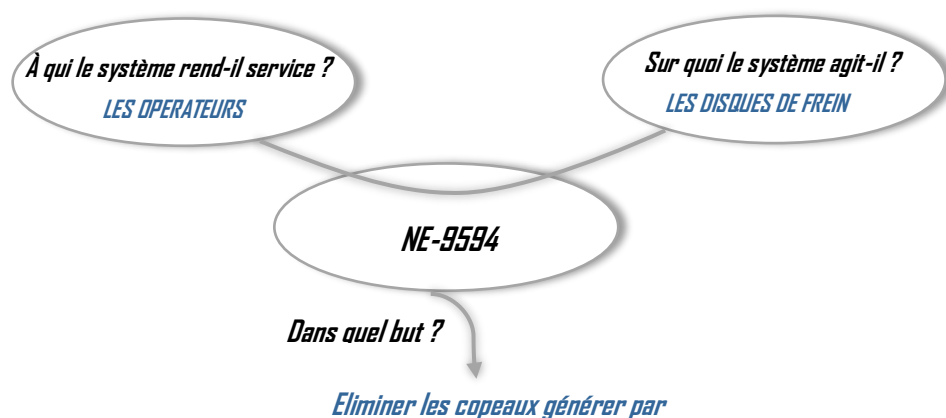


Figure 15 : Diagramme tête à queue

2.3. Validation du besoin

La validation du besoin se fait en répondant aux questions suivantes :

- ✓ Pourquoi ce besoin existe-il ?

Nécessité d'avoir un système qui assure le nettoyage des disques d'une façon automatisée.

- ✓ Qu'est-ce qui pourrait le faire évoluer ?

Un système de nettoyage automatisé après l'opération de perçage.

Optimiser la machine d'ébavurage par un sous-système qui résout le problème de coaxialité.

- ✓ Existe-t-il un risque de le voir évoluer ?

Tous les systèmes proposés seront avec une conception la plus simple et fiable possible

2.4. Descripteur d'analyse fonctionnelle du besoin « Diagramme du Pieuvre »

a- Identification des éléments du milieu extérieur

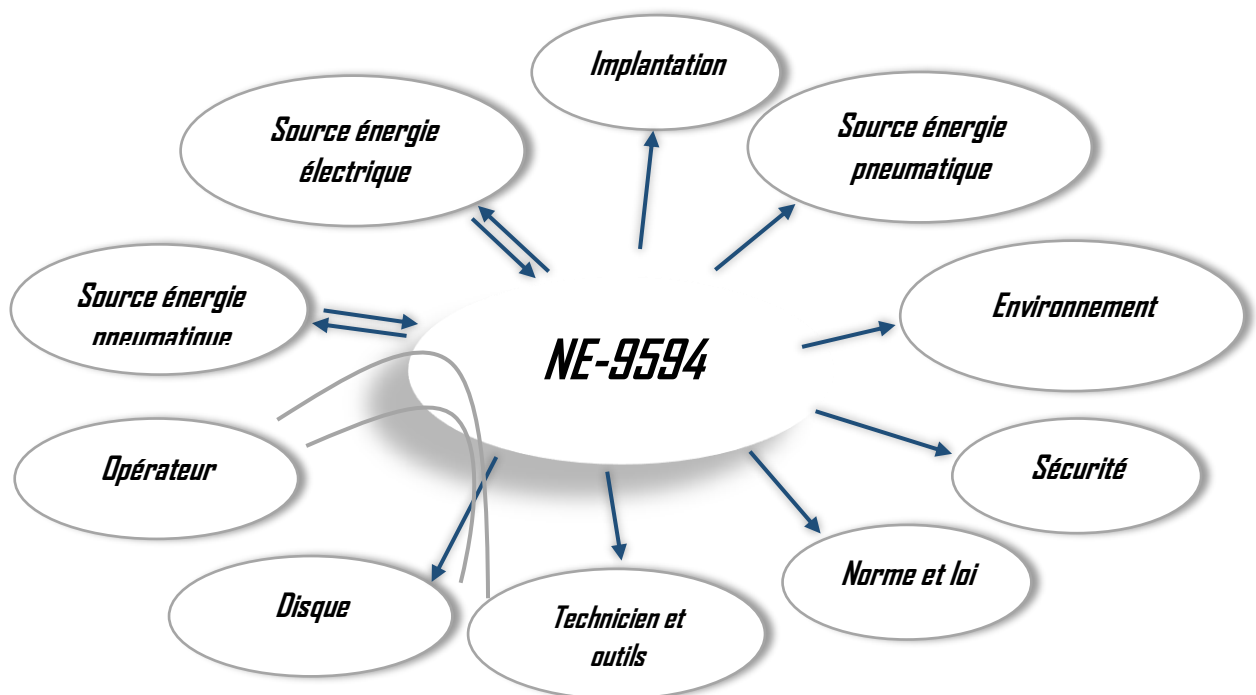


Figure 16 : Les interacteurs du système

b- Les fonctions des contraintes

Les fonctions	Description
FC1	Ne pas influencer sur la production
FC2	Assurer le nettoyage et l'ébavurage de disque
FC3	Garantir la propreté du milieu et s'intègre dans l'environnement d'utilisation
FC4	Utiliser la source d'alimentation disponible
FC5	Assurer le pompage de liquide dans la machine
FC6	Assurer le fonctionnement des équipements pneumatique de la machine
FC7	Faciliter l'entretien du système
FC8	Simplicité d'utilisation

c- Les fonctions principales

<i>Les fonctions</i>	<i>Description</i>
FP1	Nettoyer les disques sans intervention d'opérateur
FP2	Permettre à l'opérateur d'ébavurer les disques de différent type avec précision
FP3	Assurer la sécurité de l'opérateur

d- Les fonctionnes des normes

<i>Les fonctions</i>	<i>Description</i>
FN1	Ne pas engendrer des risques mécaniques
FN2	Etre sécuritaire « bouton d'arrêt d'urgence »
FN3	Respecter les normes et règlements

3. Analyse fonctionnelle interne

3.1. Diagramme FAST

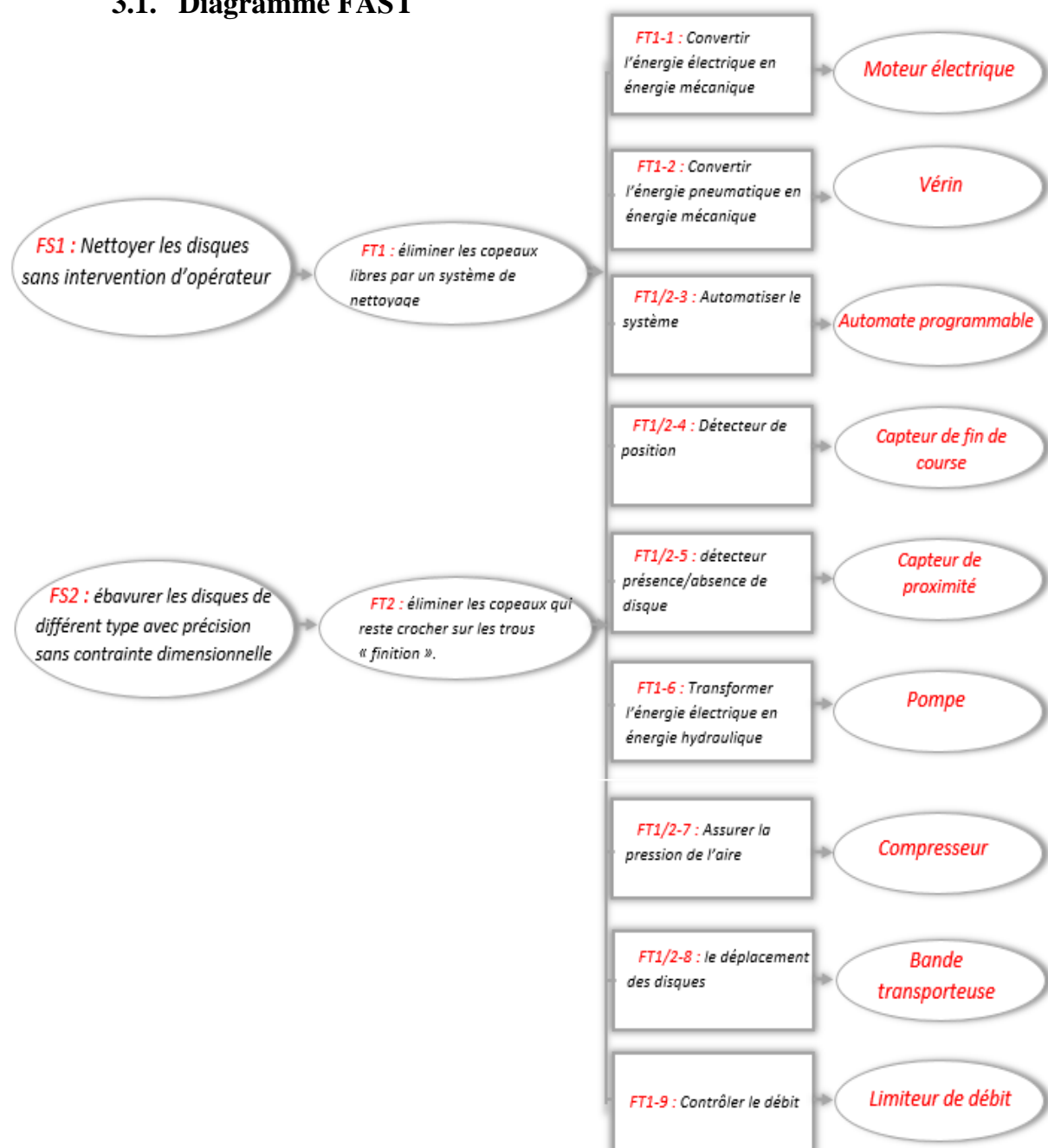


Figure 17 : Le diagramme FAST

3.2. Diagramme SADT

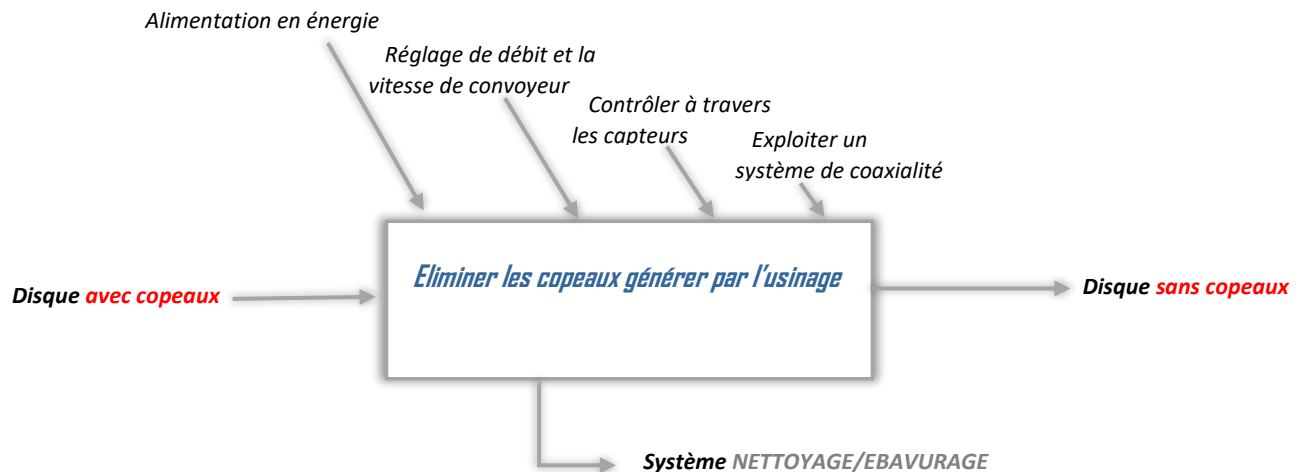


Figure 18 : Le diagramme SADT

4. Cahier des charges

- Réalisation d'un nouveau système de nettoyage automatisé.
- Réalisation d'un sous-système de coaxialité pour la machine d'ébavurage, tout en gardant sa structure initiale.
- Respecter les critères et les normes mentionnés au niveau de l'analyse fonctionnelle.
- Respecter les conditions de sécurité pour les opérateurs.

Les spécifications techniques :

- Les deux systèmes doivent s'adapter à la cadence de la production « minimum garantir le nettoyage et l'ébavurage de deux disques par minute »
- Les dimensions de système de nettoyage à respecter sont :
 - Longueur 2.5m
 - Largeur à 0.5m
- Les dimensions de système d'ébavurage à respecter sont :
 - Longueur 0.718m
 - Largeur 0.618m

III. Génération et choix de concept

1. Génération de concept

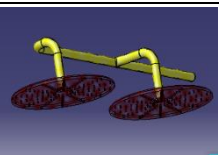

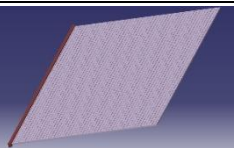
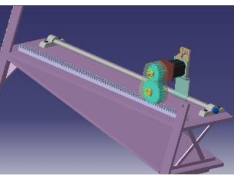
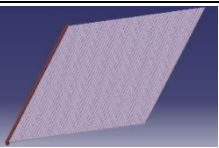
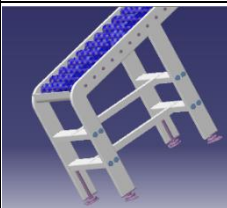


Le processus de génération de concept commence avec un ensemble de besoins et de spécifications techniques et aboutit à un ensemble de concepts de produits à partir desquels y'aura une sélection finale.



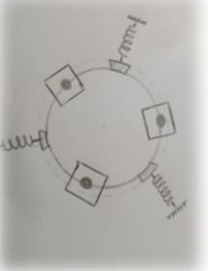
Dans cette partie il faut répondre aux questions suivantes :

- ✓ Est-ce qu'il y'aura des concepts existants ?
- ✓ Quels nouveaux concepts pourraient satisfaire aux besoins et spécifications établis ?
- ✓ Quelles méthodes peuvent être utilisées pour faciliter le processus de génération de concept ?

Pour répondre à ces questions nous avons établi la matrice morphologique. C'est une méthode de réflexion et de conception s'inscrivant dans une approche heuristique et permettant de trouver des idées originales. Elle conduit à combiner des différents concepts afin d'obtenir un aperçu complet du champ des possibles.

Tableau 3 : La matrice morphologique

SYSTEME	SOUS -SYSTEME	FONCTIONS	CONCEPT 1	CONCEPT 2	CONCEPT 3
Système de nettoyage	Nettoieement	Assurer le nettoyage des disques	 Bassin	 Des injecteurs	 Douche
	Filtrage	Filtrage des fluides de coupe et dégagement des copeaux	 Moteur + chenille + Grille + Râteau	 Grille +  Moteur + Réducteur + Glissière +  Brosse	 Grille +  Vérin pneumatique +  Râteau
Système de transmission des disques	Déplacement des disques	Assurer le déplacement des disques de l'opération de perçage vers l'opération d'ébavurage	 Convoyeur à rouleau / inclinée	 Convoyeur automatisé	

Système d'ébavurage	Coaxialité	La coaxialité entre l'axe de disque et celle de la machine	 <p>Mors fixe monobloc</p> <p>+</p> <p>3 Vérins pour le maintien</p> <p>+</p> <p>1 vérin lié à une forme conique</p>	 <p>Mors mobile pneumatique</p>	 <p>3 Ressorts liés à une forme prismatique triangulaire</p> <p>+</p> <p>3 Vérins</p>
---------------------	------------	--	--	--	--

Après avoir déterminé la matrice morphologique on passe vers l'étape suivante qui consiste à combiner tous les éléments de la matrice en les associant de manière ludique c'est-à-dire que le choix ne concerne que les combinaisons réalisables et compatibles.

Tableau 4 : Les combinaisons possibles des concepts

N°	Les combinaisons possibles		
	SYSTEME 1	SYSTEME 2	SYSTEME 3
A	Bassin + Moteur + chenille + Grille + Râteau	Convoyeur à rouleau / inclinée	Mors fixe monobloc + 3 Vérins pour le maintien + 1 vérin lié à une forme conique
B	Bassin + Moteur + chenille + Grille + Râteau	Convoyeur à rouleau / inclinée	Mors mobile pneumatique
C	Bassin + Moteur + chenille + Grille + Râteau	Convoyeur à rouleau / inclinée	3 Ressorts liés à une forme prismatique + 3 Vérins
D	Les injecteurs + Grille + Moteur + Réducteur + Glissière + Brosse	Convoyeur automatisé	Mors fixe monobloc + 3 Vérins pour le maintien + 1 vérin lié à une forme conique
E	Les injecteurs + Grille + Moteur + Réducteur + Glissière + Brosse	Convoyeur automatisé	Mors mobile pneumatique
F	Les injecteurs + Grille + Moteur + Réducteur + Glissière + Brosse	Convoyeur automatisé	3 Ressorts liés à une forme prismatique + 3 Vérins
G	Les injecteurs + Grille + Vérin pneumatique + Râteau	Convoyeur automatisé	Mors fixe monobloc + 3 Vérins pour le maintien + 1 vérin lié à une forme conique

<i>H</i>	Les injecteurs + Grille + Vérin pneumatique + Râteau	Convoyeur automatisé	Mors mobile pneumatique
<i>I</i>	Les injecteurs + Grille + Vérin pneumatique + Râteau	Convoyeur automatisé	3 Ressorts liés à une forme prismatique + 3 Vérins
<i>J</i>	Les douches + Grille + Moteur + Réducteur + Glissière + Brosse	Convoyeur automatisé	Mors fixe monobloc + 3 Vérins pour le maintien +1 vérin lié à une forme conique
<i>K</i>	Les douches + Grille + Moteur + Réducteur + Glissière + Brosse	Convoyeur automatisé	Mors mobile pneumatique
<i>L</i>	Les douches + Grille + Moteur + Réducteur + Glissière + Brosse	Convoyeur automatisé	3 Ressorts liés à une forme prismatique + 3 Vérins
<i>M</i>	Les douches + Grille + Vérin pneumatique + Râteau	Convoyeur automatisé	Mors fixe monobloc + 3 Vérins pour le maintien +1 vérin lié à une forme conique
<i>N</i>	Les douches + Grille + Vérin pneumatique + Râteau	Convoyeur automatisé	Mors mobile pneumatique
<i>O</i>	Les douches + Grille + Vérin pneumatique + Râteau	Convoyeur automatisé	3 Ressorts liés à une forme prismatique + 3 Vérins

Maintenant on dispose de 15 concepts, qu'il faut les évaluer pour cibler la meilleure solution, nous avons appliqué deux filtres screening et scoring qui permettent de choisir un seul concept pour chaque sous-système afin d'obtenir un concept final qui répond avec précision aux exigences.

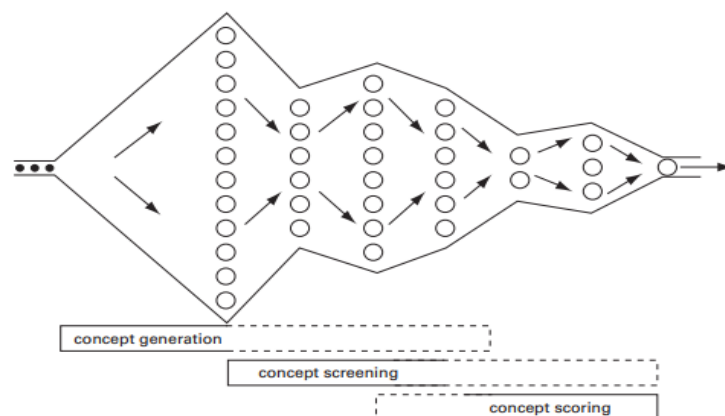


Figure 19 : processus de sélection de concept

2. Sélection de concept

2.1. Concept screening

Le concept screening est basé sur une méthode développée par FEU STUART PUGH dans les années 1980 et souvent appelée sélection de concept de PUGH (PUGH, 1990). L'objectif de cette méthode est de réduire le nombre de concepts rapidement et améliorer les concepts.

Tableau 5 : Le concept screening

Les critères de sélection	LES CONCEPTS														
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O
L'atteinte des objectifs	0	-	0	+	-	+	+	-	+	-	-	-	-	-	-
La satisfaction des besoins	0	-	-	+	-	+	+	-	+	-	-	-	-	-	-
Respect des contraintes	0	-	+	-	-	+	-	-	+	-	-	+	-	-	+
Le cout de mise en œuvre	0	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
Le cout de maintenance	0	-	-	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
La facilité de mise en œuvre	0	+	+	0	0	0	0	0	-	0	0	0	0	0	0
La disponibilité des ressources	0	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
La résistance au changement	0	-	-	-	-	+	-	-	+	-	-	-	-	-	-
Somme des « + »	0	3	4	5	3	7	5	3	7	3	3	4	3	3	4
Somme des « 0 »	8	0	1	1	1	1	1	1	0	1	1	1	1	1	1
Somme des « - »	0	5	3	2	4	0	2	4	1	4	4	3	4	4	3
Résultat	0	-2	1	3	-1	7	3	-1	6	-1	-1	1	-1	-1	1
Rang	0	7	4	3	6	1	3	6	2	6	6	4	6	6	4
Continue ?	Réviser	Non	Oui	Oui	Non	Oui	Oui	Non	Oui	Non	Non	Oui	Non	Non	Oui

Après l'application du premier filtre « concept screening » on voit clairement qu'il y'aura une élimination de 8 concepts qui sont B, D, H, J, K, M et N, puisqu'ils ne répondent pas à certains critères, la preuve c'est les résultats négatifs obtenus. Ceux qui ont les valeurs positives seront maintenus pour le deuxième filtre « concept scoring ».

2.2. Concept scoring

La notion de concept scoring utilise des critères des sélection pondérés et une échelle d'évaluation plus fine.

Les critères de décision non probablement pas toute la même importance c'est pour cela il faut établir une matrice de pondération :

Tableau 6 : La matrice de pondération

Critère	C 1	C 2	C 3	C 4	C 5	C 6	C 7	C 8	Pondération des critère	
Critère 1 par rapport à		0	0	0	0	0	1	1	2	16.66%
Critère 2 par rapport à	0		0	0	0	0	1	1	2	16.66%
Critère 3 par rapport à	0	0		0	0	0	0	1	1	8.33%
Critère 4 par rapport à	0	0	0		0	0	0	1	1	8.33%
Critère 5 par rapport à	1	1	0	0		0	0	0	2	16.66%
Critère 6 par rapport à	0	0	0	1	0		0	1	2	16.66%
Critère 7 par rapport à	0	0	0	0	0	0		1	1	8.33%
Critère 8 par rapport à	0	0	0	0	1	0	0		1	8.33%

Après avoir calculer la pondération des critères on passe à évaluer chaque critère par rapport à chacun des concepts sélectionnés, nous recommandons une échelle plus fine qui varie de 1 à 5 :

Tableau 7 : L'échelle d'évaluation

Performance	Evaluation
Bien pire que la référence	1
Pire que la référence	2
Identique à la référence	3
Mieux que la référence	4
Bien mieux que la référence	5

Maintenant on dispose tous les informations nécessaires pour établir la matrice scoring qui permette de sélectionner le meilleur concept à travers un calcul basé sur la formule suivante :

$$Total\ pondéré = \sum_{i=1}^n Valeur\ du\ critère\ e_i \times Pondération\ du\ critère\ e_i$$

Le meilleur concept est celui qui aura le plus grand total pondéré

Tableau 8 : Le concept scoring

		LES CONCEPTS													
		C		D		F		G		I		L		O	
Les critères de sélection	Poids	Eva	Résu	Eva	Résu	Eva	Résu	Eva	Résu	Eva	Résu	Eva	Résu	Eva	Résu
L'atteinte des objectifs	16.66%	2	0.33	4	0.67	5	0.83	3	0.50	4	0.67	3	0.50	3	0.50
La satisfaction des besoins	16.66%	2	0.33	4	0.67	5	0.83	3	0.50	5	0.83	3	0.50	2	0.33
Respect des contraintes	8.33%	2	0.17	1	0.08	5	0.42	1	0.08	5	0.42	5	0.42	5	0.42
Le cout de mise en œuvre	8.33%	4	0.33	3	0.25	4	0.33	3	0.25	4	0.33	5	0.42	3	0.25
Le cout de maintenance	16.66%	1	0.17	3	0.50	4	0.67	3	0.50	4	0.67	4	0.67	3	0.50
Facilité de mise en œuvre	16.66%	4	0.67	3	0.50	4	0.67	3	0.50	4	0.67	4	0.67	3	0.50
Disponibilité des ressources	8.33%	4	0.33	4	0.33	4	0.33	4	0.33	4	0.33	4	0.33	4	0.33
Résistance au changement	8.33%	1	0.08	4	0.33	4	0.33	4	0.33	4	0.33	4	0.33	4	0.33
	Résultat totale	2.41		3.33		4.41		2.99		4.25		3.84		3.16	
	Rang	7		4		1		6		2		3		5	

En analysant la matrice scoring on constat bien évidemment que le concept le plus performant et qui répond mieux à nos critères est le concept F, on le gardera donc pour le reste de l'étude.

2.3. Présentation de concept retenu

Le concept F qui répond aux besoins et aux critères se compose de 3 système indépendant qui sont :

- Un Système de nettoyage qui contient deux sous-systèmes, le premier pour le nettoyage et le deuxième pour le filtrage des copeaux.
- Un système de transmission des disques entre l'opération de perçage et l'ébavurage.
- Un dernier sous-système pour la machine d'ébavurage.

A- Le système de nettoyage

❖ Sous-système pour le nettoyage des disques

Tout d'abord, comme son nom l'indique le sous-système sert à projeter un liquide sur le disque, il est composé de plusieurs éléments :

- ✓ Un réservoir pour stocker le fluide de coupe.
- ✓ Des tuyaux pour pouvoir atteindre des endroits hauts et difficilement accessible.
- ✓ Des pulvérisateurs.
- ✓ Un système de mise sous pression pour pouvoir projeter le liquide.
- ✓ La présence de l'ensemble des éléments est indispensable pour pouvoir effectuer cette tâche.

❖ Sous système pour le filtrage des huiles de coupe

Notre système de filtration d'huile de coupe est composé de deux type de filtre, le premier est chargé de séparer les gros copeaux, et le deuxième est chargé d'éliminer les plus fines sans oublier bien sûr un mécanisme qui assure le dégagement des copeaux.

B- Système de transmission des disques

Le système de transmission utilisé est un convoyeur à bande trouée, il est composé :

- ✓ D'un arbre de commande lié à un moteur réducteur.
- ✓ Des roues.
- ✓ D'un châssis porteur.
- ✓ D'une bande transporteuse trouée.

C- Un sous-système de coaxialité

L'objectif primordial de ce système est de garantir l'ébavurage des disques quel que soit son type, en d'autres termes en éliminant la contrainte du diamètre. Il est composé de trois vérins qui assurent le maintien du disque sur le plan de travail et trois ressorts chacun lié à une forme prismatique triangulaire qui sert à maintenir le disque au centre de la machine.

IV. Conclusion

Après avoir expliqué le fonctionnement de l'ensemble des systèmes, nous allons détailler dans le chapitre suivant le coté conceptuel et dimensionnel du système NE_9594.

Voici une vue globale de la structure finale de notre projet sur laquelle nous allons entamer l'étude :

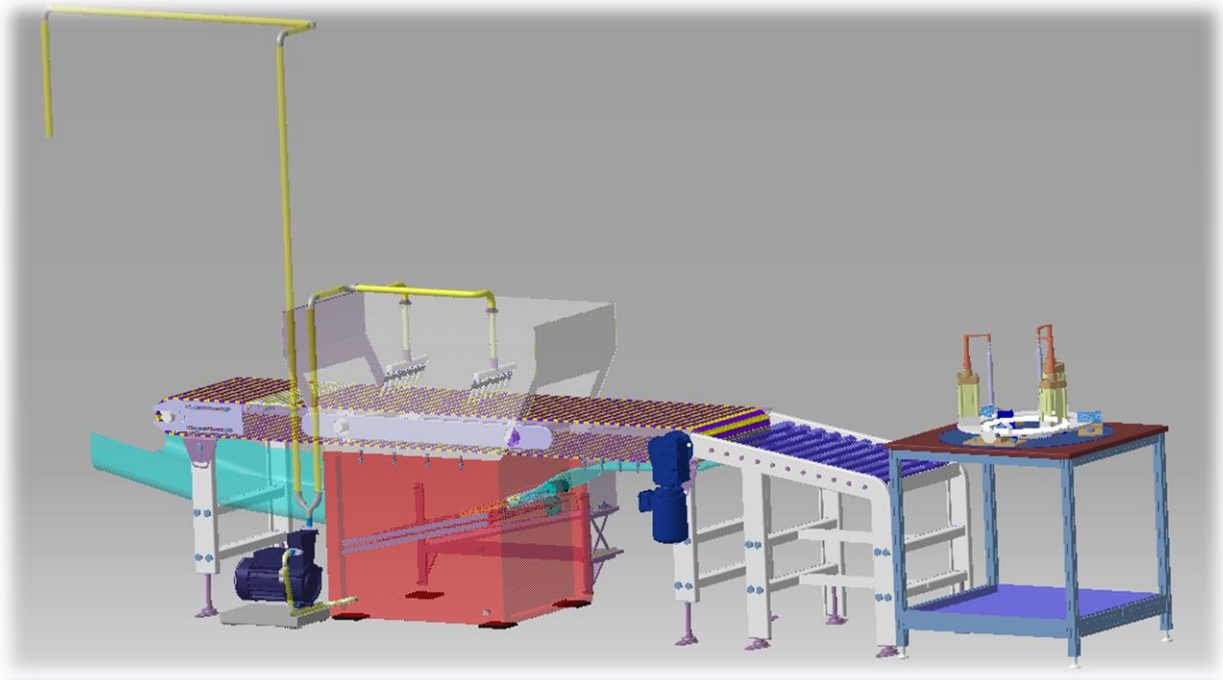


Figure 20 : *Vue d'ensemble du système NE_9594*

CHAPITRE III : CONCEPTION, DIMENSIONNEMENT, ET ETUDE RDM DU SYSTEME NE_9594

- Dimensionnement de système de transmission des disques
- Dimensionnement de système de nettoyage des disques
- Dimensionnement de système d'ébavurage des disques
- Modèle virtuel de système NE_9594
- Calcul RDM

I. Introduction

Dans ce chapitre nous traitons le dimensionnement et la conception des trois systèmes qui sont :

- Le système de transmission des disques (Convoyeur)
- Le système de nettoyage des disques
- Le système de Coaxialité pour la machine d'ébavurage

Le but de cette étape est de choisir les dimensions à donner pour un élément de structure, de telle façon qu'il puisse résister aux efforts qui lui sont soumis, et ne pas trop se déformer, ainsi que le choix des éléments structuraux. Nous souhaitons concevoir des structures qui soient économiques qui ne gaspillent pas inutilement les matériaux et qui puissent se comporter d'une manière durable. Et finalement En utilisant un outil de conception assisté par ordinateur. Il s'agit de CATIA V5, cet outil nous permettrons de créer un prototype de machine virtuelle.

II. Dimensionnement de système de transmission des disques

Dans cette partie, on va s'intéresser aux caractéristiques du convoyeur avec le choix de certains éléments tel que le moteur, les accouplements, les éléments structuraux et les roulements.

1. Le choix du convoyeur

Le choix de convoyeur doit prendre en considération que ce dernier est destiné à transporter les disques, ce qui oblige un bon glissement, la nécessité d'un glissement parfait impose d'une bande transporteuse.

Dans le marché il existe différents types des convoyeurs :

- Convoyeurs à bande.
- Convoyeurs à bande modulaire
- Convoyeurs à rouleaux motorisés par chaînes ou courroies rondes.
- Convoyeurs à rouleaux avec pesage intégré
- Convoyeurs à chaînes.
- Convoyeurs vibrants.
- Convoyeurs magnétiques.
- Convoyeurs à palette plastique.
- Convoyeurs à palette métallique.

Dans notre projet, le matériau de base choisi est inoxydable car y aura un contact permanent avec le fluide de coupe en plus la bande possède des paramètres géométriques bien spécifiés. Ce qui répond à nos besoins est bien évidemment le convoyeur à bande modulaire.

Les convoyeurs à bande modulaires constituent une gamme intermédiaire entre les convoyeurs à bandes et les convoyeurs à chaînes. Une bande modulaire est constituée de modules individuels en plastique (Ryton FDA) généralement liés entre eux par des charnières. Elle est entraînée par des pignons. Son cadre est réalisé avec des profilés standards. Cette structure permet d'avoir des trous qui assure l'évacuation de fluide vers le réservoir en voir ça en détail dans la partie nettoyage.

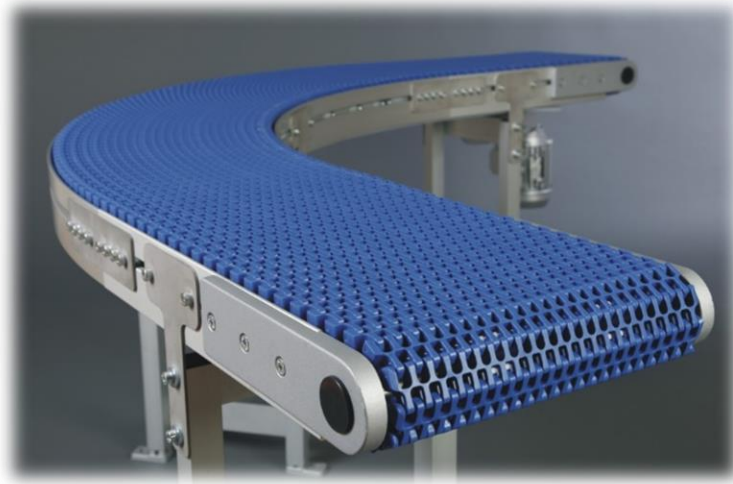


Figure 21 : Exemple de convoyeur à bande modulaire

Cette bande présente plusieurs avantages :

- ✓ Les convoyeurs à bandes modulaires utilisent une chaîne en plastique rigide, dur et très résistant.
- ✓ En cas de casse de bande, il suffit de remplacer un maillon par un autre tenu en stock sans recours à une main d'œuvre spécialisée ou autres outillages.
- ✓ Pas de centrage ni de tension de bande à faire car la puissance est transmise par obstacle (pignons) et non par adhérence (tension de bande).

La structure de la bande modulaire est similaire à une chaîne de transmission, pour cette raison nous allons adopter la démarche de dimensionnement des chaînes afin déterminer ces caractéristiques.

1.1. Calcul de la vitesse du convoyeur

L'opération de perçage garantit l'usinage de 1 disque par 33 seconde dans les conditions normales. Et comme la vitesse est un facteur important on va supposer que le système de nettoyage peut assurer six disques par minute, on prend comme référence les dimensions de disque qui a le plus grand diamètre « 280mm x 24mm ».

$$\text{Vitesse} = \frac{\text{Distance}}{\text{Temps}}$$

Donc :

$$V = \frac{2}{10} = 0.2\text{m/s} \quad (1)$$

1.2. Calcul du nombre de tour du convoyeur

$$V = W \times R = \frac{\pi n}{30} \times \frac{d}{2} \quad (2)$$

Avec,

- ✓ W : vitesse angulaire
- ✓ d : diamètre de l'arbre du convoyeur
- ✓ n : nombre de tour

$$n = \frac{V \times 60}{\pi \times d} = \frac{0.2 \times 60}{\pi \times 0.035} = 109 \text{ tr/min} \quad (3)$$

1.3. Les caractéristiques du convoyeur

☞ Calcul de la puissance transmise

$$P_t = f \times V \quad (4)$$

Avec,

✓ f : force de frottement entre le pignon et la bande :

$$f = \mu_c \times F \quad (5)$$

✓ F : la force verticale exercé dont la valeur dépend de la masse d'objet à déplacer « les trois disques » et la masse de la bande.

✓ μ_c : le coefficient de frottement égale 0.5

La masse totale de système :

$$M = 3m_d + m_b = 21 + 12 = 33 \text{ kg} \quad (6)$$

Le principe fondamental de la dynamique :

$$F = P = Mg \quad (7)$$

$$F = 33 \times 9.81 = 32,73 \text{ N}$$

D'où,

$$f = \mu_c \times F$$

$$f = 32,73 \times 0,5 = 16,36 \text{ N}$$

Donc la puissance transmise :

$$P_t = 16,36 \times 0,2 = 3,27 \text{ watt}$$

☞ Calcul de la puissance effective

$$P' = K_s \times P_t \quad (8)$$

Avec, K_s : facteur de service dépend de type de la chaîne entraînée et le type du moteur, pour notre cas $K_s = 1$ « voir l'annexe ».

$$P' = P = 3,27 \text{ watt} = 0,0044 \text{ hp}$$

☞ Choix de la bande modulaire

Le choix de la bande modulaire se fait en fonction de la vitesse de rotation du pignon moteur et La puissance effective (en hp).

Donc l'intersection des deux paramètres donne « voir l'annexe » :

Chaîne no25, Pas = 0,25 po

☞ Détermination de la puissance nominale P_r

La détermination de la puissance nominale P_r dépend de trois paramètres sont :

- ✓ Le type de la chaîne : Chaîne n°25, Pas=0,25 po
- ✓ Nombre des dents : $N=20$ dents
- ✓ Vitesse de rotation de pignon : $n=109$ tr/min

D'après le tableau des chaînes n°25 « voir l'annexe » la valeur de la puissance nominale :

$$Pr = 0,10 \text{ hp}$$

☞ La puissance nette

La puissance nette :

$$Pr' = k_2 \times Pr \quad (9)$$

Avec, k_2 facteur dépend de nombre du rang, ici $k_2 = 1$

D'où,

$$Pr' = Pr = 0,10 \text{ hp}$$

Pour savoir est ce que la puissance nette qu'on a obtenue répond bien à nos besoins il faut effectuer une comparaison entre la puissance nette et la puissance effective. On a trois cas à vérifier :

- ✓ $Pr' \geq Pr$: Situation rechercher
- ✓ $Pr' > Pr$: Risque de défaillance
- ✓ $Pr' \gg Pr$: surdimensionnement

Pour notre cas $Pr' = 0,10 \text{ hp} > 0,044 \text{ hp}$ « situation rechercher ».

☞ Calcule l'angle de contact Θ

$$\Theta = 180 - 2\sin^{-1}\left(\frac{Dp_2 - Dp_1}{2C}\right) \quad (10)$$

Avec,

- ✓ $Dp_2 = Dp_1$: diamètre primitif
- ✓ C : Entraxe

Application numérique : $\Theta = 180^\circ$

☞ Calcul de la longueur de la bande modulaire

$$L \approx 2C + \frac{p(N_1 + N_2)}{2} + \frac{p^2}{C} \left(\frac{N_1 - N_2}{2\pi} \right)^2 \quad (11)$$

Avec,

- ✓ $N_1 = N_2 = 20$ dents : Nombre des dents du pignon Moteur et de la roue dentée
- ✓ p : le pas de la chaîne : $p = \frac{25 \times 25}{80} = 7,81 \text{ mm}$ (po vers mm)
- ✓ C : Entraxe $C = 1940 \text{ mm}$

Application numérique : $L \approx 2C + \frac{p(N_1 + N_2)}{2} \approx 4036,2 \text{ mm}$

☞ La longueur exprimée en maillon

$$L_m = \frac{L}{p} = 516,79 \quad (12)$$

☞ Ajustement la longueur

$$L = L_m \times p \quad (13)$$

$$L = 516,79 \times 7,81 = 4036,12 \text{ mm}$$

☞ **L'entraxe exprimé en maillon**

$$C_m = \frac{C}{P} = \frac{1940}{248,39} = 248,3 \quad (14)$$

☞ **Calcul de l'entraxe ajusté**

$$C = C_m \times p \quad (15)$$

$$C = 1939,9 \text{ mm}$$

Les spécifications du convoyeur sont donc :

- ✓ Convoyeur horizontale de 2 mètre de longueur
- ✓ Longueur de la bande du convoyeur est : 4036.12 mm
- ✓ Largeur totale est : 480 mm
- ✓ Vitesse du convoyeur : 0.2 m/s
- ✓ Nombre de tour par minute : 109 tr/min
- ✓ La puissance nette du moteur : $P = 0.10 \text{ hp}$

2. Calcul des arbres

Il existe plusieurs méthodes pour calculer le diamètre d'un arbre ou pour vérifier la résistance d'un arbre d'un diamètre choisi « CODE ASME, CODE WESTINGHOUSE ». Ces méthodes sont sûres et leur degré d'exactitude est fonction des facteurs considérés.

☞ **Marche à suivre**

- ✓ Calculer les réactions dans les plans verticaux et horizontaux.
- ✓ Déterminer la répartition des couples de torsion.
- ✓ Déterminer la répartition des moments de flexion.
 - Dans le plan vertical M_v
 - Dans le plan horizontal M_h
- ✓ Calculer le moment résultant

$$M = \sqrt{M_v^2 + M_h^2} \quad (16)$$

- ✓ Déterminer la répartition des charges axiales.
- ✓ Déterminer la section critique.
- ✓ Calculer le diamètre nécessaire pour résister aux charges de la section critique.

☞ **Calcul des réactions**

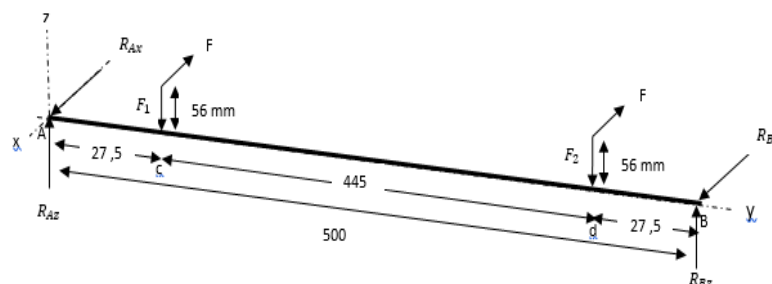


Figure 22 : Diagramme du corps libre

Avec,

✓ F connue : $F = \frac{f}{2} = \frac{161.86}{2} = 82.43 \text{ N}$, et $F_1 = F_2 = \frac{P}{2} = 161.865 \text{ N}$ « P et f sont déjà calculée auparavant ».

✓ L'arbre est uniforme. Il est fabriqué en acier inoxydable.

Plan (yz)

Appliquons le principe fondamental de la statique pour les forces :

$$\sum \vec{F}_{\text{ext}} = \vec{0}$$

D'où,

$$R_{Bz} + R_{Az} = 2F_1 \quad (17)$$

Le principe fondamental de la statique pour les moments au point A :

$$\sum \vec{M}_A = \vec{0}$$

$$-32.5F_1 - 462.5F_1 + 500R_{Bz} = 0$$

D'où,

$$R_{Bz} = F_1 = 161.865 \text{ N} \quad (18)$$

Remplaçons R_{Az} dans (17) on trouve :

$$R_{Az} = R_{Bz} = F_1 = 161.865 \text{ N} \quad (19)$$

Plan (xy)

Le principe fondamental de la statique pour les forces :

$$\sum \vec{F}_{\text{ext}} = \vec{0}$$

D'où,

$$R_{Bx} + R_{Ax} = 2F \quad (20)$$

Le principe fondamental de la statique pour les moments au point A :

$$\sum \vec{M}_A = \vec{0}$$

$$-32.5F - 462.5F + 500R_{Bx} = 0$$

D'où,

$$R_{Bx} = F = 82.43 \text{ N} \quad (21)$$

Remplaçons R_{Bx} dans (20) on trouve :

$$R_{Ax} = R_{Bx} = F = 82.43 \text{ N} \quad (22)$$

☞ **Couple de torsion sur l'arbre**

$$T = F \times R = 82.43 \times 0,056 = 4.616 \text{ N.m} \quad (23)$$

☞ Moment de flexion dans les plans vertical et horizontal

La figure montre le processus qui permet d'obtenir la répartition des moments de flexion le long de l'arbre :

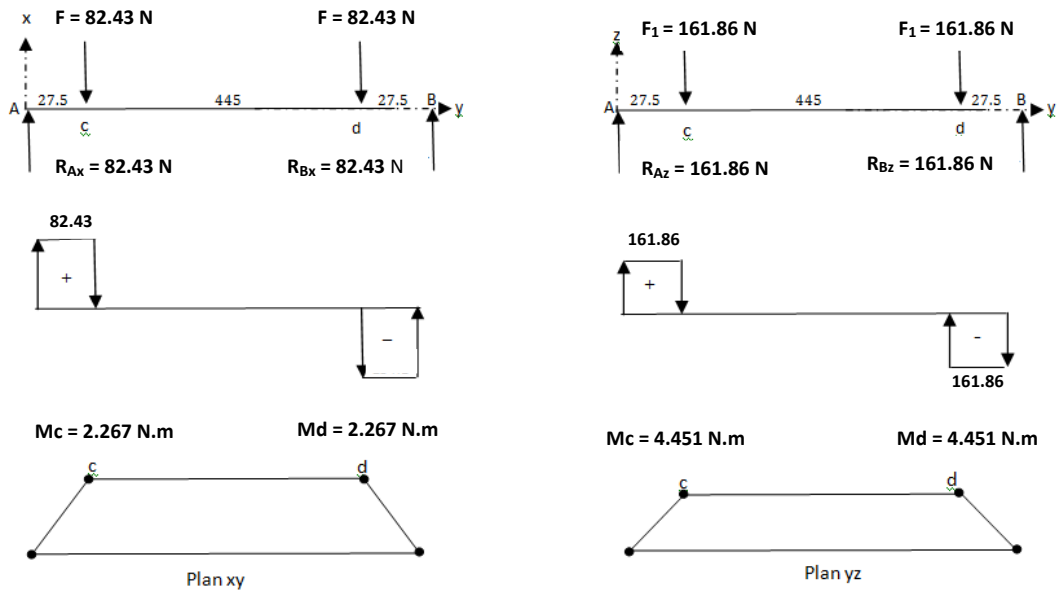


Figure 23 : Obtention des moments de flexion dans chaque plan

☞ Calcul du moment résultant

En utilisant l'équation (16) pour calculer le moment résultant aux points c et d.

$$M_c = \sqrt{(2.267)^2 + (4.451)^2} = 4.995 \text{ N.m}$$

$$M_d = \sqrt{(2.267)^2 + (4.451)^2} = 4.995 \text{ N.m}$$

☞ Section critique

Par conséquent la section la plus sollicitée c'est la même en c ou d.

Avec,

$$\checkmark M_{d,c} = 4.995 \text{ N.m (Contrainte de flexion)}$$

$$\checkmark T = 4.616 \text{ N.m (Torsion constante)}$$

☞ Calcul des diamètres « CODE ASME »

La méthode du code ASME est simple à employer. C'est un outil très utile lors de la conception car il permet d'évaluer rapidement le diamètre des arbres en utilisant une théorie de limitation statique basée sur le cisaillement maximal. Le code ASME définit la contrainte admissible comme étant la plus petite des deux valeurs suivantes :

$$S_p = b \cdot (0.18 S_{ut}, 0.3 S_y) \min \quad (24)$$

$$\text{Où, } b = \begin{cases} 1 & \text{sans concentration de contraintes.} \\ 0.75 & \text{avec concentration de contraintes.} \end{cases}$$

Le calcul de la contrainte maximale de cisaillement basé sur le cercle de MOHR se fait avec la formule suivante :

$$\tau = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{(C_m M)^2 + (C_t T)^2} \quad (25)$$

Où,

- ✓ τ : Contrainte maximale de cisaillement.
- ✓ d : Diamètre de l'arbre.
- ✓ C_m, C_t : Facteur de charge.
- ✓ M : Moment fléchissant résultant maximal.
- ✓ T : Couple de torsion maximal.

Avec, d, M et T sont dans la section considérée.

Les équation (24) et (25) peuvent être combinées pour donner une équation utilisée pour la conception :

$$d = \left\{ \frac{5,1}{S_p} ((C_m M)^2 + (C_t T)^2)^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (26)$$

Tableau 9 : Facteur de charge du code ASME

Chargement	C_m	C_t
Arbre stationnaire		
Charge appliquée lentement	1,0	1,0
Charge appliquée lentement	1.5 – 2,0	1.5 – 2,0
Arbre de transmission ou de renvoi		
Charge Constante ou appliquée lentement	1,5	1,0
Chocs mineurs	1,5 - 2,0	1,0 – 1,5
Chocs majeurs	2,0 - 3,0	1,5 – 3,0

Les propriétés du matériau pour l'acier inoxydable « INOX FERRITIQUE » :

Tableau 10 : Propriétés de l'INOX FERRITIQUE

Densité (g/cm ³)	7.7
Résistance électrique (10 ⁻⁶ _ m)	0.6
Chaleur spécifique J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	460
Conductivité thermique (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	26
Coefficient de dilatation thermique (10 ⁻⁶ K ⁻¹)	10.5
Module de Young (GPa)	220
Limite élastique (MPa)	350
Résistance mécanique (MPa)	530

Utilisons l'équation (24), en supposant qu'il n'y a pas de concentration de contraintes, nous obtenons : $S_p = 95.4 \text{ MP}$

Appliquons l'équation (26) avec $C_m = 1.5$ et $C_t = 1.0$ pour un arbre de renvoie avec une charge constante :

$$d = \left\{ \frac{5,1}{95,4 \cdot 10^6} ((1,5 \times 4.995)^2 + (1 \times 4.616)^2)^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 8.7 \text{ mm}$$

3. Calcul de clavette de l'arbre de convoyeur

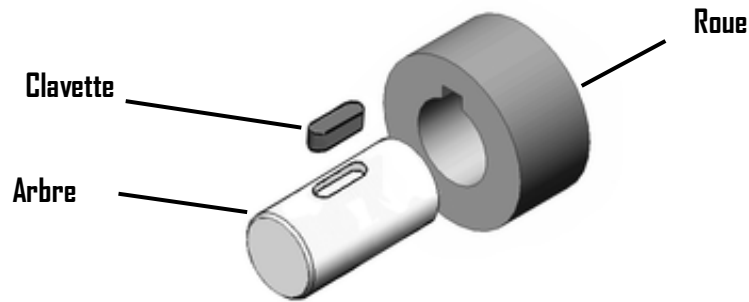


Figure 24 : Clavette

☞ Fonctionnement

Les clavettes longitudinales ont pour but d'assurer la liaison en rotation, et la transmission d'un couple, entre un arbre et les organes montés sur lui : poulie, roue dentées, etc...

☞ Mode d'action

La rainure de l'arbre est parallèle à l'axe, ainsi que celle du moyeu, la clavette étant elle-même d'épaisseur constante, il n'y a pas de coincement, et la liaison s'effectue par obstacle et en rotation seulement. L'entraînement en rotation s'effectue par les faces latérales de la clavette qui doit être ajustée latéralement dans les deux rainures. Le jeu radial entre la clavette et le fond de la rainure du moyeu est sans inconvénient et ses extrémités sont arrondies pour faciliter le montage.

☞ Dimensionnement de la clavette « Norme NF E 27-175 »

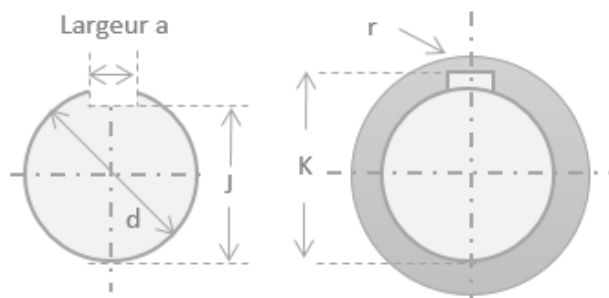


Figure 25 : Cotations techniques de la clavette en montage

Le tableau suivant indique les informations des tolérances de l'arbre et du moyeu :

Tableau 11 : Table des tolérances

TOLERANCE LOGEMENT		
LIBRE	Arbre	H9
	Moyeu	D10
NORMAL	Arbre	N9
	Moyeu	J _s 9
SERRE	Arbre	P9
	Moyeu	P9

On choisit comme matériaux de la clavette l'acier C 45 ayant les caractéristiques suivantes :

- ✓ Limite d'élasticité : $\sigma_e = 240 \text{ MPa}$
- ✓ Contrainte limite de rupture : $\sigma_s = 360 \text{ MPa}$
- ✓ Module d'Young : $E = 2 \cdot 10^5 \text{ MPa}$
- ✓ Limite au cisaillement élastique : $\tau_c = 72 \text{ MPa}$
- ✓ Module de cisaillement : $G = 8 \cdot 10^4 \text{ MPa}$

Pour le calcul des clavettes on adopte d'après le tableau des dimensions techniques de la clavette « Norme NF E 27-175 » :

Tableau 12 : dimensions techniques de la clavette en (mm)

Arbre (1) d	clavette Section nominale	nom. a	logement de clavette					
			j		k		r (2)	
			nom.	tol.	nom.	tol.	max.	min.
de 6 jusqu'à 8	2 x 2	2	d - 1,2	$\begin{smallmatrix} 0 \\ -100 \end{smallmatrix}$	d + 1	$\begin{smallmatrix} +100 \\ 0 \end{smallmatrix}$	0,16	0,08
au-delà de 8 jusqu'à 10	3 x 3	3	d - 1,8	$\begin{smallmatrix} 0 \\ -100 \end{smallmatrix}$	d + 1,4	$\begin{smallmatrix} +100 \\ 0 \end{smallmatrix}$	0,16	0,08
au-delà de 10 jusqu'à 12	4 x 4	4	d - 2,5	$\begin{smallmatrix} 0 \\ -100 \end{smallmatrix}$	d + 1,6	$\begin{smallmatrix} +100 \\ 0 \end{smallmatrix}$	0,16	0,08

Pour $d = 8.7 \text{ mm}$ les dimensions suivantes :

Section = 3×3 , $a = 3$, $J = d - 1.8$, $K = d + 1.4$, $r : \text{max } 0.16, \text{min } 0.08$

4. Choix des roulements

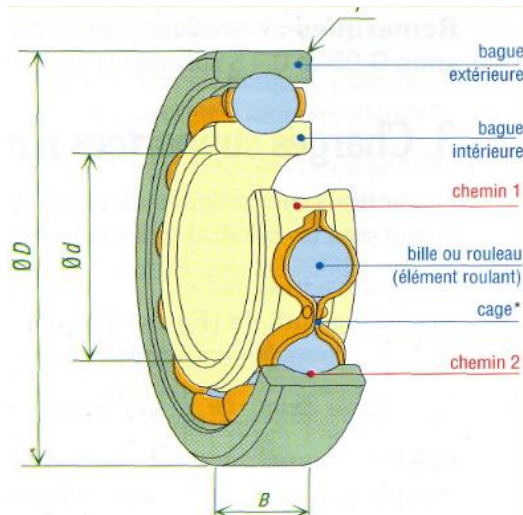



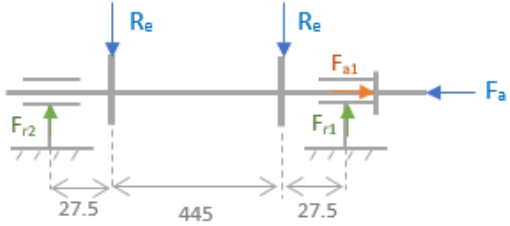
Figure 26 : Constituants des roulements à bille

☞ Fonctionnement

Un, roulement est un dispositif destiné à guider un assemblage en rotation, c'est-à-dire à permettre à une pièce de tourner par rapport à une autre selon un axe de rotation défini. Il permet d'avoir une très faible résistance au pivotement tout en supportant des efforts importants.



☞ Dimensionnement du roulement

	Calcul roulement rigide à une rangée de billes	
<p><i>Données</i></p>	<p>☞ Cahier des charges</p> <ul style="list-style-type: none"> Type de roulement : 2 roulements rigides à une rangée de billes. La fréquence de rotation N. Les charges appliquées sur l'arbre et leur mode d'application. La durée de vie minimale L : <p>On doit mettre le roulement sur un diamètre de 8.7 mm. Supposant que le roulement doit travailler 5ans, 320 jours par ans, L sera donc :</p> $L = 5 \times 320 \times 24 = 3,84 \cdot 10^4 \text{ heures}$ <ul style="list-style-type: none"> La résultante radiale des forces : $R_e = \sqrt{161.86^2 + 82.43^2} = 181.64 \text{ N}$	 <ul style="list-style-type: none"> N = 109 tr/min Charges constantes $L_{\min} = 3,84 \cdot 10^4$ heures $R_e = 181.64 \text{ N}$ $F_a = 140 \text{ N}$
<p><i>Besoin</i></p>	<p>Le roulement (C, C0, d, ...)</p>	<p>Le roulement ?</p>
<p><i>Calcul</i></p>	<p>☞ Calcul de F_{a1}, F_{r1} et F_{r2}</p> <p>Une étude mécanique nous permet de calculer F_a et F_r.</p> <p>☞ Calcul de C / P</p> $C/P = \left[\left(\frac{L}{10^6} \right) \times 60N \right]^{\frac{1}{p}} \quad (27)$ <p>Avec, L en heures et p = 3</p> <p>☞ Evolution de P « Cas général »</p> <p>Les données de catalogue proposent $e_1 < e < e_2$ et un coefficient Y qui dépend de e.</p> <p>Pour l'évaluation de P, il est nécessaire de choisir une valeur de Y.</p> <p>Il est recommandé de se placer dans un des cas défavorables suivants :</p>	<p>☞ Calcul de F_{a1}, F_{r1} et F_{r2}</p> <p>Appliquons le principe fondamental de la dynamique pour les forces et les moments sur l'arbre on trouve :</p> <p>$F_{a1} = 140 \text{ N}$, $F_{r1} = 181.64 \text{ N}$, $F_{r2} = 181.64 \text{ N}$</p> <p>☞ Calcul de C / P</p> $\frac{C}{P} = ((3,84 \cdot 10^4 \cdot 10^{-6}) \times 60 \times 109)^{\frac{1}{3}}$ $\frac{C}{P} = 6.31$ <p>☞ Evolution de P</p> $\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = 0.77$ <p>Pour les roulements à une rangée de billes les données d'après le catalogue proposent :</p> <ul style="list-style-type: none"> X = 0,56 $1 < Y < 2,3$ $0,19 < e < 0,44$ <p>Alors, $\frac{F_a}{F_r} > e$: Choix Y = 2,3</p>

Résultat

- $\frac{F_a}{F_r} \leq e$: alors $X=1$ et $Y=0$ (rigides à bille). Pour certains autres roulements $Y_1 < Y < Y_2$: choisir $Y=Y_2$
- $\frac{F_a}{F_r} > e$: alors $X = Cte$ et $Y_3 < Y < Y_4$ choisir $Y=Y_4$
- $e_1 < \frac{F_a}{F_r} < e_2$ Alors, cas indéterminé : choisir $X = Cte$ et $Y=Y_4$

☞ Calcul de C

A partir de C/P calculé plus haut.

☞ Sélection des roulements possibles

Cette sélection doit permettre de trouver, à partir de C un roulement qui après vérification correspondra à la durée de vie désirée. Il est courant d'encadrer la valeur C (Sélection).

☞ Vérification de L

- 1. Evaluation de e (rigides à billes)**
Former $\frac{F_a}{C_0}$, cette valeur correspond une valeur de e et Y
- 2. Calculer de la charge équivalente P**
 - Si $F_a / F_r \leq e$ alors $P= F_r$
 - Si $F_a / F_r > e$ alors $P=X F_r + Y F_a$,
- 3. Calcul de la durée de vie L**
 $L = \left[\frac{C}{P} \right]^P$ En millions de tours
 $L = \left[\frac{C}{P} \right]^P \times (10^6 / 60N)$ En heures

☞ Choix et optimisation

La durée de vie trouvée permettre d'effectuer un choix définitif. Si elle est au-dessus de la durée souhaitée le choix va être validé. Dans le cas contraire, il est nécessaire de refaire le choix.

Donc,

$$P = 0.56 \cdot 181,64 + 2,3 \cdot 140 = 423,71 \text{ N}$$

☞ Calcul de C

$$\frac{C}{P} = 6.31$$

Alors, $C = 423,71 \times 6,31 = 2673,6 \text{ N}$

☞ Sélection des roulements possibles

Avec,

- $C = 2673,6 \text{ N}$
- $d_{min} = 8,7 \text{ mm}$

Rlts	d (mm)	C (daN)	C ₀ (daN)
[A]	9	365	165

☞ Vérification de L pour [A]

- 1. Evaluation de e**
 $\frac{F_a}{C_0} = \frac{140}{1650} = 0,084$

Les données de catalogue donnent :

$$e = 0,28 \quad \text{Et} \quad Y = 1,55$$

- 2. Calculer de la charge équivalente P**
 $\frac{F_a}{F_r} > e$ Donc, $P = X F_r + Y F_a$

D'où,

$$P = 0,56 \cdot 181,64 + 1,55 \cdot 140 = 318.71 \text{ N}$$

3. Calcul de la durée de vie L

$$L = 10^6 \cdot \left(\frac{3650}{318.71} \right)^3 \cdot \frac{1}{60 \times 109} = 2,2967 \cdot 10^5 \text{ h}$$

☞ Choix

Le choix du roulement [A] est validé

III. Dimensionnement de système du nettoyage des disques

Dans cette partie, on va s'intéresser aux caractéristiques du système de nettoyage avec le choix de certains éléments tel que la pompe, les grilles, les canalisations et les pulvérisateurs.

1. Détermination du point de fonctionnement de la pompe

Le circuit sur lequel on veut installer la pompe est composé d'un réservoir qui alimente notre pompe centrifuge à travers une conduite d'aspiration (1), puis cette pompe transporte l'eau vers le système de nettoyage et la machine de perçage à travers deux conduites de refoulements (2 et 3).

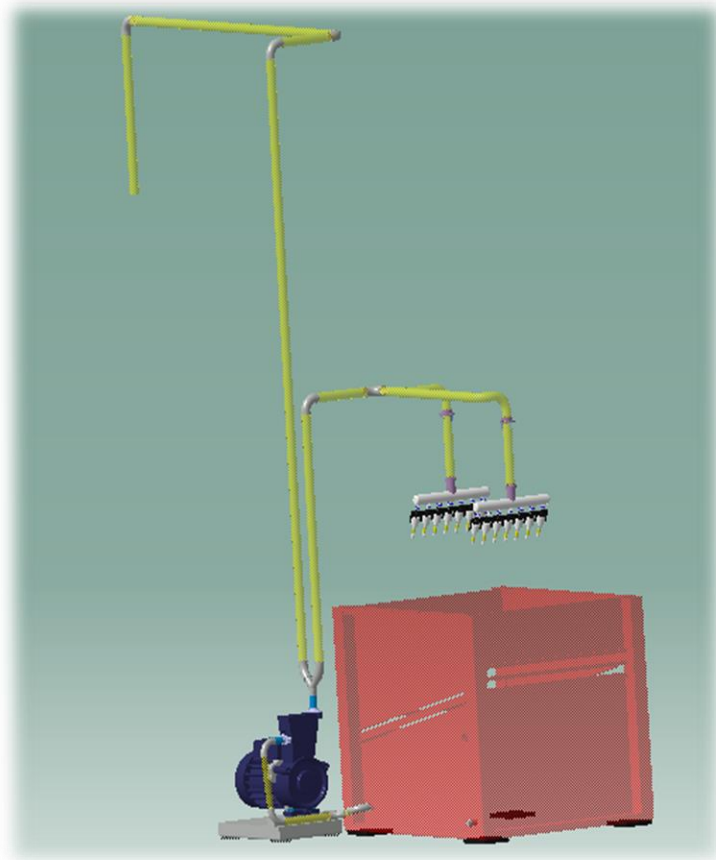


Figure 27 : Le circuit hydraulique de système de nettoyage

☞ Les caractéristiques de réseau

Conduite	1	2	3
Diamètre (mm)	30	30	30
Longueur (mm)	30	1000	2500
Rugosité (mm)	0.02	0.02	0.02

☞ Les données initiales

Le fluide est constitué de l'eau et l'huile de coupe avec un faible pourcentage, pour cette raison on va prendre les caractéristiques de l'eau pour l'ensemble de l'étude :

- ✓ Viscosité dynamique de fluide $\mu = 10^{-3} \text{ Pa.s}$
- ✓ $\rho_{\text{eau}} = 1000 \text{ kg/m}^3$
- ✓ $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ $P_{\text{atm}} = 105 \text{ Pa} = 1.013 \text{ bar}$

- ✓ Le Coefficient de perte de charge singulière $\sum k_s = 0.05$
- ✓ Le matériau utilisé pour les conduites est l'acier inoxydable.

La machine existante dispose d'une pompe centrifuge qui a les caractéristiques suivantes :

Tableau 13 : Les caractéristique de la pompe

$Q(m^3/s)$	0	0,01	0,03	0,03	0,04	0,05
$H_{pompe}(m)$	25	23,2	20,8	16,5	12,5	7,3
η (%)		45	65	71	65	48

Notre étude est de vérifier si elle est convenable à notre nouveau concept, par un calcul qui permet de cibler le point de fonctionnement.

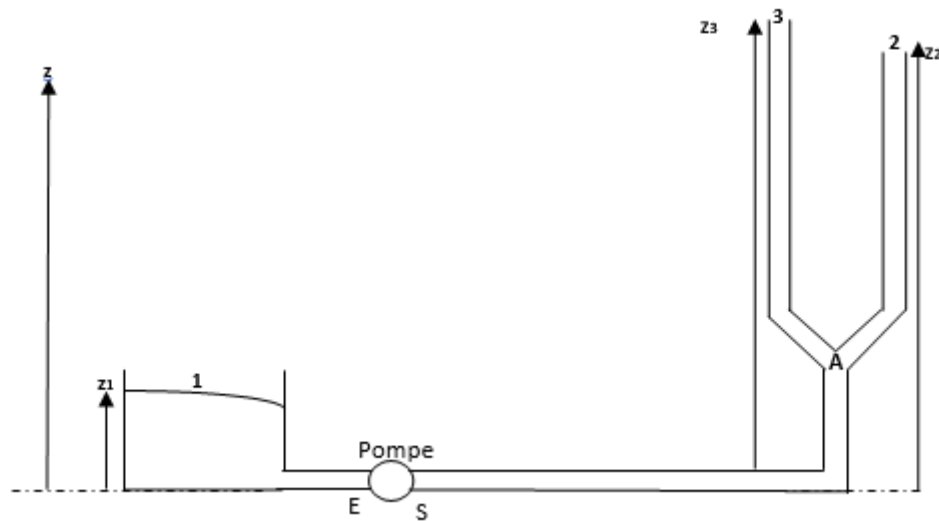


Figure 28 : Schéma 2D de l'installation

- $Z1 = 260$ mm
- $Z2 = 800$ mm
- $Z3 = 2500$

Entre les points 1 et E

L'application de l'équation de conservation de l'énergie entre les points 1 et E :

$$H_1 = H_A + \sum Pdc_{1 \rightarrow A} \quad (28)$$

Or, on suppose que les pertes de charges sont négligeables dans le réservoir : $\sum Pdc_{1 \rightarrow A} = 0$

$$\frac{P_E}{\rho g} = z_1 - \frac{V^2}{2g} \quad (29)$$

Entre S et A

$$H_S = H_A + \sum Pdc_{S \rightarrow A} \quad (30)$$

Or, les pertes de charges régulières et singulières sont données par les équations :

$$\Delta H_{\text{sing}} = K \frac{V^2}{2g} \quad \Delta H_{\text{reg}} = \lambda \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (31)$$

Donc,

$$H_S = H_{A1} + \sum \left(K \frac{Q^2}{2gS^2} + \lambda \frac{L}{D} \frac{Q^2}{2gS^2} \right)$$

$$H_S = H_{A1} + \sum \left(K \frac{4Q^2}{2gD^4\pi^2} + \lambda \frac{L}{D^5} \right)$$

$$H_S = H_{A1} + \frac{16}{2\pi^2g} \frac{Q^2}{D^4} \sum \left(K + \lambda \frac{L}{D} \right)$$

Ce qui donne :

$$H_S = H_{A1} + 0.0826 \sum \left(K + \lambda \frac{L}{D} \right) \quad (32)$$

Or, les pertes de charges singulières entre S et A sont nulles, il reste que déterminer les pertes de charges linéaires :

○ Calcul de coefficient de perte de charge linéaire λ :

Ce dernier dépend de la nature de flux laminaire ou turbulent, et donc dépend du nombre de Reynolds par la relation suivante :

$$Re = \frac{\rho DV}{\mu} = \frac{Q}{S} \times \frac{\rho DV}{\mu} \quad (33)$$

Or, le débit minimal supposé : $Q = 0.01 \text{ m}^3/\text{s}$

$$Re = \frac{10^6 \times 0.01 \times 4}{0.03\pi} = 424413$$

Avec, $\frac{\xi}{D} = 0.0006$, $4.10^3 < Re < 1.10^8$, e $5.10^{-6} < \frac{\xi}{D} < 0,01$ t

Donc on peut appliquer l'équation HAALAND pour calculer λ :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -1.8 \text{Log} \left[\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{\xi/D}{3.7} \right)^{1.11} \right] \quad (34)$$

D'où, $\lambda = 0.0183$

Or,

$$H_S = H_{A1} + 0.0826 \left(\lambda \frac{L}{D} \right) \frac{Q^2}{0.03^4}$$

Avec les données du problème :

$$H_S = H_{A1} + (101975 \times 0.0183 \times Q^2) = \frac{P_s}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} \quad (35)$$

Or, on sait que :

$$H_{mT} = \frac{P_s}{\rho g} - \frac{P_e}{\rho g} \quad (36)$$

D'où,

$$H_{A1} = H_{mT} + z_1 - (101975 \times 0.0183 \times Q^2) \quad (37)$$

Entre A et 2

$$H_{A2} = H_2 + \sum Pdc_{A2 \rightarrow 2} \quad (38)$$

$$H_{A2} = Z_2 + \left[101975 \times Q^2 \times \left(\sum \left(K + \lambda \frac{L}{D} \right) \right) \right]$$

$$H_{A2} = 0.8 + \left[101975 \times Q^2 \times \left(0.05 + \left(\frac{1000}{30} \times 0.0183 \right) \right) \right] \quad (39)$$

Entre A et 3

Q (m ² /s)	0	0.01	0.02	0.02	0.04	0.05
H _{mT}	25	23,2	20,2	16,5	12,5	7,3
H _{A1}	25,26	23,27	20,31	15,08	9,674	2,894

$$H_{A3} = H_3 + \sum Pdc_{A3 \rightarrow 3} \quad (40)$$

$$H_{A3} = 1.5 + \left[101975 \times Q^2 \times \left(0.05 + \left(\frac{2500}{30} \times 0.0183 \right) \right) \right] \quad (41)$$

Q (m ² /s)	0	0.01	0.02	0.02	0.04	0.05
H _{A2}	0,8	7,3	27,72	61,37	108,48	169,05
H _{A3}	1,5	17,56	65,74	146,04	258,47	403,02

☞ **Détermination du point de fonctionnement**

Démarche à suivre :

- ✓ Pour les tronçons A-2 et A-3(en parallèle) : Sommation du débit partiel pour une même charge « Q_{c1} » : **Courbe C₁**
- ✓ Pour un même débit : sommation des charges de la courbe C₁ et la charge H_{A1} « H_{c2} » : **Courbe C₂**
- ✓ Le point de fonctionnement est l'intersection entre la courbe C₂ et la courbe de la pompe + réservoir

Le tableau suivant collecte tous les résultats obtenus :

Tableau 14 : Table récapitulatif des résultats

Q (m ³ /s)	H _{mt}	H _{A1}	H _{A2}	H _{A3}	H	Q _{c1}	H _{c2}
0	25	25,26	0,8	1,5	1,5	0,0032	17,64
0,01	23,2	23,27	7,53	17,56	4,5	0,0117	19,4
0,02	20,8	20,31	27,72	65,74	13,5	0,0216	25,78
0,03	16,5	15,08	61,37	146,04	17,5	0,0249	28,5
0,04	12,4	9,674	108,48	258,47	20,5	0,027	31,29
0,05	7,3	2,894	169,05	403,02	25,5	0,031	35,46

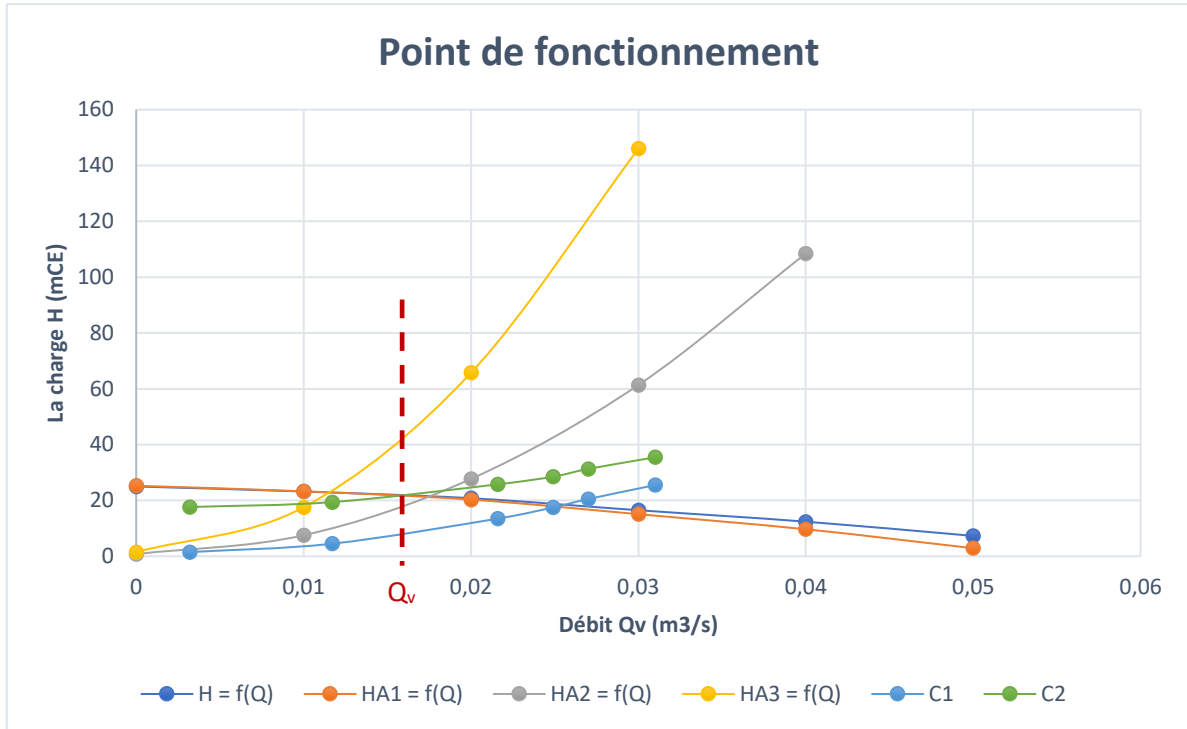


Figure 29 : Graphe de point de fonctionnement de la pompe

☞ Interprétation

L'équation de la courbe C_2 n'est valable qu'à proximité du débit pour lequel on a fait les calculs $Q_v = 0.01 \text{ m}^3/\text{s}$. Ce qui nous intéresse c'est l'intersection entre la courbe caractéristique de circuit C_2 et la courbe caractéristique de la pompe + R_1 .

On a une pompe qui correspond bien au débit qu'on souhaite obtenir et on remarque clairement que l'intersection tombe exactement sur un débit proche de celui qu'on veut circuler dans les conduites, la valeur de débit est un peu prète $Q_v = 0.015 \text{ m}^3/\text{s}$.

Dimensionnement de système de dégagement des copeaux

Le dimensionnement du moteur a pour but de trouver les caractéristiques du moteur à partir de certaine contrainte. Le risque se situe dans le choix des contraintes. Soit on est trop pessimiste et on trouve un moteur surdimensionné, soit on est trop optimiste et le système sera trop lent ou n'aura pas la force nécessaire pour effectuer les actions que nous lui demandons.

☞ Description du système

Nous souhaitons garantir le bon fonctionnement de système de filtre ce qui nécessite une intervention de nettoyage régulière sur la grille, pour cela nous pensons d'avoir une brosse qui réalise cette tâche, le principe est simple, elle est en contact avec la grille et en plus elle est fixé sur un pignon moteur qui entraine sa rotation et donc le dégagement des copeaux vers le bac, la couronne du réducteur et en contact avec la crémaillère, son rôle est de transformer le mouvement de rotation vers un mouvement de translation, et finalement une glissière qui permette le guidage.

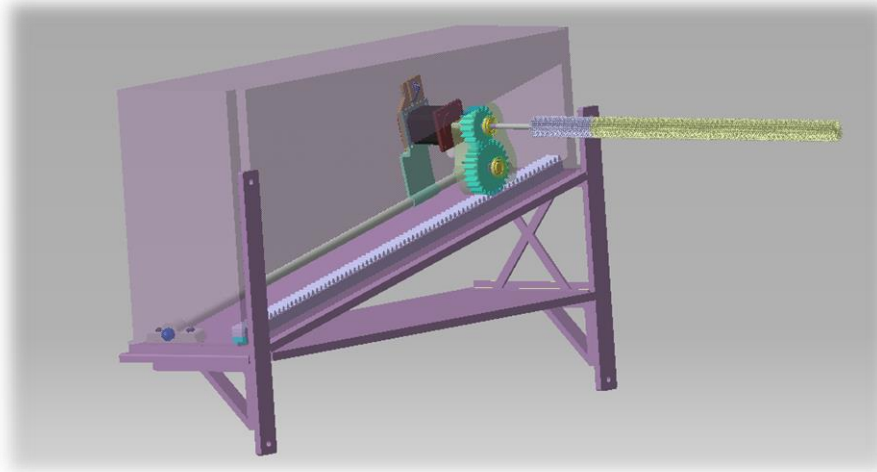


Figure 30 : Mécanisme de dégagement des copeaux

☞ **Choix des contraintes**

- La vitesse de déplacement : $v = 20 \text{ mm/s}$
- Le rapport de réduction est calculé par la relation suivante :

$$R = \frac{N_S}{N_E} = \frac{T_E}{T_S} = \frac{d_E}{d_S} \quad (42)$$

Pour notre cas on veut dimensionner un réducteur de tel façon d'avoir une vitesse de rotation de sortie inférieur à celle de l'entrée et un couple de sortie supérieur au couple d'entrée, donc le rapport doit vérifier : $R < 1$.

Le choix de R doit prendre en considération aussi le bon fonctionnement de la brosse c'est-à-dire R le minimum possible, on choisit donc pour le reste de calcul :

$$R = 0.2 \quad (43)$$

☞ **Détermination de la force tangentielle F**

Estimation de la masse du système étudié « réducteur + moteur + brosse »

- Masse du réducteur : $M_r = 1.168 \text{ Kg}$
- Masse du moteur ; $M_m = 0.8 \text{ Kg}$
- Masse de la brosse : $M_{br} = 0.3 \text{ Kg}$

La masse totale du système est donc :

$$M = M_r + M_m + M_{br} = 2.268 \text{ Kg} \quad (44)$$

Détermination de la force P exercé par le système

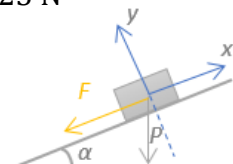
La force exercée par le système réducteur-moteur-brosse sera donc :

$$P = M \times g = 2.268 \times 9.81 = 22.25 \text{ N} \quad (45)$$

Détermination de la force de frottement F

On a $\alpha = 12.26^\circ$: L'angle de l'inclinaison, d'où :

$$P_Y = P \times \cos \alpha = 22.25 \times \cos 12.26 = 21.75 \text{ N} \quad (46)$$



On prendra comme coefficient de frottement $K_f = 1,2$. Il s'agit d'un coefficient élevé semblable à celui d'une roue de voiture sur le goudron. En choisissant cette valeur, nous sommes sûr de prendre une marge de certitude.

Donc,

$$F = P_y \times K_f = 21.75 \times 1.2 = 26.1 \text{ N} \quad (47)$$

☞ Choix des engrenages du réducteur

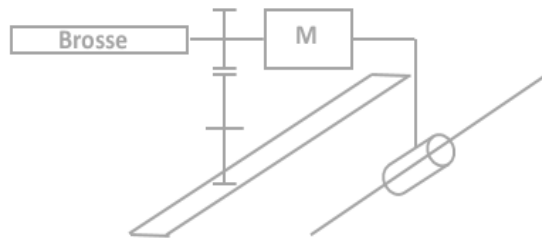


Figure 31 : Schéma cinématique du système « Moteur-Réducteur-Brosse »

Le nombre de dents des engrenages en fonction du rapport de réduction est donné par la relation suivante :

$$R = (-1)^n \frac{\text{Produit du nombre des dents des roues menantes}}{\text{Produit du nombre des dents des roues menés}} \quad (48)$$

Avec, n : le nombre des contacts extérieurs entre les roues.

Les données initiales

- L'entraxe : $c = 52.5 \text{ mm}$
- La force tangentielle : $F_t = 26.1 \text{ N}$

Calcul des diamètres d_s et d_E

$$R = \frac{d_E}{d_s} = \frac{N_s}{N_E} = 0.2 \quad \text{D'où,} \quad d_E = 0.2 d_s \quad (49)$$

$$\text{Or on a,} \quad c = \frac{d_E + d_s}{2} = 52.5 \quad (50)$$

Donc,

$$d_E + d_s = 105 \quad \text{et} \quad 1.2d_s = 105$$

$$\text{Ce qui donne :} \quad d_s = 87.5 \text{ mm} \quad \text{et} \quad d_E = 17.5 \text{ mm} \quad (51)$$

Calcul du module m

Le module est le quotient du pas exprimé en millimètre par le nombre π .

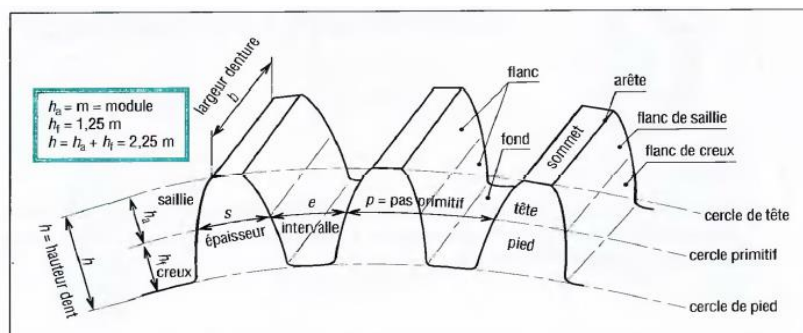


Figure 32 : Caractéristique géométrique d'un engrenage

En première approximation, le module peut être calculé par la formule :

$$m = 2.34 \sqrt{\frac{F_t}{K \times R_{pe}}} \quad (52)$$

Avec,

- F_t : la force tangentielle en newtons $F_t = 26.1 \text{ N}$
- K : coefficient de largeur de denture, déterminer à partir du tableau suivant

Tableau 15 : La valeur de k en fonction du procédé de fabrication, la finition et les efforts transmis dans l'application

K	Qualité de la surface	Vitesse linéaire au cercle primitif	Effort tangentiel
De 4 à 6	Moulé	Faible < 0.5 m/s	Faible
De 8 à 10	Taillé, non rectifié	Moyenne	Moyen
De 10 à 16	Taillé rectifié	Grande > 10 m/s	Grand

Pour notre cas $K = 4$.

- R_{pe} : résistance pratique à l'extension du matériau de la dent en mégapascals. Pour notre cas on utilise l'acier en inox ferritique de résistance $R_{pe} = 70 \text{ Mpa}$

D'où,

$$m = 2.34 \sqrt{\frac{26.1}{4 \times 70}} = 0.714$$

On normalise le module m d'après la table suivante on obtient :

Tableau 16 : Table des modules normalisés

Modules normalisés							
Série	0.3	0.5	0.8	1	1.25	1.5	2
principales	2.5	3	4	5	6	8	10

$m = 0.8$ alors on doit recalculer d_s et d_E :

On sait que :

$$d_E = mZ_E \quad (53)$$

On remplace la formule (53) dans (50) on trouve :

$$c = \frac{m}{2} (Z_E + Z_S) = \frac{0.8}{2} (Z_E + Z_S) = 52.5$$

Or on a :

$$R = \frac{Z_E}{Z_S} = 0.2 \quad Z_E = 0.2 Z_S$$

$$D'où, \quad 1.2 Z_S = 131.25$$

Donc, $Z_S = 109 \text{ dents}$ $Z_E = 22 \text{ dents}$ $d_s = 87.2 \text{ mm}$ $d_e = 17.6 \text{ mm}$

Le tableau suivant collecte toutes les informations nécessaires pour les deux roues dentées :

Tableau 17 : Table des caractéristiques des deux roues dentées.

Information		Pignon	Engrenage menée
Angle de pression ϕ		20	
Diamètre	Primitif D	$d_E=17.6\text{mm}$	$d_S=87.2 \text{ mm}$
	Saillie D_o	$D_E = d_E+2m=19.2\text{mm}$	$D_S=88.8 \text{ mm}$
	Creux D_c	$D_E = d_E-2m=16\text{mm}$	$D_S=85.6 \text{ mm}$
Dents	Hauteur h_t	$h_t=2.5m = 2 \text{ mm}$	
	Creux b	$b = 1.25m = 1 \text{ mm}$	
	Saillie a	$a = m = 0.8 \text{ mm}$	
	Largeur L	$L = k * m = 4*0.8 = 3.2 \text{ mm}$	
	Epaisseur t	$t = \frac{\pi m}{2} = 1.26 \text{ mm}$	
	Nombre Z	$Z_E = 22$	$Z_S = 109$
Pas	Circulaire primitif p	$p = \pi * m = 2.51 \text{ mm}$	
	Circulaire de base p_b	$p_b = p \times \cos \phi = 0.75 \text{ mm}$	
Rapport de vitesse $R = n_1 / n_2$		$R = 0.2$	
Entraxe C		$C = 52.5\text{mm}$	

☞ Calcul des vitesse d'entrée/sortie et détermination du couple moteur

- La vitesse de sortie : $N_S = \frac{60 \times V}{\pi \times d} = \frac{60 \times 20 \times 10^{-3}}{\pi \times 87.2 \times 10^{-3}} = 4.38 \text{ tr/min}$
- La vitesse d'entrée : $R = \frac{N_S}{N_E} = \frac{T_E}{T_S} = 0.2$ d'où $N_E = 21.902 \text{ tr/min}$
- Le couple de sortie : $T_S = d_s \times F = 87.2 \times 26.1 = 2276 \text{ N.mm}$
- Le couple d'entrée : $T_E = T_S \times 0.2 = 2276 \times 0.2 = 455.2 \text{ N.mm}$

☞ Sélection du moteur

Il faut feuilleter les catalogues. Nous trouvons le moteur NEMA modèle NM23, qui correspond à nos critères. Seul bémol, il s'agit d'un moteur bien plus puissant, avec un couple maximal qui varie jusqu' à 1350 N.mm « voir l'annexe ».

2. Choix du pulvérisateur

Un très grand nombre d'activités industrielles les plus variées doivent recourir à des systèmes de nettoyage pour les réservoirs, les machines et les équipements. Les gammes de buses de pulvérisation pour le nettoyage sont nombreuses si bien qu'il existe une solution adaptée à chaque application.

La buse unique et parfaite pour le nettoyage de tous les réservoirs et de machines n'existe pas. La grande diversité des exigences techniques de chaque application demande pour chaque projet de définir le meilleur compromis.

La buse qui est convenable pour notre conception est la buse à fonte :

- ✓ Empreinte de pulvérisation elliptique
- ✓ Angle de 110°, parfois 80° ou 65°
- ✓ Spectre relativement large de dimensions des gouttelettes

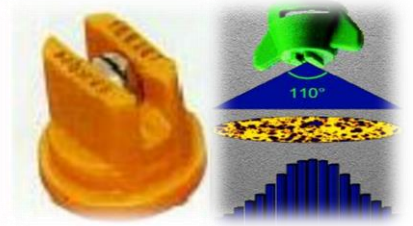


Figure 33 : Buse à fonte

IV. Dimensionnement de système d'ébavurage des disques

Nous avons essayé d'ajouter une petite modification sur la machine d'ébavurage sans changer ni la structure ni le programme d'automatisation tout en respectant le cahier de charge, nous allons Just dimensionner le système des trois ressorts qui permettent garder le disque au centre de la machine à l'aide des trois vérins.

1. Calcul des efforts

☞ Calcul de F_R la force exercée par la tige du vérin sur le disque

La poussée exercée par un vérin est fonction de la pression d'alimentation, du diamètre du vérin et de la résistance de frottement des joints.

La poussée théorique est déterminée à l'aide de la formule :

$$F_{th} = S \times p \quad (54)$$

Dans laquelle :

- ✓ F_{th} = poussée théorique (daN)
- ✓ S = surface de la tige du piston (cm²)
- ✓ p = pression de service (bar)

Dans la pratique il faut connaître la poussée réelle. Pour déterminer la poussée réelle, il faut tenir compte de la résistance de frottement. Dans des conditions normales de service (plage de pression de 4 à 8 bars), on peut supposer que les forces de frottement représentent 3 à 20% environ de la poussée obtenue.

Les données initiales

- p = pression de service (6 bars)
- S = section de la tige (2.01cm²)
- F_f = La force de frottement ($F_{th} \times 5\%$)

Application numérique

$$F_R = F_{th} - F_f = S \times p - F_f \quad (55)$$

$$F_R = (2.01 \times 6) - 0.5(2.01 \times 6) = 11.457 \text{ daN}$$

☞ Le poids du disque P

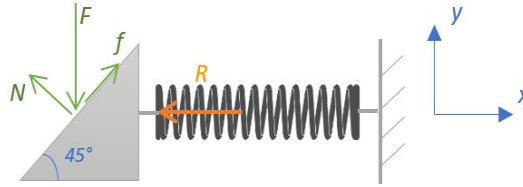
La masse du disque $M = 7\text{kg}$, donc la force de poids de disque :

$$P = M \times g = 7 \times 9.81 = 68.67 \text{ N}$$

Pour la raison de symétrie l'étude sera focalisée juste sur le 1/3 du système, on prend donc :

$$P_{1/3} = 22.89 \text{ N}$$

☞ Calcul de la force de rappel du ressort



Avec,

- ✓ F : Force totale appliqué $F = F_R + P_{1/3} = 114.57 + 22.89 = 137.46 \text{ N}$
- ✓ f : Force de frottement
- ✓ N : Force normale
- ✓ R : force de rappel du ressort

Appliquons le principe fondamental de la statique pour les forces :

$$\sum \vec{F}_{\text{ext}} = \vec{0}$$

$$\text{Suivant } x : -R + f \cos \theta - N \sin \theta = 0 \quad (56)$$

$$\text{Suivant } y : -F + f \sin \theta + N \cos \theta = 0 \quad (57)$$

$$\text{Or on sait que : } f = \mu_c \times N \quad (58)$$

Avec, μ_c : coefficient de frottement « Acier-fonte » : $\mu_c = 0.08$

On remplace (58) dans (53) :

$$-F + \mu_c N \sin \theta + N \cos \theta = 0 \quad (59)$$

D'où,

$$N = \frac{F}{\mu_c \sin \theta + \cos \theta} = \frac{137.46}{0.08 \sin 45 + \cos 45} = 179.99 \text{ N} \quad (60)$$

$$f = 0.08 \times 179.99 = 14.4 \text{ N} \quad (61)$$

On remplace N et f dans (56) on trouve :

$$R = f \cos \theta - N \sin \theta = 14.4 \cos 45 - 179.99 \sin 45 = -117.08 \text{ N} \quad (62)$$

2. Dimensionnement du ressort

Un ressort est un élément de mécanisme qui peut revenir à son état initial après avoir subi une déformation relativement importante.

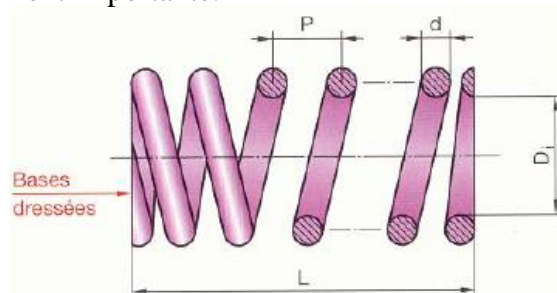


Figure 34 : Ressort cylindrique de compression

Les dimensions du ressort seront déterminées par le calcul suivant :

☞ Calcul de d mini théorique

$$d = \sqrt{\frac{8Rw^3}{G(0.3w - 1)}} \quad (63)$$

Avec,

- ✓ R est connu (donnée de départ) $R = 117.08 \text{ N}$
 - ✓ G dépend du matériau « Inox : $G = 70000 \text{ N/mm}^2$ »
 - ✓ w doit être fixé. La norme accepte des valeurs comprises entre 4 et 20 mais en pratique :
 - w = 6 est la limite minimale : fil très resserré sur lui-même, ressort " très épais "
 - w = 10 est la valeur courante pour obtenir un ressort équilibré et facile à fabriquer
 - w = 16 est la limite supérieure : ressort " très fin "
- Pour notre cas on prend $w = 7$, d'où :

$$d = \sqrt{\frac{8 \times 117.08 \times 7^3}{70000((0.3 \times 7) - 1)}} = 2.04 \text{ mm}$$

La valeur de d ainsi trouvée est la valeur minimale théorique.

☞ Choix de d réel et calcul de De

Pour déterminer le diamètre réel du fil, on prend la valeur supérieure acceptable la plus proche :

Tableau 18 : Table des diamètres des fils usuels fabriqués par AMIC (en mm)

0.20	0.85	2.2	6.0
0.25	0.90	2.5	6.5
0.30	0.95	2.8	7.0
0.35	1.0	3.0	7.5
0.40	1.1	3.5	8.0
0.45	1.2	3.8	8.5
0.50	1.3	4.0	9.0
0.55	1.4	4.2	10.0
0.60	1.5	4.5	11.0
0.65	1.6	4.8	12.0
0.70	1.8	5.0	
0.80	2	5.5	

Une fois que le diamètre d est choisi, on calcule le diamètre extérieur du ressort et le diamètre moyen :

$$D_e = (w + 1) \times d = 8 \times 2.2 = 17.6 \text{ mm} \quad (64)$$

$$D = w \times d = 7 \times 2.2 = 15.4 \text{ mm} \quad (65)$$

☞ Calcul de n_t et L_0

Pour le calcul de L_0 , il faut fixer le type l'extrémité du ressort : $n_i = 1.5$ pour les extrémités rapprochées et meulées et $n_i = 3$ pour les extrémités rapprochées.

Les derniers calculs peuvent être définis selon plusieurs options.

- Option 1 : la raideur K est imposée :

$$\text{Nombre de spires utiles : } n = \frac{G d^4}{8 k D^3} \quad (66)$$

$$L_0 = n (0.3 D + 0.15 d) + n_i d \quad (67)$$

- Option 2 : la longueur L_0 est imposée :

$$n = \frac{L_0 - n_i d}{0.3 D - 0.15 d} \quad (68)$$

$$\text{Raideur totale du ressort : } k = \frac{G d^4}{8 n D^3} \quad (69)$$

- Option 3 : la déformée totale f ($f = L_0 - L$) est imposée :

$$n = \frac{f G d^4}{8 R D^3} \quad (70)$$

$$L_0 = n (0.3 D + 0.15 d) + n_i d$$

- Option 4 : rien n'est imposé :

$n = 2$: ressort le plus court possible. En effet, selon les normes de calcul, n doit toujours rester supérieur à 2.

$$L_0 = n (0.3 D + 0.15 d) + n_i d$$

Pour notre cas la longueur L_0 qui est imposée « $L_0 = 100\text{mm}$ », on prend « $n_i = 1.5$ », d'où :

$$n = \frac{L_0 - n_i d}{0.3 D - 0.15 d} = \frac{100 - (1.5 \times 2.2)}{(0.3 \times 15.4) - (0.15 \times 17.6)} = 48.83 \text{ spires}$$

$$k = \frac{G d^4}{8 n D^3} = \frac{70000 \times 17.6^4}{8 \times 48.83 \times 15.4^3} = 4707.71 \text{ N/mm}$$

Le nombre total de spires : $n_t = n + 2 = 50.83 \text{ spires}$

V. Modèle virtuel de système NE_9594

Après avoir dimensionné les trois systèmes nous entamons la partie de conception assistée par ordinateur.

Dans cette partie on a choisi le logiciel de la conception mécanique « CATIA V5 R21 »

1. Système de transmission des disques

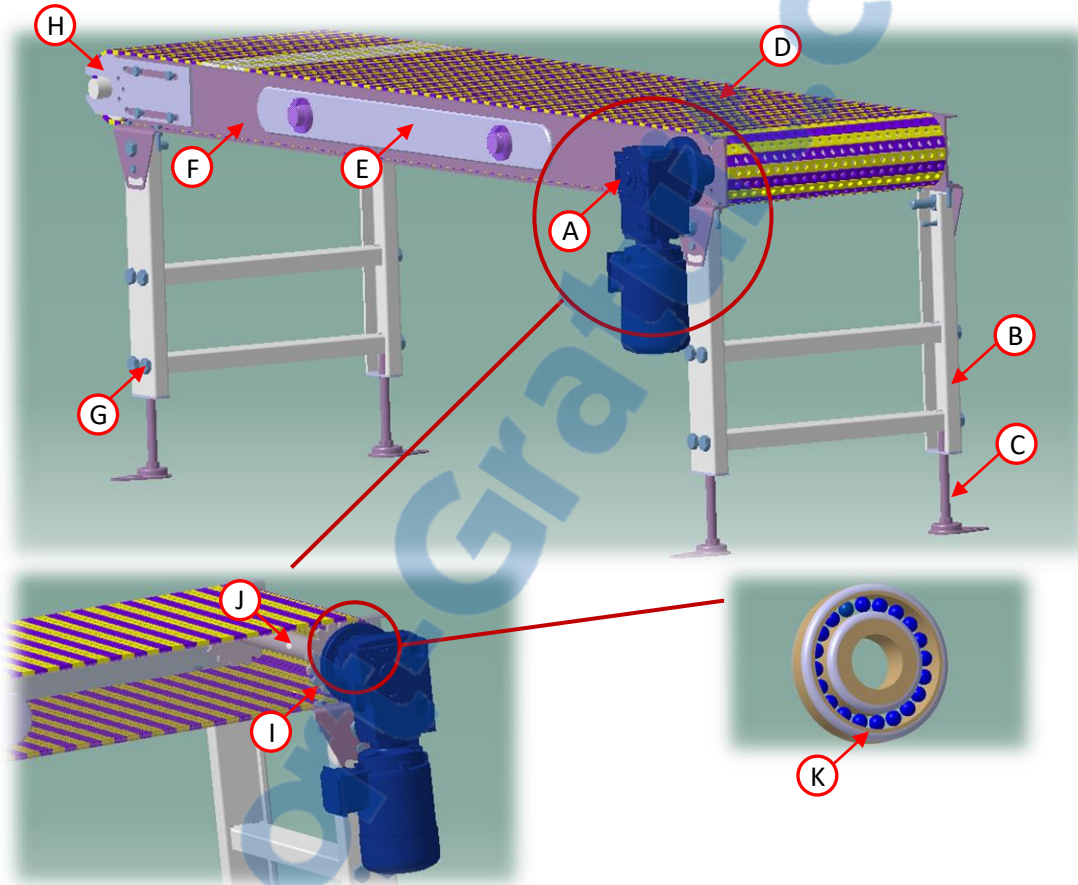


Figure 35 : Vue globale de système de transmission des disques

Le tableau suivant indique les différents composants de système de transmission des disques :

Tableau 19 : Les composants du système de transmission des disques

SYSTEME DE TRANSMISSION DES DISQUES	
A	Moteur réducteur à couple conique
B	Les paliers de convoyeur
C	Les pieds de convoyeur
D	La bande modulaire
E	Carcasse de protection
F	Support de convoyeur
G	Les boulons de fixation
H	Support pour le réglage de la bande
I	La roue dentée
J	L'arbre moteur
K	Roulement

2. Système de nettoyage des disques

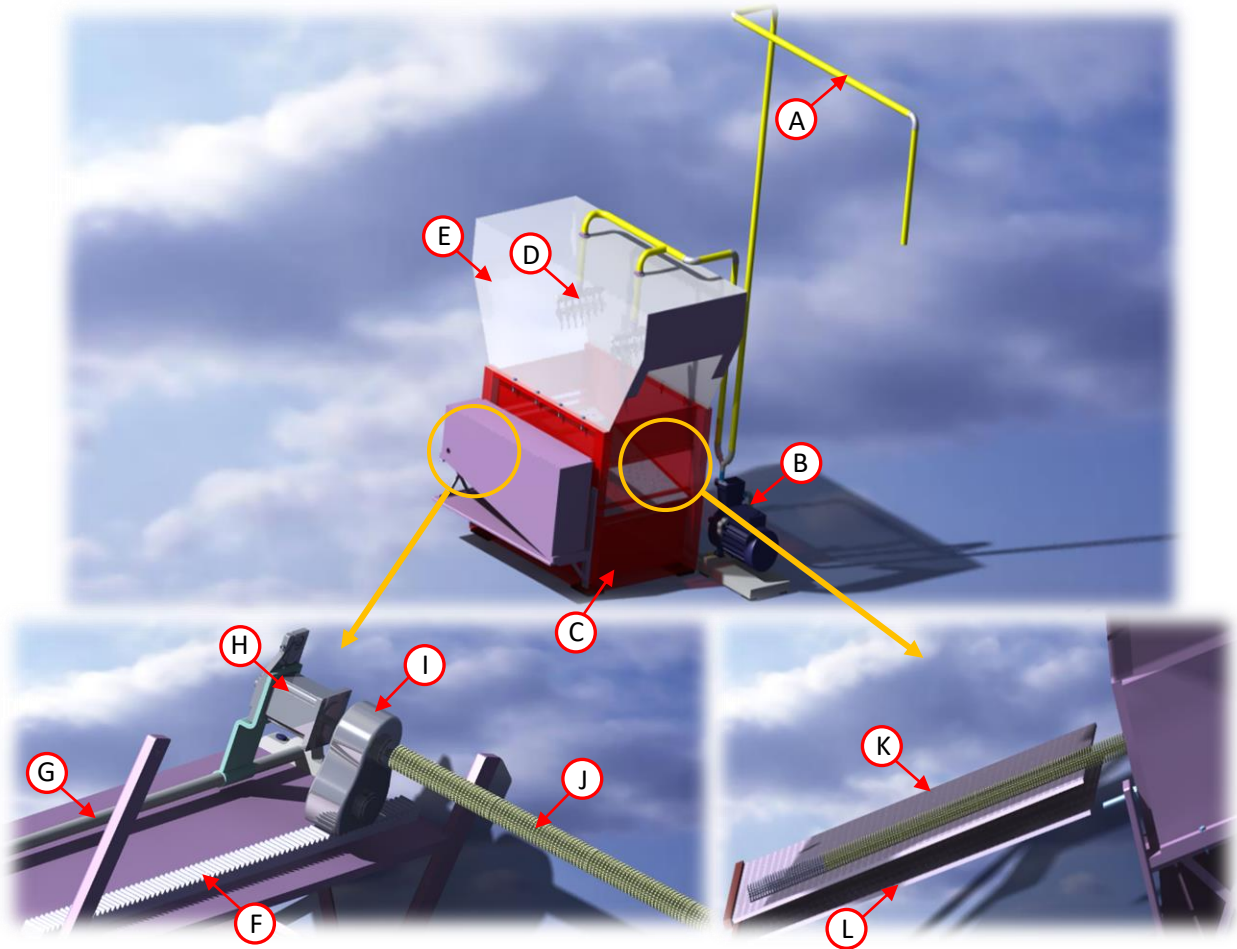


Figure 36 : Vue globale de système de nettoyage

Le tableau suivant indique les différents composants de système de nettoyage des disques :

Tableau 20 : Les composants de système de nettoyage

SYSTEME DE NETTOYAGE	
A	Les conduites
B	Pompe
C	Réservoir
D	Les pulvérisateurs
E	Carcasse de protection
F	Crémaillère
G	Glissière
H	Le moteur Nema
I	Réducteur
J	La brosse
K	Le premier filtre
L	Le deuxième filtre

3. Système de coaxialité

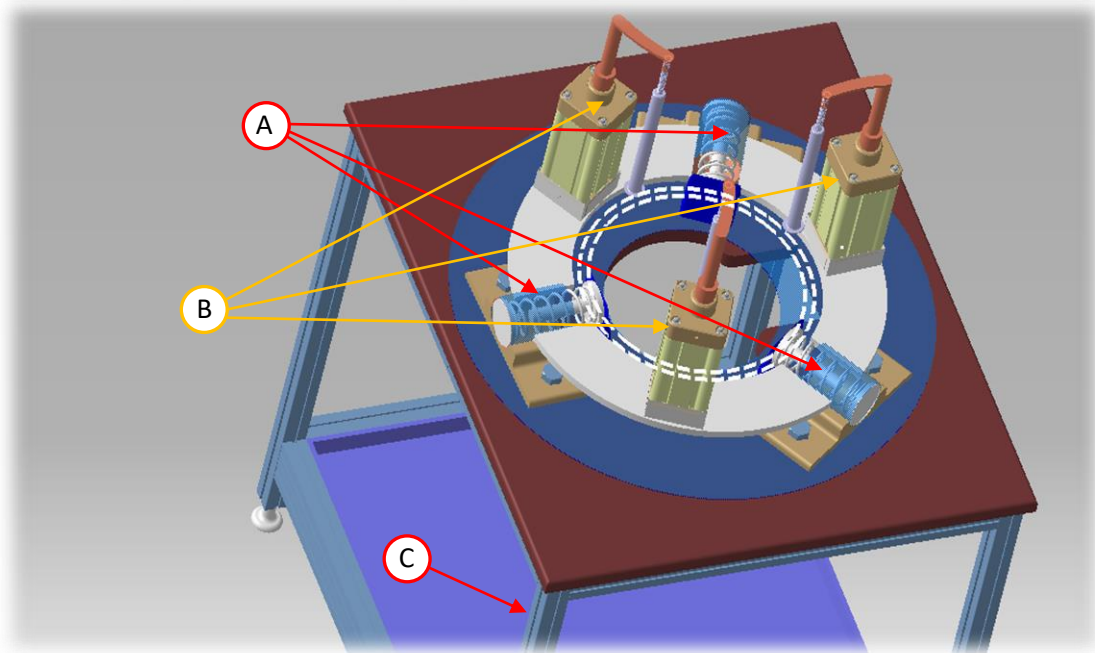


Figure 37 : Vue globale de la machine d'ébavurage

Le tableau suivant indique les différents composants de système de coaxialité :

Tableau 21 : Les composants de système de Coaxialité

SYSTEME DE COAXIALITE	
A	Les trois ressorts
B	Les trois vérins
C	Les paliers

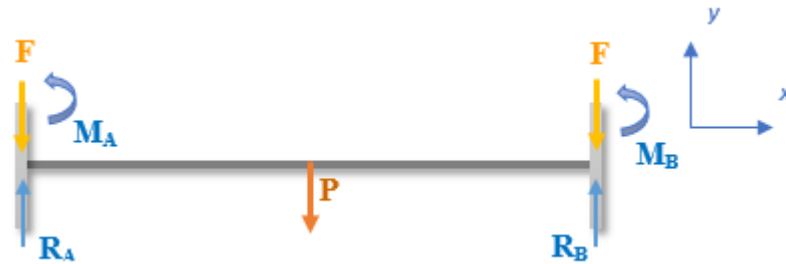
VI. Analyse mécanique du support convoyeur



Figure 38 : support convoyeur

Vu que la symétrie du problème l'étude sera alors effectuée juste sur la moitié du système c'est-à-dire que les forces et les chargements seront divisés par deux.

☞ Diagramme du corps libre



☞ Bilan des sollicitations extérieures

- P : Représente le poids de la poutre
- F : Représente la force appliquée par le système « bande + les trois disques » divisée sur les quatre appuis
- Action de la liaison en A « encastrement » : deux inconnus MA et RA
- Action de la liaison en B « encastrement » : deux inconnus MB et RB

☞ Les données de départ

- ✓ Propriété de matériau

Le matériau utilisé ici est l'acier de propriétés suivantes :

- Module de Young $E = 210 \text{ GPa}$:
- Masse volumique : $\rho = 8000 \text{ kg/m}^3$
- Limite élastique : $\sigma_e = 250 \text{ MPa}$

- ✓ Propriété de la section

La poutre sélectionnée est profilée en C « C 130X10 » avec les propriétés suivantes :

- L'aire de la section : $A = 1260 \text{ mm}^2$
- Le moment quadratique : $I_z = 3.09 \times 10^6 \text{ mm}^4$
- Largeur de la bride : $b = 44 \text{ mm}$
- L'épaisseur moyenne de la bride $t = 8.1 \text{ mm}$:
- Hauteur : $h = 127 \text{ mm}$
- Epaisseur de l'âme : $W = 4.8 \text{ mm}$

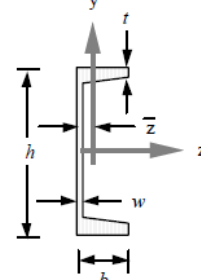


Figure 39 : Section profilée en C

- ✓ Condition aux limites
 - La flèche $y(x)$ et la pente $\Theta(x)$ sont nulles pour $x=0$ et $x=L$.
 - Condition de symétrie : réaction en A égale à la réaction en B
- ✓ Force de poids de la poutre :

$$P = M \times g = 20 \times 9.81 = 196.2 \text{ N}$$

- ✓ La force appliquée par le système « bande + les trois disques » divisée sur les quatre appuis :

$$F = \frac{33 \times 9.81}{4} = 80.93 \text{ N}$$

☞ Calcul des réactions R_A , R_B , M_A , et M_B

Appliquons le principe fondamental de la statique au système :

$$\sum \vec{F}_{\text{ext}} = \vec{0} \quad 2F + P = R_A + R_B = 2R_A \quad (71)$$

Donc,

$$R_A = R_B = F + \frac{P}{2} = 179.03 \text{ N} \quad (72)$$

$$\sum \vec{M}_A = \vec{0} \quad M_A + M_B = \frac{PL}{2} + FL - R_B L \quad (73)$$

Les deux équations (71) et (73) ne peuvent suffirent pour déterminer les trois inconnues R_A , M_A , et M_B « système hyperstatique ».

☞ La méthode de singularité

$$q(x) = R_A \langle x - 0 \rangle^{-1} - F \langle x - 0 \rangle^{-1} - M_A \langle x - 0 \rangle^{-2} - P \left\langle x - \frac{L}{2} \right\rangle^{-1} \quad (74)$$

$$-V(x) = R_A \langle x \rangle^0 - F \langle x \rangle^0 - M_A \langle x \rangle^{-1} - P \left\langle x - \frac{L}{2} \right\rangle^0 \quad (75)$$

$$M(x) = R_A \langle x \rangle^1 - F \langle x \rangle^1 - M_A \langle x \rangle^0 - P \left\langle x - \frac{L}{2} \right\rangle^1 \quad (76)$$

La pente $\Theta(x)$: $El_z \theta(x) = \frac{R_A}{2} \langle x \rangle^2 - \frac{F}{2} \langle x \rangle^2 - M_A \langle x \rangle^1 - \frac{P}{2} \left\langle x - \frac{L}{2} \right\rangle^2 + C_1 \quad (77)$

La flèche $y(x)$: $El_{zy} y(x) = \frac{R_A}{6} \langle x \rangle^3 - \frac{F}{6} \langle x \rangle^3 - \frac{M_A}{2} \langle x \rangle^2 - \frac{P}{6} \left\langle x - \frac{L}{2} \right\rangle^3 + C_1 x + C_2 \quad (78)$

Introduisons les conditions aux limites :

- Pour $y(0) = 0$ et $\theta(0) = 0$ $C_1 = C_2 = 0$
- Pour $\theta(L) = 0$:

$$\theta(L) = \frac{R_A}{2} L^2 - \frac{F}{2} L^2 - M_A L^1 - \frac{P}{8} L^2 = 0 \quad (79)$$

Avec, $R_A = F + \frac{P}{2}$

D'où,

$$M_A = \frac{PL}{8} = 49.05 \text{ N.m} \quad (80)$$

On remplace (71) et (80) dans (73) :

$$M_B = -\frac{PL}{8} = -49.05 \text{ N} \quad (81)$$

☞ Calcul des efforts tranchants et moments fléchissant

- Pour $0 \leq x \leq \frac{L}{2}$:

$$\begin{cases} V(x) = -R_A + F \\ M(x) = R_A x - Fx - M_A \end{cases} \quad (82)$$

○ Pour $\frac{L}{2} \leq x \leq L$:

$$\begin{cases} V(x) = -R_A + F + P \\ M(x) = R_A x - Fx - M_A - P(x - \frac{L}{2}) \end{cases} \quad (83)$$

Donc théoriquement on trouve :

x (m)	0	1	2
V (N)	-98.1	0	98.1
M (N.m)	-49.05	49.05	-49.05

Et par simulation avec le logiciel RDM6 on trouve les résultats ci-dessous :

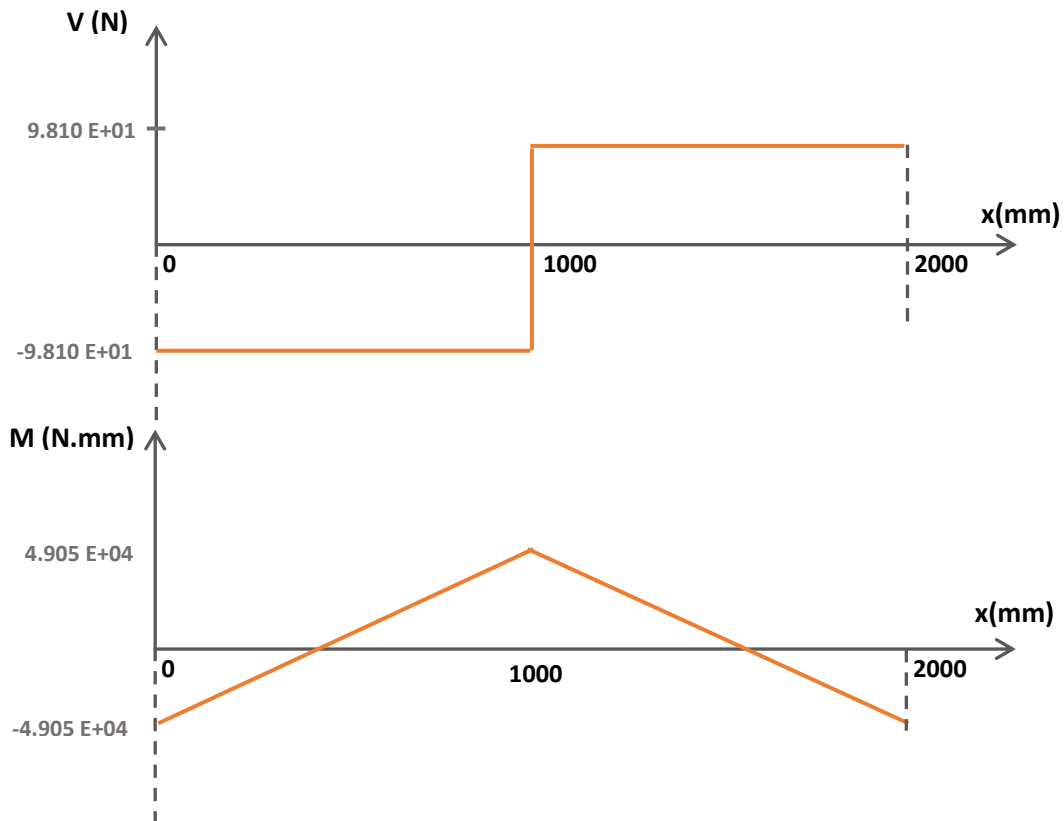


Figure 40 : Diagramme des efforts tranchants et des moments fléchissant

☞ Calcul de la flèche maximale

La flèche est maximale pour $x = \frac{L}{2}$:

$$EI_{zy} \left(\frac{L}{2} \right) = \frac{R_A}{6} \left(\frac{L}{2} \right)^3 - \frac{F}{6} \left(\frac{L}{2} \right)^3 - \frac{M_A}{2} \left(\frac{L}{2} \right)^2 \quad (84)$$

Application numérique :

$$y \left(\frac{L}{2} \right) = \frac{1}{EI_z} \left(\frac{R_A}{6} \times \frac{L^3}{8} - \frac{F}{6} \times \frac{L^3}{8} - \frac{M_A}{2} \times \frac{L^2}{4} \right)$$

$$y_{\max} = \frac{1}{210000 \times 3.09 \times 10^6} \left(179.03 \times \frac{2000^3}{48} - 80.93 \times \frac{2000^3}{48} - 49.05 \times \frac{2000^2}{8} \right)$$

$$y_{\max} = 0.0251 \text{ mm}$$

On remarque que la flèche maximale est très petite donc il y'aura pas un risque de rupture au niveau de la poutre.

☞ Vérification de la condition de résistance pour les paliers du convoyeur

La contrainte appliquée sur les paliers doit impérativement rester inférieure à la limite pratique à l'extension du matériau « R_{pe} ». Cette limite pratique prend en compte, pour des raisons de sécurité bien compréhensibles, différents aléas inhérents aux matériaux et sollicitations appliquées, via un coefficient de sécurité F_s « on prend ici $F_s = 5$ » :

$$\sigma < R_{pe} \quad \text{et} \quad R_{pe} = \frac{R_e}{F_s} = \frac{250}{5} = 50 \text{ Mpa} \quad (85)$$

Or, la contrainte appliquée sur chaque palier :

$$\sigma = \frac{R_A}{S'} = \frac{R_B}{S'} = \frac{179.03}{30 \times 55} = 0.108 \text{ MPa} < R_{pe} \quad (86)$$

Donc la condition de résistance est vérifiée.

VII. Conclusion

Ce chapitre nous a permis, d'une part de dimensionner les principaux systèmes, et d'autre part de choisir les éléments techniques qui répond à nos besoins.

Nous avons commencé par le dimensionnement du convoyeur, voici un résumé regroupant l'ensemble des résultats obtenus :

- Le choix du convoyeur : Convoyeurs à bande modulaire
- La vitesse : 0.2m/s
- Le nombre de tour du convoyeur : 109 tr/min
- La puissance nette du moteur : $P = 0.10 \text{ hp}$
- Calcul des arbres : $d = 8.7 \text{ mm}$
- Calcul de clavette de l'arbre :
Section = 3×3 , $a = 3$, $J = d - 1.8$, $K = d1.4$, r : max 0.16, min 0.08
- Choix des roulements : Roulement à une rangée de billes de 9mm de diamètre intérieur, charge dynamique $C=365 \text{ daN}$ et charge statique $C_0=165\text{daN}$

Ensuite, nous avons effectué une étude sur notre installation hydraulique, nous avons suivi une démarche qui permette de déterminer le point de fonctionnement d'une pompe dans le cas de deux conduites de refoulement en parallèle, ce qu'on a obtenue comme résultat pour assurer le bon fonctionnement de l'installation est un débit volumique Q_v qui égale $0.015 \text{ m}^3/\text{s}$

Puis nous avons consacré une partie pour le dimensionnement de système de dégagement des copeaux, nous avons justifié le choix du moteur utiliser, c'est un moteur NM23. Ainsi tous les paramètres du moteur réducteur (Tableau 17).

Après cela, nous avons effectué le dimensionnement du ressort qui représente l'élément essentiel de système de coaxialité pour la machine d'ébavurage, voici le résultat de l'étude :

- Type de ressort : Ressort de compression
- Matériaux : « Inox : $G = 70000 \text{ N/mm}^2$ »
- Longueur initiale : $L_0 = 100\text{mm}$
- Diamètre réelle $D_r = 2.2$
- Diamètre extérieur $D_e == 17.6\text{mm}$

- Diamètre moyen $D = 15.4 \text{ mm}$
- La raideur : $k = 4707.71 \text{ N/mm}$
- Le nombre total de spires $n_t = 50.83 \text{ spires}$

Finalement, nous avons réalisé un modèle virtuel sur l'ensemble des systèmes par l'intermédiaire de logiciel de conception assistée par ordinateur CATIA, puis nous avons consacré une partie pour un calcul mécanique concernant les caractéristiques structurales du support convoyeur, les résultats ont montré un bon dimensionnement du support.

Cette étude fera l'objet du chapitre suivant qui sera consacré à l'étude de la solution automatisée.

CHAPITRE IV : AUTOMATISATION DES SYSTEMES DE NETTOYAGE ET DE DEGAGEMENT DES COPEAUX

- Structure d'un système automatisé
- Choix des capteurs
- Choix de l'automate
- Programmation « GRAFCET, LADDER, LOGIGRAMME »

I. Introduction

Un automate est un sous-ensemble d'une machine, destinée à remplacer l'action de l'être humain dans des tâches en générales simples et répétitives, réclamant précision et rigueur. On est passé d'un système dit manuel, à un système mécanisé, puis au système automatisé.

Dans l'industrie, les automates sont devenus indispensables : ils permettent d'effectuer quotidiennement les tâches les plus ingrates, répétitives et, dangereuses. Parfois, ces automates sont d'une telle rapidité et d'une telle précision, qu'ils réalisent des actions impossibles pour un être humain. L'automate est donc synonyme de productivité et de sécurité.

Les objectifs de l'automatisation sont donc :

- ✓ Eliminer les tâches répétitives,
- ✓ Simplifier le travail de l'humain,
- ✓ Augmenter la sécurité (responsabilité),
- ✓ Accroître la productivité.

C'est également :

- ✓ Economiser les matières premières et l'énergie,
- ✓ S'adapter à des contextes particuliers : flexibilité,
- ✓ Améliorer la qualité.
- ✓ Le système automatisé permet d'obtenir de façon reproductible la valeur ajoutée.

II. Structure d'un système automatisé

☞ Partie opérative

La partie opérative, également appelée processus, constitue l'unité de travail qui exécute la tâche dictée par la partie commande. Elle se compose généralement de 2 types d'éléments : les capteurs et les actionneurs.

Les capteurs servent à détecter des positions physiques, des pressions, des températures, des forces, des vitesses, etc. L'information captée par la partie opérative est transmise à la partie commande par l'intermédiaire d'une interface d'entrée.

Les actionneurs sont les éléments de puissance permettant d'engendrer les mouvements de rotation ou de translation dans la partie opérative. On distingue 3 catégories d'actionneurs :

- ✓ Les actionneurs électriques, qui transforment l'énergie électrique en énergie mécanique sous forme de mouvement de rotation (moteur) ou de translation (électroaimant)
- ✓ Les actionneurs pneumatiques, qui transforment l'énergie pneumatique en mouvement de rotation (moteur pneumatique) ou de translation (vérin).
- ✓ Les actionneurs hydrauliques, qui transforment l'énergie hydraulique en mouvement de rotation (moteur) ou de translation (vérin). Les actionneurs hydrauliques ont utilisé pour engendrer des mouvements nécessitant beaucoup de force.

Un préactionneur est un élément qui reçoit l'ordre de la partie commande, fournit à l'actionneur qui lui est associé l'énergie requise pour fonctionner. Les préactionneurs utilisés avec les actionneurs électriques sont principalement les contacteurs magnétiques et les variateurs de vitesse, Pour les actionneurs pneumatiques et les préactionneurs les mieux adaptés à la tâche sont les distributeurs électropneumatiques ou électrohydrauliques.

Partie commande

La partie commande, aussi appelée automate, regroupe l'ensemble des composants utilisés pour le traitement de l'information permettant d'émettre des ordres vers la partie opérative. La partie commande peut avoir à traiter des éléments de logique combinatoire et séquentielle, des opérations logiques et numériques en effectuant des opérations sur des valeurs alphanumériques ou numériques, et des fonctions d'asservissement en boucle fermée.

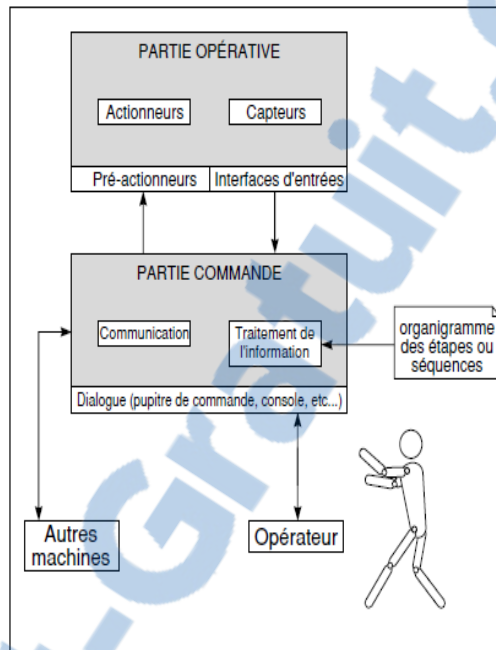


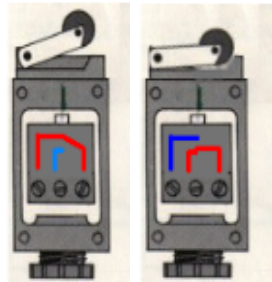


Figure 41 : Structure d'un système automatisé

III. Choix des capteurs

Le seul système qui a besoin d'un capteur est celui de système de dégagement des copeaux, le fonctionnement de système nécessite le vas et vient de la brosse sur la crémaillère donc nous avons besoin deux capteurs sur les deux extrémités glissière, le capteur le plus convenablement possible est le détecteur de position mécanique.

Détecteur de position	Symbole	Principe	Utilisation
			Détection de position, fin de course Détection de présence D'objets solides Avantage : Sécurité d'élévée Fiabilité des contacts Mise en œuvre simple Grande résistance aux ambiances industrielles

IV. Choix de l'automate

1. Les critères de sélection

☞ Amplitude des entrées/sorties

Le premier paramètre à prendre en compte pour choisir un automate est le nombre d'entrée et de sortie nécessaire. Il pourra y avoir un bloc de base et des extensions, ou une unité centrale et des cartes d'entrée ou de sortie. On commencera donc par faire le bilan des entrées et des sorties.

☞ Type des entrées/sorties

Les entrées et les sorties peuvent être :

- ✓ Logique : entrées et sorties tout ou rien (TOR).
- ✓ Analogique : liaison avec génératrice tachymétrique en entrée et variateur de vitesse en sortie par exemple.
- ✓ Numérique : comptage rapide sur un codeur incrémental. Chaque entrée ou sortie devra être adaptée au capteur ou au préactionneur. Les cartes assurent l'isolation galvanique entre l'unité centrale et le système. Les cartes de sortie peuvent être à relais ou à transistor. Celles à relais assurent une coupure entre l'alimentation et le préactionneur mais sont relativement lentes. Celles à transistor commutent plus rapidement mais n'assurent pas de séparation électrique.

☞ Unité centrale

C'est le cœur de l'automate. Elle comporte un microprocesseur et de la mémoire qui permettent de définir sa puissance. La capacité mémoire de certain automate peut être augmentée.

☞ Alimentation

Elle doit couvrir les besoins énergétiques de l'unité centrale et de toutes les extensions. Quand elle existe sur l'automate de base, elle ne couvre pas les besoins d'un nombre important d'extension et il faudra rajouter une deuxième alimentation.

2. Présentation de l'automate sélectionné

L'Automate Programmable LOGO est un produit de l'entreprise Siemens, elle est prévue pour des petites applications. Elle possède 6 entrées et 4 sorties, nous trouvons actuellement des LOGO qui ont plus d'entrées et des sorties (par exemple 12 entrées, 8 sorties). Le tableau suivant compare les différentes versions de l'API.

Tableau 22 : Versions de l'automate LOGO

Type de LOGO	Alimentation et contacts	Sorties	Version de l'automate LOGO
LOGO 24	Alimentation et contacts 24 V	Sorties transistorisées	Version 6 entrées et 4 sorties
LOGO 24R	Alimentation et contacts 24 V	Sorties à relais	Version 6 entrées et 4 sorties
LOGO 24L	Alimentation et contacts 24 V	Sorties transistorisées	Version 12 entrées et 8 sorties
LOGO 24RC	Alimentation et contacts 24 V	Sorties à relais + horloge	Version 6 entrées et 4 sorties
LOGO 24RL	Alimentation et contacts 24 V	Sorties transistorisées	Version 12 entrées et 8 sorties



Figure 42 : Automate programmable industriel SIEMENS

Avec des sorties à relais chaque contact supporte 2 A, l'alimentation des entrées se fait avec la même tension que celle d'alimentation de l'automate. Le LOGO peut se programmer avec un PC, toute fois le mode de programmation est le même, on actionne les touches du LOGO dessiné à l'écran. Le seul avantage est de pouvoir visualiser le programme dans son ensemble, c'est pour cela on va utiliser le logiciel « **LOGO ! Soft Comfort** » pour avoir un affichage qui permet de visualiser les états logiques des sorties et des entrées et d'autres bloc, etc...

On va utiliser l'automate LOGO 24 car pour notre application on aura besoin de cinq entrées et quatre sorties. Il résout les tâches d'automatisme dans tous les domaines, aussi sa modularité permet de s'adapter à toutes les applications.

V. Programmation « GRAFCET, LADDER, LOGIGRAMME »

1. Cahier de charge

Après l'appuie sur départ cycle (dcy), on aura la mise en marche simultanée du moteur convoyeur et la pompe :

- ✓ Le moteur(M) convoyeur permet la rotation de la bande transporteuse
- ✓ La pompe(P) permet d'évacuer le fluide contenu dans le réservoir vers le poste de perçage et en plus alimenter le système de nettoyage

Puis il y aura l'intervention du système de dégagement des copeaux d'usinage toutes les cinq minutes, le moteur NEMA est mis en marche, ce qui entraine le mouvement de rotation de la brosse et son déplacement à gauche (D) et à droite (G) à l'aide d'un système pignon crémaillère équipé de deux capteurs mécaniques dans ces extrémité (d, g).



Avec,

- M, G, D, P : des actionneurs.
- d, g : des capteurs de positions.
- Au : bouton d'arrêt d'urgence.

2. Programme GRAFCET

Le GRAFCET « Graphe Fonctionnel de Commande Etapes/Transitions » est un mode de représentation et d'analyse d'un automate. Il est préférable avant d'entamer la programmation sur « LOGO Soft Comfort » de commencer plutôt par le GRAFCET :

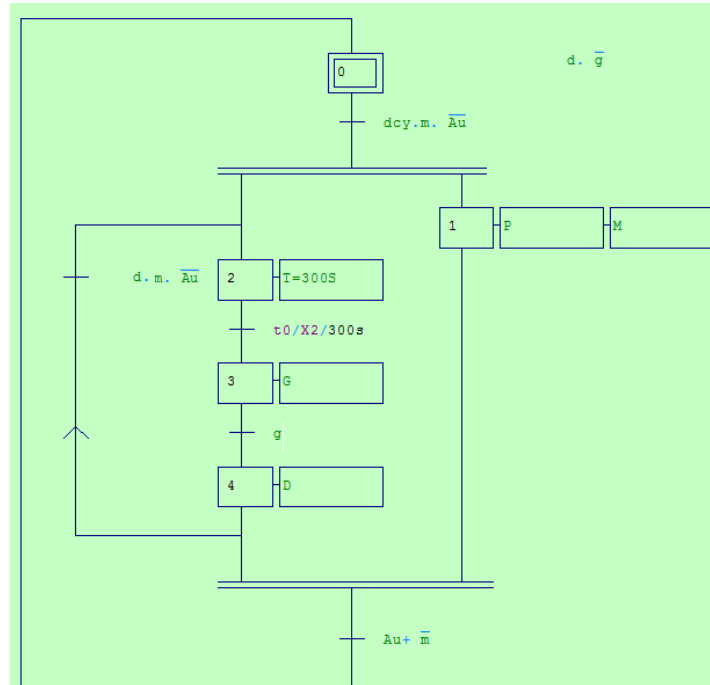


Figure 43 : GRAFCET du fonctionnement de la machine

3. Programme LADDER, logigramme

Il suffit de traduire les informations du GRAFCET vers un schéma ladder pour programmer l'automate :

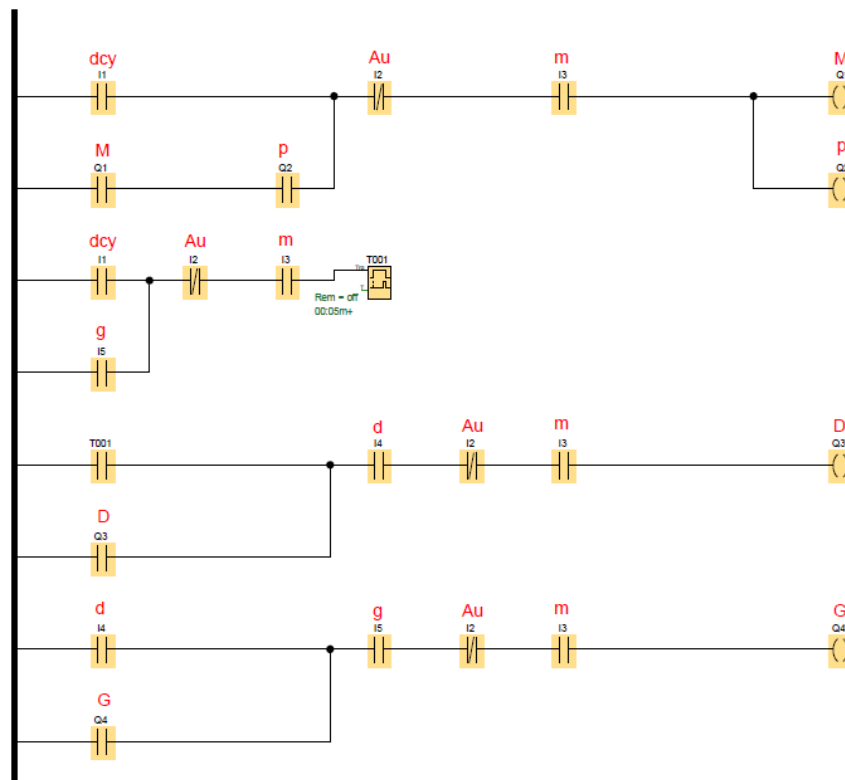


Figure 44 : Schéma des connexions « LADDER »

Conclusion et perspectives

Pour conclure les systèmes proposer seront capable de remplacer les systèmes actuels et résoudre l'ensemble des problèmes rencontrés, ils sont faciles de les réaliser et la réalisation est devenue primordiale car elles permettent d'atteindre les objectifs souhaités.

Avec le nouveau concept de nettoyage automatisé des disques y'aura plus l'intervention de l'opérateur après chaque opération de perçage, maintenant il suffit qu'il pose le disque sur le convoyeur. Sans oublier bien sûr la précision et la rapidité de la machine d'ébavurage grâce au système de coaxialité rajouter, la contrainte de diamètre de disque n'existe plus maintenant.

Pour pouvoir arriver à des tels résultats, nous avons commencé par choisir les meilleures solutions pour les différents concepts, en essayant d'utiliser le maximum des solutions existantes et en analysant les différentes contraintes auxquelles doit obéir le nouveau système, à l'aide de la méthode MRP et avec un ensemble d'outils comme l'analyse fonctionnelles, la matrice morphologique et le concept screening et scoring.

Puis nous avons passé au dimensionnement et conception des trois systèmes. Nous avons déterminé toutes les caractéristiques intervenant dans le dimensionnement de ces trois systèmes telle que :

- ✓ Le type de la bande, la vitesse, le diamètre de l'arbre, la clavette, les roulements et la puissance moteur pour le convoyeur.
- ✓ Le point de fonctionnement de la pompe, le choix de moteur, le dimensionnement de réducteur et le choix de pulvérisateur pour le système de nettoyage des disques.
- ✓ Le choix du ressort de système de coaxialité pour la machine d'ébavurage : calcul de la raideur, les diamètres, la longueur initiale et le nombre de spire du ressort.

Ensuite nous avons effectué une étude mécanique sur le support du convoyeur pour valider tout ce qui est résistances mécaniques. Finalement un modèle virtuel sur le logiciel CATIA V5 et une automatisation de système convoyage et nettoyage par l'automate LOGO qui est l'un des automates les plus utilisées dans les cas des petites installations.

En guise de conclusion, la Société Marocaine des fonderies du nord « Floquet-Monopole » Maroc-FES a étudié la possibilité d'adopter notre solution et nous espérons que notre nouvelle machine sera d'une grande utilité.

Bibliographie

Karl T. Ulrich & Steven D. Eppinger « PRODUCT DESIGN AND DEVELOPMENT, FIFTH EDITION » Published by McGraw Hill, New York, 2012

Robert Tassinari « PRATIQUE DE L'ANALYSE FONCTIONNELLE » Publié par Dunod, 1997

André Chevalier « Chevalier guide du dessinateur industriel », 2004

Claude Barlier & René Bourgeois & Lionel Girardin « MEMOTECH PRODUCTIQUE – Conception et Dessin, troisième édition »

Gilbert Drouin & Michel Gou & Pierre Thiry & Robert Vinet « ELEMENTS DE MACHINES, deuxième édition revue et augmentée »

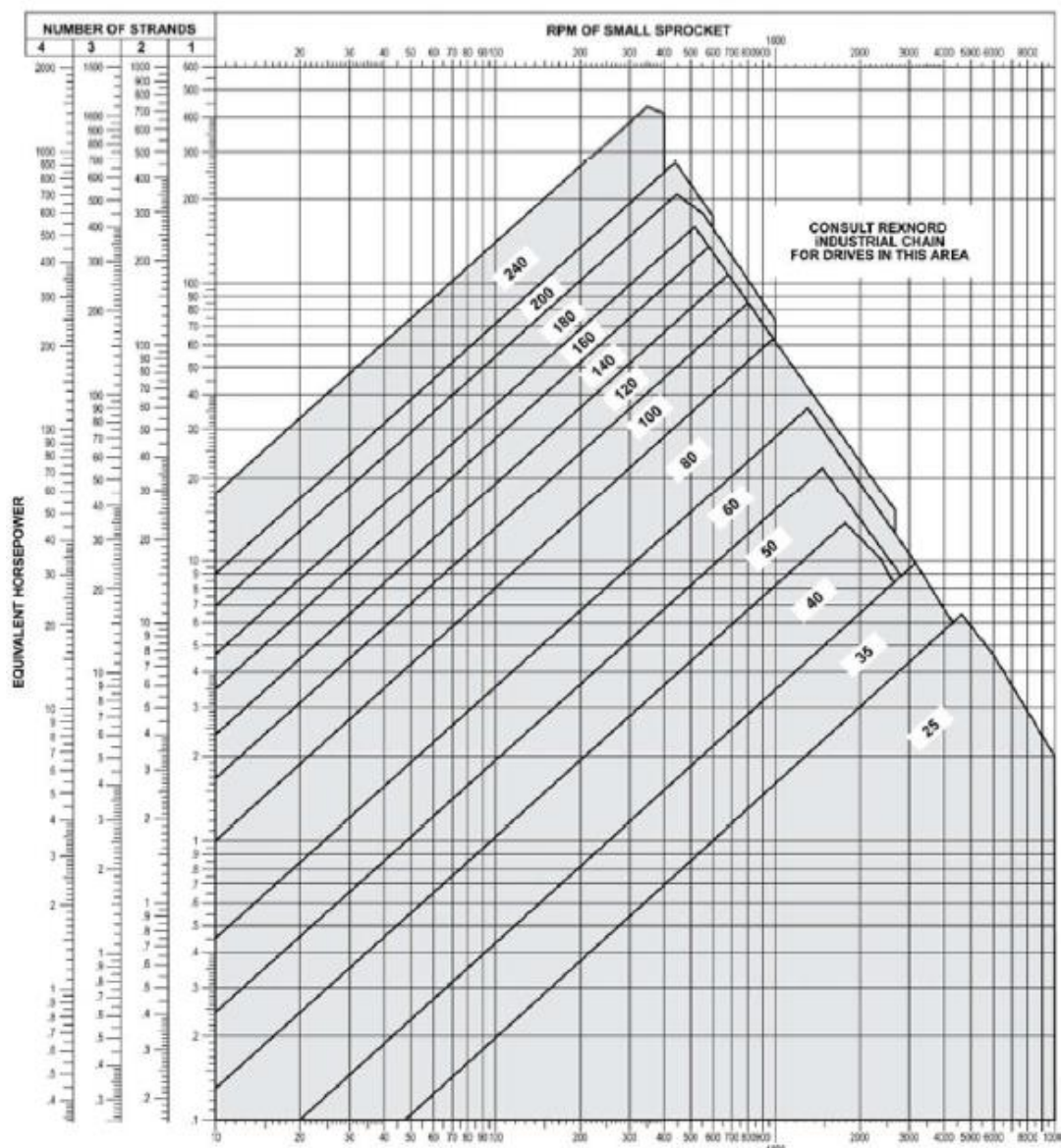
Matériaux L'inox N°4.06 « FICHE MATERIAUX », V3 – Fiche éditée par le SPW – 0G06 – Département du Développement Technologique Direction de l'Evaluation de la Sensibilisation – <http://adyssee.wallonie.be>

PTC Link Belt Catalog : reproduction autorisée par PT Component Inc, Rockville, Indiannapolis, E.-U.

Annexe 1 : Facteur de service K_s « Dimensionnement des chaines »

Driven equipment	Service factors		
	Input power		
	Internal combustion engine with hydraulic drive	Electric motor or turbine	Internal combustion engine with mechanical drive
Agitators, liquid stock	1.0	1.0	1.2
Beaters	1.2	1.3	1.4
Blowers, centrifugal	1.0	1.0	1.2
Boat propellers	1.4	1.5	1.7
Compressors			
centrifugal	1.2	1.3	1.4
reciprocating, 3 or more cylinders	1.2	1.3	1.4
reciprocating, singular, 2 cylinders	1.4	1.5	1.7
Conveyors			
uniformly loaded or fed	1.0	1.0	1.2
not uniformly loaded or fed	1.2	1.3	1.4
reciprocating	1.4	1.5	1.7
Cookers, cereal	1.0	1.0	1.2
Crushers	1.4	1.5	1.7
Elevators, bucket			
uniformly loaded or fed	1.0	1.0	1.2
not uniformly loaded or fed	1.2	1.3	1.4
Fans, centrifugal	1.0	1.0	1.2

Annexe 2 : Abaque des chaines « Choix de la chaine »



Annexe 3 : Catalogue des chaines n° 25 (pas = 0.25 po)

Number of teeth in small sprocket	Maximum bore inches	Horsepower for single strand chain ▲																	
		RPM of small sprocket																	
		100	500	900	1200	1800	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7500	8000	8500
11	.313	0.05	0.23	0.39	0.50	0.73	0.98	1.15	1.32	1.38	1.16	0.99	0.86	0.75	0.67	0.60	0.54	0.49	0.45
12	.375	0.06	0.25	0.43	0.55	0.80	1.07	1.26	1.45	1.57	1.32	1.12	0.97	0.86	0.76	0.68	0.61	0.56	0.51
13	.438	0.06	0.27	0.47	0.60	0.87	1.17	1.38	1.58	1.77	1.49	1.27	1.10	0.96	0.86	0.77	0.69	0.63	0.57
14	.563	0.07	0.30	0.50	0.65	0.94	1.27	1.49	1.71	1.93	1.66	1.42	1.23	1.08	0.96	0.86	0.77	0.70	0.64
15	.563	0.08	0.32	0.54	0.70	1.01	1.36	1.61	1.85	2.08	1.84	1.57	1.36	1.20	1.06	0.95	0.86	0.78	0.71
16	.563	0.08	0.34	0.58	0.76	1.09	1.46	1.72	1.98	2.23	2.03	1.73	1.50	1.32	1.17	1.05	0.94	0.86	0.78
17	.625	0.09	0.37	0.62	0.81	1.16	1.56	1.84	2.11	2.38	2.22	1.90	1.64	1.44	1.28	1.14	1.03	0.94	0.86
18	.750	0.09	0.39	0.66	0.86	1.24	1.66	1.96	2.25	2.53	2.42	2.07	1.79	1.57	1.39	1.25	1.12	1.02	0.93
19	.813	0.10	0.41	0.70	0.91	1.31	1.76	2.07	2.38	2.62	2.24	1.94	1.70	1.51	1.35	1.22	1.11	1.01	0.93
20	.875	0.10	0.44	0.74	0.96	1.38	1.86	2.19	2.52	2.84	2.83	2.42	2.10	1.84	1.63	1.46	1.32	1.20	1.09
21	.875	0.11	0.46	0.78	1.01	1.46	1.96	2.31	2.66	2.99	3.05	2.60	2.26	1.98	1.76	1.57	1.42	1.29	1.17
22	.938	0.11	0.48	0.82	1.07	1.53	2.06	2.43	2.79	3.15	3.27	2.79	2.42	2.12	1.88	1.69	1.52	1.38	1.26
23	1.000	0.12	0.51	0.86	1.12	1.61	2.16	2.55	2.93	3.30	3.50	2.98	2.59	2.27	2.01	1.80	1.62	1.47	1.35
24	1.063	0.13	0.53	0.90	1.17	1.69	2.27	2.67	3.07	3.46	3.73	3.18	2.76	2.42	2.15	1.92	1.73	1.57	1.44
25	1.188	0.13	0.56	0.94	1.22	1.76	2.37	2.79	3.21	3.61	3.96	3.38	2.93	2.57	2.28	2.04	1.84	1.67	1.53
28	1.250	0.15	0.63	1.07	1.38	1.99	2.68	3.15	3.62	4.09	4.54	4.01	3.47	3.05	2.70	2.42	2.18	1.98	1.81
30	1.313	0.16	0.68	1.15	1.49	2.15	2.88	3.40	3.90	4.40	4.89	4.45	3.85	3.38	3.00	2.68	2.42	2.20	2.01
32	1.500	0.17	0.73	1.23	1.60	2.30	3.09	3.64	4.18	4.72	5.25	4.90	4.25	3.73	3.30	2.96	2.67	2.42	2.21
35	1.688	0.19	0.80	1.36	1.76	2.53	3.41	4.01	4.61	5.20	5.78	5.60	4.86	4.26	3.78	3.38	3.05	2.77	2.53
40	1.875	0.22	0.92	1.57	2.03	2.93	3.93	4.64	5.32	6.00	6.68	6.85	5.93	5.21	4.62	4.13	3.73	3.38	3.09

Annexe 4 : Catalogue des roulements rigides à une rangée de billes

40-6 ÉCARTS SUR LA LARGEUR B DES ROULEMENTS (sauf roulements à rouleaux coniques)

40-61 ROULEMENTS À UNE RANGÉE DE BILLES, À CONTACT RADIAL, SANS ENCOCHE DE REMPLISSAGE

Valeurs en micromètres (µm)	Alésage d	Écart supérieur	Écart inférieur
de 3 à 50 inclus	0	-120	-150
50 à 80	0	-150	-200
80 à 120	0	-200	-250
120 à 180	0	-250	-300

Type BC

P = protection d'un seul côté par flasques E = protection d'un seul côté par joint

PP = protection des deux côtés par flasques EE = protection des deux côtés par joints

Série de dimensions 10							Série de dimensions 02							Série de dimensions 03							Série de dimensions 04						
d	D	B	r	C ₀ daN	C daN	n max tr/min	D	B	r	C ₀ daN	C daN	n max tr/min	D	B	r	C ₀ daN	C daN	n max tr/min	D	B	r	C ₀ daN	C daN	n max tr/min			
3							10	4	0,15	17	48,8	48000															
4							13	5	0,2	31,5	84,4	45000															
5							16	5	0,3	44	111	40000															
6							19	6	0,3	72	172	38000															
8	22	7	0,3	134	325	38000																					
9	24	7	0,3	153	371	36000	26	8	0,3	196	462	32000															
10	26	8	0,3	196	462	28000	30	9	0,6	224	507	30000	35	11	0,6	375	806	26000									
12	28	8	0,3	224	507	26000	32	10	0,6	310	689	28000	37	12	1	465	975	19000									
15	32	9	0,3	250	559	28000	35	11	0,6	355	780	24000	42	13	1	540	114	20000									
17	35	10	0,3	280	605	24000	40	12	0,6	450	956	20000	47	14	1	655	1350	19000									
20	42	12	0,6	450	936	20000	47	14	1	620	1270	18000	52	15	1,1	780	1590	16000	62	17	1,1	1180	2290	15000			
25	47	12	0,6	560	1120	18000	52	15	1	695	1400	15000	62	17	1,1	1140	2250	14000	80	21	1,5	1960	3580	11000			
30	55	13	1	680	1330	15000	62	16	1	1000	1950	13000	72	19	1,1	1460	2810	11000	90	23	1,5	2400	4360	10000			
35	62	14	1	850	1590	13000	72	17	1,1	1370	2550	11000	80	21	1,5	1800	3320	10000	100	25	1,5	3190	5530	8500			
40	68	15	1	930	1680	12000	80	18	1,1	1660	3070	10000	90	23	1,5	2240	4100	9000	110	27	2	3650	6370	8000			
45	75	16	1	1220	2120	11000	85	19	1,1	1860	3320	9000	100	25	1,5	3000	5270	8000	120	29	2	4550	7610	7000			
50	80	16	1	1320	2160	10000	90	20	1,1	1960	3510	8500	110	27	2	3600	6180	7500	130	31	2,1	5200	8710	6300			
55	90	18	1,1	1700	2810	9000	100	21	1,5	2500	4360	7500	120	29	2	4150	7150	6700	140	33	2,1	6300	9950	6000			
60	95	18	1,1	1830	2960	8000	110	22	1,5	2800	4750	7000	130	31	2,1	4800	8190	6000	150	35	2,1	6950	10800	5600			
65	100	18	1,1	1960	3070	7500	120	23	1,5	3400	5590	6300	140	33	2,1	5600	9230	5600	160	37	2,1	7800	11900	5300			
70	110	20	1,1	2450	3770	7000	125	24	1,5	3750	6180	6000	150	35	2,1	6300	10400	5300	180	42	3	10400	14300	4500			
75	115	20	1,1	2600	3970	6700	130	25	1,5	4050	6630	5600	160	37	2,1	7200	11200	5000	190	45	3	11400	15300	4300			
80	125	22	1,1	3150	4750	6300	140	26	2	4500	7020	5300	170	39	2,1	8000	12400	4500	200	48	3	12500	16300	4000			
85	130	22	1,1	3350	4940	6000	150	28	2	5300	8320	5000	180	41	3	9000	13300	4300	210	52	4	13400	17400	3800			

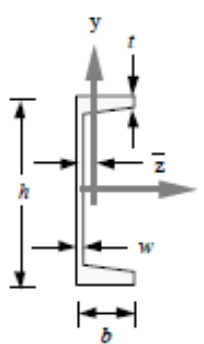
Annexe 5 : La charge dynamique équivalente P

$P = V.X.F_r + Y.F_a$ en N avec									
Valeurs des coefficients X et Y									
Roulements à billes à contact radial									
Si $F_a/F_r \leq e$ alors $P = F_r$					Si $F_a/F_r > e$ alors $P = 0,56.F_r + Y.F_a$				
Les coefficients e et Y ci-dessus dépendent du rapport F_a/C_0									
F_a/C_0	0,014	0,028	0,056	0,084	0,110	0,170	0,280	0,420	0,560
e	0,19	0,22	0,26	0,28	0,30	0,34	0,38	0,42	0,44
Y	2,3	1,99	1,71	1,55	1,45	1,31	1,15	1,01	1,00

Annexe 6 : Catalogue des moteur NEMA

Modèle	Résolution	Précision	Vitesse Min.	Vitesse Max.	Couple Max.
	(°)	(°)	(°/s)	(rpm)	(N cm)
NM08	0.0281	+/-0.25	0.1318	jusqu'à 1407	jusqu'à 2.8
NM11	0.0281	+/-0.25	0.1318	jusqu'à 1407	jusqu'à 12
NM17	0.0281	+/-0.25	0.1318	jusqu'à 1407	jusqu'à 32
NM23	0.0281	+/-0.25	0.1318	jusqu'à 1340	jusqu'à 135
NM34	0.0281	+/-0.25	0.1318	jusqu'à 700	jusqu'à 657

Annexe 6 : Catalogue des Poutres avec sections profilées en C



A = aire de la section
 b = largeur de la bride (aile)
 t = épaisseur moyenne de la bride (aile)
 w = épaisseur de l'âme
 m = masse du profilé par unité de longueur
 I_y, I_z = moment d'inertie par rapport à l'axe des y et des z
 S_y, S_z = module de section par rapport à l'axe des y et des z
 r_y, r_z = rayon de giration par rapport à y et z
 \bar{y}, \bar{z} = centroïde
 J = constante de torsion
 *Appellation en fonction de la hauteur (mm) et de la masse en (kg/m)..

Appel*	m	A	axe des z			axe des y					h	b	t	w
			I_z	S_z	r_z	I_y	S_y	r_y	\bar{z}	J				
	kg/m	mm ²	10 ⁶ mm ⁴	10 ³ mm ³	mm	10 ⁶ mm ⁴	10 ³ mm ³	mm	mm	10 ³ mm ⁴	mm	mm	mm	mm
C380x74	74	9480	168	881	133	4,60	62,4	22,0	20,3	1110	381	94	16,5	18,2
x60	60	7570	145	760	138	3,84	55,5	22,5	19,7	607	381	89	16,5	13,2
x50	50	6430	131	687	143	3,39	51,4	23,0	20,0	424	381	86	16,5	10,2
C310x45	45	5690	67,3	442	109	2,12	33,6	19,3	17,0	363	305	80	12,7	13,0
x37	37	4720	59,9	393	113	1,85	30,9	19,8	17,1	224	305	77	12,7	9,8
x31	31	3920	53,5	351	117	1,59	28,2	20,1	17,5	153	305	74	12,7	7,2
C250x37	37	4750	37,9	299	89,3	1,40	24,3	17,2	15,7	290	254	73	11,1	13,4
x30	30	3780	32,7	257	93,0	1,16	21,5	17,5	15,3	154	254	69	11,1	9,6
x23	23	2880	27,8	219	98,2	0,922	18,8	17,9	15,9	86,8	254	65	11,1	6,1
C230x30	30	3800	25,5	222	81,9	1,01	19,3	16,3	14,8	180	229	67	10,5	11,4
x22	22	2840	21,3	186	86,6	0,806	16,8	16,8	14,9	86,9	229	63	10,5	7,2
x20	20	2530	19,8	173	88,5	0,716	15,6	16,8	15,1	69,7	229	61	10,5	5,9
C200x28	28	3560	18,2	180	71,5	0,825	16,6	15,2	14,4	183	203	64	9,9	12,4
x21	21	2600	14,9	147	75,7	0,627	13,9	15,5	14,0	77,8	203	59	9,9	7,7
x17	17	2170	13,5	133	78,9	0,544	12,8	15,8	14,5	54,2	203	57	9,9	5,6
C180x18	18	2310	10,0	113	65,8	0,476	11,4	14,4	13,2	67,3	178	55	9,3	8,0
x15	15	1850	8,86	99,6	69,2	0,405	10,3	14,8	13,8	41,6	178	53	9,3	5,3
C150x19	19	2450	7,12	93,7	53,9	0,425	10,3	13,2	12,9	100	152	54	8,7	11,1
x16	16	1980	6,22	81,9	56,0	0,351	9,13	13,3	12,6	54,3	152	51	8,7	8,0
x12	12	1540	5,36	70,6	29,0	0,279	7,93	13,5	12,8	31,0	152	48	8,7	5,1
C130x17	17	2190	4,36	68,7	44,6	0,346	8,85	12,6	12,9	97,2	127	52	8,1	12,0
x13	13	1700	3,66	57,6	46,4	0,252	7,20	12,2	11,9	45,7	127	47	8,1	8,3
x10	10	1260	3,09	48,6	49,5	0,195	6,14	14,4	12,2	22,8	127	44	8,1	4,8
C100x11	11	1370	1,91	37,4	37,3	0,174	5,52	11,3	11,5	34,6	102	43	7,5	8,2
x9	9	1190	1,77	34,6	38,6	0,158	5,18	11,5	11,6	23,4	102	42	7,5	6,3
x8	8	1020	1,61	31,6	39,7	0,132	4,65	11,4	11,6	16,8	102	40	7,5	4,7
C75x9	9	1120	0,85	22,3	27,5	0,123	4,31	10,5	11,4	30,1	76	40	6,9	9,0
x7	7	933	0,75	19,7	28,3	0,096	3,67	10,1	10,8	17,7	76	37	6,9	6,6
x6	6	763	0,67	17,6	29,6	0,077	3,21	10,1	10,9	11,0	76	35	6,9	4,3