

Equipe M22:

BRUSSELLE Mathis

CORMERY Tom

DUMERIL Clément

DUPRE LA TOUR Pierre-François

MIQUET-TROISVALETS Nicolas

**Réducteur industriel
de puissance 8,5kW
et de rapport de réduction 4**

Avant-projet

015

020

025

035

040

Date de rendu final : 07/01/25



Table des matières

0. A RANGER / A AVOIR EN TETE DANS LA REDACTION DU RAPPORT (AU MOMENT DE LA REMISE FINALE DU RAPPORT, CE CHAPITRE DOIT ETRE VIDE ET ETRE SUPPRIME)	4
1. INTRODUCTION	5
2. MISE EN SITUATION	5
2.1. OBJECTIF GENERAL DE L'ETUDE.....	5
2.2. NIVEAU DE L'ETUDE : AVANT-PROJET SOMMAIRE	5
2.3. PRESENTATION DES PARTIES PRENANTES	5
2.4. CAHIER DES CHARGES FONCTIONNEL FOURNI PAR LE COMMANDITAIRE	6
2.5. ENVIRONNEMENT DU PRODUIT A CONCEVOIR ET A REALISER.....	6
3. DEFINITION DU PERIMETRE	7
3.1. CAHIER DES CHARGES FONCTIONNEL.....	7
3.2. COMPOSANTS PRINCIPAUX DU PRODUIT.....	8
3.3. EXCLUSIONS	8
4. CONCEPTION PRELIMINAIRE EN AVANT-PROJET	8
4.1. DETERMINATION DES SOLUTIONS ELEMENTAIRES	8
4.1.1. Détermination des fonctions techniques	8
4.1.2. Recherche de l'existant (= état de l'art = benchmarking technique)	9
4.1.3. Choix des solutions	11
4.2. DEFINITION DE L'ARCHITECTURE GENERALE.....	19
4.3. PREDIMENSIONNEMENT DE L'ENGRENAGE.....	23
4.3.1. Prédimensionnement de l'engrenage.....	23
4.4. DETERMINATION DES EFFORTS	26
4.4.1. Définition de la méthode de calcul et du modèle associé.....	26
4.4.2. Recherche des données et formulations d'hypothèses.....	27
4.4.3. Application de la méthode de calcul des efforts.....	28
4.4.4. Conclusion.....	28
4.5. DEFINITION DE LA STRUCTURE.....	28
4.6. PREDIMENSIONNEMENT DE LA STRUCTURE	32
4.6.1. Prédimensionnement des arbres de transmission	32
4.7. DEFINITION DE L'ARCHITECTURE AVEC TOUTES LES PIECES	34
4.8. PREDIMENSIONNEMENT DES COMPOSANTS	37
4.8.1. Joint à lèvre.....	39
4.8.2. Les roulements.....	40

4.8.3.	La clavette	41
4.9.	CROQUIS COMPLET DU SYSTEME.....	43
5.	RETOURS D'EXPERIENCE TECHNIQUES ET MANAGERIAUX.....	47
5.1.	REX TECHNIQUES.....	47
5.2.	REX MANAGERIAUX.....	47
6.	CONCLUSION	49

Bibliographie / Sitographie / Ressources logicielles

BIBLIOGRAPHIE / SITOGRAPHIE / RESSOURCES LOGICIELLES

LEXIQUE

ANNEXE 1 : FEUILLE DE CALCUL EXCEL SUR LE PREDIMENSIONNEMENT DE L'ENGRENAGE

ANNEXE 2 : UTILISATION DU LOGICIEL [6] « ENGRENAGE.EXE » POUR LE DIMENSIONNEMENT DE L'ENGRENAGE

ANNEXE 3 : UTILISATION DU LOGICIEL [6] « ENGRENAGE.EXE » POUR L'OPTIMISATION DE L'ENGRENAGE

ANNEXE 4 : FEUILLE DE CALCUL EXCEL SUR LE PREDIMENSIONNEMENT DE L'ARBRE

ANNEXE 5 : REFERENCE ET CARACTERISTIQUES DES JOINTS A LEVRES ET DES ROULEMENTS

0. A ranger / à avoir en tête dans la rédaction du rapport (au moment de la remise finale du rapport, ce chapitre doit être vide et être supprimé)

1. Introduction

L'objectif de ce projet est de fournir un plan détaillé d'un réducteur mécanique dimensionné pour transmettre une puissance de 8,5 kW avec un rapport de réduction de 4 (avec une tolérance de $\pm 4\%$), destiné à une production en petite série.

Cet avant-projet sommaire est réalisé par le Bureau d'Études de l'ENSAM de Châlons-en-Champagne. La commande de ce réducteur a été passée par le campus de Châlons-en-Champagne, qui souhaite produire une petite série de réducteurs prêts à l'emploi (« sur étagère »).

La création de ce réducteur doit être réalisé pour le 7 janvier 2025.

Ce réducteur boulonné au sol devra adapter et transmettre la vitesse et le couple de rotation de l'arbre moteur à un arbre récepteur.

La réalisation de cet avant-projet sommaire nécessite un suivi prédéfini :

- prise de connaissance et rajout éventuel des exigences du cahier des charges
- définition des principaux composants du produit à concevoir
- dimensionnement sommaire des composants du réducteur

2. Mise en situation

2.1. Objectif général de l'étude

L'objectif de l'étude est de fournir un plan côté fonctionnel d'un réducteur à axes parallèles empilées verticalement dont les choix et décisions prises seront explicités. Il s'agit de concevoir et dimensionner un réducteur dans le cadre d'une production en petite série.

Ce réducteur ayant une vitesse d'entrée de 1500 tr/min devra être capable de transmettre une puissance de 8,5 kW de rapport 4, avec une tolérance de 4%, pendant plus de 22000 heures.

2.2. Niveau de l'étude : avant-projet sommaire

L'avant-projet sommaire ébauche et justifie les grands axes de conception envisageable au sens large de ce réducteur. L'objectif réside dans la quantification des masses, puissances et coûts grossiers que l'avant-projet détaillé viendra préciser, notamment en fournissant un premier plan d'ensemble synthétique et plus réaliste matériellement afin de définir une orientation définitive. Le projet apporte quant à lui une réponse complète, définitive et optimisée au cahier des charges, en décrivant non seulement la solution, mais aussi la stratégie industrielle.

Au regard de l'avancement, cet avant-projet sommaire propose une première architecture fonctionnelle primaire qui vise à valider les principaux points d'exigence en étudiant plusieurs solutions.

2.3. Présentation des parties prenantes

Cet avant-projet sommaire a été réalisé par le Bureau d'Études (BE) de l'ENSAM de Châlons-en-Champagne, comme maîtrise d'œuvre, composé d'élèves-ingénieurs de première année : Mathis Brusselle, Clément Dumeril, Pierre-François Dupré la Tour, Tom Cormery, Nicolas Miquet-Troisvalets, sous la supervision de Jean-Marc Périnet, responsable du bureau d'études.

La maîtrise d'œuvre a tenté de répondre au mieux aux attentes de la maîtrise d'ouvrage : le campus de Châlons-en-Champagne de l'ENSAM et Jean-Marc Périnet, enseignant à l'ENSAM. L'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers est une institution qui forme chaque année un grand nombre d'ingénieurs généralistes. Elle est répartie sur plus de huit campus, dont celui de Châlons-en-Champagne.

Cet avant-projet fera appel aux compétences de Jean-Marc Périnet en qualité d'expert en conception mécanique et dans les différents domaines nécessaires à cette étude.

Ce document sera soumis au rapporteur Jean-Marc Périnet qui évaluera ce projet de manière indépendante.

2.4. Cahier des charges fonctionnel fourni par le commanditaire

Cahier des charges fourni par le commanditaire :

- FS1 : Adapter la vitesse de rotation du moteur au récepteur
- FS2 : Adapter le couple du moteur au récepteur
- FC1 : Assurer la liaison avec un support plan
- FC2 : Résister aux conditions de fonctionnement sans perturbation de fonctionnement
- FC3 : Recevoir le lubrifiant
- FC4 : Ne pas salir le lieu d'implantation
- Occuper une place acceptable
- Être d'un coût minimal
- Pouvoir être liée au moteur
- Pouvoir être liée au récepteur
- Limiter la consommation d'énergie mécanique
- Permettre l'évacuation de l'énergie dissipée

2.5. Environnement du produit à concevoir et à réaliser

L'environnement du réducteur à concevoir et à réaliser est constitué du moteur, du récepteur, du support et du dispositif de lubrification choisie.

Ce réducteur industriel devra permettre de transmettre le couple et la vitesse d'un arbre moteur motorisé par un moteur électrique asynchrone à un arbre en sortie sur lequel sera monté un accouplement de type clavette.

Ces arbres doivent être dans le même plan vertical et de chaque côté du réducteur. Ce réducteur sera contenu dans un carter lubrifié qui assurera son guidage en rotation.

Ce carter fermé pourra lui-même être boulonné sur un support plan.

3. Définition du périmètre

Le cahier des charges fonctionnel du client a été étudié et complété par des propositions du Bureau d'étude. Ce cahier est essentiel afin de vérifier que le produit réponde bien à tous les contraintes.

3.1. Cahier des charges fonctionnel

Le réducteur est soumis dans chacune de ses phases de vie à des contraintes différentes, ce qui amène des contraintes supplémentaires. Ces dernières, proposées par le responsable du bureau d'étude, ont été majoritairement retenues par le client, à l'exception de celles qui sont rayées. D'après les *Attendus livrable 1 V5.1* [1] :

<i>Phase de vie</i>	<i>Contraintes supplémentaires</i>
Fonctionnement	<i>Résister aux efforts du moteur (pas de déformation plastique et de rupture) ET Être stable face aux efforts du récepteur (= ne pas basculer face au couple du récepteur)</i>
	<i>Résister aux efforts du récepteur (pas de déformation plastique et de rupture) ET Être stable face aux efforts du moteur (= ne pas basculer face au couple du moteur)</i>
	<i>Ne pas abîmer le support</i>
	<i>Résister à l'air (humidité, poussières)</i>
Installation	<i>Être stable face à la gravité lors de l'installation du réducteur</i>
	<i>Pouvoir être lié (= s'adapter) au moteur</i>
	<i>Pouvoir être lié (= s'adapter) au récepteur</i>
Vidange	<i>S'adapter aux moyens de manutention</i>
	<i>S'adapter à un bac de vidange</i>
	<i>S'adapter à une clé plate (à son déplacement, pour pouvoir dévisser le bouchon de vidange)</i>
Conception	<i>S'adapter à la main du technicien (à son déplacement, pour pouvoir manipuler le bouchon de vidange)</i>
	<i>Être réalisable avec les moyens de production de l'entreprise et de ses sous-traitants</i>
	<i>Intégrer des pièces de ses fournisseurs habituels</i>
Maintenance	<i>Être réalisé à partir des demi-produits et matériaux utilisés par l'entreprise</i>
	<i>Informé le technicien du niveau d'huile</i>
	<i>S'adapter à un capteur de température</i>
	<i>S'adapter à un accéléromètre</i>

3.2. Composants principaux du produit

Afin de répondre à la Fonction de Service (FS), transmettre la puissance entre l'arbre de sortie du moteur et l'arbre d'entrée du récepteur, il faut des composants répondant aux Fonctions Techniques (FT) suivantes :

- entraîner par obstacle une roue à partir d'un pignon (engrenage, chaîne ou courroie crantée) OU entraîner par adhérence une poulie à partir d'une autre poulie (courroie non crantée)
- guider en rotation les arbres associés

3.3. Exclusions

Afin d'éviter toute ambiguïté avec le commanditaire ainsi que de perdre du temps inutilement, les exclusions suivantes ont été proposées et validées par ce dernier :

- le moteur
- l'accouplement entre l'arbre d'entrée et le réducteur
- l'accouplement entre l'arbre de sortie et le réducteur
- le support ainsi que l'ensemble vis et rondelles de fixation

Toutefois, les points suivants seront étudiés :

- les rainures de clavette pour l'accouplement avec le moteur et l'accouplement avec le récepteur
- les trous de passage des vis de la fixation du réducteur au support

4. Conception préliminaire en avant-projet

Tout en répondant au cahier des charges fonctionnelles, les solutions élémentaires seront choisies. Puis une attention particulière sera donnée à la problématique de lubrification.

Le formalisme du rapport peut ne pas s'adapter à tous les types d'avant-projet, notamment pour cet avant-projet de réducteur. Ici il a été décidé de placer le prédimensionnement de l'engrenage après la détermination des efforts. Ce choix peut paraître logique en premier abord mais en réalité, certaines valeurs comme la force de pression superficielle sont dévoilées lors du prédimensionnement de l'engrenage.

4.1. Détermination des solutions élémentaires

Dans la mesure où l'on cherche des solutions techniques afin de répondre à nos exigences découlant du cahier des charge, il est nécessaire d'abord de mettre en lumière les différentes fonctions techniques. Et de dresser la liste des potentiels candidats répondants aux attentes.

4.1.1. Détermination des fonctions techniques

En amont des premières propositions de solutions techniques, il faut d'abord mettre en lumière les solutions techniques avec une méthode que nous allons présenter ici à l'aide d'un exemple :

Explication de la démarche pour trouver les Fonctions techniques FT5.1 FT7.2.3 :

La fonction de service du réducteur est « Transmettre la puissance du moteur au récepteur » or pour cela on utilisera un système de transmission de puissance mécanique (engrenage, courroie, chaîne ...). Mais en utilisant ces composants on va aussi lubrifier les composants pour « minimiser les pertes énergiques » découlant de la transmission. Mais il faut aussi « assurer l'étanchéité du réducteur à l'arrêt et en fonctionnement ». Plus globalement on va « étanchéfier le réducteur » pour assurer une lubrification maximale dans le réducteur sans salir l'environnement d'implantation du réducteur.

De plus, ce réducteur et ses composants seront amenés à durer longtemps, il faut donc « Minimiser le remplacement des composants du système (en limitant l'usure/la fatigue ou/et en dimensionnant correctement les composants par rapport à la durée de vie du système) » mais encore « surveiller le système pour anticiper des défaillances et éviter des pannes majeures (= maintenance préventive) ».

Finalement cela revient à « minimiser les coûts de maintenance ». Aussi pour assurer la fonction de service « Transmettre la puissance du moteur au récepteur », il faut des solutions assurant les Fonctions techniques suivantes :

- FT5.1 « étanchéfier le réducteur »
 - FT5.1.1 « Assurer l'étanchéité statique entre les pièces du réducteur »
 - FT5.1.2 « Assurer l'étanchéité dynamique entre les pièces du réducteur »
- FT7.2.3 « minimiser les coûts de maintenance »
 - FT7.2.3.1 « Minimiser le remplacement des composants du système »
 - FT7.2.3.2 « surveiller le système pour anticiper des défaillances et éviter des pannes majeures »

4.1.2. Recherche de l'existant (= état de l'art = benchmarking technique)

4.1.2.0. Entraîner par obstacle une roue à partir d'un pignon (engrenage, chaîne ou courroie crantée) OU entraîner par adhérence une poulie à partir d'une autre poulie (courroie non crantée) ET guider en rotation les arbres associés

Pour cette fonction technique les solutions suivantes peuvent être envisagée : Engrenage OU Transmission par roues et chaîne OU Transmission poulies – courroie ET (guidages en rotation des arbres associés par contacts directs OU coussinets OU roulements OU paliers hydrostatiques OU paliers hydrodynamiques).

4.1.2.1. Encastrer le réducteur avec un support plan

Pour cette fonction technique les solutions suivantes peuvent être envisagée : Surface plane sous le réducteur pour assurer un contact plan/plan avec le sol, avec un unique socle ou plusieurs pieds coplanaires (pas forcément 3 ; pieds réglables inutiles si support avec "bonne" planéité, au pire, cales de réglage) ET trous de passage de vis (assurant la fixation au sol ; sans les vis hors périmètre).

4.1.2.2. Remplir le réducteur de lubrifiant par gravité ET contenir le lubrifiant

Pour cette fonction technique les solutions suivantes peuvent être envisagées : trou de remplissage au-dessus du niveau d'huile minimum.

4.1.2.3. Encastrer le réducteur avec l'accouplement du moteur

Pour cette fonction technique les solutions suivantes peuvent être envisagées : Arbre d'entrée du réducteur cylindrique (diamètre normalisé) pour assurer un contact cylindre/cylindre avec l'alésage de l'accouplement (monté sur l'arbre de sortie du moteur) ET ((rainure dans périmètre ET clavette hors périmètre) OU cannelures sur l'arbre d'entrée du réducteur pour assurer un contact orthoradial avec l'accouplement) ET épaulement sur l'arbre d'entrée du réducteur pour assurer contact plan/plan avec l'accouplement ET perçage-taroudage en bout d'arbre d'entrée du réducteur ET (vis + rondelle hors périmètre).

4.1.2.4. Encastrer le réducteur avec l'accouplement du récepteur

Pour cette fonction technique les solutions suivantes peuvent être envisagée : Arbre de sortie du réducteur cylindrique (diamètre normalisé) pour assurer un contact cylindre/cylindre avec l'alésage de l'accouplement (monté sur l'arbre d'entrée récepteur) ET (rainure OU cannelures sur l'arbre de sortie du réducteur pour assurer un contact orthoradial avec l'accouplement) ET épaulement sur l'arbre de sortie du réducteur pour assurer contact plan/plan avec l'accouplement.

4.1.2.5. Maintenir en position le réducteur par rapport au récepteur

Pour cette fonction technique les solutions suivantes peuvent être envisagées : réducteur fixé au sol pour reprendre le couple du récepteur ainsi que des pièces « suffisamment » rigides pour ne pas « trop » se déformer et se déplacer.

4.1.2.6. Maintenir en position le réducteur par rapport au moteur

Pour cette fonction technique les solutions suivantes peuvent être envisagées : réducteur fixé au sol pour reprendre le couple du récepteur ainsi que des pièces « suffisamment » rigides pour ne pas « trop » se déformer et se déplacer.

4.1.2.7. Surveiller le niveau d'huile

Pour cette fonction technique les solutions suivantes peuvent être envisagées : jauge de niveau d'huile (tige graduée comme sur un moteur de voiture) OU petite fenêtre transparente avec graduation OU capteur de niveau d'huile ET (jauge de niveau d'huile extractible OU petite fenêtre transparente avec graduation OU afficheur externe).

Mots clefs :

Réducteur (reducer) rapport de réduction (reduction ratio), lubrifiant (lubrificant), étanchéité (waterproofing), frottements (friction), accouplement (coupling), moteur (motor), récepteur (receiver), rendement (efficiency).

Moteur de recherche : Google

4.1.3. Choix des solutions

4.1.3.0. Définition des critères de choix généraux

Les critères de choix généraux discutés et retenus par le bureau d'études sont par ordre d'importance :

- Fonctionnelle à la puissance de 8,5 kW durant 22000h (FS1)
- Avoir un coût minimal (C7.1, C7.2)
- Occuper une place acceptable(C6)

Ces critères sont ce sur quoi notre avant-projet tournera en ce qui concerne le choix des solutions techniques.

4.1.3.1. Evaluation des solutions technologiques

Dans cette sous-partie, l'objectif est de dresser une hiérarchie des solutions en dévoilant différents atouts et défauts des solutions.

D'après [2], ce tableau permet la comparaison des différentes solutions technologiques révélées en 4.1.2

	Transmission par engrenages		Transmission par roues et chaîne	Transmissions poulies - courroie			
	denture droite ou hélicoïdale	roue / vis sans fin		courroie crantée	courroie striée	courroie trapézoïdale	courroie plate
Aperçu							
Couples transmissibles	++++	++++	+++	++	+	+	
Vitesse limite (m/s)	++++	+	+	+++	+++	++	++++
Rapport de transmission	< 8	< 200	< 9	< 10	< 40	< 15	< 20
Rendement (%)	< 99 %	40 à 70%	< 99%	< 99%	< 99%	70 à 96%	~ 98%
Durée de vie	++++	++	+++	+	+	+	+
Contraintes d'utilisation	lubrification	lubrification	lubrification	milieu propre (pas de trace d'huile)			
Coût d'installation	+++	+++	++	+	+	+	+
Autres caractéristiques	synchrone	synchrone	assez bon synchronisme	synchrone	glissement (<2%)	glissement (<2%)	glissement (<2%)
	légèrement bruyant (denture droite)		bruyant + vibrations	silencieux	silencieux	silencieux	silencieux
			entraxe élevé	entraxe élevé	entraxe élevé	entraxe élevé	entraxe élevé
		irréversibilité possible					
				tension de la courroie obligatoire	tension de la courroie obligatoire	tension de la courroie obligatoire	

Tableau comparatif des différentes solutions de transmission de puissance – Figure n°1

4.1.3.1.1. FTP1.1 : Entraîner par obstacle une roue à partir d'un pignon OU entraîner par adhérence une poulie à partir d'une autre poulie

1. Engrenage
2. Transmission par poulie courroie
3. Transmission par roue et chaîne

4.1.3.1.2. FTP1.2 : Guider en rotation les arbres associés

1. Roulements
2. Paliers hydrostatiques
3. Paliers hydrodynamiques
4. Coussinets
5. Guidages en rotation des arbres associés par contacts directs

4.1.3.2. Fonction technique FT18 : Informer les techniciens du niveau d'huile

	<i>Encombrement faible</i>	<i>Coût faible</i>	<i>Pondération</i>
<i>Encombrement faible</i>		3	3
<i>Coût faible</i>	3		3

<i>Lubrification</i>	<i>Encombrement faible</i>	<i>Coût faible</i>	<i>Note</i>
<i>Ponderation</i>	3	3	
<i>Jauge de niveau d'huile</i>	2	3	14
<i>Petite fenêtre transparente</i>	3	2	14
<i>Capteur de niveau d'huile</i>	1	1	6

<i>Légende code couleur</i>	Bien	Peu intéressant	Non adapté
-----------------------------	-------------	------------------------	-------------------

En conclusion, d'après la méthode des matrices de choix, on retient la hiérarchie suivante :

- Jauge d'huile
- Fenêtre d'huile
- Capteur d'huile

4.1.3.3. Choix des solutions technologiques

Le tableau FAST + Solutions Technologiques + Choix partiels responsable BE ci-dessous contient les fonctions techniques et les solutions technologiques provenant d'une réflexion commune entre la demi-promo. Les solutions barrées n'ont pas été retenues.

En premier lieu, le tableau suivant a été élaboré par la méthode FAST qui consiste à partir de la fonction de service puis de se questionner pour remonter jusqu'aux fonctions techniques.

Réf.	Fonction de Service / Contraintes	Premières idées de solutions en tête	Réf.	Fonctions Techniques (niveau 1)	Réf.	Fonctions Techniques (niveau 2)	Réf.	Solutions technologiques
FS1	Transmettre la puissance du moteur au récepteur (= Adapter la vitesse de rotation du moteur au récepteur + Adapter le couple du moteur au récepteur)		FTP1.1.	Entraîner par obstacle une roue à partir d'un pignon (engrenage, chaîne ou courroie crantée) OU entraîner par adhérence une poulie à partir d'une autre poulie (courroie non crantée)		-	STP1.1.	Engrenage OU Transmission par roues et chaîne OU Transmission poulies-courroie
			FTP1.2	ET guider en rotation les arbres associés		-	STP1.2	ET (guidages en rotation des arbres associés par contacts directs OU coussinets OU roulements OU paliers hydrostatiques OU paliers hydrodynamiques)
C1	Assurer la liaison avec un support plan (= encastrier avec un support plan)		FT1	Encastrier le réducteur avec un support plan	FT1.1	Mettre en position le réducteur sur le support plan	ST1.1	Surface plane sous le réducteur pour assurer un contact plan/plan avec le sol, avec un unique socle ou plusieurs pieds coplanaires (pas forcément 3 ; pieds réglables inutiles si support avec "bonne" planéité, au pire, cales de réglage)
					FT1.2	ET maintenir en position le réducteur sur le support plan	ST1.2	ET trous de passage de vis (assurant la fixation au sol ; sans les vis hors périmètre)
C2	Résister aux conditions de fonctionnement sans perturbation de fonctionnement			Pas clair ! Contraintes, voire critères, manquants dans le CDCF du client ? => à voir avec le client				
C3	Recevoir le lubrifiant		FT3.1	Remplir le réducteur de lubrifiant par gravité		-	ST3.1	Trou de remplissage au-dessus du niveau d'huile mini
			FT3.2	ET contenir le lubrifiant (= Etanchéifier le réducteur FT5.1)		-	ST3.2	Voir solutions technologiques ST5.1.1 ET ST5.1.2
C4	Permettre la vidange du lubrifiant		FT4.1	Faire circuler le lubrifiant vers l'extérieur par gravité		-	ST4.1	Forme permettant un écoulement du lubrifiant au sein du réducteur vers un trou de vidange par gravité
			FT4.2	OU aspirer le lubrifiant depuis l'extérieur		-	ST4.2	Trou permettant l'aspiration du lubrifiant grâce à une pompe externe
C5	Ne pas salir le lieu d'implantation		FT5.1	Etanchéifier le réducteur	FT5.1.1	Assurer l'étanchéité statique entre les pièces du réducteur	ST5.1.1	Pâte d'étanchéité (carter/couvercle) OU joint plat (bouchons-voiant / carter) OU joint torique/quadrilobe OU « boudin » en élastomère similaire à un joint torique dans rainure frontale
					FT5.1.2	ET assurer l'étanchéité dynamique entre les pièces du réducteur	ST5.1.2	ET (Joint à lèvre SPI OU joint torique OU joint V-ring entre les arbres et le carter)
			FT5.2	ET éviter les coulures lors du remplissage du réducteur avec du lubrifiant		-	ST5.2	ET (trou de remplissage du lubrifiant dans le réducteur relativement grand OU entonnoir externe avec un trou relativement petit)
			FT5.3	ET éviter les coulures lors de la vidange du réducteur		-	ST5.3	ET bac de vidange externe positionnable sous le trou de vidange ET éventuellement, un « bec » à la sortie du trou de vidange
C6	Occuper une place minimale		FT6.1	Minimiser les espaces entre les pièces		-	ST6.1	Espaces réduits entre les pièces
			FT6.2	OU minimiser l'encombrement des pièces en employant des matériaux très résistants		-	ST6.2	ET/OU matériaux à « haute » limite élastique

C7.1	Etre d'un coût acceptable (achat)		FT7.1.1	Minimiser les coûts de fabrication (réalisation et assemblage des pièces)	FT7.1.1.1	Minimiser le coût des usinages, et donc les surfaces fonctionnelles (et donc le nombre de pièces à usiner)	ST7.1.1.1	Bruts les plus proches des pièces définitives (bruts des carter et couvercle obtenus par moulage et bruts des arbres obtenu par sciage de barres) pour minimiser la matière à enlever (=> nombre réduit de surfaces fonctionnelles => nombre de pièces le plus faible possible)		
					FT7.1.1.2	ET/OU minimiser le coût d'obtention des bruts	ST7.1.1.2	ET/OU (en fonderie, matériaux à point de fusion faible, et en forge, matériaux à basse limite élastique)		
					FT7.1.1.3	ET/OU minimiser le coût des matériaux utilisés	ST7.1.1.3	ET/OU matériaux peu coûteux		
					FT7.1.1.4	ET/OU viser la qualité de fabrication des pièces juste nécessaire (= ne pas faire de surqualité)	ST7.1.1.4	ET/OU IT (intervalle de tolérance) suffisamment petit pour que les pièces se montent et fonctionnent correctement pendant la durée de vie du réducteur (mais pas plus que nécessaire)		
					FT7.1.1.5	ET/OU employer les procédés de fabrication de l'entreprise, voire ceux de ses sous-traitants classiques	ST7.1.1.5	ET/OU utiliser les procédés cités dans les standards de l'entreprise		
					FT7.1.2	ET/OU minimiser les coûts d'achat de pièces et des matériaux	FT7.1.2.1	Intégrer les matériaux standard de l'entreprise	ST7.1.2.1	Utiliser les matériaux cités dans les standards de l'entreprise
							FT7.1.2.2	ET/OU intégrer des pièces avec des références couramment employées dans l'entreprise	ST7.1.2.2	ET/OU utiliser des pièces standard (couramment utilisées dans l'entreprise)
							FT7.1.2.3	ET/OU minimiser le nombre de références de pièces	ST7.1.2.3	ET/OU utiliser des pièces identiques si elles répondent aux mêmes exigences (ou presque : léger surdimensionnement acceptable)
							FT7.1.2.4	ET/OU intégrer des pièces très courantes chez les fournisseurs	ST7.1.2.4	ET/OU utiliser des roulements de SKF dits « incontournables » et des joints de Paulstra « en stock »

C7.2	Etre d'un coût acceptable (exploitation = fonctionnement)		FT7.2.1	Minimiser les pertes énergétiques en réduisant les frottements entre les pièces (= Intégrer des composants à rendement énergétique élevé FT10.1 ET lubrifier pour favoriser le glissement, voire le roulement FT10.2)	-	ST7.2.1	Voir solutions technologiques ST10.1 et ST10.2	
			FT7.2.2	ET/OU minimiser les coûts des consommables (matériaux/pièces/produits nécessaires au fonctionnement) et leur remplacement pendant la durée de vie	-	ST7.2.2	Joint à lèvre et huile : « peu » coûteux et « facilement » remplaçables <u>sur la durée de vie du réducteur</u>	
			FT7.2.3	ET/OU minimiser les coûts de maintenance	FT7.2.3.1	Minimiser le remplacement des composants du système (en limitant l'usure/la fatigue ou/et en dimensionnant correctement les composants par rapport à la durée de vie du système)	ST7.2.3.1	Dimensionnement correct des composants du réducteur en termes de durée de vie
					FT7.2.3.2	ET/OU surveiller le système pour anticiper des défaillances et éviter des pannes majeures (= maintenance préventive)	ST7.2.3.2	ET/OU accéléromètre (pour surveiller le niveau vibratoire) ET/OU analyse de l'huile de vidange
C8	Pouvoir être lié (= s'adapter) au moteur	FT8	Encastrer le réducteur avec l'accouplement du moteur	FT8.1	Mettre en position l'arbre d'entrée du réducteur et l'arbre de sortie du moteur (au niveau de son accouplement)	ST8.1	Arbre d'entrée du réducteur cylindrique (diamètre normalisé) pour assurer un contact cylindre/cylindre avec l'alésage de l'accouplement (monté sur l'arbre de sortie du moteur)	
							ET ((rainure ET clavette hors périmètre) OU cannelures sur l'arbre d'entrée du réducteur pour assurer un contact orthoradial avec l'accouplement)	
				FT8.2	ET maintenir en position l'arbre d'entrée du réducteur et l'arbre de sortie du moteur (au niveau de son accouplement)	ST8.2	ET perçage-tarudage en bout d'arbre d'entrée du réducteur ET (vis + rondelle hors périmètre)	

C9	Pouvoir être lié (= s'adapter) au récepteur		FT9	Encastrer le réducteur avec l'accouplement du récepteur	FT9.1	Mettre en position l'arbre de sortie du réducteur et l'arbre d'entrée du récepteur (au niveau de son accouplement)	ST9.1	Arbre de sortie du réducteur cylindrique (diamètre normalisé) pour assurer un contact cylindre/cylindre avec l'alésage de l'accouplement (monté sur l'arbre d'entrée récepteur) ET (rainure OU cannelures sur l'arbre de sortie du réducteur pour assurer un contact orthoradial avec l'accouplement) ET épaulement sur l'arbre de sortie du réducteur pour assurer contact plan/plan avec l'accouplement
					FT9.2	ET maintenir en position l'arbre de sortie du réducteur et l'arbre d'entrée du récepteur (au niveau de son accouplement)	ST9.2	ET perçage-taroudage en bout d'arbre de sortie du réducteur ET (vis + rondelle hors périmètre)
C10	Limiter la consommation d'énergie mécanique		FT10.1	Intégrer des composants à rendement énergétique élevé	-	ST10.1	Roulements OU paliers hydrostatiques OU paliers hydrodynamiques ET engrenage de « bonne qualité »	
			FT10.2	ET lubrifier pour favoriser le glissement	-	ST10.2	ET lubrification des contacts entre les pièces mobiles (engrenage jusqu'au contact entre les dents et roulements)	
C11	Permettre l'évacuation de l'énergie dissipée		FT11	Transférer la chaleur générée au niveau du frottement entre les pièces et des déformations cycliques des pièces du réducteur vers l'extérieur du réducteur	FT11.1	Transférer la chaleur générée vers la surface extérieure du réducteur par conduction, convection ET/OU advection	ST11.1	Lubrification des zones qui chauffent (barbotage ou forcée avec circuit de refroidissement) ET matériaux des pièces du réducteur conduisant « bien » la chaleur vers l'extérieur depuis les zones qui chauffent jusqu'aux zones qui refroidissent
					FT11.2	ET Transférer la chaleur de sa surface extérieure à autre chose (air...) par conduction, convection ET/OU advection	ST11.2	ET surface extérieure du carter « suffisamment » importante, voire ailettes de refroidissement
C12	Etre stable face aux efforts du récepteur		FT12	Maintenir en position le réducteur par rapport au récepteur	-	ST12	Réducteur fixé au sol pour reprendre le couple du récepteur ET pièces « suffisamment » rigides pour ne pas « trop » se déformer et se déplacer	
C13	Etre stable face aux efforts du moteur		FT13	Maintenir en position le réducteur par rapport au moteur	-	ST13	Réducteur fixé au sol pour reprendre le couple du récepteur ET pièces « suffisamment » rigides pour ne pas "trop" se déformer et se déplacer	
C14	Résister aux efforts du moteur		FT14.1	Intégrer des matériaux très résistants	-	ST14.1	Matériaux à haute limite élastique	
			FT14.2	ET/OU intégrer de « grosses » pièces		ST14.2	Pièces « suffisamment » grosses	
C15	Résister aux efforts du récepteur		FT15.1	Intégrer des matériaux très résistants	-	ST15.1	Matériaux à haute limite élastique	
			FT15.2	ET/OU intégrer de « grosses » pièces		ST15.2	Pièces « suffisamment » grosses	
C16	Ne pas abîmer le support		FT16.1	Limiter les efforts aux points d'appui du réducteur sur le sol	-	ST16.1	Points d'appuis les « plus » écartés possible et la masse du réducteur la « plus » faible	
			FT16.2	ET limiter la pression de contact aux points d'appui du réducteur sur le sol	-	ST16.2	ET surface de contact des pieds sur le sol « élevée »	

C17	Résister à l'air (humidité, poussières)		FT17.1	Empêcher les matériaux du réducteur de s'oxyder	FT17.1.1	Protéger les matériaux avec une barrière de protection	ST17.1.1	Peinture sur l'extérieur du réducteur ET/OU graisse sur l'extérieur du réducteur (notamment les bouts d'arbres sortant du réducteur) ET/OU revêtement plastique sur l'extérieur du réducteur ET/OU traitement de surface (cadmiage, phosphatation, oxydation, anodisation, chromage...)
					FT17.1.2	ET/OU employer des matériaux inoxydables	ST17.1.2	ET/OU matériaux inoxydables pour les pièces en contact avec l'air extérieur
					FT17.2	ET empêcher l'air d'entrer dans le réducteur (= Etanchéifier le réducteur FT5,1)		-
C18	Informé le technicien du niveau d'huile		FT18	Surveiller le niveau d'huile	FT18.1	Mesurer le niveau d'huile	ST18.1	Jauge de niveau d'huile (tige graduée comme sur un moteur de voiture) OU petite fenêtre transparente avec graduation OU capteur de niveau d'huile
					FT18.2	ET afficher le niveau d'huile	ST18.2	ET (jauge de niveau d'huile extractible) OU petite fenêtre transparente avec graduation OU afficheur externe
C19	S'adapter à un bac de vidange		FT19	Positionner le bouchon de vidange « suffisamment haut » pour pouvoir placer dessous le bac de vidange		-	ST19	Bouchon de vidange « suffisamment haut » au-dessus du sol
C20	S'adapter à une clé plate (à son déplacement, pour pouvoir dévisser le bouchon de vidange)		FT20	Laisser « suffisamment de place » autour du bouchon de vidange pour que la clé plate puisse être manœuvrée		-	ST20	Bouchon de vidange accessible à une clé plate (manipulée par le technicien de maintenance), sans démonter le réducteur ou un autre système à proximité (moteur et récepteur notamment)
C21	Etre réalisable avec les moyens de production de l'entreprise et de ses sous-traitants		FT21	Employer les moyens de production de l'entreprise pour réaliser le réducteur		-	ST21	Pièces réalisables ou montables avec les moyens de production de notre entreprise ou de ses sous-traitants (voir sujet de l'avant-projet Réducteur)
C22	Intégrer des pièces de ses fournisseurs habituels		FT22	Employer les pièces des fournisseurs habituels de l'entreprise pour réaliser le réducteur		-	ST22	Pièces standards du réducteur à choisir dans les catalogues des 3 constructeurs SKF, Paulstra et Emile Maurin
C23	Etre réalisé à partir des demi-produits et matériaux utilisés par l'entreprise		FT23	Employer les demi-produits et matériaux utilisés par l'entreprise pour réaliser le réducteur		-	ST23	Pièces réalisées avec les demi-produits et matériaux courants de notre entreprise ou de ses sous-traitants (voir sujet de l'avant-projet Réducteur)
C24	Etre stable face à la gravité lors de l'installation du réducteur		FT24.1	Positionner le centre de gravité « relativement proche » du centre du polygone de sustentation du réducteur		-	ST24.1	Pieds du réducteur positionnés sur le pourtour du réducteur
			FT24.2	ET avoir un polygone de sustentation du réducteur « le plus grand » possible		-	ST24.2	ET Pieds du réducteur les « plus » écartés possible
			FT24.3	ET positionner le centre de gravité du réducteur « le plus bas » possible		-	ST24.3	ET Réducteur le « moins haut » possible
C25	S'adapter à un capteur de température	-	-	-	-	-	-	
C26	S'adapter à un accéléromètre	-	-	-	-	-	-	
C27	S'adapter aux moyens de manutention	-	-	-	-	-	-	
C28	S'adapter à la main du technicien (à son déplacement, pour pouvoir manipuler le bouchon de vidange)	-	-	-	-	-	-	

4.2. Définition de l'architecture générale

L'architecture d'un système se définit par la disposition de ses composants par rapport à l'environnement, en respectant les exigences du cahier des charges. Pour en faciliter la visualisation, on peut réaliser des schémas cinématiques [3] (figure n°2 et figure n°3) et des schémas technologiques, qui permettent de mieux appréhender le produit dans l'espace.

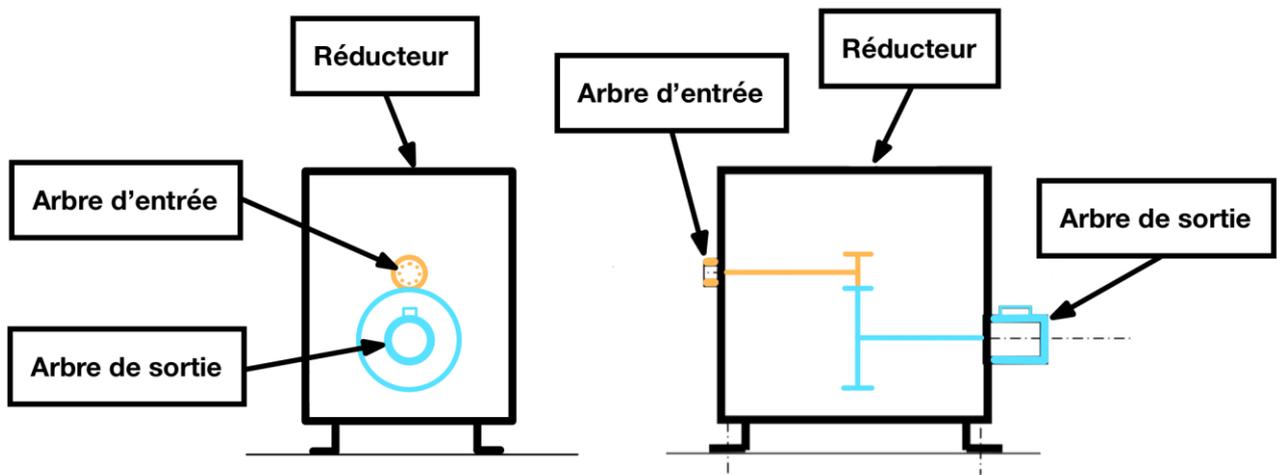


Schéma de principe – Figure n°2

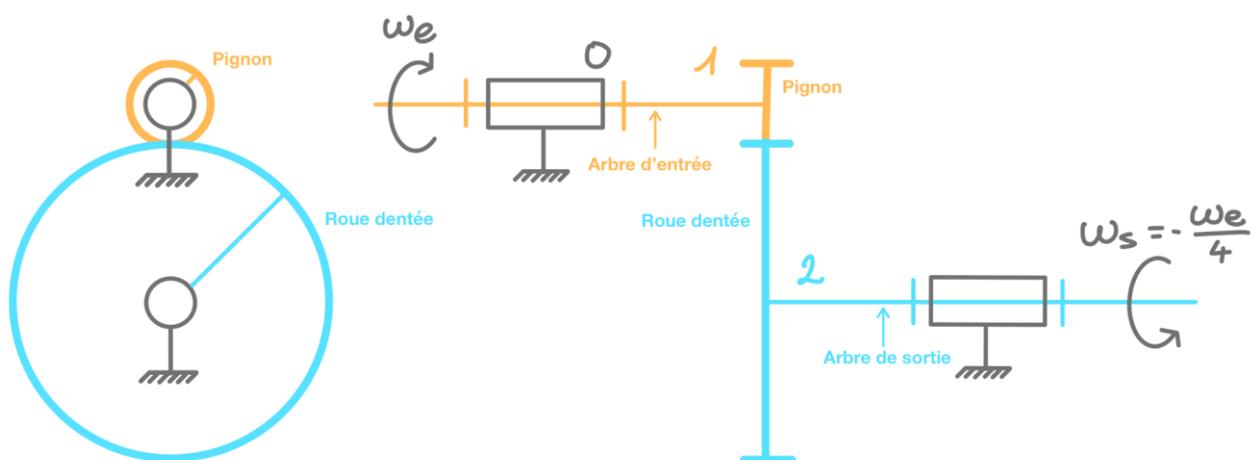
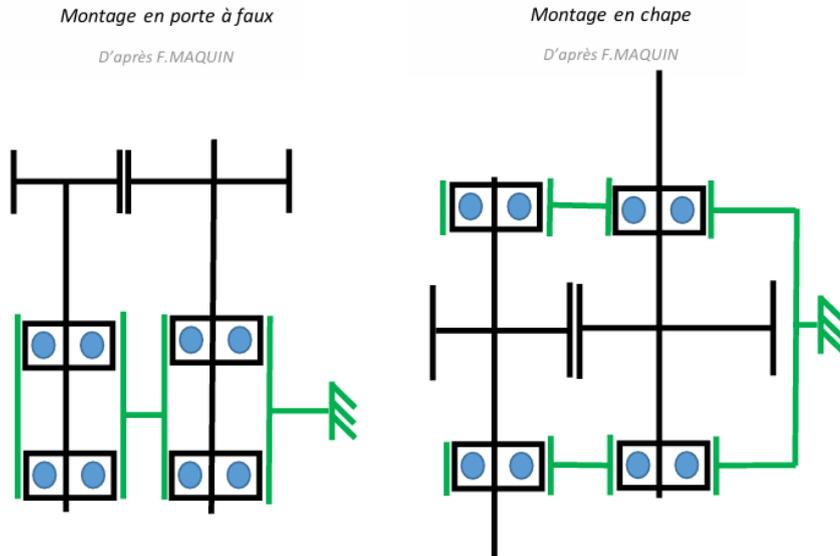


Schéma cinématique – Figure n°3

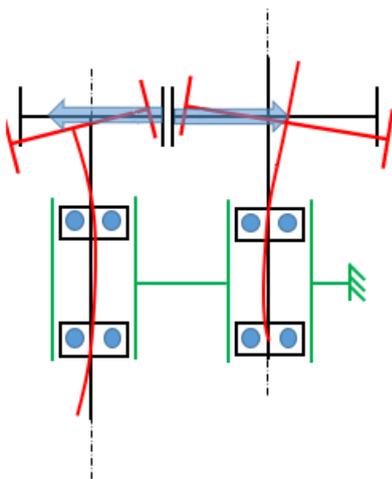
Les schémas cinématiques [3] (figure n°2 et n°3) ont été soumis à l'avis de Jean-Marc Périnet, comme responsable du bureau d'étude. La discussion a permis de préciser les contraintes cinématiques et le schéma a été validé sous cette forme.

Par ailleurs, afin de respecter les critères de fonctionnalité, de coût et d'encombrement, deux choix de montages sont possibles : le montage en porte-à-faux et le montage en chape (figure n°4), comme le montrent les schémas technologiques suivants, tirés des pages 2 à 9 de Présentation Architecture et Structure [4].

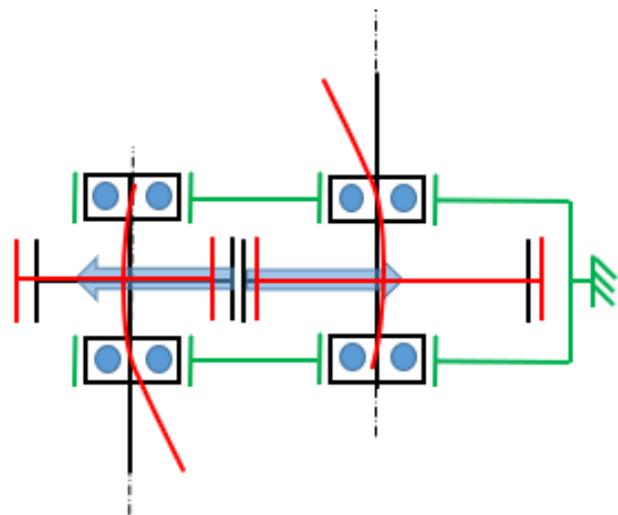


Montage en porte-à-faux et montage en chape – Figure n°4
D'après F. MAQUIN

Suite à des efforts externes résultant du fonctionnement du mécanisme, ces deux structures ne se déformeront pas de la même manière. C'est par l'étude de ces déformations que nous pourrions choisir l'une des solutions par rapport à l'autre.



Déformation en Porte à Faux - Figure n°5
D'après F. MAQUIN



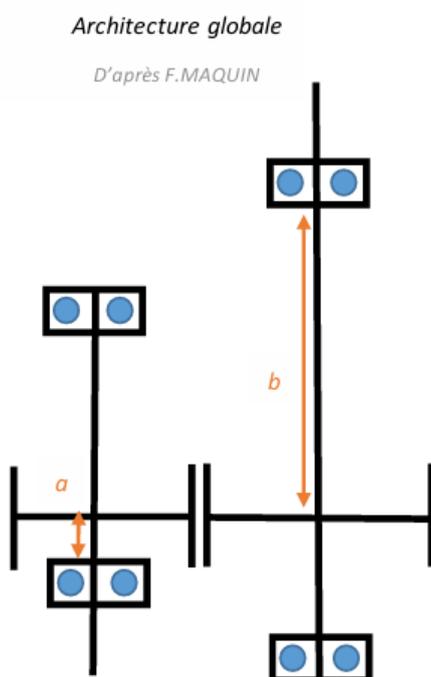
Déformation en Chape - Figure n°6
D'après F. MAQUIN

La déformation en porte-à-faux (figure n°5) [4] entraîne un contact réduit entre le pignon et la roue, ce qui peut affecter la qualité de l'engrènement et ne répond donc pas à l'exigence de fonctionnalité, qui est le

premier critère. Cependant, il est possible de remédier à ce problème en augmentant le diamètre de l'arbre, mais cela serait en contradiction avec les critères de coût et d'encombrement.

Pour ces raisons, la solution d'un montage en chape (figure n°6) [4], qui respecte le critère fonctionnel tout en minimisant le coût et l'encombrement, s'avère être la plus appropriée. Il est désormais nécessaire de déterminer la distance d'implantation des différents roulements.

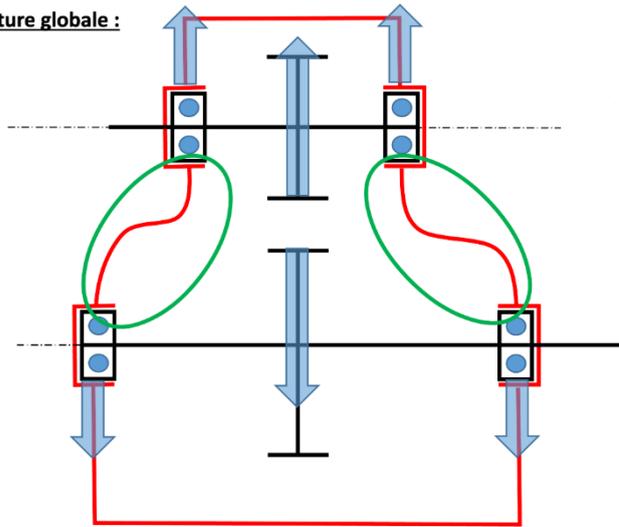
L'architecture globale (figure n°7) [4] ci-dessous présente plusieurs aspects importants à prendre en compte pour déterminer la distance entre les roulements. Premièrement, pour respecter le critère d'encombrement, il est important de s'assurer que les roulements ne sont pas trop éloignés sur un même axe. De plus, pour des raisons de lubrification, la distance **a** ne doit pas être trop courte. Enfin, en ce qui concerne les efforts de flexion, la distance **b** ne doit pas être excessive.



Architecture global - Figure n°7
D'après F. MAQUIN

De plus, la forme du carter soulève certaines questions, notamment celles des géométries avec des angles, comme illustré dans la figure n°8 [4] - Déformation du carter avec formes complexes - ci-dessous, qui peuvent entraîner des concentrations de contraintes. Une solution envisagée pourrait consister à augmenter l'épaisseur.

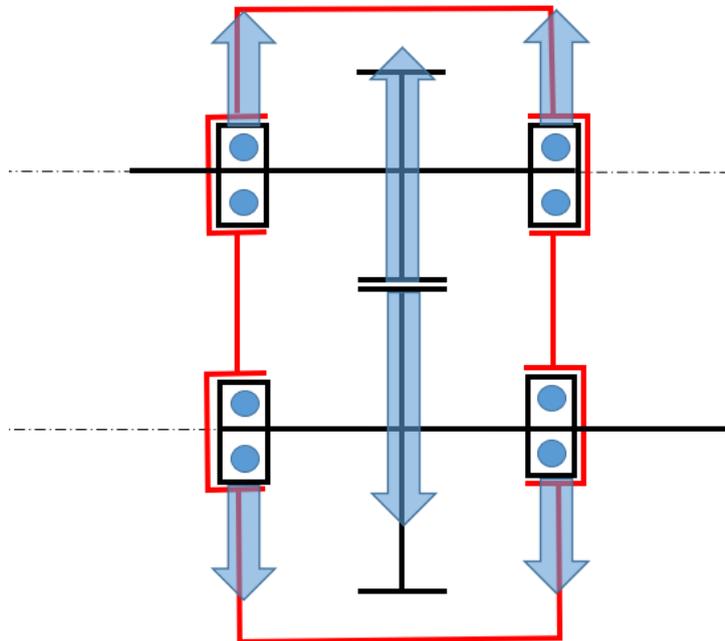
Architecture globale :



Déformation du carter avec formes complexes – Figure n°8

D'après F. MAQUIN

Un choix possible serait de rigidifier la structure en adoptant une forme simple, comme l'illustre le schéma de l'architecture globale (figure n°9) [4] ci-dessous. Autrement dit, les roulements seront alignés sur deux axes. Cela représente une structure plus simple, qui sera soumise non plus à des efforts de flexion, mais à des efforts de traction.



Déformation du carter avec formes simples – Figure n°9

D'après F. MAQUIN

4.3. Prédimensionnement de l'engrenage

4.3.1. Prédimensionnement de l'engrenage

Dans cette partie, sera déterminé les différentes caractéristiques de l'engrenage formé par un pignon et d'une roue sélectionnée en amont par le bureau d'étude. Par ailleurs les différents calculs seront en partie fait sur la feuille de calcul Excel, donnée par le directeur de bureau d'étude Monsieur Périnet.

4.3.1.0. Définition des méthodes de choix et de prédimensionnement (avec son modèle associé)

Avant de se lancer dans les calculs, rappelons les caractéristiques de notre engrenage à déterminer. Celui-ci a un module m , son pignon est pourvu d'un nombre de dents Z_1 et sa roue d'un nombre de dents Z_2 . De plus on définit son rapport de réduction comme étant $u=Z_2/Z_1$. Il faut également déterminer le déport du pignon et de la roue X puis la largeur de l'engrenage d .

En outre, il est nécessaire de déterminer le matériau utilisé ainsi que la qualité ISO de l'usinage associé et ce, en coopération avec le responsable du Bureau d'Etude ainsi que l'expert en usinage.

Cela pose ensuite la question du diamètre primitif minimum d_1 du pignon et de sa largeur minimum b , qui devront être conditionnés pour que la pression superficielle de contact entre la roue et le pignon σ_{hmax} soit inférieure à une valeur limite $\sigma_{hmax,lim}$ représentant la résistance du matériau à la fatigue comme les roues rentrent en contact de manière alternée et périodique. Le modèle alors utilisé ici sera celui de la théorie de contact de Hertz corrigée par certains coefficients correcteurs. Ainsi d'après *Prédimensionnement d'un engrenage* [5], nous obtenons l'équation de résistance à la pression de contact qui suit :

$$F_{T.admi,i} = \left(\frac{\sigma_H \lim}{Z_E} \right)^2 * \left(\frac{Z_V^2 * Z_R^2}{Z_e^2} \right) * \frac{b}{K_{\alpha\beta}} * d_1 * C_R * \frac{1}{K_V} * \frac{1}{K_B}$$

Ainsi, Nous pouvons déterminer le diamètre ainsi que la largeur minimum du pignon connaissant l'élanement R qui est donné par le responsable du bureau d'étude comme fonction du rapport de réduction u .

Enfin, à partir de ce diamètre et d'une liste de module normalisé, on peut déterminer le nombre de dents Z_1 et Z_2 de l'engrenage par la relation $d_i=m_0Z_i$. En effet, il faut un nombre suffisant de dents tel que le critère de résistance $\sigma_{fmax} < \sigma_{flim}$ soit respecté avec σ_{fmax} la contrainte de fatigue en pied de dent et σ_{flim} la résistance en fatigue du matériau. L'approche d'une dent par un modèle poutre adjointe de coefficients correcteurs donne l'équation à la rupture suivante tirée de *Prédimensionnement d'un engrenage* [5] :

$$F_{T.admi,i} = \frac{(\sigma_H \lim * Y_{ST})_i}{Y_{Fa_i} * Y_{Sa_i} * Y_e} * \frac{b}{K_{\alpha\beta}} * m_0 * \frac{1}{K_V * K_{Bi}}$$

4.3.1.1. Recherche des données et formulation d'hypothèses

En premier lieu la question du choix du matériau se pose après discussion avec l'expert engrenage et le responsable du Bureau d'étude suite aux différents matériaux proposés dans le sujet [3]. De plus il est aussi question de s'appuyer sur le tableau des matériaux ([5], page 25) qui renseigne sur les différentes

caractéristiques mécaniques. Le réducteur étant de milieu de gamme, pour répondre aux critères de coûts, suite à une discussion avec le responsable du bureau d'étude le matériau choisi est le 35CrMo4. Néanmoins ce choix aurait pu être complété par un diagramme d'Ashby.

Dans un second temps, sur le même tableau des matériaux ([5], page 25) pour la gamme de fonctionnement de notre réducteur il est question de qualité ISO « Bonne », l'expert engrenage nous a alors indiqué que la qualité d'usinage qui correspondait est ISO 7.

Par suite sachant que le choix de qualité est ISO 7. Cette norme indique un degré de précision qui implique une méthode de taillage par génération ([7], page 35), réalisé par une fraise mère ou une crémaillère.

Déterminons maintenant les différents termes apparaissant dans l'équation de résistance à la pression de contact.

Le terme $\left(\frac{\sigma_{H\lim}}{Z_E}\right)^2$ est le facteur de résistance à la pression superficielle de contact. Ce facteur est intrinsèquement lié au matériau choisi et vaut ici 12,1 MPa. Les termes Z_v et Z_r sont quant à eux respectivement le facteur de vitesse et le facteur de rugosité et on prend $Z_v = 1$ ([5], page 26) (par hypothèse à ne pas vérifier de l'expert engrenage) et $Z_r = 0,85$ ([5], page 27) (usinage par génération d'après l'expert engrenage).

La constante $Z_\varepsilon^2 = 0.83333$ est liée au rapport de conduite ε_a indiquant le nombre de dents moyens en contact par la relation suivante : $Z_\varepsilon^2 = \frac{(4-\varepsilon_a)}{3}$. L'expert engrenage fait l'hypothèse que $\varepsilon_a = 1,5$ d'après ([5], page 28).

Le terme R correspond à l'éclatement se définit par $R = \frac{b}{a_1}$ ou encore $R \sim \frac{u}{5}$ [5, diapositive 30]. On a donc dans notre cas $R = 0,8$.

Le terme $\frac{1}{K_{\alpha\beta}}$ (où $K_{\alpha\beta}$ est le facteur de répartition de charge) se détermine grâce à la pente de la courbe de $\frac{b}{K_{\alpha\beta}}$ en fonction de b ([5], page 29) qu'on peut approximer par droite pour un R et une qualité ISO choisis d'après nos paramètres, on a donc $\frac{1}{K_{\alpha\beta}} = 0,7$.

Le terme K_v est le facteur dynamique qu'on prendra égal à $K_v = 1,2$ conformément à l'hypothèse de l'expert engrenage à ne pas vérifier compte tenu de l'utilisation d'un logiciel de calcul.

Le terme K_A correspond au facteur d'application de charge. Cependant, nous ne connaissons pas la machine réceptrice. Le responsable du bureau d'étude a donc pris la décision de prendre $K_A = 1,4$.

La constante Z_N est dépendante du nombre de cycle d'après ([5], page 33) tel que $N_L = 60 * N * D$, avec N le nombre de tours/min et D la durée de vie en heure de l'engrenage. Aussi, $N_L = 60 * 1500 * 2200$

$$0 = 3,3 * 10^7 \text{ et par lecture graphique } Z_N = 1$$

La constante K_B se définit de la manière suivante $K_B = \frac{K_A}{Z_N^2}$ avec K_A et Z_N définit précédemment tel que $K_B = 1.4$

Constantes concernant l'équation de la résistance à la rupture :

Y_ε se définit comme le facteur de conduite par la relation $Y_\varepsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\varepsilon_a}$, or l'expert engrenage a fait l'hypothèse que $\varepsilon_a = 1,5$ donc $Y_\varepsilon = 0.75$

Y_{Fa} se définit comme le facteur de norme, l'expert engrenage a fait l'hypothèse que $Y_{Fa} = 2.5$ ([5], page 38)

Y_{sa} se définit comme le facteur de correction de contrainte, l'expert engrenage a fait l'hypothèse que $Y_{sa}=1.74$ ([5], page 37)

Enfin, d'un commun accord l'expert engrenage et le responsable du bureau d'étude donnent deux critères dans le but de ne pas trop perdre dans le rapport de conduite. Il faut $Z_1+Z_2 > 60$ et $Z_1 > 12$, afin d'assurer un entraxe minimum.

4.3.1.2. Calcul de prédimensionnement

Les calculs sont menés sur une table Excel [annexe 2] fournie par le responsable bureau d'étude à partir des données listées précédemment.

Après y avoir renseigné les différentes valeurs dimensionnantes, la table fournit $d_{1,mini}= 62.30$ mm, $b= 49.84$ mm et $m_{mini}= 0.47$ mm respectivement le diamètre du pignon minimum, sa largeur minimum et son module minimum. Nous pouvons alors choisir dans une table de module normalisé notre solution parmi celles possibles : ce choix fixe alors le diamètre d_1 , le module m , les dents du pignon et de la roue Z_1 et Z_2 et le déport X .

Au regard du critère imposé pour garantir l'entraxe minimum ($Z_1 \geq 12$, $Z_1+Z_2 \geq 60$) et du choix entre un module priorisant une roue de meilleure qualité (m « petit ») ou plus économique (m « grand »), en effet un grand module implique de grande dent donc un coût réduit à l'usinage. C'est le critère de choix général n°2 de coût minimal qui permet donc de choisir $m=5$, $Z_1=12$, $Z_2=48$.

Enfin, nous utilisons un logiciel de calcul d'engrenage fourni par le responsable du bureau d'étude [annexe 3] et issu des travaux de F.MAQUIN disponible en bibliographie. Ce logiciel fournit la valeur de la puissance transmissible par l'engrenage à partir des valeurs trouvées dans la feuille Excel. Celle-ci vaut 9,2 kW. La puissance trouvée doit être comprise entre la P_{CDFC} (puissance indiquée par le cahier des charges) et $1,4 \times P_{CDFC}$ ce qui est chose faite car $8,5 < 9,2 < 11,9$ kW.

4.3.1.3. Conclusion

Nous menons désormais une démarche d'optimisation pour b la largeur des roues. En effet, plus on réduit b , plus on économise de la matière donc de l'argent en échange de quoi, la puissance transmise diminue. L'objectif est donc d'être supérieur ou égal à une puissance de 8,5 kW en optimisant au mm près le paramètre b .

Par une opération de récurrence avec une décroissance du pas de 1 mm pour b , on trouve $b=46$ mm, ce qui conduit à avoir $d_{1,mini}=57,5$ mm pour garantir l'élancement $R=0,8$. On obtient pour ces valeurs $P_{trans}=8,6$ kW [annexe 3]

En conclusion, le choix pour l'engrenage est un module 5 mm, avec 12 dents pour le pignon et 48 pour la roue, d'une largeur de 46 mm en acier allié traité dans la masse 35 CrMo4.

Dans une démarche d'optimisation supplémentaire, on aurait pu réfléchir à changer le matériau du pignon pour un matériau plus résistant car c'est lui qui est davantage en contact donc sujet à de la résistance en fatigue que la roue. Le prix supplémentaire du matériau aurait peut-être pu alors se compenser.

Voir les commentaires de 4.4.4 .

Le choix final de la référence du composant sera clairement indiqué, en montrant bien que celui-ci respecte totalement les spécifications techniques de besoin.

Si vous avez besoin plus tard dans l'étude, des caractéristiques techniques de ce composant, vous pouvez lister celles-ci en annexe (éventuellement avec des copies d'écran). De même, si vous devez réaliser une maquette numérique avec ce composant, il peut être intéressant de télécharger la maquette numérique de celui-ci et de le ranger en attendant son utilisation future. Ces pratiques vous permettront de gagner du temps, en évitant d'avoir à aller rechercher ces données, alors que vous les aviez toutes sous la main lors de la recherche de la référence du composant.

4.4. Détermination des efforts

Afin de prédimensionner la structure, le calcul des efforts externes et internes est nécessaire, dans cette partie le calcul de ces efforts sera fait au niveau des éléments roulants.

4.4.1. Définition de la méthode de calcul et du modèle associé

Avant d'entamer tous calculs, il est nécessaire d'établir la méthode de calcul à adopter ainsi que d'établir le modèle associé. Il est évident que des hypothèses simplificatrices devront être faites, auquel cas elles devront être durement justifiées, validées par le bureau d'étude et remise en question au besoin à la vue des premiers résultats.

Dans un premier temps, il est essentiel de définir la méthode à suivre ainsi que les différentes pièces du système étudié. Notre système se compose des éléments suivants :

- 1 roue
- 1 pignon
- 4 roulements à billes
- 2 arbres
- 1 carter

À la lumière des études antérieures, nous considérerons l'ensemble de ces éléments comme indéformables. En effet, le montage en chape permet de prévenir les déformations dues aux efforts de flexion. De plus, l'architecture choisie pour le carter lui permet de fonctionner en traction plutôt qu'en flexion, garantissant ainsi une contrainte uniforme dans une seule direction.

Étant donné que la durée de l'étude ne dépasse pas quelques minutes, nous pouvons également considérer le référentiel comme galiléen.

Pour les calculs à venir, notamment pour établir le bilan des actions mécaniques extérieures (BAME), nous travaillerons sur le système isolé représenté dans la Figure 10 [4], qui comprend :

- Arbre
- Roue ou pignon

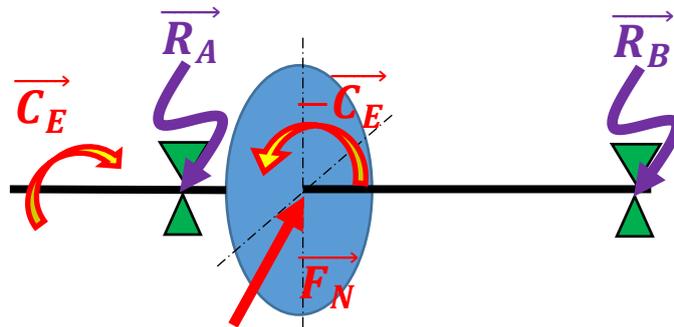


Schéma des actions mécaniques appliquées au système isolé – Figure n°10

Application du BAME :

- Poids du système \vec{P}
- Frottements internes au système \vec{f}
- Action du récepteur sur l'arbre $\vec{F}_{r \rightarrow a}$
- Action contact de denture \vec{F}_n
- Couple d'entrée sur l'arbre d'entrée \vec{C}_e
- Réaction à l'appui \vec{R}_a
- Réaction à l'appui \vec{R}_b

Pour déterminer ces actions mécaniques, le principe fondamental de la dynamique (PFD) semble dans un premier temps approprié, car il s'applique à un système en mouvement constant. Cependant, étant donné que nous ne connaissons pas les efforts exercés par le récepteur, l'application du PFD devient impossible. Ainsi, en supposant que le carter est fixe par rapport au sol, étant boulonné, nous pouvons considérer le système isolé comme immobile et appliquer le principe fondamental de la statique (PFS).

Ainsi, l'utilisation successive du PFS sur l'ensemble comportant l'arbre d'entrée puis l'arbre de sortie, pourra lever les inconnues que sont \vec{R}_a et \vec{R}_b à partir des actions mécaniques connues que sont \vec{F}_n et \vec{C}_e et ce, pour les deux arbres, ce qui représente les quatre inconnues de notre système.

4.4.2. Recherche des données et formulations d'hypothèses

Afin d'appliquer le PFS il faudra nécessairement des valeurs déterminées par des hypothèses validées avec le bureau d'étude, le cahier des charges fonctionnel ou déterminé dans l'étude de prédimensionnement, d'après le BAME désigné en 4.1.3.

Premièrement, le poids du système dépend du calcul de prédimensionnement qui n'a pas été encore fait, pour l'instant ce poids sera négligé en comparaison aux efforts radiaux provoqués par l'engrènement. En effet c'est une hypothèse réaliste selon l'expert en engrenage. Cependant cette hypothèse sera remise en question une fois le calcul de prédimensionnement réalisé. Par la même occasion l'inertie du système sera négligée en supposant que le système ne possède pas de défaut de révolution.

Deuxièmement, les frottements au niveau de l'engrènement seront dans un premier temps négligé en supposant que la lubrification du système est suffisante. De même pour les frottements au niveau des éléments roulants et des éléments de lubrifications.

Troisièmement, l'action de contact \vec{F}_n sera déterminé grâce au prédimensionnement effectué en 4.6, et à l'aide du module m0, des nombres de dents Z_1 et Z_2 , la feuille de calcul Excel, donnée par le directeur de bureau d'étude Monsieur Périnet donnera la valeur de F_n

Quatrièmement, le récepteur est inconnu, de ce fait on néglige les potentiels efforts qui en découleraient, tout comme les efforts axiaux dus à l'engrènement car cette denture est droite.

Cinquièmement, en supposant qu'il n'y a pas de perte de rendement par l'accouplement qui est exclu de l'étude, le couple C_e est calculé par la formule $C_e = \frac{P}{\omega}$. Cependant on a aussi $\omega = \frac{2\pi \times N_e}{60}$ et à l'aide du cahier des charges fonctionnel on sait que $N_e = 1500 \text{ tours/min}$ avec P la puissance transmissible où $P = 8,5 \text{ kW}$. Aussi, on obtient $C_{e1} = 54 \text{ Nm}$ et $C_{e2} = u * C_{e1} = 216 \text{ Nm}$, avec u le rapport de réduction du réducteur où $u = 4$.

4.4.3. Application de la méthode de calcul des efforts

Une fois que les données ont été trouvées, les différents calculs de prédimensionnement seront réalisés sur la feuille Excel fournie par le responsable du bureau d'études. Voir [Annexe\[4\]](#).

4.4.4. Conclusion

Les résultats obtenus pas le calcul sont explicité ci-dessous sur la figure n°11.

Equilibre arbres:		Roulements:	
Réactions (radiales) aux appuis arbre1:		Charges dynamiques de base	
$R_{A1} =$	960 N	$C_{mini} (A) =$	12052 N
$R_{B1} =$	960 N	$C_{mini} (B) =$	12052 N
Réactions (radiales) aux appuis arbre2:		Charges dynamiques de base	
$R_{C2} =$	960 N	$C_{mini} (C) =$	7592 N
$R_{D2} =$	960 N	$C_{mini} (D) =$	7592 N

Résultat calcul engrenage - Figure n°11

Il est important de considérer que les différents résultats sont obtenus en fonction des hypothèses formulées, notamment l'approximation selon laquelle l'inertie et les frottements sont négligés.

4.5. Définition de la structure

La fonction principale de la structure est de concevoir un agencement des pièces qui transmettrait au mieux les forces entre les différents composants et les éléments extérieurs définis dans le cahier des charges fonctionnel.

Dans le cas de l'engrenage, la bague interne bouge par rapport à la charge. Elle doit donc être montée serrée sur l'arbre.

Cette réflexion s'applique à la fois à la roue et le pignon de notre réducteur. De plus, les pièces difficiles à monter sont généralement en premier, notamment les pièces montées serrées. Les deux roulements doivent donc être montés sur chaque arbre avant de monter les arbres dans le carter.

Le plan de joint est le plan de séparation qui délimite les différentes parties d'un moule en tenant compte des rétentions. Aux vues du cahier des charges fourni par la maîtrise d'ouvrage, le responsable du Bureau d'Etude Jean-Marc Périnet a pris la décision de se placer dans le cadre d'un « petit » réducteur.

Le plan de joint choisi est perpendiculaire aux axes des arbres.

Ce plan de joint est illustré sur la figure n°12 [4] suivante.

Le carter étant décomposé en deux demi-carter, il est nécessaire de réfléchir à la fixation de ces derniers entre eux. Une solution possible est le rajout de pattes ainsi que deux trous de passages de vis et deux vis sur ces dernières. Cette solution est visible sur la figure n°13 [4] ci-dessous.

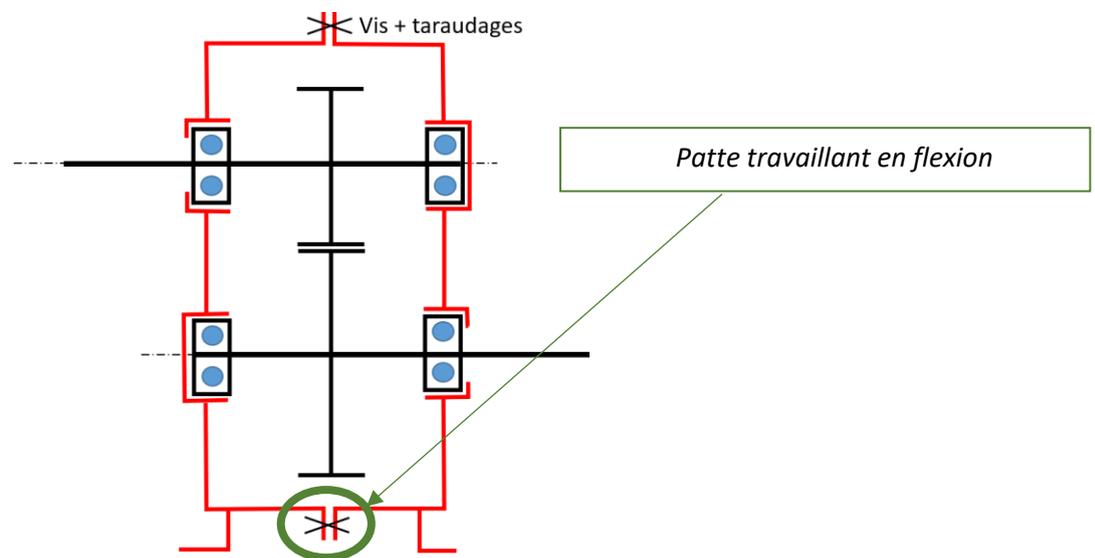
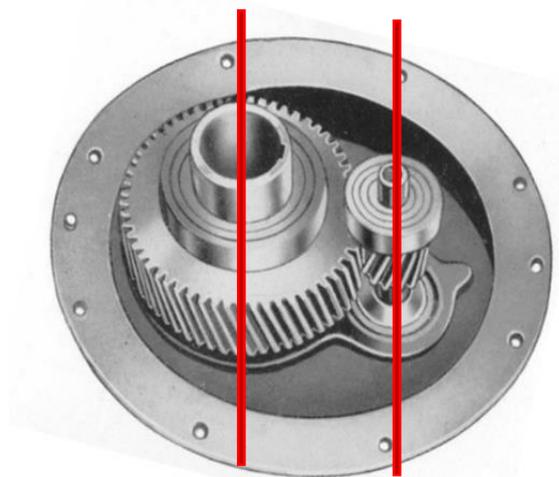


Schéma d'architecture des demi-carter – Figure n°13

D'après F. MAQUIN

Une grande précision entre les alésages des demi-carter est requise, c'est pourquoi 2 pions de positionnement doivent être rajoutés dans les demi-carter.



Plan de joint perpendiculaire aux axes des arbres – Figure n°12

D'après F. MAQUIN

L'ouverture est décalée pour obtenir un grand carter et un couvercle à la place de deux demi-carter.

Cette solution est visible sur la figure n°14 [4] ci-dessous. Cela permet notamment d'avoir un usinage des pieds de fixation au sol sur une même pièce et donc un même plan. Cela évite tout problème de déséquilibre. De plus, les parois du carter et du couvercle ne travaillent pas en flexion au niveau des vis.

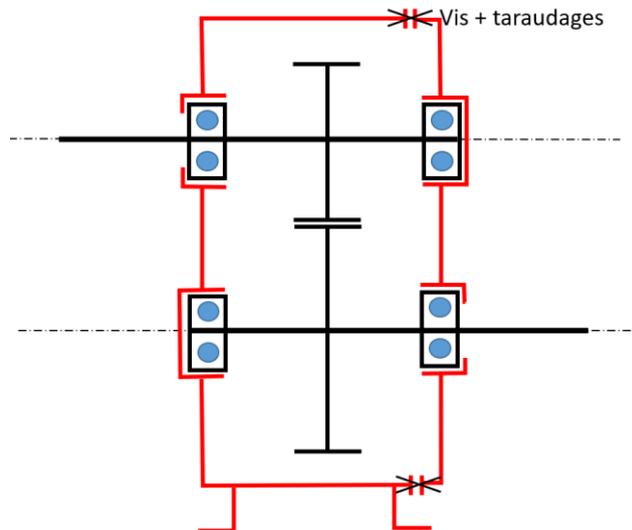
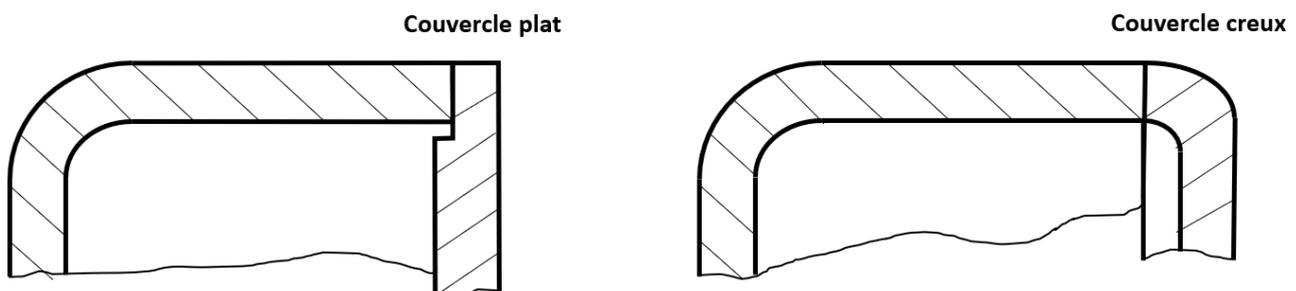


Schéma d'architecture avec carter et couvercle – Figure n°14

D'après F. MAQUIN

Le choix de la forme du couvercle devient alors vital. Ce dernier est choisi creux plutôt que plat pour plus de rigidité et un usinage plus simple (figure n°15 [4]).



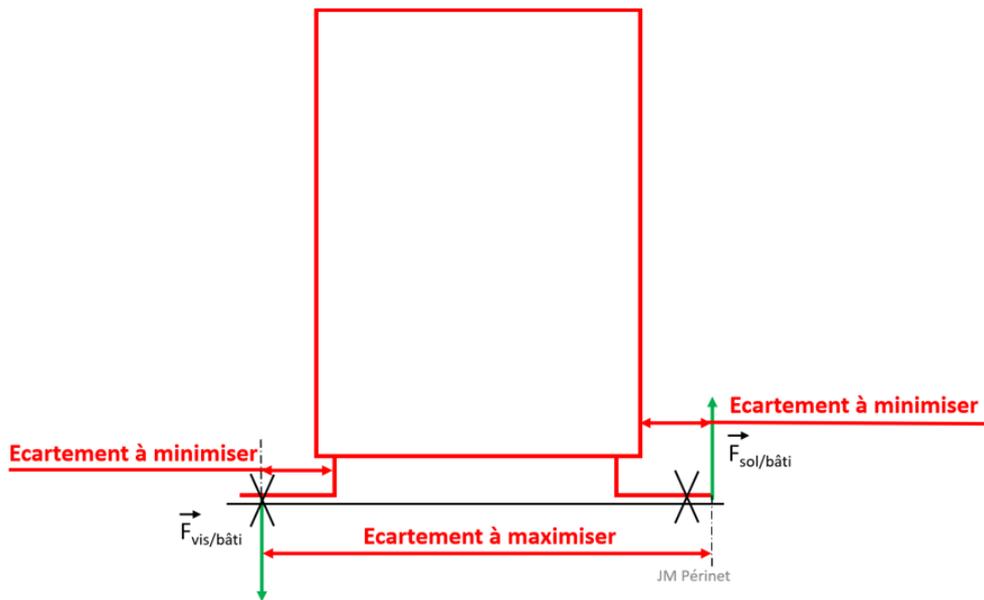
Couvercle plat/creux du carter – Figure n°15

D'après F. MAQUIN

La maintien en position du bâti sur le sol est assuré par des vis de fixation au sol.

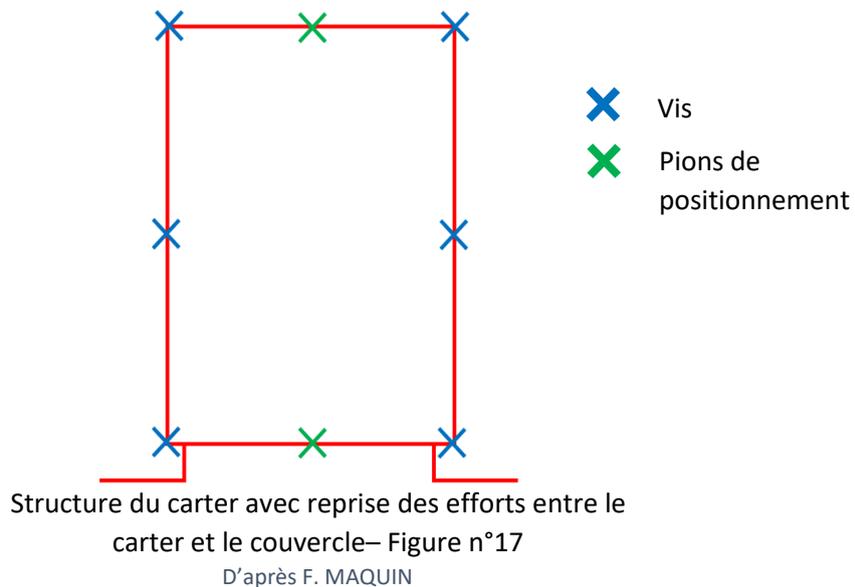
Néanmoins certaines conditions sont à respecter pour éviter le basculement du réducteur pendant son utilisation. L'écartement entre les deux vis de fixation doit être maximisé afin de réduire l'effet des efforts, tandis

que celui entre les vis et les pattes doit être minimisé pour limiter la flexion de ces dernières, comme illustré sur la figure n°16 [4].



Ecartement à respecter sur la fixation du bâti au sol – Figure n°16
D'après F. MAQUIN

La rotation du couvercle par rapport au carter à cause du couple de forces, est empêchée par deux pions de positionnements ainsi que par adhérence grâce au serrage des vis comme illustré sur la figure n°17 [4].



4.6. Prédimensionnement de la structure

Le prédimensionnement de la structure consiste à fixer une géométrie pour la structure du réducteur qui se compose des arbres de transmissions et du carter.

Celui-ci doit permettre la garantie de la résistance aux efforts mécaniques dans tous les cycles de vie du produit

4.6.1. Prédimensionnement des arbres de transmission

On cherche à déterminer les matériaux et les diamètres minimums des arbres pour avoir une bonne rigidité et rester dans le domaine élastique.

4.6.1.0. Définition de la méthode de prédimensionnement et du modèle associé

On pose deux éléments clés afin de rester dans le domaine élastique pour tout tronçon de l'arbre : le matériau et le diamètre minimum.

On adopte le modèle poutre pour l'arbre : notamment l'hypothèse d'éclatement avec la longueur de l'arbre supérieur à 10 fois le diamètre de la section, un matériau homogène isotrope et le respect de l'hypothèse des petites perturbations (déformations et variations de sections faibles par rapport à dimensions standard). Ce sont des hypothèses adoptées en première approche d'avant-projet qui seront sujets à discussion.

Dans l'analyse des efforts représentés, on néglige l'effort tranchant devant les efforts de moments.

On a un moment de torsion jusqu'à la roue dentée et un moment de flexion entre les deux roulements

On distingue trois zones pour les efforts s'exerçant sur l'arbre, illustré Figure n°18 mais on n'en retient que deux pour simplifier l'étude en raison d'un critère économique.

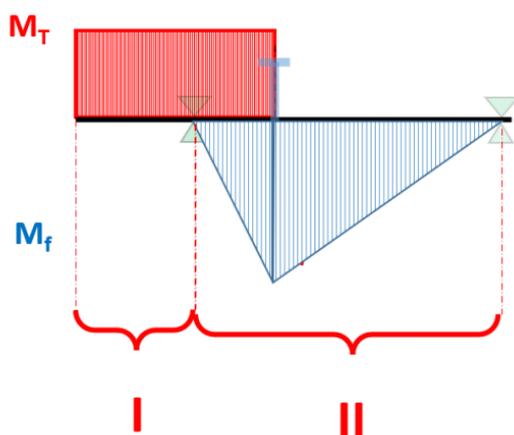


Diagramme efforts de cohésion Figure n°18
D'après JM.PERINET

Dans la zone 1, l'arbre est soumis à de la torsion simple avant la roue ; d'après "Présentation architecture

et structure" on reste dans le domaine élastique pour
$$\tau = \frac{Mt}{I_0/v} = \frac{Mt}{\pi d^3/16} \leq Rpg \text{ avec } Rpg=0.5*Re/s$$
 avec d le diamètre de la section cylindrique et s le coefficient de sécurité, Re dépendant du matériau choisit.

Dans la zone 2 l'arbre est soumis à de la flexion pure et torsion simple. On utilise alors le critère de contrainte équivalent de Tresca (qui est un critère plus restrictif que ce qui est constaté empiriquement)

Afin de rester dans le domaine élastique, on choisit d minimum telle que l'on soit à la limite élastique au

$$\tau_{eq} = \frac{mit}{I_o/v} = \frac{\sqrt{Mf^2 + Mt^2}}{\pi d^3 / 16} \leq Rpg$$

sens de Tresca.

4.6.1.1. Recherche des données et formulation d'hypothèses

On va déterminer le matériau parmi la liste des standards de l'entreprise et selon la nature du pignon. À la vue du faible diamètre du pignon, on peut l'usiner dans l'arbre pour réduire les coûts donc l'arbre est du même matériau que le pignon choisi en 4.3.

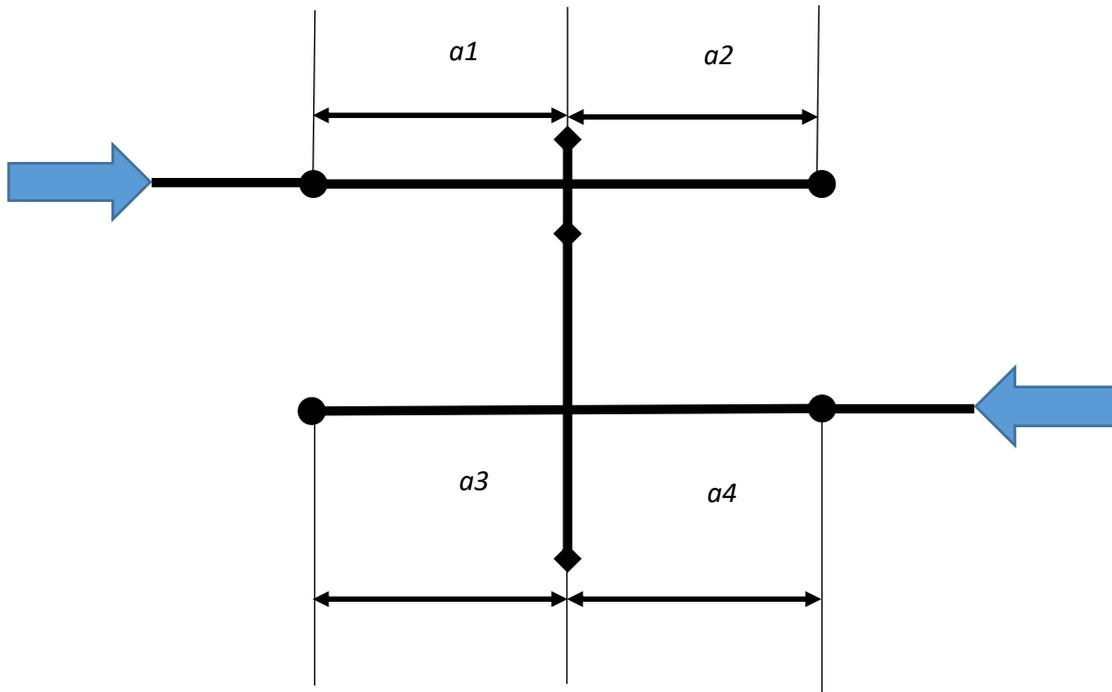
De plus par un critère d'économie et de simplicité introduit par le responsable du bureau d'étude Monsieur Périnet, on choisit les deux arbres du même matériau donc du 35 Cr Mo 4.

Pour autant, il n'y a pas ce matériau dans le tableau fourni sur la page de calcul Excel par le responsable BE, en concertation avec celui-ci, nous choisissons alors le Re_{0,2%} d'un matériau de composition très proche : le 34 Cr Mo 4, démarche adaptée à l'avant-projet. Il faudrait se renseigner davantage sur notre matériau pour plus de précision en cas de projet. On pose également l'hypothèse d'un diamètre d'arbre compris entre 18 mm et 40 mm qui sera à vérifier en conclusion. Ainsi on obtient Re_{0,2%} = 650 MPa

On formule également une hypothèse sur le coefficient de sécurité : le responsable du BE donne 10 comme valeur de coefficient de sécurité en raison notamment de la négligence du phénomène de fatigue, d'un arbre pas suffisamment élancé pour correspondre au modèle poutre et des calculs de contrainte pas assez loin des efforts par rapport au modèle de Saint-Venant. Enfin les épaulements impliquent de fortes variations de la section donc l'introduction négligé d'un coefficient de contrainte.

Enfin, l'on cherche à obtenir les distances entre le plan médian de la roue et celui de chacun des roulements. Le responsable du bureau d'étude fixe que ces distances sont égales d'où a=b. La distance entre les deux roulements se décompose alors comme la somme de deux demi-largeurs de roulement qui est donnée par le responsable bureau d'étude comme 14 mm en considérant les roulements comme identiques, de la largeur de la roue dentée trouvé en 4.3 qui est de 46mm et du double de la distance minimal entre le roulement et la roue pour permettre la lubrification qui est de 15 mm. Donc une distance a+b qui vaut 90 mm.

D'où a₁=b₁=a₂=b₂ = 45 mm, comme illustré Figure n°19



4.6.1.2. Calcul de prédimensionnement

Les calculs sont réalisés avec la feuille de calcul Excel fournie par le responsable BE pour déterminer les diamètres minimums pour chaque section de l'arbre [\[Annexe 4\]](#).

4.6.1.3. Conclusion

Les valeurs ayant été renseignées, la feuille de calcul donne des valeurs de diamètres minimums.

On trouve des diamètres minimums pour chaque section pour les deux arbres :

Pour l'arbre d'entrée, la zone I a pour diamètre minimum $d_{\text{minI}}=20$ mm et $d_{\text{minII}}=22$ mm pour la zone II.

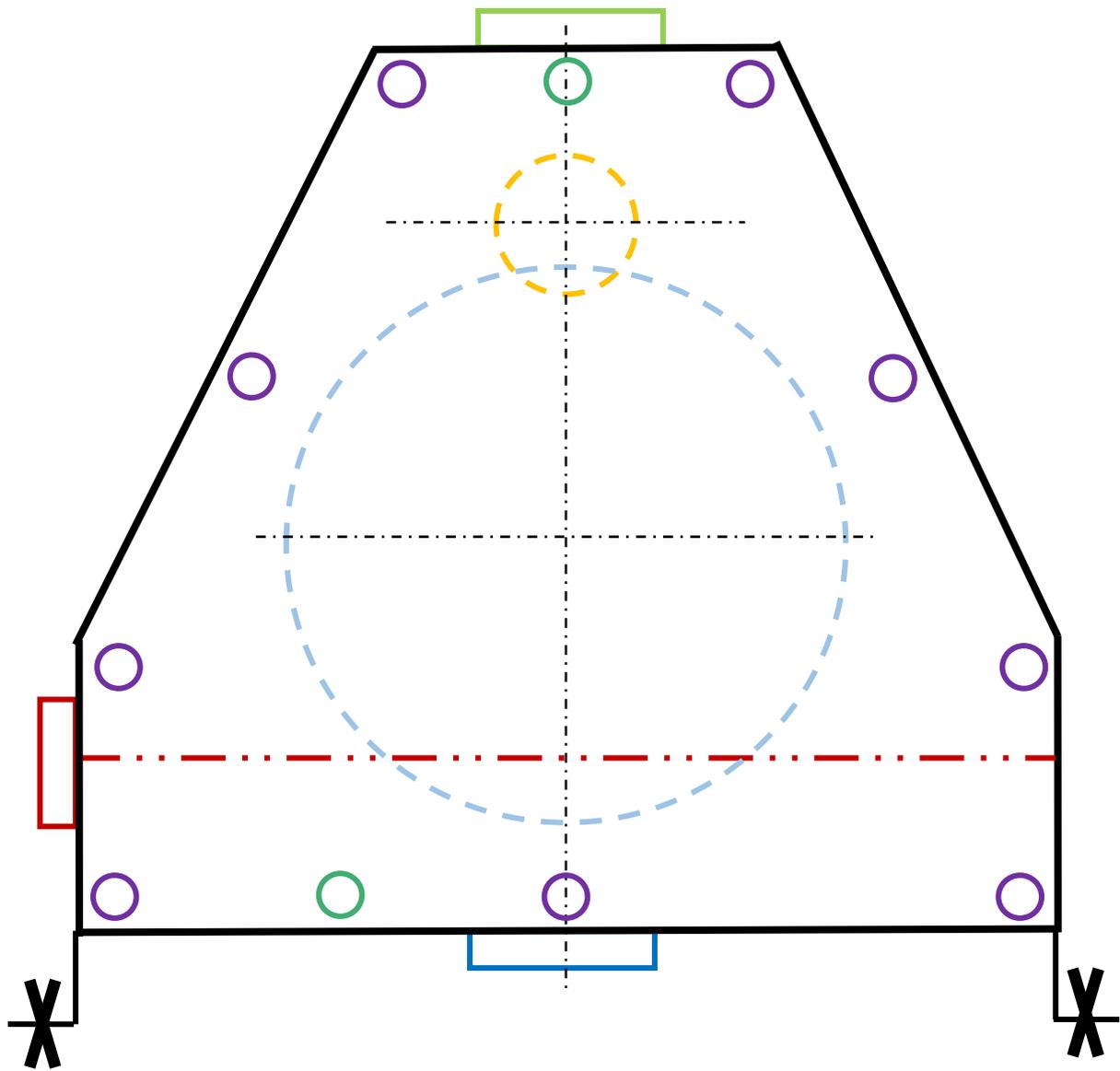
Pour l'arbre de sortie, la zone I a pour diamètre minimum $D_{\text{minI}}=33$ mm et $D_{\text{minII}}=32$ mm pour la zone II.

On remarque alors que tous les diamètres sont compris entre 16 et 40 mm donc l'hypothèse formulée pour la limite élastique $Re_{0,2\%}$ sur une fourchette de diamètre comprise entre 18 et 40 mm est vérifiée.

Pour le montage, on a un épaulement à gauche d'1 mm pour la roue freinée sur l'arbre 2, il faudra donc la monter par la droite. Il faudra également augmenter localement le diamètre de l'arbre pour permettre de monter serré les roulements de même taille sur l'arbre.

4.7. Définition de l'architecture avec toutes les pièces

Afin de visualiser l'encombrement des différents composants, une ébauche de croquis très simplifiée a été réalisée. Celui-ci est destiné à donner une forme générale du carter qui respectera le critère d'encombrement et à positionner les éléments de montage notamment ceux de maintien en position. Celui-ci a été validé par le responsable du bureau d'étude.

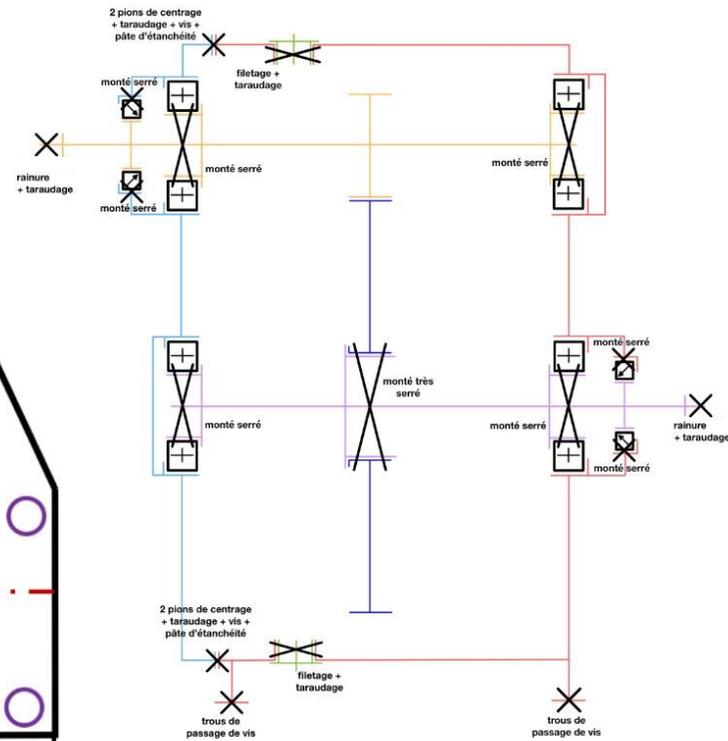
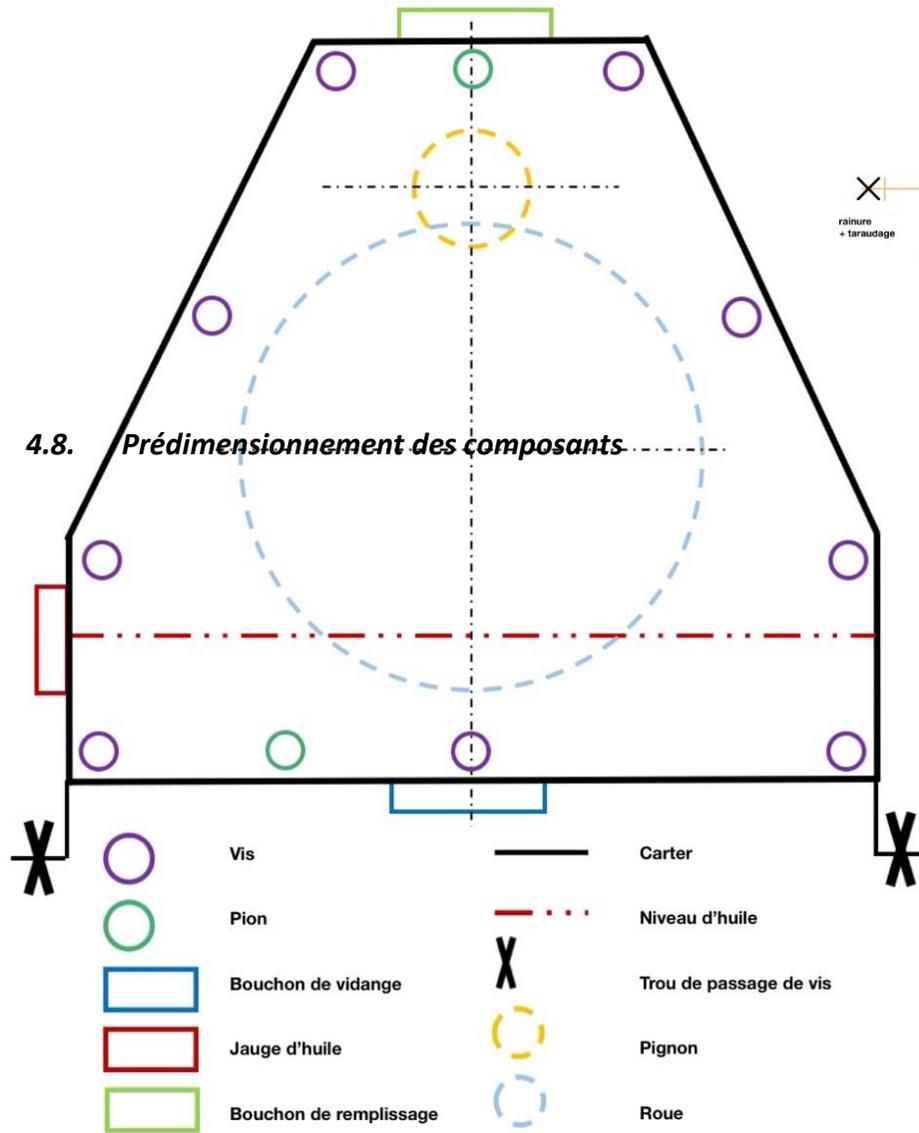


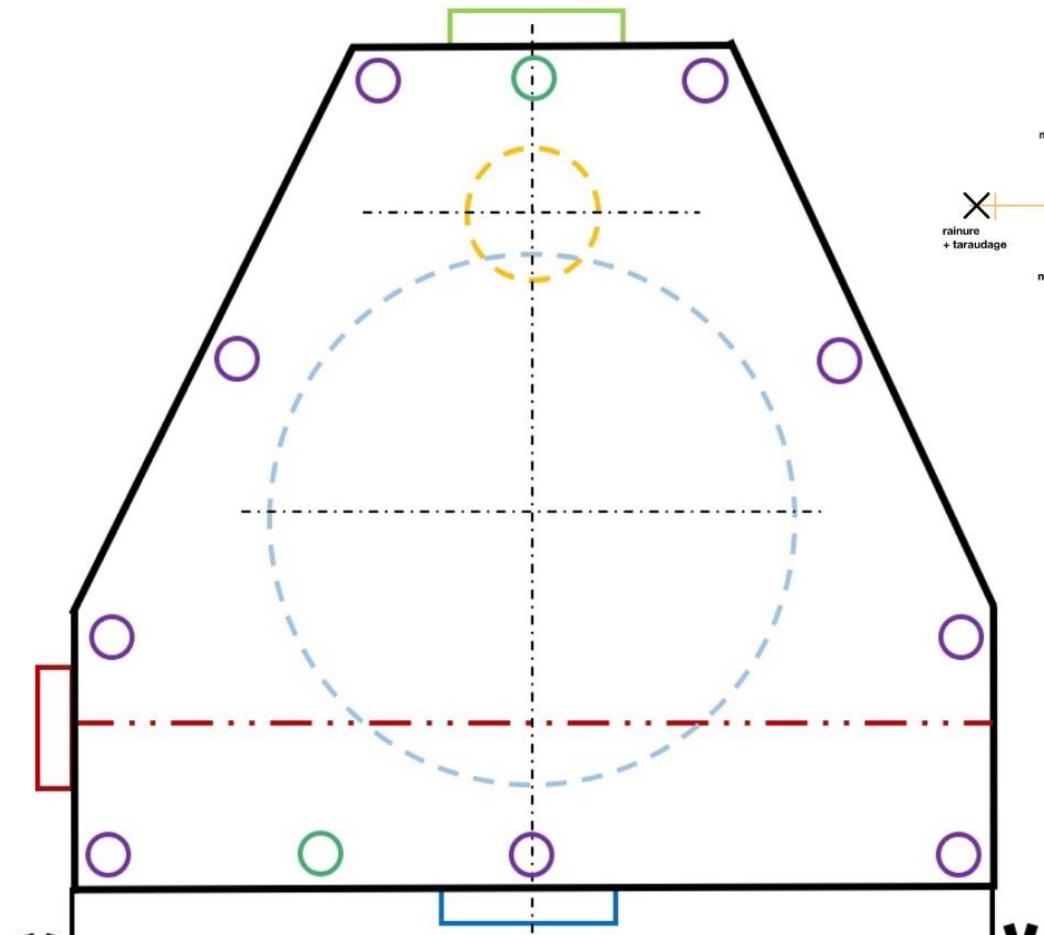
Légende :

	Vis
	Pion de centrage
	Bouchon de vidange
	Jauge d'huile
	Bouchon de remplissage
	Carter
	Niveau d'huile
	Trou de passage de vis
	Pignon
	Roue

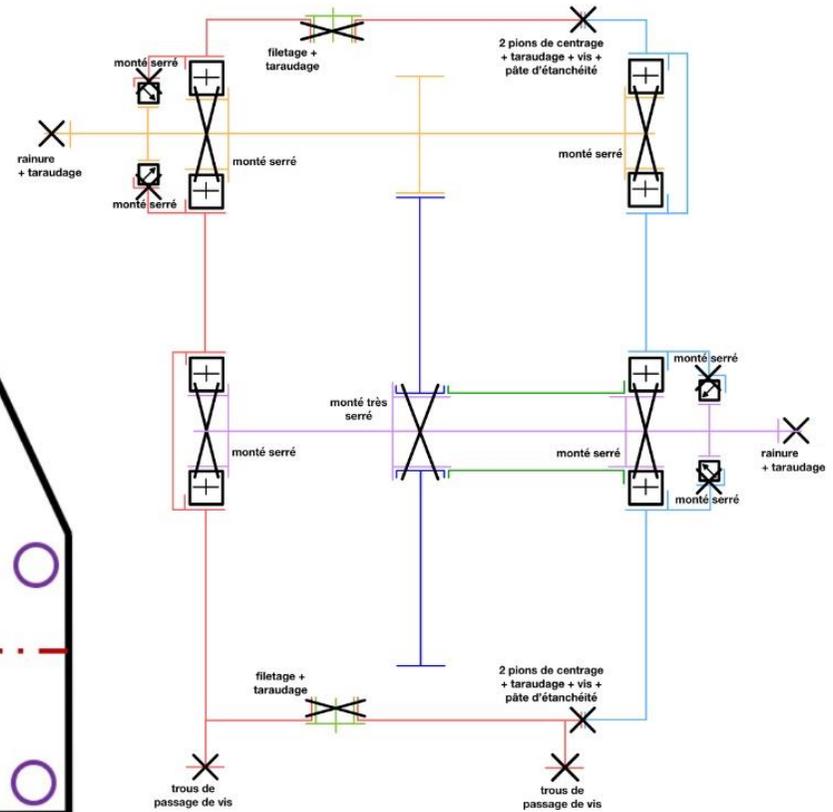
Les différentes solutions technologiques choisies et les différents montages des roulements sont explicités dans le schéma technologique ci-dessous. Les schémas ont été validé par le chef du bureau d'étude. Deux solutions ont été envisagé en ce qui concerne la mise en position de l'engrenage.

4.8. Prédimensionnement des composants





- | | | | |
|--|------------------------|--|------------------------|
| | Vis | | Carter |
| | Pion | | Niveau d'huile |
| | Bouchon de vidange | | Trou de passage de vis |
| | Jauge d'huile | | Pignon |
| | Bouchon de remplissage | | Roue |



4.9.

Le prédimensionnement des composants est primordiale dans le but d'évaluer et de déterminer les différentes dimensions des composants du système en fonction des différents efforts et du cahier des charges fonctionnel.

Les choix des différents composants seront menés vis-à-vis de la disponibilité des différents fournisseurs que sont d'après [1].

- SKF : roulements
- Paulstra : étanchéité dynamique par joints à lèvres
- Emile Maurin : visserie.

Les composants étant interdépendant, leur désignation nécessite de procéder dans un certain ordre. Aussi il faut d'abord déterminer les roulements puis le joint à lèvres. La détermination de la clavette est indépendante du reste. Du aux accouplements les diamètres d'arbres en entrée et sortie sont normalisés et donnés par le constructeur.

4.9.1. Joint à lèvres

Les joints à lèvres dits « SPI » sont choisis sur catalogue [10] chez le fournisseur Paulstra.

4.9.1.0. Définition de la méthode de prédimensionnement et du modèle associé

Les joints à lèvres sont répertoriés suivant 5 catégories que sont le diamètre intérieur d , le diamètre extérieur D , l'épaisseur E , le type ainsi que le matériau. Le choix des joints se fera par rapport au fait que le responsable du bureau d'étude impose un épaulement de 6mm au diamètre ainsi que sur le diamètre intérieur de ceux-ci. Nous rappelons que le diamètre des arbres en sortie du réducteur est normalisé. Nous avons un diamètre minimum en entrée de 20mm et nous prendrons donc un diamètre de 24mm pour le diamètre d'entrée normalisé. De plus, le diamètre minimum en sortie est de 32mm, nous prendrons donc un diamètre normalisé en sorti de réducteur de 38mm. Enfin, si l'on prend en compte, l'épaulement de 6mm au diamètre imposé par le responsable du bureau d'étude, **nous avons besoin d'un joint d'un diamètre intérieur de 30mm et un joint d'un diamètre intérieur de diamètre intérieur de 44mm**. Il faut néanmoins prendre en compte le fait que nous n'avons pas d'information sur le milieu auquel sera exposé le réducteur. **Nous ne nous baserons donc pas sur le choix du type ou du matériau dans notre choix finale**. Il serait cependant recommandé d'étudier la question plus en profondeur en projet. Enfin, **le diamètre extérieur ainsi que l'épaisseur important peu** dans la mesure où les dimensions des joints sont bien moindres que celle de l'engrenage. Dès lors, plusieurs choix s'offrent à nous sur le catalogue de Paulstra **parmi les joints en stock et la solution la moins coûteuse sera choisie**.

4.9.1.1. Conclusion

En accord avec les points précédents les choix suivants ont été faits :

- Joint à lèvres en entrée de réducteur : référence **722623** ($d = 30$ mm, $D = 40$ mm, $E = 7$ mm, Type : IE, Matériau : Nitrile (NBR))
- Joint à lèvres en entrée de réducteur : référence **792755** ($d = 44$ mm, $D = 62$ mm, $E = 10$ mm, Type : IE, Matériau : Nitrile (NBR))

Ceux-ci ont été validés par le responsable du bureau d'étude.

4.9.2. Les roulements

Les roulements doivent être dimensionnés sur le cycle de vie du réducteur soit 22 000 heures.

On cherche deux références différentes de roulements parmi ceux du fournisseur SKF. Chaque arbre est monté sur deux roulements identiques.

4.9.2.0. Définition de la méthode de prédimensionnement et du modèle associé

On fait le choix d'une méthode usuel de prédimensionnement avec une fiabilité de 90 %.

Désormais l'ensemble des composants du réducteur est choisi, on calcule la fiabilité du réducteur. Sachant que le responsable du BE, Monsieur Périnet, fournit les fiabilités du carter, des deux arbres et des deux joints à 99% de fiabilité sur l'ensemble du cycle de vie du réducteur chacun. Les quatre roulements ont une fiabilité de 90 % chacun. Pour finir d'après le document sur le prédimensionnement des engrenages [6, page 45 et 56], l'engrenage a une fiabilité de 99% x 99% liée aux limites d'endurance.

Ainsi on a une fiabilité globale de : $0,90^4 \times 0,99 \times 0,99^2 \times 0,99^2 \times 0,99^2$ soit 61,2%

On note d'ailleurs qu'il n'existe aucun critère de fiabilité sur le réducteur fourni dans le cahier des charges. Si cela avait été le cas, il serait pris en compte dans la suite du prédimensionnement.

Dans le modèle utilisé pour l'engrènement, on fait l'hypothèse que les efforts axiaux sont négligés devant les efforts radiaux. On fait donc le choix de roulement à bille rigide à une rangée, le juste compromis entre prix et efforts à transmettre au carter. On monte les bagues intérieures serrées des roulements car ce sont elles qui tournent par rapport à la charge fixe de l'engrènement.

Les roulements subissent une charge dynamique de base C qu'il faut supporter sur la durée de vie du roulement (22 000 h), cette charge doit être déterminée.

Sous les hypothèses d'effort axial négligeable, de fonctionnement standard bien lubrifié, la durée de vie en fatigue des roulements est donnée par le responsable du bureau d'étude à partir d'une étude de NSK sur le "calcul de la durée de vie en fatigue des roulements" :

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

Avec L_{10h} la durée de vie en heures, n la vitesse de rotation de l'arbre (en tr/min), C la Capacité de charge dynamique (en N), P l'effort radial statique sur le roulement et p un coefficient dépendant du type de roulement utilisé.

Par ailleurs, le diamètre intérieur des roulements devra être supérieur aux diamètres d'arbres minimales qui ont été retenus. Ici le diamètre pour l'arbre d'entrée est de 20 mm et le diamètre minimum pour l'arbre de sortie est de 32 mm.

4.9.2.1. Recherche des données et formulation d'hypothèses

Dans la formule énoncée haut dessus, seule la charge C est une donnée inconnue que l'on va donc déterminer.

Les données connues du problème sont :

- 1- La vitesse de rotation de l'arbre d'entrée est $n_1=1500$ tr/min et celle de l'arbre de sortie $n_2=375$ tr/min
- 2- L'effort radial P : $P= 960$ N
- 3- La durée de vie requise $L_{10h}= 12000$ heures
- 4- Le coefficient p : s'agissant d'un roulement à bille, on a $p=3$

4.9.2.2. Calcul de prédimensionnement

On sépare l'inconnue C dans la formule établie ci-dessus, on obtient donc :

$$C = P \times \left(\frac{L_{10h} \times 60 \times n}{10^6} \right)^{\frac{1}{p}}$$

Cette charge dynamique permet de choisir le roulement adéquat pour la supporter sur la durée de vie et on obtient après application numérique :

$$C_1 = 960 \times (22000 \times 60 \times 1500 \times 10^{-6})^{\frac{1}{3}} = 12\,055 \text{ N pour les roulements sur l'arbre d'entrée}$$

$$C_2 = 960 \times (22000 \times 60 \times 375 \times 10^{-6})^{\frac{1}{3}} = 7594 \text{ N pour les roulements sur l'arbre de sortie}$$

4.9.2.3. Conclusion

D'après les critères énoncés, on choisit deux références de roulements à l'aide de la nomenclature des roulements fournis par le constructeur. [Annexe 5]

Pour l'arbre d'entrée, on choisit le roulement de référence 6006 de diamètre intérieur $d = 30$ mm, de diamètre extérieur $D = 55$ mm, de largeur $B = 13$ mm et de charge dynamique admissible $C = 13,8$ kN

Pour l'arbre de sortie on choisit le roulement de référence 16009 de diamètre intérieur $d = 45$ mm, de diamètre extérieur $D = 75$ mm, de largeur $B = 10$ mm et de charge dynamique admissible $C = 16,5$ kN

4.9.3. La clavette

Les clavettes et la rainure servent à réaliser un encastrement afin d'assurer la transmission de couple par obstacle. Il faut que la pièce soit dimensionnée afin d'éviter le matage de la surface de contact. Même si les clavettes sont hors périmètre, il est important de les dimensionner afin de dimensionner la rainure qui en dépend directement.

4.9.3.1. Définition de la méthode de prédimensionnement et du modèle associé

Le responsable du bureau d'étude a décidé de choisir des clavettes de forme oblongue, avec une longueur multiple de 5mm. Le document sur le dimensionnement de clavette parallèle [9] sera un appui dans notre réflexion

On note ainsi la longueur de la clavette L :

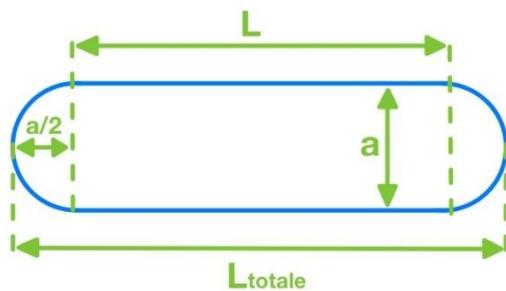


Figure 2 Schéma de la clavette

Aussi il faut dimensionner la clavette afin qu'elle résiste à une pression P_{adm} liée au matériau. Aussi cela permet de calculer la hauteur h de la clavette et sa longueur L .

$$P = \frac{F_{a/m}}{S} = \frac{C_{a/m} / r_{arbre}}{Lh} \leq P_{adm}$$

Avec $h = b - (d_{arbre} - j)$

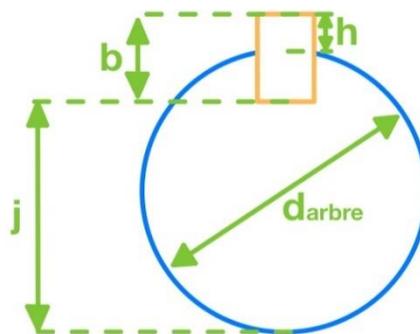


Figure 3 Schéma de l'arbre avec rainure + clavette

4.9.3.2. Recherche des données et formulation d'hypothèses

Les données utilisées pour les calculs liés au dimensionnement des clavettes sont répertoriées dans le tableau suivant.

Le responsable du bureau d'études a pris la décision de considérer la pression admissible noté P_{adm} comme uniforme. En effet la valeur de la résistance d'élasticité du matériau $Re = 600$ Mpa est nettement supérieure aux pressions admissibles pour une clavette en acier au carbone (valeur variant de 45 Mpa à 75 Mpa).

Nomenclature	Valeur	Unité	Source
C_1	54	Nm	C=P/w avec P=8.5 kW. Cf 4.4.2
C_2	216	Nm	
r_1	10	mm	Prédimensionnement de l'arbre en 4.6.1, on prend le Dmini car la clavette sera sur cette partie.
r_2	16.5	mm	
h_1	3	mm	Les hauteurs sont déterminées grâce au tableau de la norme [9], correspondant à l'intervalle de diamètre [22 ;30]mm $h_1 = h_2 = b - 4 = 3\text{mm}$
h_2	3	mm	
P_{adm}	60	Mpa	D'après Dimensionnement clavette parallèle [9], le type de fonctionnement validé par le responsable du bureau d'étude est moyen donc $30\text{MPa} < P_{adm} < 75\text{MPa}$

Conditions de fonctionnement	Encastrement	Glissière sans charge	Glissière avec charge
Mauvaises : chocs, vibrations, tolérances larges	30 à 55 MPa	12 à 24 MPa	3 à 8 MPa
Moyennes	45 à 75 MPa	16 à 32 MPa	4 à 12 MPa
Bonnes	60 à 115 MPa	24 à 48 MPa	8 à 15 MPa

Figure 4 Pressions admissibles p_{adm} pour une clavette en acier au carbone TR(*) (Re = 600 Mpa) :

4.9.3.3. Calcul de prédimensionnement

Enfin il est maintenant possible de réaliser le calcul des clavettes 1 et 2 :

$$L_{1,2} \geq \frac{C_{a/m}}{h \times r_{1,2} \times p_{adm}}$$

Aussi, les longueurs totales minimums sont :

- Clavette 1 : $L_1 \geq \frac{54}{3 \times 10 \times 60} = 30 \text{ mm}$
- Clavette 2 : $L_2 \geq \frac{216}{3 \times 16.5 \times 60} = 72 \text{ mm}$

Ainsi, en prenant en compte la forme oblongue de la clavette, les longueurs totales minimums sont :

- Clavette 1 : $L_1 = 30 + 8 = 38 \text{ mm}$
- Clavette 2 : $L_1 = 72 + 8 = 80 \text{ mm}$

4.9.3.4. Conclusion

Enfin, sachant que le responsable du bureau d'étude précisa que les longueurs respectives des clavettes doivent être des multiples de 5, on prend finalement $L_1 = 40\text{mm}$ et $L_2 = 80\text{mm}$.

4.10. Croquis complet du système

Les croquis doivent permettre de montrer précisément les formes des pièces, notamment les surfaces usinées et les bruts, et doivent donc pleinement intégrer les contraintes de fabrication (usinage, moulage...).

Dans cette partie, le croquis du réducteur est réalisé à l'échelle 10:8, à cause des grandes dimensions de l'engrenage, donc N'est PAS à taille réelle. L'objectif de ce croquis est de valider le système pour aligner l'ensemble du bureau d'étude et de faciliter le travail pour l'étape de CAO. Un croquis montre précisément les formes des pièces, notamment les surfaces usinées et les bruts, ainsi que les contraintes de fabrication tel que les chanfreins nécessaires.

Le croquis du réducteur est décomposé en deux parties : une avec uniquement les arbres et les composants reliés qui est réalisé dans un premier temps et un deuxième croquis qui sera réalisé prochainement.

Deux croquis sont ici réalisés car deux solutions technologiques sont envisagées : un avec et un sans entretoise.

Ces croquis sont réalisés à partir des schémas technologiques établis en 4.8, néanmoins le choix d'un pignon arbré sur l'arbre d'entrée est désormais à revoir. S'il avait été convenu avec Monsieur Périnet de cette solution dans nos schémas technologiques, la démarche apportée dans le document "Présentation architecture et structure" stipule qu'on monte le pignon fretté dès lors que :

$r_{pied} - r_{arbre} \geq 1,5 \cdot m_0$, avec $r_{pied} = r - (1,25 - X) \cdot m_0$ où r est le rayon primitif, X le déport et le module de l'engrenage

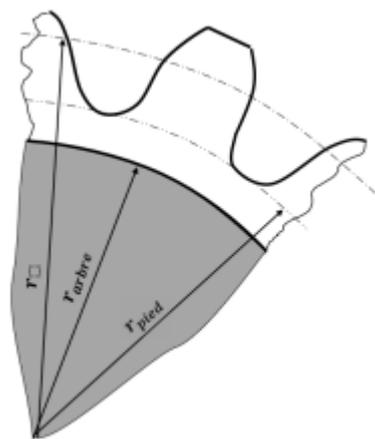


Schéma pignon

Recherche des Données :

- $m_0 = 5 \text{ mm}$ d'où $1,5 \times m_0 = 7,5 \text{ mm}$

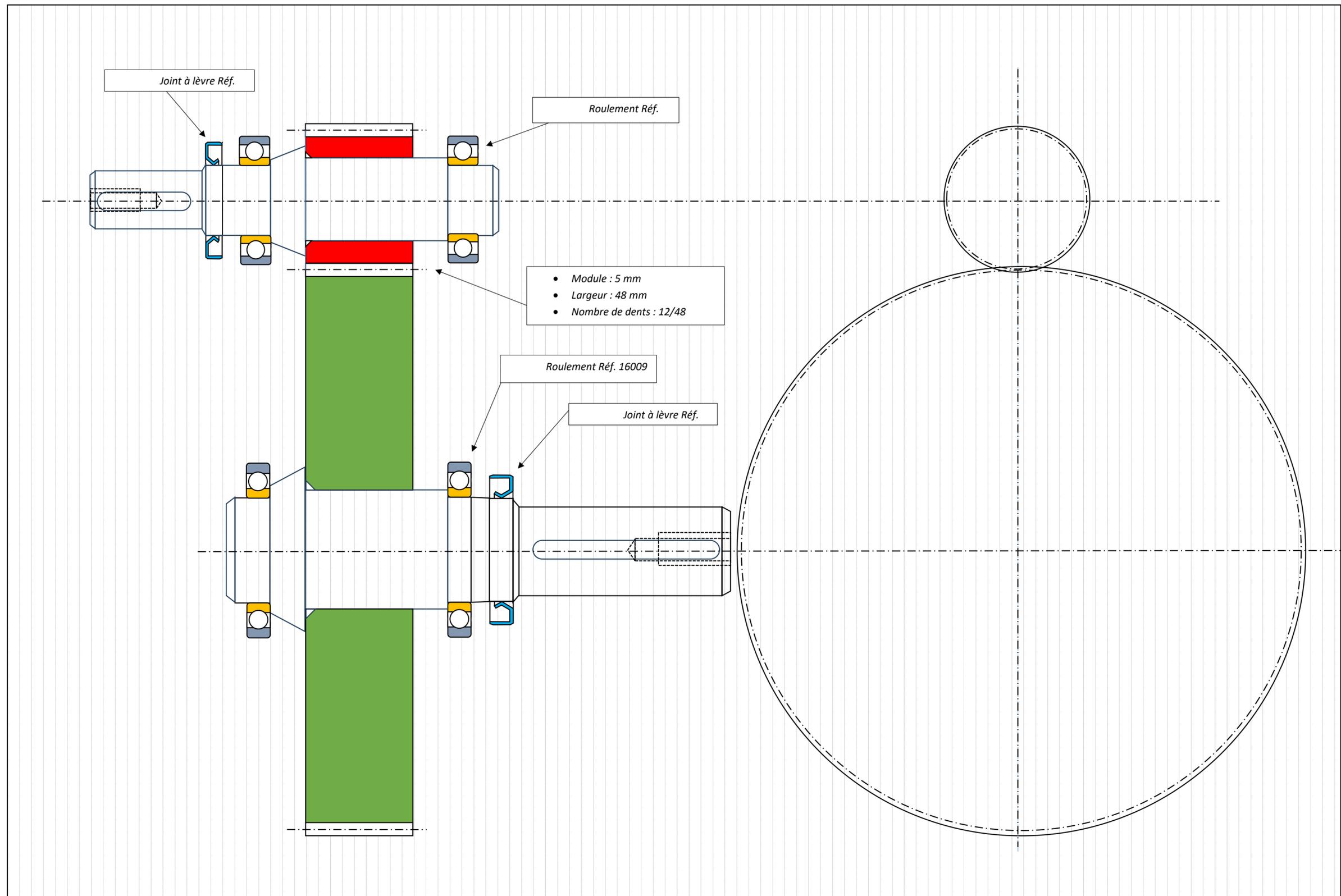
- $r = \frac{m_0 \times Z}{2} = 30 \text{ mm}$

- $X = 0,54 \text{ mm}$

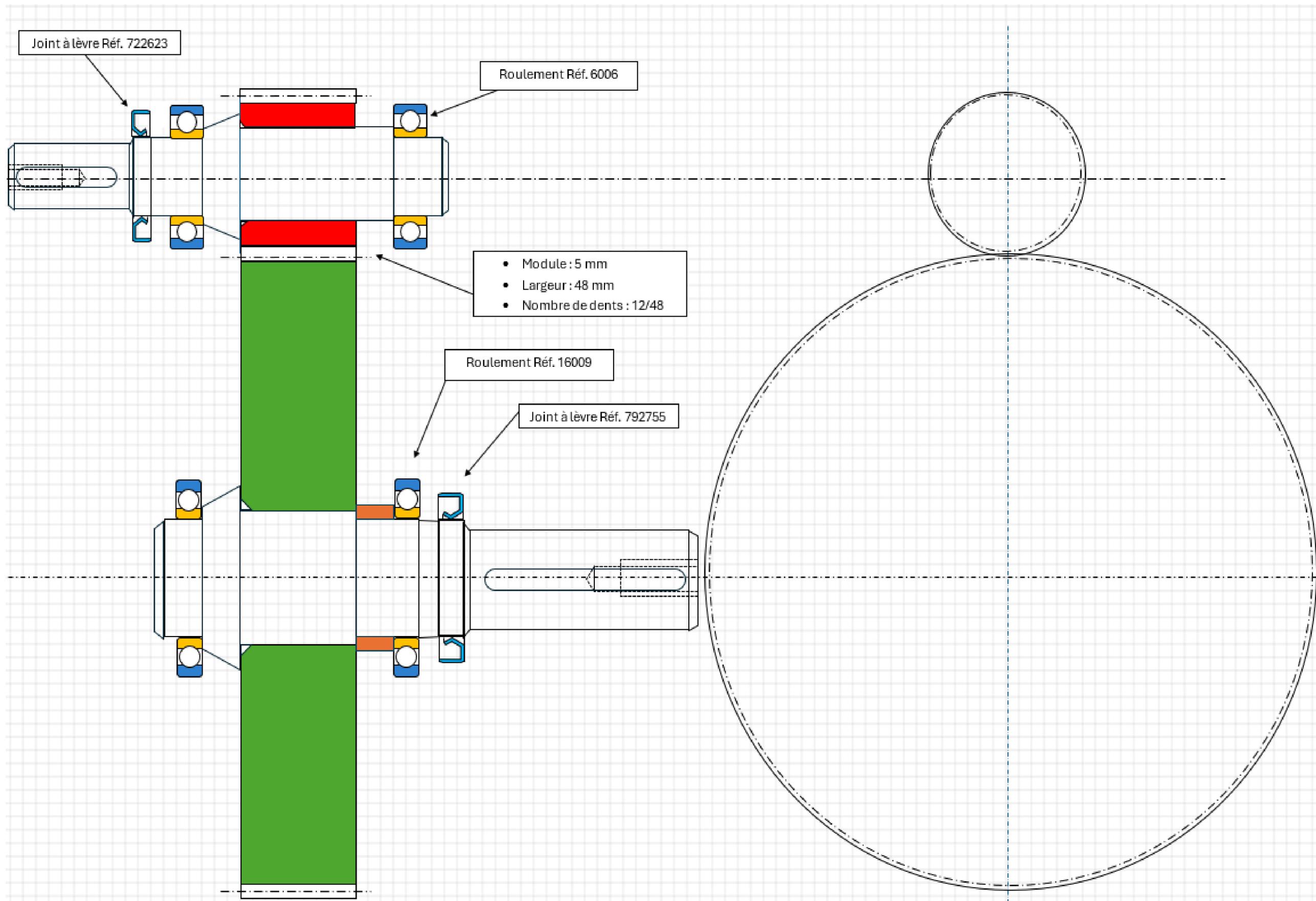
- $r_{arbre} = 17,5 \text{ mm}$

- $r_{pied} - r_{arbre} = 30 - (1,25 - 0,54) \times 5 - 17,5 = 26,45 \text{ mm}$

$26,45 \geq 7,5$ donc le pignon sera fretté et cette solution sera retenue dans nos croquis suivants :



Croquis arbres réducteur avec composants SANS entretoise



Croquis arbres réducteur avec composants AVEC entretoise

5. Retours d'expérience techniques et managériaux

Pour apprendre de ses erreurs, de ses succès et / ou de ses découvertes sur des outils / méthodes de travail non enseignées à l'école, et donc capitaliser votre expérience, vous pouvez faire des retours d'expériences (REX) managériaux et / ou techniques.

5.1. REX techniques

Pour que vos successeurs puissent reprendre facilement vos travaux, il faut indiquer les problèmes techniques rencontrés, vos réflexions et les solutions que vous avez mises en place ou que vous mettriez en place si vous deviez reprendre un tel projet. Si vous avez dû vous former à un logiciel ou à une méthode, vous mettez en annexe de ce rapport, un guide pour faciliter la formation de vos successeurs (vous pouvez vous appuyer sur des ressources externes), voire un tutoriel trouvé, modifié et amélioré, créé...

Pour être sûr que votre guide, voire votre tutoriel, soit réellement exploitable par vos successeurs, il faut le faire tester par un candidat.

5.2. REX managériaux

Avant de détailler un REX managérial, il faut lui donner un titre explicite et qui soit général pour être utilisé dans d'autres situations. Si vous faites plusieurs REX, il faut décomposer ce chapitre en plusieurs sous-chapitres.

En termes de management, pour éviter de reproduire des erreurs passées et progresser dans ses pratiques, il est conseillé d'effectuer l'analyse suivante en fin de projet :

- Dans un 1^{er} paragraphe, il faut citer un exemple de situation que vous avez vécue et représentative du REX que vous rédigez. Vous pouvez citer plusieurs exemples si ceux-ci sont complémentaires vis-à-vis de ce REX. Il faudra clairement identifier une difficulté non anticipée initialement (dans le cahier des charges, le planning, les risques...) ou une action qui ne s'est pas bien déroulée, le tout en termes de management (dans ce cadre, l'aspect technique n'est pas intéressant, mais des difficultés techniques rencontrées peuvent faire suite à une « mauvaise » anticipation, et qui elle, est intéressante à analyser).
- Dans un 2^{ème} paragraphe, il faut identifier l'(les) origine(s) du problème et éventuellement, un(des) facteur(s) aggravant(s) la situation, en analysant point par point tous les problèmes évoqués dans le 1^{er} paragraphe.
- Dans un 3^{ème} paragraphe, il faut définir une(des) méthode(s) pour éviter, voire limiter, la survenance de ce problème, en s'appuyant sur l'analyse du 2^{ème} paragraphe. Cette démarche devra être générale et complètement déconnectée de votre projet pour éviter, voire limiter, la reproduction de cette difficulté dans vos projets futurs. Cette 3^{ème} partie devrait commencer par une phrase du genre : « La prochaine fois que je serai confronté à ..., je ferai ... ». Vous pouvez vous inspirer, voire utiliser, les bonnes pratiques de management de projet de l'annexe 1

Cette analyse doit être relativement synthétique pour être comprise facilement (sur une quinzaine de lignes maximum). Pour la 3^{ème} partie, vous pouvez vous inspirer de REX des années précédentes disponibles sur X:\Enseignants\PerinetJM\ENSAM\Cours\Management de projet\REX de projets.ppt, et les démarches à mettre en place se trouvent parfois dans le cours de Management de projet.

Si la difficulté provient d'autres personnes (du client, d'un fournisseur, d'un service technique/administratif...), il ne faut pas les incriminer (malheureusement, dans vos futurs projets, vous dépendrez d'autres personnes qui seront plus ou moins fiables...), mais il faut essayer de trouver une solution pour que le projet avance malgré ces personnes.

Par exemple, pour moi, dans le cas d'un PJT que j'ai encadré :

- *J'ai été très critique envers des étudiants travaillant sur un PJT après quelques semaines car je trouvais que le projet n'avancait pas vite. Cette action aurait pu démotiver les étudiants, d'autant plus que ceux-ci étaient de bonne volonté.*
- *En fait, les étudiants étaient en difficulté, car la modélisation du système était particulièrement difficile, alors que cela me semblait relativement facile (1^{ère} erreur de ma part). J'aurais donc dû les accompagner davantage dans cette partie pour qu'ils avancent plus rapidement (2^{ème} erreur de ma part).*
- *Dans tout nouveau projet :*
 - *je suivrai particulièrement la résolution des points durs par les étudiants,*
 - *je chercherai de mon côté à trouver des pistes, voire résoudre ces points durs, sans pour autant leur donner la solution, mais avec pour objectif de les faire avancer à partir de leurs réflexions.*

Dans l'exemple du REX précédent, deux erreurs et deux démarches ont été proposées, et c'est un cas particulier. Il se peut qu'il n'y ait qu'une seule erreur et/ou qu'une seule démarche à appliquer ensuite, ou au contraire, plus que deux erreurs et/ou plus que deux démarches.

Un retour d'expérience positif peut aussi être rédigé, et il faut l'analyser de la même manière. Une part de chance a peut-être permis que cela se passe bien. Si c'est le cas, il faut le prendre en compte dans le retour d'expérience pour qu'il soit réellement réutilisable, sans cet aspect chance.

6. Conclusion

Dans la conclusion, vous devez répondre à l'introduction et vendre les résultats obtenus, avec une synthèse des principaux objectifs, des principales solutions choisies et des principales étapes effectuées et/ou méthodes utilisées pour répondre au problème. Une page pour la conclusion est un grand maximum.

En phase d'avant-projet, vous pouvez indiquer les points durs que vous avez découverts, et décrire un minimum les actions nécessaires pour finaliser le projet :

- les études complémentaires et/ou les recherches scientifiques à mener,
- les données inconnues pour le moment à déterminer,
- les compétences à acquérir,
- les démonstrateurs à réaliser.

Dans un rapport, et en particulier dans la conclusion, il faut être positif et **NE PAS** vous dévaloriser. Au cas où :

- l'étude ne serait pas terminée,
- des simplifications ont été effectuées,
- des hypothèses ont été prises,
- et/ou l'étude serait suivie d'une nouvelle étude et/ou réalisation,

il est impératif de définir les tâches suivantes pour faciliter la reprise de votre travail par vos successeurs et pour montrer que vous avez bien une vision globale du projet (normalement, dans le premier cas, tout ceci devrait déjà être défini dans le corps du rapport, lors de la conception du système, car ces tâches non-réalisées devaient être anticipées).

Dans une conclusion, il ne faut pas s'autocongratuler : c'est au lecteur de juger, et cela a un effet particulièrement négatif quand le lecteur n'est pas convaincu, voire déçu. Il faut donc faire sentir dans la conclusion que vous avez bien réalisé votre travail.

Vous pouvez également remercier certaines personnes ou services qui auraient contribué à la réussite de votre projet.

Bibliographie / Sitographie / Ressources logicielles

- [1] J.-M. PÉRINET Attendus livrable 1 V5.1 envoyé par mail par Jean-Marc Périnet. [consulté le 1 Octobre 2024]
- [2] J.-M. PÉRINET Comparatif des différentes transmissions de puissance (avec changements de vitesse de rotation et de couple [en ligne]. SAVOIR, 2024 Disponible sur : (fichier 10.4.1) [consulté le 1 Octobre 2024]
- [3] J.-M. PÉRINET Sujet de projet réducteur UEI GIE1 S5 et UEI GIM1 S5 - 2024-2025 V1. [consulté le 1 Octobre 2024]
- [4] J.-M. PÉRINET d'après F.MAQUIN Présentation Architecture et structure. [consulté le 1 Octobre 2024] Disponible sur : <https://savoir.ensam.eu/moodle/course/view.php?id=13210> (fichier 10.4.3)
- [5] J.-M. PÉRINET d'après F.MAQUIN Prédimensionnement d'un engrenage.[consulté le 1 Octobre 2024]Disponible sur : <https://savoir.ensam.eu/moodle/course/view.php?id=13210> (fichier 10.5.3).
- [6] Logiciel de vérification et d'optimisation d'engrenage (F.MAQUIN) « Engrenage.exe ». [consulté le 15 Octobre 2024] Disponible sur : <https://savoir.ensam.eu/moodle/course/view.php?id=13933> (fichier 10.5.5)
- [7] J.-M. PÉRINET d'après F. MAQUIN Définitions et procédés de fabrication [en ligne]. SAVOIR, 2024 Disponible [consulté le 29 Octobre 2024]. sur : <https://savoir.ensam.eu/moodle/course/view.php?id=13933> (fichier 10.5.2).
- [8] F. MAQUIN Conception des carters [en ligne] SAVOIR, 2024 [consulté le 2 Novembre 2024]. Disponible sur : https://savoir.ensam.eu/moodle/pluginfile.php/695185/mod_resource/content/3/CARTER%20V1.2.pdf
- [9] J.-M. PÉRINET d'après F. MAQUIN Dimensionnement clavette parallèle [en ligne]. SAVOIR, 2024 [consulté le 29 Novembre 2024]. Disponible sur : https://savoir.ensam.eu/moodle/pluginfile.php/695216/mod_resource/content/5/Dimensionnement%20clavette%20parall%C3%A8le%20V1.13.pdf (fichier 11.4.2)
- [10] Paulstra Nomenclature des joints d'arbres tournants [consulté le 29 Novembre 2024] Disponible sur <https://www.paulstra-industry.com/upload/produit/pdf/joints-arbres-tournants-fr.pdf>

Lexique

Alésage : trou usiné dans une pièce destinée à recevoir un arbre.

FAST: Function Analysis System Technic

Moteur asynchrone électrique : type de moteur électrique fonctionnant par induction électromagnétique : une variation du courant entraîne une variation du champ magnétique entraînant un déplacement du rotor.

Clavette : pièce parallélépipédique de petite épaisseur transmettant le mouvement entre un arbre et un alésage.

Cannelures : série de rainures longitudinales taillées sur la surface de l'arbre, qui s'engrènent avec des rainures correspondantes dans un moyeu ou un alésage.

Laminage : procédé de fabrication industrielle utilisé pour réduire l'épaisseur d'un matériau

Annexe 2 : Utilisation du logiciel [6] « Engrenage.exe » pour le dimensionnement de l'engrenage

Géométrie Réalisation & Utilisation Résistance à la Pression Superficielle Résistance à la Rupture Aide & Acquisition

Type de Denture

Denture Interieure Denture Extérieure

Caractéristiques Géométriques

> Nombres de Dents	Z1 Pignon = <input type="text" value="12"/> Dents	Z2 Roue = <input type="text" value="48"/> Dents
> Largeur Denture	b = <input type="text" value="50"/> mm	
> Angle d'hélice	β = <input type="text" value="0"/> °	
> Angle de Pression d'Outil	α_o = <input type="text" value="20"/> °	
> Module d'Outil	Mo = <input type="text" value="5"/> Modules Normalisés	
> Déports	X1 Pignon = <input type="text" value="0.54"/>	X2 Roue = <input type="text" value="-0.54"/>
> Module Apparent	Mt = 5	
> Angle de Pression Apparent	α_t = 20°	
> Angle d'hélice de Base	β_b = 0°	
> Angle de Pression de Fonctionnement	α'_t = 20.000°	
> Diamètres Primitifs de Taillage	D1 = 60 mm	D2 = 240 mm
> Diamètres de Base	Dbase1 = 56.381 mm	Dbase2 = 225.52 mm
> Rayons de Tête	Rtête1 = 37.7 mm	Rtête2 = 122.3 mm
> Rayons Primitifs de Fonctionnement	R'1 = 30.000 mm	R'2 = 120.00 mm
> Rapport de Conduite	$e\alpha$ = 1.4278	
> Rapport de Conduite de Recouvrement	$e\beta$ = 0	
> Rapport de Glissement	Gs1/Gs2 = 0.7087	

Copyright 36-69-104-110ch207

> Facteur d'application de la Charge

Ka =

[Tableau Norme AGMA 215-01](#)

> Limite d'Endurance en Pression de Contact

$\sigma_{H.lim1}$ =

daN/mm²

[Tableau des Limites d'Endurance](#)

$(\sigma_{H.lim}/Z_e)^{21}$ =

daN/mm²

$\sigma_{H.lim2}$ =

daN/mm²

$(\sigma_{H.lim}/Z_e)^{22}$ =

daN/mm²

> Facteur de Rugosité

Zr = 0.85

> Facteur de Durée

Zn1 = 1

Zn2 = 1

> Facteur de Service

Kb1 = 1.4

Kb2 = 1.4

> Facteur de Conduite

Zε = 0.9259

> Facteur d'Inclinaison

Zβ = 1

> Facteur de Réduction

Cr = 0.128

> Facteur Dynamique

Kv = 1.0499

> Facteur de Répartition de la Charge

b/Kαβ = 39.793 mm

> Facteur de Vitesse

Zv = 0.9588

FT.adm.Sup 1 = 1949.2775 N

C.adm.Sup = 58.4783 N.m

FT.adm.Sup 2 = 1949.2775 N

P.adm.Sup = 9185.7543 W

Calcul

Copyright 36-69-104-110ch207

Annexe 3 : Utilisation du logiciel [6] « Engrenage.exe » pour l'optimisation de l'engrenage

Engrenage

Géométrie Réalisation & Utilisation Résistance à la Pression Superficielle Résistance à la Rupture Aide & Acquisition

Type de Denture

Denture Interieure Denture Extérieure

Caractéristiques Géométriques

> Nombres de Dents Z1 Pignon = 12 Dents Z2 Roue = 48 Dents

> Largeur Denture b = 46 mm

> Angle d'hélice $\beta = 0^\circ$

> Angle de Pression d'Outil $\alpha_0 = 20^\circ$

> Module d'Outil Mo = 5 [Modules Normalisés](#)

> Déports X1 Pignon = 0.54 X2 Roue = -0.54

> Module Apparent Mt = 5

> Angle de Pression Apparent $\alpha_t = 20^\circ$

> Angle d'hélice de Base $\beta_b = 0^\circ$

> Angle de Pression de Fonctionnement $\alpha_t' = 20.000^\circ$

> Diamètres Primitifs de Taillage D1 = 60 mm D2 = 240 mm

> Diamètres de Base Dbase1 = 56.381 mm Dbase2 = 225.52 mm

> Rayons de Tête Rtête1 = 37.7 mm Rtête2 = 122.3 mm

> Rayons Primitifs de Fonctionnement R'1 = 30.000 mm R'2 = 120.00 mm

> Rapport de Conduite $e\alpha = 1.4278$

> Rapport de Conduite de Recouvrement $e\beta = 0$

> Rapport de Glissement Gs1/Gs2 = 0.7087

Copyright 36-69-104-110ch207

Annexe 4 : Feuille de calcul Excel sur le prédimensionnement de l'arbre

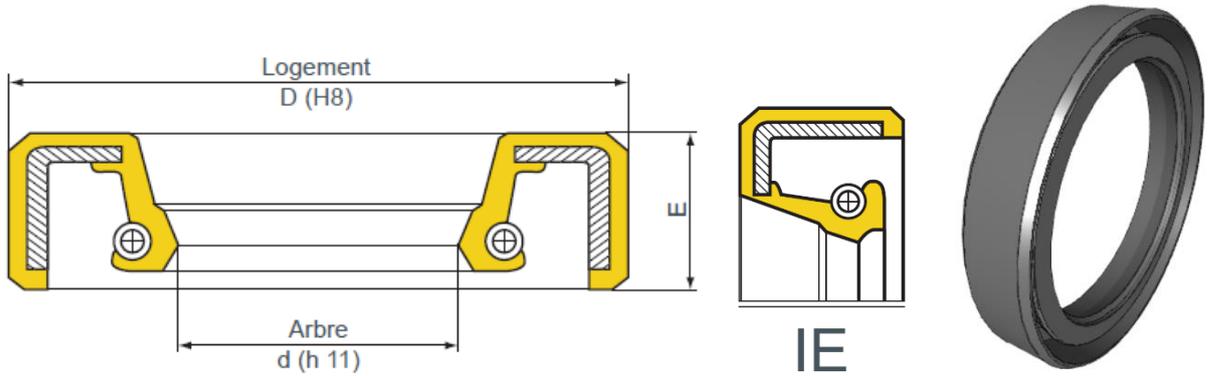
données:	
puissance	8,5 kW
Vitesse pignon	1500 tr/mn
Engrenage:	
m0=	5 mm
Z1=	12
Z2=	48
Durée de vie:	22000 Heures
Résistance arbre:	
Re=	650 Mpa
s(coef. sécurité)	10

calculs:	
P1=	8500 W
$\omega T=$	157,08 rd/s
efforts /dentures	
C1=	54 N.m
C2=	216 N.m

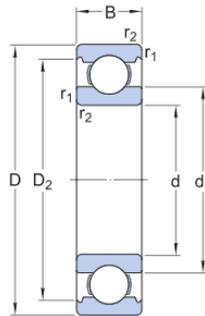
Equilibre arbres:	Roulements:	Moments		ENTREE
réactions (radiales) aux appuis arbre	Charges dynamiques de base	flexion max	MiT	
R _{A1} =	C _{mini} (A)=	43189 N.mm	69235 N.mm	SORTIE
R _{B1} =	C _{mini} (B)=			
réactions (radiales) aux appuis arbre	Charges dynamiques de base	flexion max	MiT	
R _{C2} =	C _{mini} (C)=	43189 N.mm	220717 N.mm	
R _{D2} =	C _{mini} (D)=			

Renseigner les cellules jaunes
Diamètres mini calculés avec
critère de TRESCA

Annexe 5 : Référence et caractéristiques des joints à lèvres et des roulements



30	40	7	IE	NBR	722623
	40	7	IE	FKM	722623/81
	40	7	IEL	NBR	792520
44	59,2	12	IEL	NBR	725642
	62	10	IE	NBR	792755
	72	12	IE	NBR	722741



Désignation	Dimensions principales			Charges de base		Vitesses de base	
	d [mm]	D [mm]	B [mm]	dynamique C [kN]	statique C ₀ [kN]	Vitesse de référence [r/min]	Vitesse limite [r/min]
■ 6204	20	47	14	13,5	6,55	32 000	20 000
■ 16007	35	62	9	13	8,15	24 000	15 000