

Equipe M14 :

ATEK Wassime

HIMPE Arthur

SOLEILHAC Antoine

TERREE Romain

THOMAS Ivan

***Réducteur industriel de puissance
7.5 kW et de rapport de réduction 5
Avant-projet***

Date de rendu final : 13/01/2025

Table des matières

1.	INTRODUCTION	4
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 REDUCTEUR A CONCEVOIR ET A REALISER.....	7
3.	DEFINITION DU PERIMETRE	8
3.1.	CAHIER DES CHARGES FONCTIONNEL.....	8
3.2.	COMPOSANTS PRINCIPAUX DU PRODUIT.....	9
3.3.	EXCLUSIONS	9
4.	CONCEPTION PRELIMINAIRE EN AVANT-PROJET.....	10
4.1.	DETERMINATION DES SOLUTIONS ELEMENTAIRES	10
4.1.1.	Détermination des Fonctions techniques	10
4.1.2.	Recherche de l'existant (= état de l'art = benchmarking technique)	10
4.1.3.	Choix des solutions	11
4.2.	DEFINITION DE L'ARCHITECTURE GENERALE.....	17
4.3.	PREDIMENSIONNEMENT DE L'ENGRENAGE.....	22
4.3.1.	Engrenage.....	22
4.4.	DETERMINATION DES EFFORTS	25
4.4.1.	Détermination de la méthode de calcul et du modèle associé	25
4.4.2.	Recherche de données et formulation d'hypothèses.....	26
4.4.3.	Calcul des efforts	26
4.5.	DEFINITION DE LA STRUCTURE.....	26
4.5.1.	Arbres	26
4.5.2.	Carter.....	26
4.5.3.	Couvercle	27
4.6.	PREDIMENSIONNEMENT DE LA STRUCTURE	27
4.6.1.	Arbres	27
4.6.2.	Calcul de prédimensionnement	28
4.6.3.	Conclusion.....	28
4.7.	DEFINITION DE L'ARCHITECTURE AVEC TOUTES LES PIECES	28
4.8.	PREDIMENSIONNEMENT DES COMPOSANTS	30
4.8.1.	Clavettes.....	31

4.8.2.	Joint d'étanchéité dynamique	33
4.8.3.	Roulements.....	35
4.9.	CROQUIS COMPLET DU SYSTEME.....	36
4.10.	LUBRIFICATION	41
4.10.1.	Étude des modes de lubrification	41
4.10.2.	Température de l'huile dans le carter.....	42
4.10.3.	Choix de la qualité de l'huile et du niveau dans le carter	44
5.	CONCLUSION	48

ANNEXE 1 : COMPARATIF DES DIFFERENTES SOLUTIONS DE TRANSMISSION DE PUISSANCE

ANNEXE 2 : PLANNING [1]

ANNEXE 3 : FEUILLE DE CALCUL EXCEL

ANNEXE 4 : LOGICIEL ENGRENAGE PARAMETRAGE

ANNEXE 5 : RESULTAT LOGICIEL ENGRENAGE

ANNEXE 6 : FEUILLE DE CALCUL POUR LE PREDIMENSIONNEMENT DE L'ARBRE ET DES ROULEMENTS

ANNEXE 7 : CHOIX DES JOINTS D'ETANCHEITE DYNAMIQUES

ANNEXE 8 : ANNEXE 8 : CHOIX DES ROULEMENTS SITE SKF

ANNEXE 9 : CARACTERISTIQUES TECHNIQUES DES ROULEMENTS CHOISIS

ANNEXE 10 : ÉQUATION REGRESSION LINEAIRE

ANNEXE 11 : CARACTERISTIQUES MOYENNES DES SHELL MACOMA R

BIBLIOGRAPHIE

1. Introduction

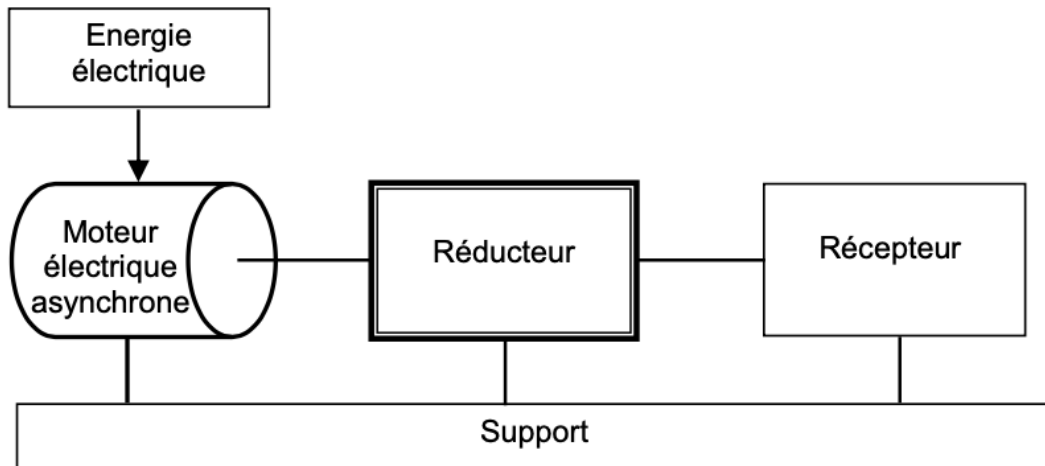
Le campus des Arts et Métiers de Châlons-en-Champagne envisage de développer une série de réducteurs industriels « sur étagère ». Cet avant-projet sommaire a pour objectif de réaliser un réducteur de puissance 7,5 kW, de rapport de réduction 5 et de durée de vie 22 000 heures.

L'étude consiste à proposer une architecture générale, à explorer différentes solutions techniques et à établir une estimation préliminaire des coûts. À ce stade, l'étude n'intègre pas de contraintes budgétaires strictes, afin de ne pas limiter les possibilités dès le début du processus. Notre équipe se concentrera sur la faisabilité technique de ce réducteur.

Les utilisateurs finaux n'étant pas encore identifiés, aucune adaptation spécifique à un usage précis n'a été effectuée.

Cet avant-projet servira de base pour affiner les choix techniques lors d'un avant-projet détaillé, avant de passer à la phase finale de réalisation et d'industrialisation du réducteur.

Extrait du Sujet de projet réducteur UEI GIE1 S5 et UEI GIM1 S5 - 2024-2025 V1.1 [1]



2. Mise en situation

2.1. Objectif général de l'étude

Le rendu final de cette étude aura pour but de fournir un plan d'ensemble du réducteur, coté et détaillé, accompagné d'explications précises sur les choix des solutions techniques. Ces choix incluent la sélection des matériaux, les dimensions des composants principaux, le mode de fonctionnement, ainsi que les considérations liées aux contraintes mécaniques, thermiques et de durabilité. Ce plan devra être suffisamment précis pour permettre à la maîtrise d'ouvrage de se prononcer sur la faisabilité technique de l'industrialisation de ce réducteur.

Les principaux objectifs spécifiques de cette étude sont : l'ébauche de l'architecture générale du réducteur ; le dimensionnement préliminaire des composants majeurs (engrenages, arbres, roulements, carters).

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

L'étude que nous réalisons est un avant-projet sommaire. Ce type d'étude vise à fournir une première approche du projet, en ébauchant les solutions techniques et architecturales sans entrer dans les détails exhaustifs qui seront explorés ultérieurement dans un avant-projet détaillé ou un projet complet. Les contraintes budgétaires ne sont donc pas encore rigoureusement définies, ce qui permet de proposer des solutions techniques sans être limité par des restrictions de coûts. Cela permet alors d'explorer des possibilités ambitieuses qui pourraient être adaptées dans des phases ultérieures.

Les principales étapes de cet avant-projet sommaire incluent : une analyse préliminaire des différentes architectures possibles pour le réducteur ; et des performances des solutions envisagées ; la vérification de la faisabilité technique des options étudiées, notamment en ce qui concerne les dimensions, les puissances et la masse des composants.

Ce niveau d'étude se concentre sur la première phase du processus de conception, où l'objectif est de poser les bases de la solution retenue, tout en identifiant les obstacles potentiels à son développement. À l'issue de cet avant-projet, si les solutions proposées sont jugées viables, une phase d'avant-projet détaillé pourra être lancée afin de dimensionner et optimiser les composants retenus.

2.3. Présentation des parties prenantes

Elles se répartissent en trois catégories principales : la maîtrise d'ouvrage, la maîtrise d'œuvre et les clients (ces derniers est inconnu pour le moment).

La maîtrise d'ouvrage :

Le commanditaire de ce projet est le campus de l'ENSAM Châlons-en-Champagne, qui souhaite développer une série de réducteurs industriels « sur étagère ». Ces réducteurs devront être proposés à des entreprises extérieures, où le campus agira comme maître d'ouvrage, définissant les objectifs globaux du projet et s'assurant de sa bonne exécution. Bien que le client final des réducteurs ne soit pas encore identifié, le campus de l'ENSAM Châlons-en-Champagne à la responsabilité de définir les attentes techniques et de veiller à la qualité du produit final.

La maîtrise d'œuvre :

La réalisation de l'étude est confiée au Bureau d'Étude (BE) de l'ENSAM de Châlons, composé de Jean-Marc Périnet, le responsable et notre équipe M14.

2.4. Cahier des charges fonctionnel fourni par le commanditaire

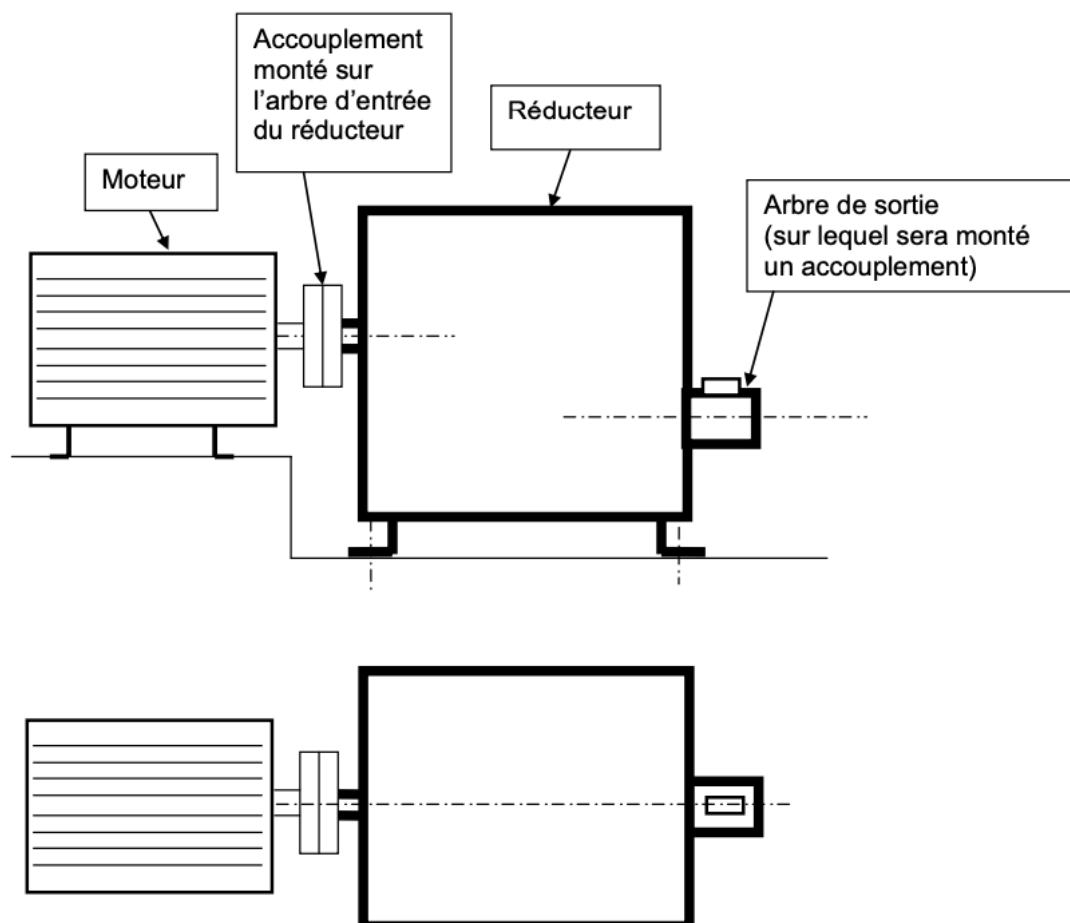
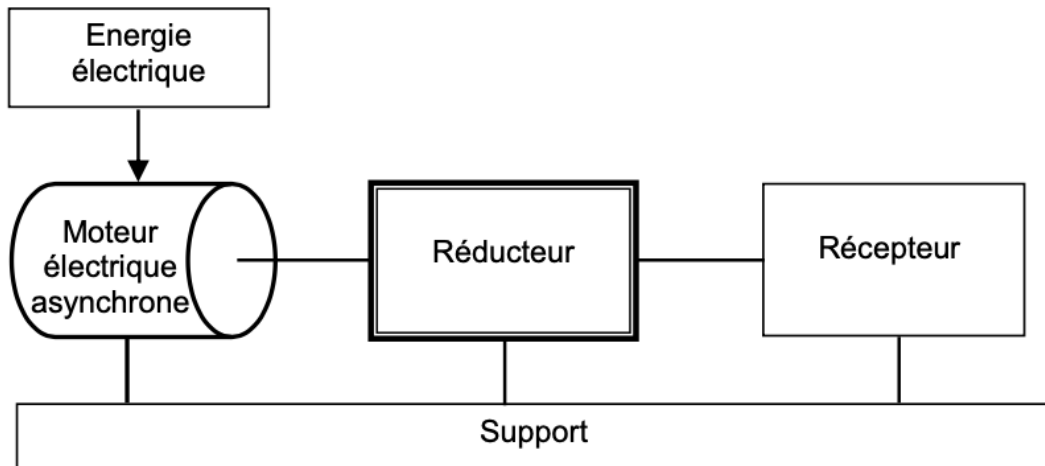
L'objectif est de concevoir un réducteur permettant d'adapter la vitesse de rotation d'un moteur électrique asynchrone à un récepteur, et d'adapter le couple moteur à ce récepteur. Voici ci-dessous les contraintes imposées par le commanditaire :

- Assurer la liaison avec un support plan
- Résister aux conditions de fonctionnement sans perturbation de fonctionnement
- Recevoir le lubrifiant
- Permettre la vidange du lubrifiant
- Ne pas salir le lieu d'implantation
- Occuper une place acceptable
- Être d'un coût minimal
- Pouvoir être lié au moteur
- Pouvoir être lié au récepteur
- Limiter la consommation d'énergie mécanique
- Permettre l'évacuation de l'énergie dissipée
- Puissance transmissible : 7,5 kW
- Rapport de réduction : 5
- Vitesse d'entrée : 1500 tours/minutes
- Durée de vie : 22000 heures
- Fixation au sol par boulonnage
- Arbres entrée et sortie dans le même plan vertical et situés en opposition, de chaque côté du réducteur

2.5. Environnement du réducteur à concevoir et à réaliser

L'environnement du produit est composé du support, d'un moteur électrique asynchrone et d'un récepteur, comme illustré sur le schéma ci-dessous.

Extrait du Sujet de projet réducteur UEI GIE1 S5 et UEI GIM1 S5 - 2024-2025 V1.1 [1]



3. Définition du périmètre

3.1. Cahier des charges fonctionnel

D'après *Proposition de correction de l'ED en Conception sur le Cahier des Charges Fonctionnel* [2], le responsable du BE a envisagé des contraintes supplémentaires pour compléter le cahier des charges fonctionnel fourni par le client. Après avoir eu une discussion avec le client, ce dernier a retenu les contraintes suivantes en phase d'utilisation courante :

EME	Fonction de service /Contraintes	Contraintes
L'arbre de sortie du moteur et l'arbre d'entrée du récepteur	Transmettre la puissance entre l'arbre de sortie du moteur et l'arbre d'entrée du récepteur	-Rendement minimal -Puissance maximale d'entrée -Puissance nominale d'entrée (ou spectre de puissance d'entrée) -Vitesse nominale d'entrée -Couple maximal -Rapport de réduction (nominal) -Durée de vie minimale -Bruit maximum -Fiabilité minimale
L'arbre de sortie du moteur	Résister aux efforts de l'arbre de sortie du moteur (mécaniquement et en termes de stabilité : non basculement du réducteur)	-Effort radial maximal exercé par l'arbre de sortie du moteur -Effort axial maximal exercé par l'arbre de sortie du moteur
L'arbre d'entrée du récepteur	Résister à l'arbre d'entrée du récepteur (mécaniquement et en termes de stabilité : non basculement du réducteur)	-Effort radial maximal exercé par l'arbre d'entrée du récepteur -Effort axial maximal exercé par l'arbre d'entrée du récepteur
L'air	Résister à l'air	-Humidité relative max/min de l'air -Température max/min de l'air -Quantité de poussières maxi de l'air

Après discussion avec le client, le bruit n'est pas un critère entrant dans le CDCF.

3.2. Composants principaux du produit

D'après le responsable du BE, pour 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 les 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)
- Et guider en rotation les arbres associés.

3.3. Exclusions

Les pièces qui ne seront pas étudiées comme convenu avec le client sont les suivantes :

- Les accouplements en entrée et en sortie ne seront pas étudiés. Il en va de même avec la clavette, la vis et la rondelle ; qui sont exclus. En revanche, les réductions de diamètres des arbres d'entrée et de sortie, qui créent un arrêt axial, ainsi que les taraudages en bout d'arbres sont inclus.
- Les taraudages effectués dans le support, de même que les vis permettant la fixation sont exclus. En revanche, les trous permettant le passage des vis de fixation sont inclus.
- Le sol sur lequel sera fixé l'ensemble

4. Conception préliminaire en avant-projet

La trame de rapport ne s'adaptant pas à tous les projets nous avons effectué un déplacement de la partie 4.6 prédimensionnement de l'engrenage avant la partie 4.3. Détermination des efforts. Ce déplacement est motivé par la nécessité de connaître la force F_a afin de déterminer les efforts. De plus, il sera placé après la partie 4.2 Définition de l'architecture générale, car pour réaliser ce prédimensionnement nous aurons besoin de connaître l'architecture de notre réducteur.

4.1. Détermination des solutions élémentaires

4.1.1. Détermination des Fonctions techniques

Notre méthode consiste d'abord à isoler une contrainte prenons ici C5 : Ne pas salir le lieu d'implantation, puis d'en déduire des fonctions techniques grâce au différent besoin de notre activité ainsi dans notre cas nous avons isolé 3 fonctions techniques :

- FT5.1 : Etanchéifier le réducteur
- FT5.2 : ET éviter les coulures lors du remplissage du réducteur avec du lubrifiant
- FT5.3 : ET éviter les coulures lors de la vidange du réducteur

Ces fonctions techniques vont alors permettre de couvrir l'ensemble des cas où le lieu d'implantation pourrait être salit qui sont :

- La phase de fonctionnement du réducteur
- La phase de remplissage du réducteur
- La phase de vidange du réducteur

De ce fait répondre à ces derniers assurera que la contrainte C5 est respectée.

De même pour la contrainte C10 : Limiter la consommation d'énergie mécanique. Nous en avons ressorti 2 fonctions techniques :

- FT10.1 : intégrer des composants à rendement énergétique élevé
- FT10.2 : ET lubrifier pour favoriser le glissement

Ces fonctions techniques vont alors permettre de préciser nos attentes sur les composants du réducteur par rapport aux pertes énergétiques qui auront lieu lors de la phase de fonctionnement :

- Le rendement de ces composants
- Les frottements liés aux contacts entre les pièces mobiles

Elles ont ainsi permis de clarifier la contrainte C10 pour faciliter sa résolution.

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

4.1.3. Choix des solutions

4.1.3.1. Définition des critères de choix généraux

Les trois critères de choix généraux, classé par ordre d'importance, sont :

- Fonctionnel pendant la durée de vie de 22000 h
- Avoir un coût minimal
- Avoir un encombrement minimal

4.1.3.2. Evaluation des solutions technologiques

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

Les solutions considérées incluent un engrenage, une transmission par roues et chaîne, ou une transmission par poulies et courroie.

Dans un premier temps, nous avons écarté la transmission par poulies et courroie, car elle ne répond pas aux exigences de durée de vie. Les engrenages, en particulier ceux à denture droite ou hélicoïdale, offrent une durée de vie supérieure et leur encombrement est négligeable par rapport à celui des transmissions par roues et chaîne.

4.1.3.2.2. Fonction Technique FTP1.2 : Guider en rotation les arbres associés

Les solutions envisagées pour le guidage en rotation des arbres associés comprennent les contacts directs, les coussinets, les roulements, les paliers hydrostatiques et les paliers hydrodynamiques.

Dans un premier temps, nous avons écarté les contacts directs en raison de leur durée de vie insuffisante, ainsi que les paliers hydrostatiques et hydrodynamiques en raison de leur coût d'achat et de maintenance élevé. Bien que les roulements aient un prix d'achat légèrement plus élevé que les coussinets, ils offrent une durée de vie bien supérieure.

4.1.3.2.3. Fonction Technique FT18 : Informer le technicien du niveau d'huile

Dans le but de remplir cette fonction technique nous avons tout d'abord présélectionner 3 solutions techniques : une jauge de niveau d'huile ou une petite fenêtre transparente avec graduation ou un capteur de niveau d'huile ; sans pour autant choisir de manière définitive une solution. Pour nous aiguiller nous allons nous appuyer sur une matrice de choix (voir).

La méthode de la matrice de choix présente des limitations significatives en raison de sa subjectivité. C'est pourquoi elle ne sera employée qu'en tant qu'approche préliminaire pour affiner les options dans le cadre de l'avant-projet. Dans cette partie le responsable du BE a imposé que les coûts d'achat ont la même importance que les coûts d'exploitation.

Avec l'aide du tableau ci-dessous, nous avons pu réaliser une classification par ordre d'importance des critères de choix généraux qui seront utilisé au sein de la matrice de choix.

	Encombrement	Coût d'achat	Coût d'exploitation	Fonctionnel	Pondération
Encombrement		1	1	1	1+1+1 = 3
Coût d'achat	3		2	1	3+2+1 = 6
Coût d'exploitation	3	2		1	3+2+1 = 6
Fonctionnel	3	3	3		3+3+3 = 9

Tableau 1 : Matrice de choix solutions technologiques FT18

FTP1.2	Durée de vie	Coût d'achat	Coût d'exploitation	Encombrement	Note
Pondération	9	6	6	3	
Jauge de niveau d'huile	4	4	4	2	14
Petite fenêtre transparente avec graduation	6	3	2	1	12
Capteur de niveau d'huile	7	1	2	3	13

Légende code couleur	Très bien	Bien	Peu intéressant	Non adapté
-----------------------------	------------------	-------------	------------------------	-------------------

La jauge de niveau d'huile présente un coût d'achat et un coût d'exploitation réduit. De même, elle présente un faible encombrement. Le capteur de niveau représente un investissement principalement lors de l'achat mais aussi pendant son exploitation, cependant il offre une bonne durée de vie ainsi qu'un encombrement quasi nul. La petite fenêtre transparente avec graduation et capteur de niveau d'huile peuvent nécessiter des usinages supplémentaires lors de leur mise en place.

4.1.3.3. Choix des solutions technologiques

Les solutions technologiques qui ont été barrées n'ont pas été retenues.

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 par courroie
			FTP1.2	ET guider en rotation les arbres associés		-	STP1.2	ET (guidages en rotation des arbres associés par contacts de coussinets OU roulements OU paliers hydrostatiques OU paliers hydrodynamiques)
C1	Assurer la liaison avec un support plan (= encastrer avec un support plan)		FT1	Encastrer 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 avec un unique socle ou plusieurs pieds coplanaires (pas forcément réglables inutiles si support avec "bonne" planéité, au pire, c'est réglable)
					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 <u>périmètre</u>)
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 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
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 (bouchon) OU joint torique/quadrilobe OU « boudin » en élastomère sur 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 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 relatif à l'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 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 obtenus par moulage et bruts des arbres obtenu par sciage 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 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 qu'ils montent et fonctionnent correctement pendant la durée de vie (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 normes (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 » ou 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>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 fonction de la 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 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) en contact cylindre/cylindre avec l'alésage de l'accouplement (niveau 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) ET épaulement sur l'arbre d'entrée du réducteur pour assurer le contact 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-taraudage en bout d'arbre d'entrée du réducteur 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) en contact cylindre/cylindre avec l'alésage de l'accouplement (niveau d'entrée récepteur) ET (rainure OU cannelures sur l'arbre de sortie du réducteur pour assurer le contact orthoradial avec l'accouplement) ET épaulement sur l'arbre de sortie du réducteur pour assurer le contact 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-taraudage en bout d'arbre de sortie du réducteur rondelle hors périmètre)
C10	Limitation de 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, 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 a refroidissement)
					FT11.2	ET Transférer la chaleur de sa surface extérieure à autre chose (air...) par conduction, convection ET/OU advection	ST11.2	ET matériaux des pièces du réducteur conduisant « bien » la l'extérieur depuis les zones qui chauffent jusqu'aux zones qu
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 suffisamment » rigides pour ne pas « trop » se déformer et s
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 suffisamment » rigides pour ne pas "trop" se déformer et se
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 » 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 b sortant du réducteur) ET/OU revêtement plastique sur l'extérieur du réducteur ET/OU traitement de surface (cadmiage, phosphatation, oxy chromage...)
					FT17.1.2	ET/OU employer des matériaux inoxydables	ST17.1.2	ET/OU matériaux inoxydables pour les pièces en contact av
			FT17.2	ET empêcher l'air d'entrer dans le réducteur (= Etanchéifier le réducteur FT5,1)		-	ST17.2.1	Voir solutions technologiques ST5.1.1 et ST5.1.2
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 petite fenêtre transparente avec graduation OU capteur de n
					FT18.2	ET afficher le niveau d'huile	ST18.2	ET (jauge de niveau d'huile extractible OU petite fenêtre tran 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 so
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 p maintenance), sans démonter le réducteur ou un autre systè (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 produc entreprise ou de ses sous-traitants (voir sujet de l'avant-proj
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 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 couran entreprise ou de ses sous-traitants (voir sujet de l'avant-proj
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 générale consiste à définir l'emplacement des composants en tenant compte du cahier des charges (CDCF). Le processus commence avec un modèle simple, qui est progressivement enrichi et validé régulièrement par le client ou des experts, afin d'éviter les erreurs et malentendus. Cette méthode « pas à pas » garantit l'adéquation avec les attentes du client et permet de corriger d'éventuels oublis avant la phase finale.

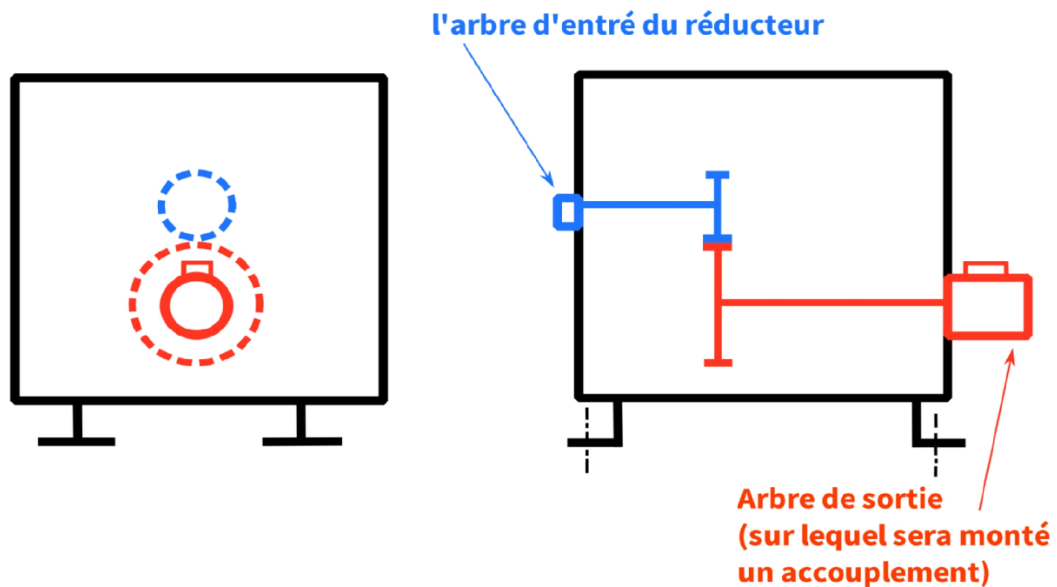
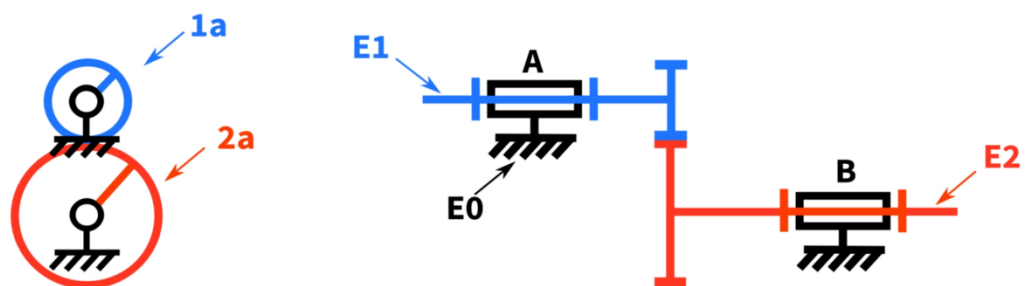


Schéma de principe du système



Légende:

E0 - batie

E1 - arbre d'entrée

E2 - arbre de sortie

1a - pignon arbre 1

2a - pignon arbre 2

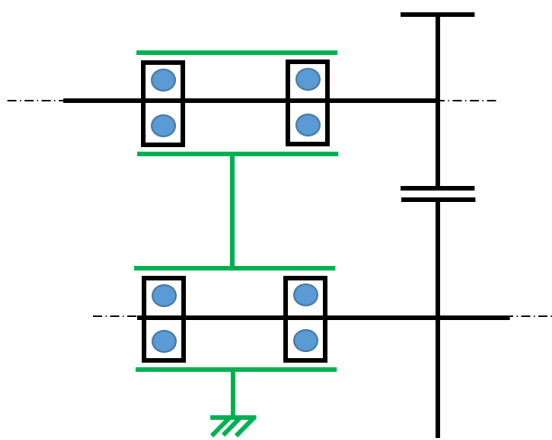
Schéma cinématique du système

A la suite du Schéma cinématique il est dans notre intérêt d'enrichir notre modèle en commençant par réfléchir à l'emplacement des composants principaux, d'introduire les efforts de liaisons et de dimensionner les éléments du réducteur en conséquence. C'est au travers du schéma d'architecture que nous enrichirons notre modèle.

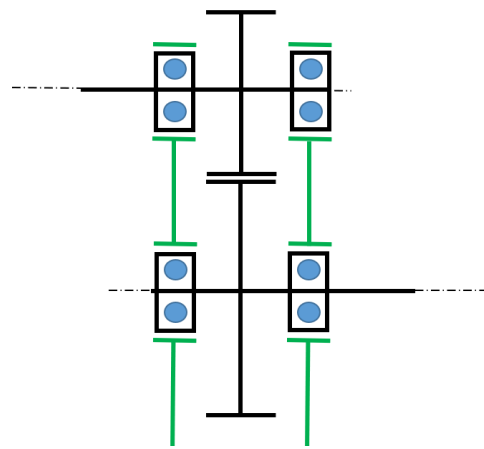
Les documents que nous utiliserons proviendront du document *Présentation avant-projet réducteur - Architecture Structure* [3, pages 2 à 9].

Plusieurs types de schémas d'architecture peuvent correspondre à notre type de schéma cinématique. Après réflexion nous avons réduit ces choix au deux ci-dessous :

- Un montage en chape
- Un montage en porte à faux

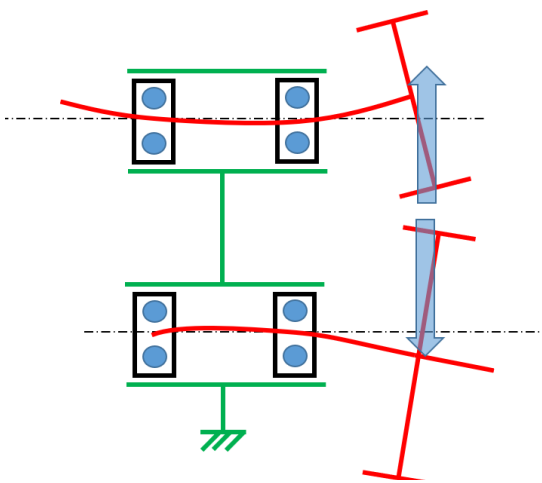


Montage « en porte à faux »

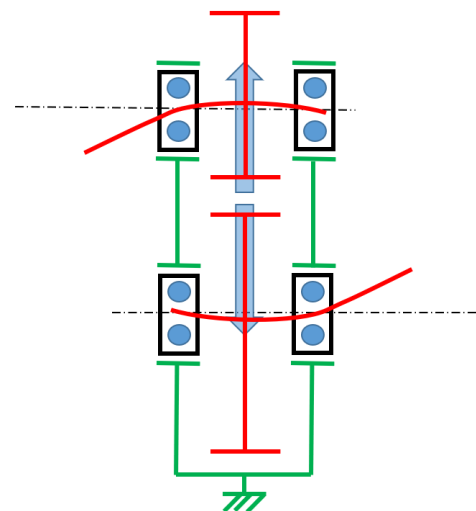


Montage « en chape »

Un montage « en chape » est préférable. En effet, d'après notre CDCF il est nécessaire d'assurer un dimensionnement minimal de notre réducteur, dès lors le montage en porte à faux est moins efficace. Il est également moins efficace sur le plan fonctionnel, lors de l'utilisation du réducteur l'arbre sera soumis à des efforts en flexion comme schématisé ci-dessous.



Flexion des arbres du montage « en porte à faux »

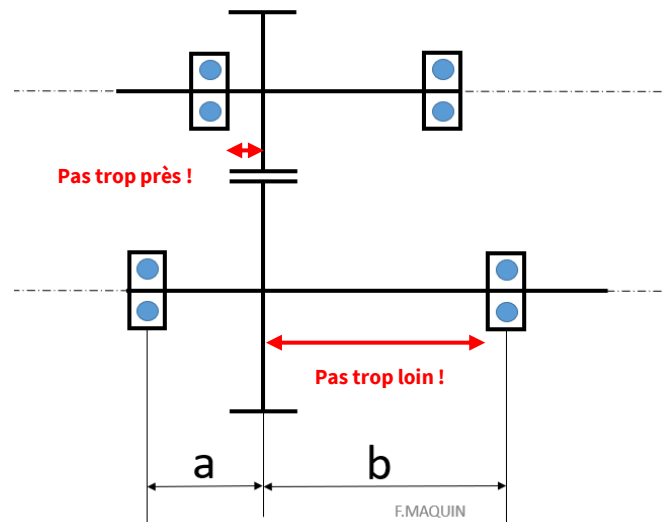


Flexion des arbres du montage « en chape »

Le montage en chape optimise l'espace du réducteur en plaçant l'engrenage entre les roulements, évitant ainsi de les surdimensionner. Cette configuration répartit la charge de manière équilibrée sur les roulements, réduisant ainsi les déformations des arbres et limitant l'usure prématurée de l'engrenage. Elle permet ainsi d'améliorer l'efficacité et d'éviter des coûts supplémentaires liés à l'augmentation de la taille des arbres. Nous opterons pour le montage en chape, et il reste maintenant à définir l'espacement des engrenages par rapport aux roulements.

- Pour définir l'espacement des engrenages par rapport aux roulements.

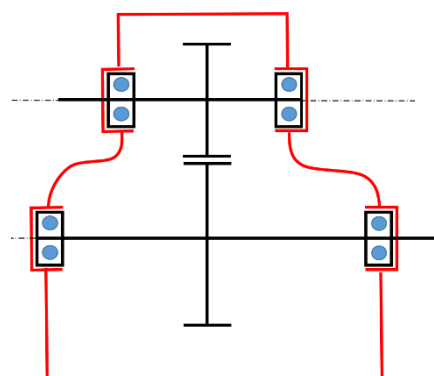
Plusieurs configurations de montage en chape existent, variant en fonction des dimensions de a et b comme le montre le schéma ci-dessous. Nous retiendrons pour notre modèle des distances a et b à peu près égales, afin d'obtenir un montage le plus symétrique possible avec $a=b$.



Espacement variable dans un montage « en chape ». Extrait de Présentation avant-projet réducteur - Architecture Structure de PERINET, Jean-Marc d'après F. MAQUIN. [page 3]

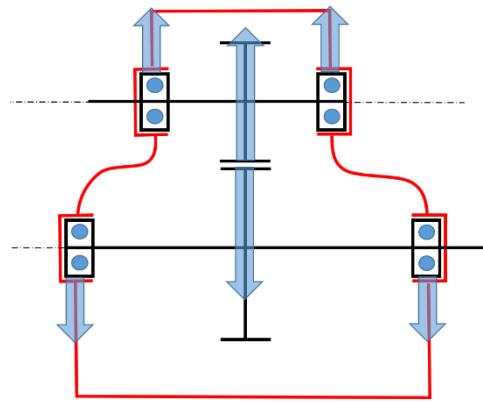
- Forme du carter

La forme du Carter est fortement influencée par les choix effectués précédemment : du type de montage, des dimensions interne choisies, des efforts internes dus aux flexions des arbres et à ceux présents dans les engrenages. On peut se tourner vers une forme de carter complexe comme illustré dans le schéma suivant.



Carter à forme « complexe », extrait de Présentation avant-projet réducteur - Architecture Structure de PERINET, Jean-Marc d'après F. MAQUIN. [page 4]

Cependant ce type de carter est plus coûteux car il nécessite la fabrication d'un moule, ce qui engendre des coûts supplémentaires. De plus la forme du carter doit être adaptée aux efforts.



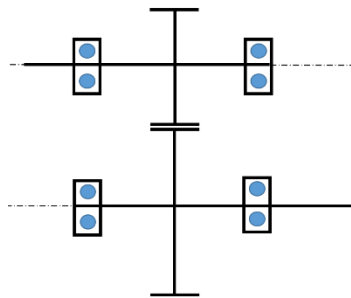
Efforts s'exerçant sur le carter à forme « complexe », extrait de Présentation avant-projet réducteur - Architecture Structure de PERINET, Jean-Marc d'après F. MAQUIN. [page 4]

Les parois latérales soumises à des efforts de flexion, nécessitent des solutions structurelles appropriées. Nous devons donc :

- Concevoir les parois latérales relativement épaisses pour limiter les déformations. (Ce qui entraîne un coût supplémentaire).

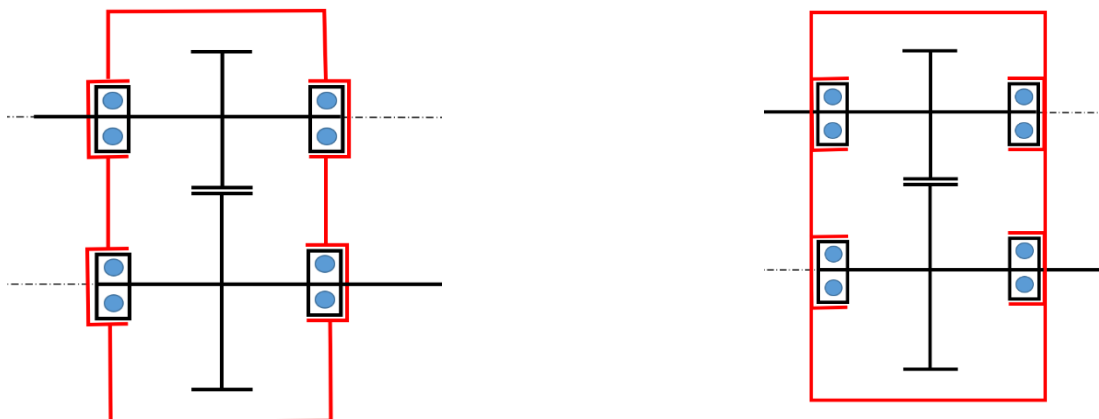
Concevoir des parois confondues avec les efforts transitant dans celles-ci, pour supprimer la flexion cette solution est préférable afin de conserver une homogénéité de l'épaisseur.

Le montage de roulement est représenté ci-dessous :



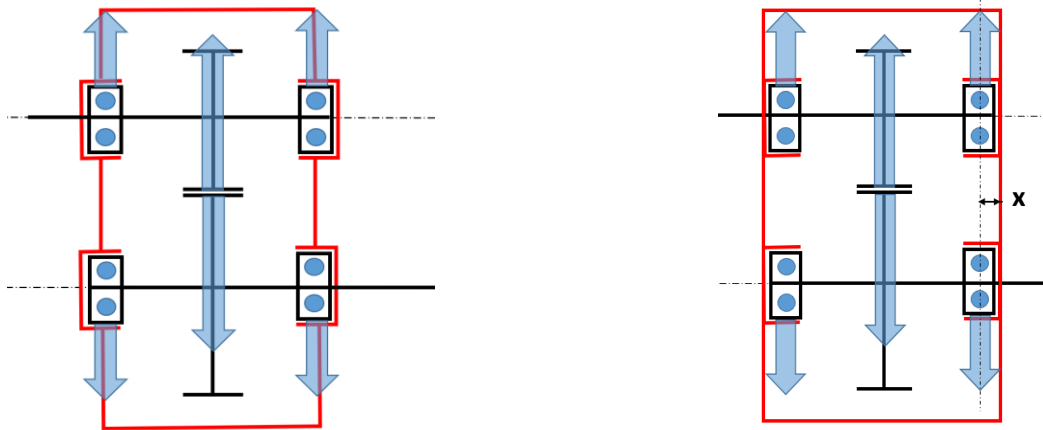
Montage de roulement avec $a=b$, extrait de Présentation avant-projet réducteur - Architecture Structure de PERINET, Jean-Marc d'après F. MAQUIN. [page 5]

Pour un tel montage l'allure il faut choisir entre deux carters :



Montage de roulement avec $a=b$, extrait de Présentation avant-projet réducteur - Architecture Structure de PERINET, Jean-Marc d'après F. MAQUIN. [page 5]

Face aux efforts qui transitent comme montré ci-dessous :



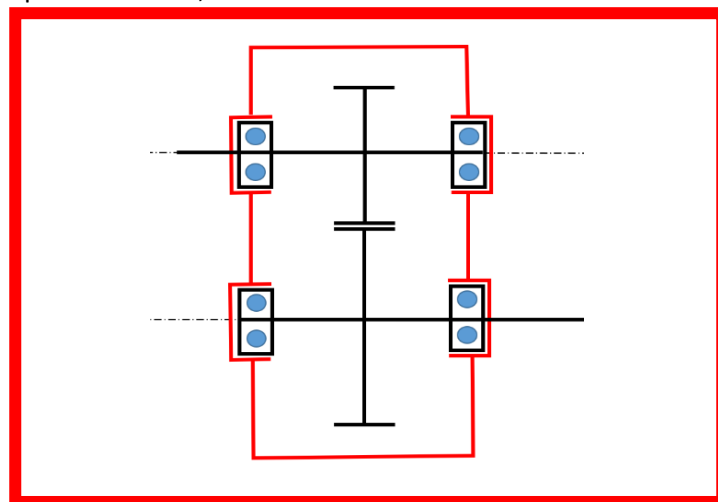
Efforts s'exerçant sur le carter extrait de Présentation avant-projet réducteur
- Architecture Structure de PERINET, Jean-Marc d'après F. MAQUIN. [page 4 et 5]

Dans le premier cas (à gauche) le carter à une forme simple, moins encombrante que le premier. Les voiles de ce carter travaillent en traction, à épaisseur constante, elles seront plus rigides que celles du carter précédent.

Dans le deuxième cas (à droite) le carter possède également une forme simple cependant à défaut de traction ses voiles travaillent en flexion et à une même épaisseur ce carter sera moins rigide. De plus les efforts sur le carter au niveau des roulements décalés par rapport aux voiles du carter. Ce carter pourrait être acceptable si la longueur x était relativement faible (schéma de droite).

Finalement nous choisirons le carter de gauche. En raison de sa simplicité, il présente un encombrement réduit, un coût de fabrication moins élevé et permet d'utiliser différents procédés pour sa conception. Sa forme réduit les efforts au niveau des roulements et le travail de ses voiles en traction permet, tout en diminuant l'épaisseur des parois, de maintenir une bonne rigidité.

Nous adopterons, pour respecter le CDCF, le carter suivant :



Carter choisi pour notre réducteur, extrait de Présentation avant-projet réducteur - Architecture Structure de PERINET, Jean-Marc d'après F. MAQUIN. [page 4]

4.3. Prédimensionnement de l'engrenage

Le prédimensionnement de la structure consiste à déterminer les dimensions des différents composants, ainsi que la géométrie et l'architecture de l'ensemble et de ses éléments, à partir des calculs des contraintes internes, tout en utilisant les produits et méthodes couramment employés par notre entreprise.

4.3.1. Engrenage

4.3.1.1. Définition des méthodes de choix et de prédimensionnement

Le but principal est de déterminer la dimension de l'engrenage, pour ce faire nous utiliserons les critères du CDCF et principalement les trois critères généraux afin de choisir les paramètres les plus adaptés. Nous aurons alors à choisir un engrenage peu coûteux mais aussi peu encombrant, avec le critère de coût prédominant. Pour ce faire, nous commencerons par déterminer un matériau capable de respecter nos critères et conditions, puis à partir des caractéristiques de ce dernier nous pourrions calculer les dimensions de l'engrenage.

4.3.1.2. Recherche des données et formulation d'hypothèses

Les données nécessaires au prédimensionnement de l'engrenage sont :

- *Rapport de réduction* = 5
- *Puissance à transmettre* = 7,5 kW
- *Vitesse rotation pignon* = 1500 tour/min

Les valeurs suivantes seront présumées, mais dans le cadre de notre utilisation d'un logiciel précis toute revalidation sera supposée inutile :

- $Z_v = 1$
- $\varepsilon_\alpha = 1,5$
- $k_V = 1,2$
- $Y_E = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_\alpha} = 0,75$
- $Y_{SA} = 1,74$ (approximation de droite, document [4, diapositive 37])
- $Y_{fa} = 2,5$ (approximation de droite, document [4, diapositive 38])
- $Z_e^2 = \frac{4-\varepsilon_\alpha}{3} = 0,8333$

Pour calculer Z_r , on utilise le tableau du document [4, diapositive 27], on a besoin de connaître le procédé utilisé pour réaliser les engrenages. D'après le document [5, page 5], nous utilisons des machines à tailler les engrenages par fraise-mère et par rectification, ce qui correspond au taillage par génération ainsi :

$$Z_r^2 = 0,85^2 = 0,7225$$

Pour déterminer K_A , facteur d'application de la charge, on utilisera le tableau : Influence de l'application de la charge, présent sur le document [4, diapositive 34]. Sa valeur dépend des caractéristiques des transmissions en entrée (machine menante) et sortie (machine menée). On sait que la machine menante est un moteur électrique ainsi on aura une transmission uniforme. Cependant, la machine menée est inconnue ainsi après discussion avec le responsable du BE, on prendra :

$$K_A = 1,4$$

Il convient de choisir son matériau afin d'effectuer les calculs de prédimensionnement, pour cela nous utiliserons le tableau « Choix du matériau et de la qualité ISO de fabrication » [4, diapositive 25].

Les qualités ISO dites « très bonne » est très coûteuse. Or d'après le critère C7.1, nous devons avoir un coût d'achat minimal, ainsi cette dernière sera exclue.

On cherche à transmettre une puissance de 7,5 kW et avoir une vitesse d'entrée de 1500 tr/min, cependant les qualités ISO dites « pas très bonnes » ne peuvent transmettre des puissances supérieures à 1 kW, avec une vitesse d'entrée inférieure à 1000 tr/min. De plus, le critère C.6 exige que l'encombrement soit acceptable. Néanmoins, lorsque la résistance est plus faible, une plus grande quantité de matière est nécessaire, ce qui augmente l'encombrement. Nous ne retenons alors pas les qualités ISO dites « pas très bonnes » et gardons les qualités ISO dites « bonnes ». Comme le critère du coût prévaut sur celui de l'encombrement : on se tourne enfin vers les qualités ISO 6 et 7. Après discussion avec l'expert en engrenage, il nous demande d'opter pour une qualité ISO 7.

A l'aide de cette qualité ISO nous avons pu en déduire les différents matériaux possibles pour réaliser cet engrenage :

- C45, C55
- 35CrMo4
- 42CrMo4
- 35NiCrMo6

Ainsi, parmi ces matériaux nous avons sélectionné celui étant couramment utilisé au sein de notre entreprise, d'après le document [5, page 5] : L'acier traité dans la masse 35CrMo4. De ce fait, avec le tableau Choix du matériau et de la qualité ISO de fabrication du document [4, diapositive 25] :

- $\left(\frac{\sigma_{lim}}{Z_E}\right)^2 = 12,1 \text{ MPa}$
- $\sigma_{Flim} \cdot Y_{ST} = 578 \text{ MPa}$

Pour obtenir Z_n , on utilise le graphique du document [4, diapositive 33], on a besoin de la valeur de $N_L = 60 * 1500 * 22000 = 1\,980\,000\,000 \text{ tr}$, on obtient alors graphiquement :

$$Z_n = 1$$

Pour obtenir $\frac{1}{K_{\alpha\beta}}$, on utilise le graphique du document [6, page 43], on a besoin de calculer le rapport

$$\frac{b}{d_1} = \frac{35,04}{35,04} = 1 \text{ ainsi comme } \frac{1}{K_{\alpha\beta}} \text{ représente la pente de la courbe on en déduit qu'elle vaut :}$$

$$\frac{1}{K_{\alpha\beta}} = \frac{170}{250} = 0,68$$

4.3.1.3. Calcul de prédimensionnement

Pour effectuer le calcul de prédimensionnement de l'engrenage, nous utiliserons les valeurs obtenues dans le 4.3.1.2 et une ressource supplémentaire : la feuille de calcul Excel [7]. Pour réaliser l'optimisation de l'engrenage nous utiliserons un logiciel : « Engrenage » [8], créé par d'anciens étudiants de l'ENSAM, de la promotion Ch207.

Dans un premier temps nous avons rentré les paramètres obtenus au sein de la partie 4.3.1.2 dans la feuille de calcul Excel [7]. A partir de ces paramètres la feuille de calcul nous donne les solutions possibles, voir Annexe 3.

Les critères de choix pour la valeur de m_o étant $m_o < m_{mini}$, $Z_1 \geq 12$ et $Z_1 + Z_2 \geq 60$, document [4, diapositive 39], cependant plus m_o est petit plus l'engrenage sera de qualité et donc plus coûteux. Nous retiendrons alors la plus grande valeur de m_o , respectant les critères de choix, afin de respecter le critère de coût minimale :

$$m_o = 4 \text{ mm}$$

Ainsi, nous avons :

- $Z_1 = 14 \text{ dents}$

- $Z_2 = 70 \text{ dents}$
- $X_1 = 0,48 \text{ mm}$
- $X_2 = -0,48 \text{ mm}$
- $b = 55,25 \text{ mm}$ soit $b = 55 \text{ mm}$ (arrondi au mm pour le logiciel)

Nous allons maintenant chercher à vérifier nos valeurs pour pouvoir les optimiser, à l'aide du logiciel « Engrenage » [8], voir Annexe 4. Les valeurs introduites dans le logiciel sont celles obtenues à l'aide de la feuille de calcul [7].

Nous imposerons $\beta = 0^\circ$ car nous sommes en présence d'engrenages à dentures droites.

Nous prendrons $\alpha = 20^\circ$, valeur normalisée document [9, diapositive 12].

Nous prendrons *module d'outillage* $= 4$ car $m_o = 4 \text{ mm}$, document [9, diapositive 49]

Le logiciel nous affiche alors après avoir calculer, voir Annexe 5.

Ainsi, le logiciel confirme que nos valeurs sont bonnes car on obtient bien le critère de puissance du CDCF, document [4, diapositive 41] : $P_{CDCF} < P_{adm...min} < 1,4 * P_{CDCF}$ soit $7500 \text{ W} < 8942 \text{ W} < 10500 \text{ W}$.

Or on souhaite obtenir avoir la valeur la plus petite de largeur de la denture b , tout en respectant ce critère de puissance du CDCF, afin de respecter le critère de coût minimal. Pour ce faire nous allons vérifier grâce au logiciel jusqu'à quelle valeur de b il est possible de descendre, tout en sachant que b est arrondi au millimètre près.

On voit alors, sur l'Annexe 5, que l'on respecte toujours le critère de puissance du CDCF avec $b = 44 \text{ mm}$: $7500 \text{ W} < 7528 \text{ W} < 10500 \text{ W}$, comme pour $b = 43 \text{ mm}$, on ne respecte pas ce critère : $7500 \text{ W} < 7388 \text{ W} < 10500 \text{ W}$. On en déduit alors que la valeur de b optimiser est $b = 44 \text{ mm}$.

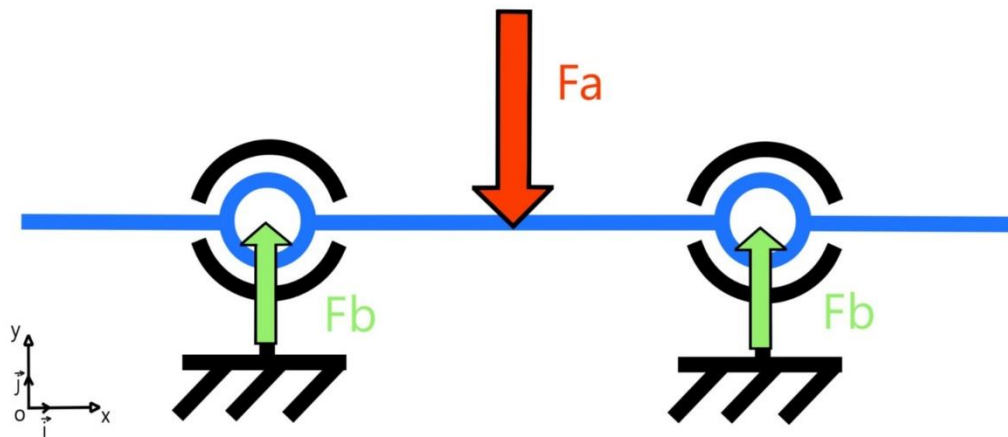
4.4. Détermination des efforts

Pour commander des roulements auprès de notre fournisseur de référence (SKF), nous devons d'abord déterminer les efforts exercés sur les roulements. Dans le cadre de cette étude de prédimensionnement, cette détermination s'effectuera en quatre étapes :

- Détermination de la méthode de calcul et du modèle associé
- La recherche des données
- Mise en place d'hypothèses simplificatrices pour obtenir un ordre de grandeur des efforts appliqués aux roulements.
- Le calcul des efforts

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

Nous cherchons ici à déterminer les efforts exercés sur l'arbre. Ainsi, nous devons isoler le système {arbre + pignon}. Puis réaliser un bilan des actions mécaniques extérieures (BAME), on obtient alors :



F_a : effort exercé par le pignon sur l'axe.

F_b : effort exercé par un roulement sur l'axe.

Schéma du modèle associé

Étant donné que le couple et la vitesse de rotation à transmettre par l'arbre sont déjà connus, nous cherchons uniquement à déterminer la force F_b .

Cela peut être réalisé simplement en utilisant le principe fondamental de la statique (PFS), en supposant négligeables les forces d'inertie. Cette hypothèse est justifiable lorsque le réducteur fonctionne en régime stationnaire.

4.4.2. Recherche de données et formulation d'hypothèses

Il est important noter que, compte tenu des faibles efforts axiaux, les roulements utilisés seront des roulements à bille à contact radial simple. Cela nous permet de négliger les efforts axiaux dans notre modèle.

Nous considérerons les liaisons comme parfaites. De plus, nous supposerons un engrènement continu au niveau des points de rencontre entre les diamètres primitifs des différents engrenages. Ici, nous supposons que la puissance est transmise sans à-coups.

En considérant la lubrification comme correctement effectuée, nous négligerons les frottements. Enfin, nous supposerons que les forces d'inertie sont négligeables, étant donné que le réducteur sera principalement utilisé en régime stationnaire.

Ainsi, la seule force exercée par l'engrenage sur l'arbre est son poids, on a alors les données suivantes :

- Puissance transmise : 7.5 kW
- Vitesse de rotation en entrée : 1500 tours/minute
- Vitesse de rotation en sortie : 300 tours/minute
- F_a : donnée par le poids de l'engrenage et de l'arbre
- F_b : donnée par le PFS

4.4.3. Calcul des efforts

Le calcul des efforts au niveau des roulements a été réalisé à l'aide de la feuille de calcul [10]. Les données saisies et les résultats obtenus sont présentés dans l'Annexe 6. Les valeurs déterminées pour les efforts dynamiques sont les suivantes :

Roulements:	
Charges dynamiques de base	
Cmini (A)=	11393 N
Cmini (B)=	11393 N
Charges dynamiques de base	
Cmini (C)=	6663 N
Cmini (D)=	6663 N

Nous avons sélectionné l'acier 35 CrMo 4, dans la partie 4.3 Prédimensionnement Engrenage. Cependant, le responsable du Bureau d'Études nous a indiqué que nous pouvions utiliser la limite d'élasticité de l'acier 34 CrMo 4, fixée à 650 MPa.

4.5. Définition de la structure

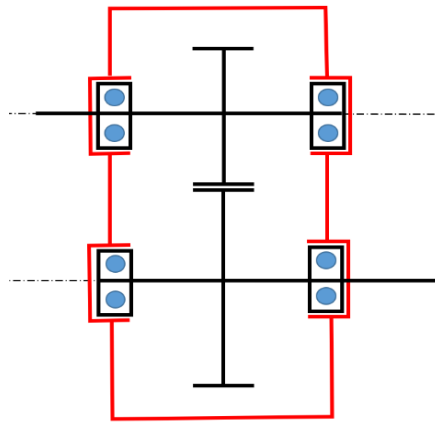
Cette partie a pour objectif de définir la structure du réducteur en détaillant les choix des composants et des formes qui la constituent. Sa fonction principale est de transmettre les contraintes entre les composants internes et les éléments extérieurs. La réalisation s'appuiera sur le document [11].

4.5.1. Arbres

Les arbres du réducteur ont pour rôle de transmettre les efforts, ce qui nécessite de définir leur forme avant de procéder à leur dimensionnement.

4.5.2. Carter

La partie 4.2 Définition de l'architecture définit déjà l'architecture du carter. Nous avons obtenu la suivante :



Carter choisit pour notre réducteur, extrait de Présentation avant-projet réducteur - Architecture Structure de PERINET, Jean-Marc d'après F. MAQUIN. [page 4]

Pour déterminer ce dernier, nous avons étudié l'effet de la déformation et de la flexion sur différents types d'arbres. Ensuite, après avoir isolé le modèle de carter le plus simple et le mieux adapté, nous avons analysé la position des roulements en son sein afin de répondre au mieux aux critères de choix généraux.

4.5.3. Couvercle

Le responsable du BE a choisi de réaliser une structure moulée pour le couvercle et le carter.

Pour réaliser le couvercle on réalise un choix de matériaux. Pour ce faire nous utiliserons un diagramme d'Ashby. À l'aide du logiciel CES EduPack on peut tracer ce dernier avec les paramètres souhaités.

4.6. Prédimensionnement de la structure

Le prédimensionnement de la structure consiste à déterminer les dimensions, la géométrie et l'architecture de cette dernière et de ses composants, à partir des contraintes internes et des efforts. Cette partie donnera une idée globale du coût du système à concevoir.

4.6.1. Arbres

Notre méthode de prédimensionnement des deux arbres repose sur la théorie de la Résistance Des Matériaux (RDM). Après avoir déterminé de toutes les sollicitations subies par les deux arbres, nous tracerons un diagramme représentant, en fonction de la position horizontale sur chaque arbre, l'intensité des sollicitations.

Les deux arbres sont en acier 35 CrMo 4. Néanmoins, le responsable du Bureau d'Études nous a indiqué que l'on pouvait sélectionner la limite d'élasticité de l'acier 34 CrMo 4, qui vaut 650 MPa. Les calculs sont réalisés en respectant l'hypothèse de Saint-Venant. Lors d'une sollicitation en flexion simple, les contraintes de cisaillement sont négligeables. Il faut également prendre en compte la présence de rainures sur l'arbre. Après toutes ces hypothèses, le responsable du Bureau d'Études a indiqué un coefficient de sécurité : $s = 10$.

4.6.2. Calcul de prédimensionnement

Le calcul des sollicitations en fonction de la position horizontale sur l'arbre d'entrée nous permet de tracer le diagramme suivant :

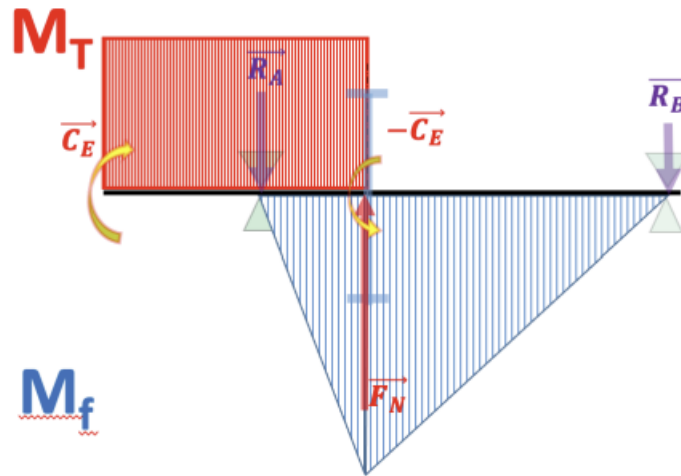


Diagramme des actions internes, diapositive 22 de Presentation avant-projet réducteur - Architecture Structure - FM VJMP 3.2 de PERINET, Jean-Marc d'après F.MAQUIN.

Pour effectuer les calculs de prédimensionnement nous utiliserons la feuille Excel [10], sans détailler les calculs qui y ont été réalisés.

4.6.3. Conclusion

Nous obtenons alors comme valeur, voir Annexe 6 :

- $D_{\text{arbre entrée partie I}} = 20 \text{ mm}$
- $D_{\text{arbre entrée partie II}} = 21 \text{ mm}$
- $D_{\text{arbre sortie partie II}} = 34 \text{ mm}$
- $D_{\text{arbre sortie partie I}} = 33 \text{ mm}$

Nous monterons d'abord les roulements en les serrant à la presse sur l'un et l'autre côté de l'arbre, grâce aux arrêts axiaux créés par les épaulements. Ensuite, les roulements seront immobilisés axialement de l'autre côté par les deux parties du carter, ce qui bloquera leur translation.

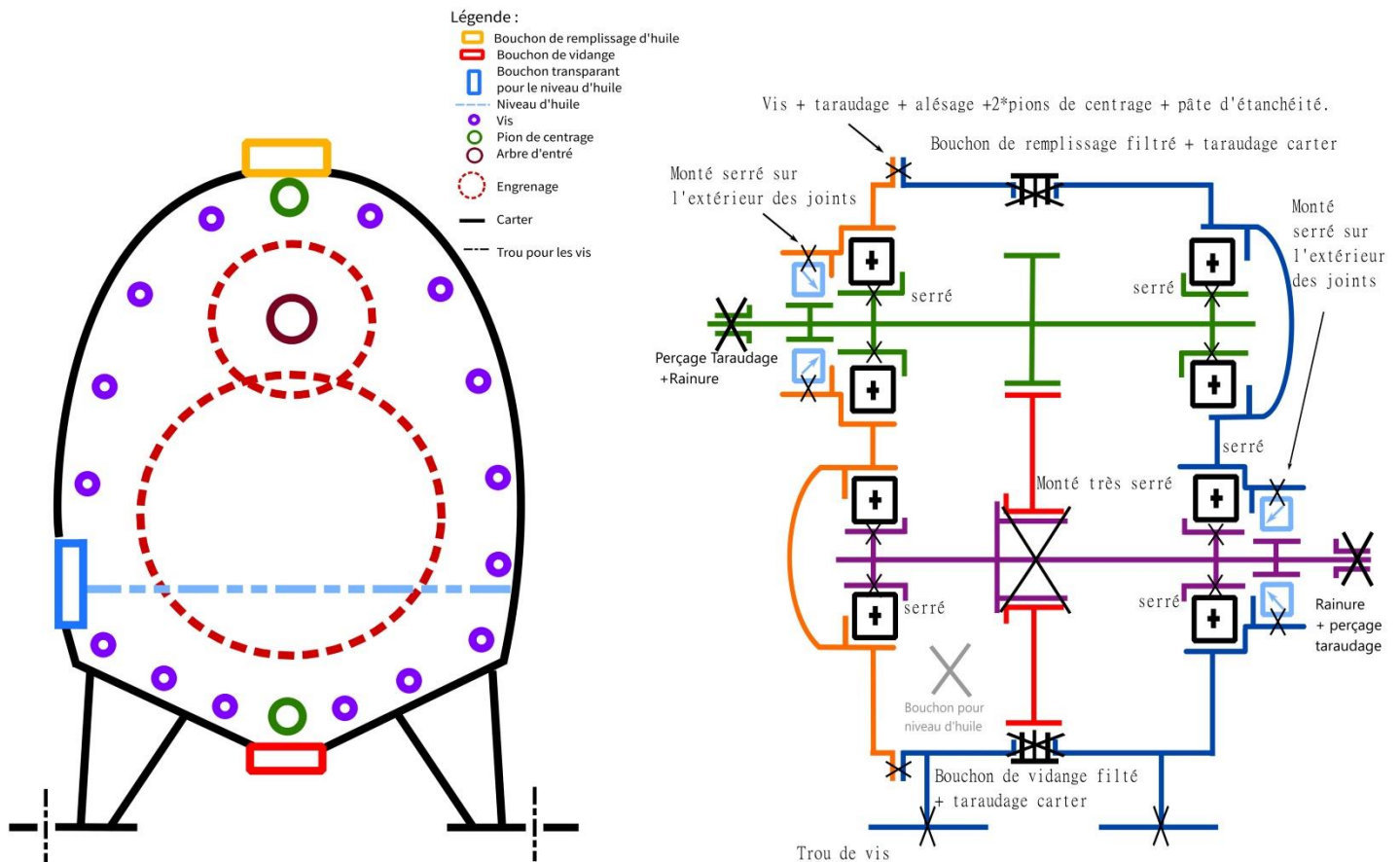
4.7. Définition de l'architecture avec toutes les pièces

Pour les schémas technologiques suivants, nous avons fait le choix d'utiliser des roulements à billes en raison des efforts qui sont exclusivement radiaux car générés par l'engrenage à dentures droites. Cela rend inadaptés les roulements coniques. Cependant, de légères forces axiales peuvent quand même intervenir, les roulements à rouleaux à contact purement radial ne conviennent donc pas non plus.

Nous avons choisi de monter serrées les bagues intérieures, car il était nécessaire de fixer la bague qui tourne par rapport à la direction de la charge radiale appliquée au montage.

À partir des données des chapitres précédents, nous avons élaboré deux schémas technologiques. Dans ces schémas, la mise en position des roulements et de la roue sur les arbres est assurée exclusivement par des épaulements, comme illustré ci-dessous. Pour le second schéma, la mise en position axiale de l'un des roulements par rapport à la roue est réalisée à l'aide d'une entretoise.

Un croquis en vue de face a également été réalisé, illustrant la position des différents composants imposés par le CDCF, notamment les vis, les pions de positionnement, ainsi que la forme du carter, l'encombrement de l'engrenage et le niveau d'huile.



Ébauche de croquis forme extérieure du carter avec ses pieds et schéma technologique, vue de côté, avec épaulement

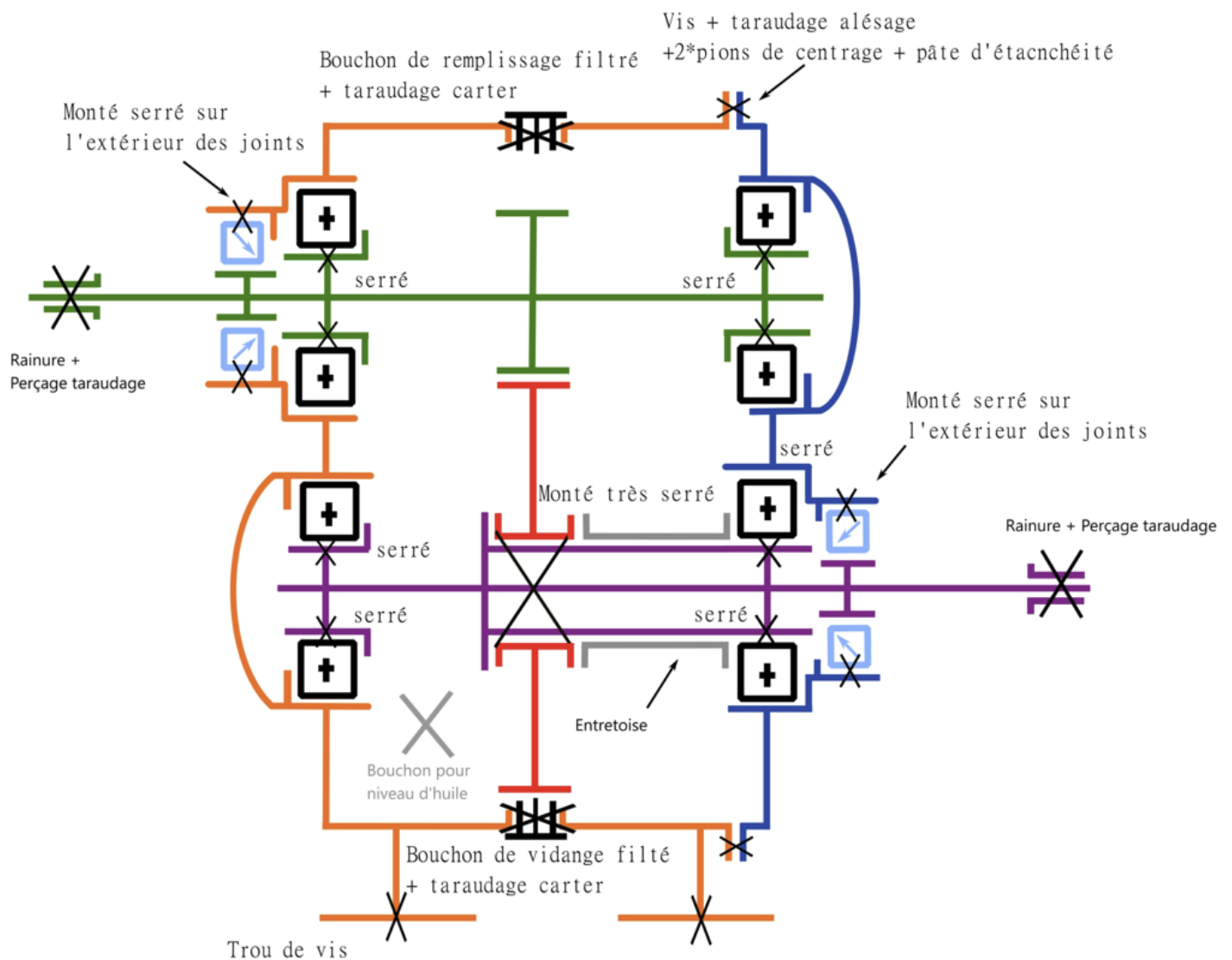


Schéma technique, vue de côté, avec entretoise

4.8. Prédimensionnement des composants

Le prédimensionnement des composants doit respecter un ordre précis : d'abord celui de la clavette, suivi des joints d'étanchéité, et enfin des roulements. L'ajout d'une clavette génère une concentration de contraintes et nécessite des épaulements sur l'arbre, modifiant ainsi ses dimensions. Ces changements influencent directement le diamètre des joints d'étanchéité, qui diffère de celui des roulements. En effet, les roulements, montés serrés, peuvent endommager sa surface et compromettre l'étanchéité des joints. Ces derniers, montés serrés dans le carter, risquent alors de se détériorer progressivement. Pour éviter cela, le diamètre de l'arbre au niveau des joints doit être légèrement inférieur à celui au niveau des roulements. Puisque le diamètre des roulements dépend des joints, eux-mêmes influencés par la clavette, il est indispensable de prédimensionner ces éléments dans cet ordre.

4.8.1. Clavettes

Pour empêcher la rotation des arbres dans les alésages des éléments d'entrée et de sortie, des clavettes montées dans des rainures ont été retenues comme solution. Bien que ce point dépasse le périmètre initial, il est essentiel de déterminer les dimensions des clavettes pour calculer la longueur minimale des extrémités des arbres. Les dimensions transversales des clavettes devront impérativement respecter les normes.

4.8.1.1. Définition des méthodes de choix et de prédimensionnement

Le responsable du bureau d'étude Monsieur Périnet impose le choix d'une clavette de forme A. On cherche alors la longueur totale L_{tot} telle qu'on a :

$$L_{tot} = \frac{a}{2} + L + \frac{a}{2} = L + a$$

L : longueur de contact entre la clavette et la rainure

a : largeur de la clavette.

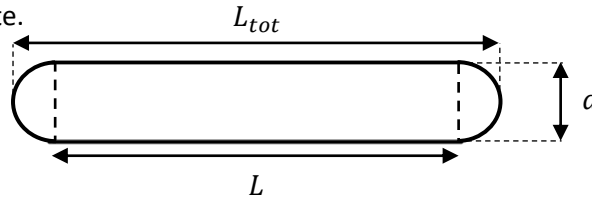


Schéma de la clavette

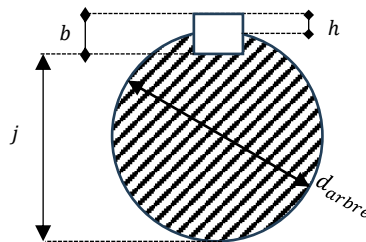
Pour dimensionner la clavette, on évite le matage en supposant la pression de contact uniforme. De plus, il faut que la pression de contact soit inférieure à la pression admissible par les caractéristiques du matériau. A l'aide du document [12], on a alors :

$$p = \frac{F_{m/a}}{S} = \frac{C_{a/m}}{L \times h \times r_{arbre}} \leq p_{adm}$$

h : hauteur de contact

r_{arbre} : Rayon de l'arbre

De plus, on a : $h = b - (d_{arbre} - j)$ telle que :



Section transversale de l'arbre

4.8.1.2. Recherche des données et formulation d'hypothèses

Les données pour le dimensionnement de la clavette en entrée, nommée clavette 1, et de celle en sortie, clavette 2, doivent être déterminées.

On cherche à déterminer les données de la clavette en entrée et de la clavette en sortie. On commence par déterminer les couples en entrée et en sortie telle qu'on ait :

$$C_{entrée} = \frac{P}{w_{entrée}}$$

$C_{entrée}$: Couple en entrée

P : Puissance transmise (7,5 kW)

$w_{entrée}$: vitesse de rotation de l'arbre en entrée (1500 tr/min)

$$\text{Donc : } C_{entrée} = \frac{7,5 \times 10^3}{\frac{1500 \times 2\pi}{60}} = 48 \text{ N.m}$$

$$C_{sortie} = \frac{P}{w_{sortie}}$$

C_{sortie} : Couple en sortie

P : Puissance transmise (7,5 kW)

w_{sortie} : vitesse de rotation de l'arbre en sortie

$$\text{Donc : } C_{sortie} = \frac{7,5 \times 10^3}{\frac{1500}{5} \times \frac{2\pi}{60}} = 239 \text{ N.m}$$

Les rayons des arbres en entrée $r_{entrée}$ et en sortie r_{sortie} sont choisis grâce au prédimensionnement de l'arbre (voir 4.6.) : $D_{arbre \text{ entrée partie I}} = 20 \text{ mm}$ et $D_{arbre \text{ sortie partie II}} = 34 \text{ mm}$. A l'aide des attendus du livrable 1 envoyé par le responsable du BE, on choisit donc $D_{entrée} = 24 \text{ mm}$ et $D_{sortie} = 38 \text{ mm}$ soit $r_{entrée} = 12 \text{ mm}$ et $r_{sortie} = 19 \text{ mm}$.

Avec le tableau des dimensions et tolérances, on trouve alors $h_{entrée}$ et h_{sortie} . Le premier diamètre $D_{entrée}$ est dans l'intervalle [22 ; 30] donc la clavette d'entrée est de hauteur $b = 7 \text{ mm}$, de largeur $a = 8 \text{ mm}$, et $j = 20 \text{ mm}$ Donc $h_{entrée} = b - (D_{entrée} - j) = 7 - (24 - 20) = 3 \text{ mm}$. Le second diamètre D_{sortie} est dans l'intervalle [30 ; 38] donc la clavette de sortie est de hauteur $b = 8 \text{ mm}$, de largeur $a = 10 \text{ mm}$ et $j = 33 \text{ mm}$. Donc $h_{sortie} = b - (D_{sortie} - j) = 8 - (38 - 33) = 3 \text{ mm}$.

Il nous reste à déterminer p_{adm} . Le responsable du BE choisi comme matériau pour la clavette de l'acier au carbone TR (Trempe et Revenu). De plus, afin d'être cohérent avec les choix réalisés lors du choix de Ka par exemple, on considère les conditions de fonctionnement comme étant moyennes. En effet, la valeur choisie de Ka est au centre de la plage de valeur. Ainsi : $30 \text{ MPa} \leq p_{adm} \leq 75 \text{ MPa}$

On se réfère au responsable du BE pour obtenir $p_{adm} = 60 \text{ MPa}$.

4.8.1.3. Calcul de prédimensionnement

Pour les clavettes d'entrée et de sortie, on a :

$$L_{entrée/sortie} \geq \frac{C_{a/m}}{h \times r_{arbre} \times p_{adm}}$$

$$\text{Donc : } L_{entrée} \geq \frac{48}{3 \times 12 \times 60} = 22 \text{ mm et } L_{sortie} \geq \frac{239}{3 \times 19 \times 60} = 70 \text{ mm}$$

$$\text{Donc : } L_{tot \text{ entrée}} = 22 + 8 = 30 \text{ mm et } L_{tot \text{ sortie}} = 70 + 10 = 80 \text{ mm}$$

4.8.1.4. Conclusion

Les longueurs des clavettes doivent être multiples de 5. Ainsi, on choisit finalement une clavette d'entrée de longueur totale 30 mm et une clavette de sortie de longueur totale 80 mm.

Pour vérifier nos résultats, on sait que souvent la longueur de contact L est environ aux alentours de 50% du diamètre de l'arbre. Pour la clavette d'entrée, $L_{entrée} \approx \frac{71}{100} \times D_{entrée}$ soit bien plus que les 50% annoncés. Pour la clavette de sortie, $L_{sortie} \approx \frac{111}{100} \times D_{sortie}$ c'est pareil. Cette différence peut être expliquée par l'hypothèse de la pression uniforme qu'on a formulé au début.

4.8.2. Joints d'étanchéité dynamique

Les joints d'étanchéité dynamique assurent l'étanchéité entre l'arbre et le carter, empêchant les fuites de lubrifiant. Il est important de dimensionner correctement ces joints car leur diamètre dépend directement des variations de l'arbre liées à la clavette et aux roulements.

4.8.2.1. Spécifications Techniques de Besoin

Le fournisseur chez lequel nous nous fournissons, Paulstra, propose ces critères de choix pour les joints d'étanchéité dynamique :

- Diamètre intérieur du joint
- Diamètre extérieur du joint
- Épaisseur du joint
- Forme du profil du joint

L'environnement impose des contraintes qui ne seront pas prises en compte ici, mais qui seront prises en compte lors du projet complet suivant.

Les critères de choix généraux requièrent en priorité un joint pouvant assurer la longévité attendue, et le moins cher possible.

Voici les caractéristiques des arbres du réducteur :

- Arbre de sortie : 300 tr/min, diamètre minimum 39 mm (Annexe 6)
- Arbre d'entrée : 1500 tr/min, diamètre minimum 26 mm (Annexe 6)

Nous devons sélectionner les joints d'étanchéité dynamique à utiliser pour l'entrée et la sortie du réducteur, en prenant en compte les critères suivants :

- Choisir un joint dans le catalogue du constructeur Paulstra, accessible via leur site internet [13].
- Les joints doivent pouvoir être remplacés depuis l'extérieur.
- Présence d'un épaulement de rayon 3 mm.
- Les diamètres d'arbres seront normalisés, avec un choix parmi : 9, 11, 14, 19, 24, 28, 38, 42, 48, 55, 60, 65 mm.

En parallèle, les joints à utiliser doivent être sélectionnés parmi ceux en stock (références en gras dans le tableau Annexe [7]), pour réduire les coûts et délais. On indique aussi qu'ici, les profils des joints choisis n'ont pas été des critères de choix (après discussion avec le responsable du BE), ce qui ne sera pas le cas lors du projet final. En effet, il faudra tenir compte des conditions intérieures du carter pour choisir avec précision le profil du joint.

4.8.2.2. Conclusion

Voici les références des joints retenus :

Pour l'arbre d'entrée :

Diamètre requis : 30 mm

On a donc :

STB (spécification technique de besoin)	Valeur
Diamètre inférieur du joint	30 mm
Diamètre extérieur du joint	Importe peu, la plus faible possible
Épaisseur du joint	Importe peu, la plus faible possible
Forme du profil du joint	N'importe pas dans le cadre d'un avant-projet

On choisit la référence 722500/81, correspondant à l'annexe [7] pour l'arbre d'entrée car c'est celle qui correspond au joint correspondant à nos attendus avec le diamètre de logement D le plus faible, donc un encombrement minimal.

Pour l'arbre de sortie :

Diamètre requis : 44 mm

STB (spécification technique de besoin)	Valeur
Diamètre inférieur du joint	44 mm
Diamètre extérieur du joint	Importe peu, la plus faible possible
Épaisseur du joint	Importe peu, la plus faible possible
Forme du profil du joint	N'importe pas dans le cadre d'un avant-projet

On choisit la référence 792755, correspondant à l'annexe [7], pour l'arbre de sortie pour les mêmes raisons que l'arbre d'entrée

Pour chaque carter, on commandera donc un joint ref. 722500/81 et un joint ref. 792755. Les joints retenus sont bien conformes aux FTB.

4.8.3. Roulements

4.8.3.1. Définition des méthodes de choix et de prédimensionnement

La fiabilité du réducteur aurait dû être prise en compte, mais comme elle n'est pas renseignée dans le CDCF, nous ne la considérerons pas ici pour éviter de livrer un réducteur qui ne correspondrait pas aux attentes du client. Cependant, il est possible de déterminer sa fiabilité actuelle en multipliant les fiabilités de chacun de ses composants.

Les composants sont montés en série (si un élément se casse tout le système en pâte).

La détermination du type de roulement est importante pour la capacité de transmission de mouvement, en présence de contraintes. SKF [14] sera la référence de notre choix de roulement.

Comme expliqué précédemment, nous choisissons un roulement à billes pour chaque arbre. Pour chaque roulement, le diamètre d'alésage minimum a été déterminé grâce aux calculs des diamètres des joints. Le responsable du bureau d'études a indiqué une conception à une rangée. Les charges dynamiques de base ont été calculées lors du calcul des diamètres minimum des arbres.

Nos choix seront réalisés grâce aux Spécifications Techniques de Base suivantes :

La Spécifications Techniques de Base pour le choix du roulement sur l'arbre d'entrée :

Critère	Niveau
Diamètre d'alésage minimum	36 mm
Étanchéité	Sans
Conception	A une rangée
Fixation bague extérieure	Aucune
Série en côtes	Métriques
Charge de base dynamique minimale	11393 N

La Spécifications Techniques de Base pour le choix du roulement sur l'arbre de sortie :

Critère	Niveau
Diamètre d'alésage minimum	50 mm
Étanchéité	Sans
Conception	A une rangée
Fixation bague extérieure	Aucune
Série en côtes	Métriques
Charge de base dynamique minimale	6663 N

4.8.3.2. Recherche des données et formulation d'hypothèses

3.2.2.5 Limite d'endurance en pression de contact : $\sigma_{H,lim}$

$\sigma_{H,lim}$ est la limite de pression de Hertz répétée pouvant être supportée par le matériau pour au moins $5 \cdot 10^7$ cycles, avec une probabilité de détérioration de 1%. Elle est bien sûr fonction du matériau et des éventuels traitements thermiques.

3.3.2.1 Limite d'endurance : $\sigma_{F,lim}$

$\sigma_{F,lim}$ est la limite de contrainte alternée pouvant être supportée par le matériau pour au moins $3 \cdot 10^6$ cycles avec une probabilité de rupture de 1%.

Prédimensionnement engrenage, ENGRENAGES AXES PARALLELES Dentures droites et hélicoïdales PERINET, Jean-Marc d'après F. MAQUIN [Page 45 et 56]

Composants	Fiabilité
Le carter, les 2 arbres	99 % (d'après le Bureau d'Étude)
Les roulements à bille à contact radial	(90%) ⁴
Les engrenages	1 – 1% = 99% (document [6] pages 45 et 56)

4.8.3.3. Calcul de prédimensionnement

Leur produit indiquera la fiabilité de notre réducteur, comme indiqué par le calcul ci-dessous :

$$(Fiabilité_{arbres})^{Nombre_{arbres}} * (Fiabilité_{roulements})^{Nombre_{roulements}} * (Fiabilité_{engrenages})^{Nombre_{engrenages}} = Fiabilité$$

$$\frac{[(99)^3 * (90)^4 * (99)^4]}{100^8} = 59,6 \%$$

4.8.3.4. Conclusion

Donc la fiabilité globale de notre carter est de 59,6% ce qui n'est pas acceptable pour un produit destiné à des clients.

En ne prenant pas en compte la fiabilité, dimensionner perd de son sens. Il est donc impératif de la prendre en compte. Ainsi, à partir d'une fiabilité globale, on peut en déduire la fiabilité de tous les composants intervenant dans le système. Cependant, faut-il véritablement répartir équitablement celle-ci entre tous ? Cela ne semble pas être la meilleure solution aux vues de l'importance de certains composants sur d'autres. C'est pourquoi il est important de chercher l'information permettant de calculer la fiabilité des différents composants.

A partir des critères vus précédemment dans les Spécifications Techniques de Base et en prenant celui avec le plus petit diamètre extérieur parmi les propositions de SKF nous avons choisi les roulements suivants, voir Annexe 8 :

Pour l'arbre d'entrée : 16008 voir Annexe 9 pour les caractéristiques techniques

Pour l'arbre de sortie : 61811 voir Annexe 9 pour les caractéristiques techniques

4.9. Croquis complet du système

Pour la conception de notre carter, nous devons faire un choix de matériau afin de connaître l'épaisseur de ce dernier. Nous devons alors utiliser le diagramme d'Ashby, de la limite de fatigue (σ_o/ρ) par rapport au prix, suivant :

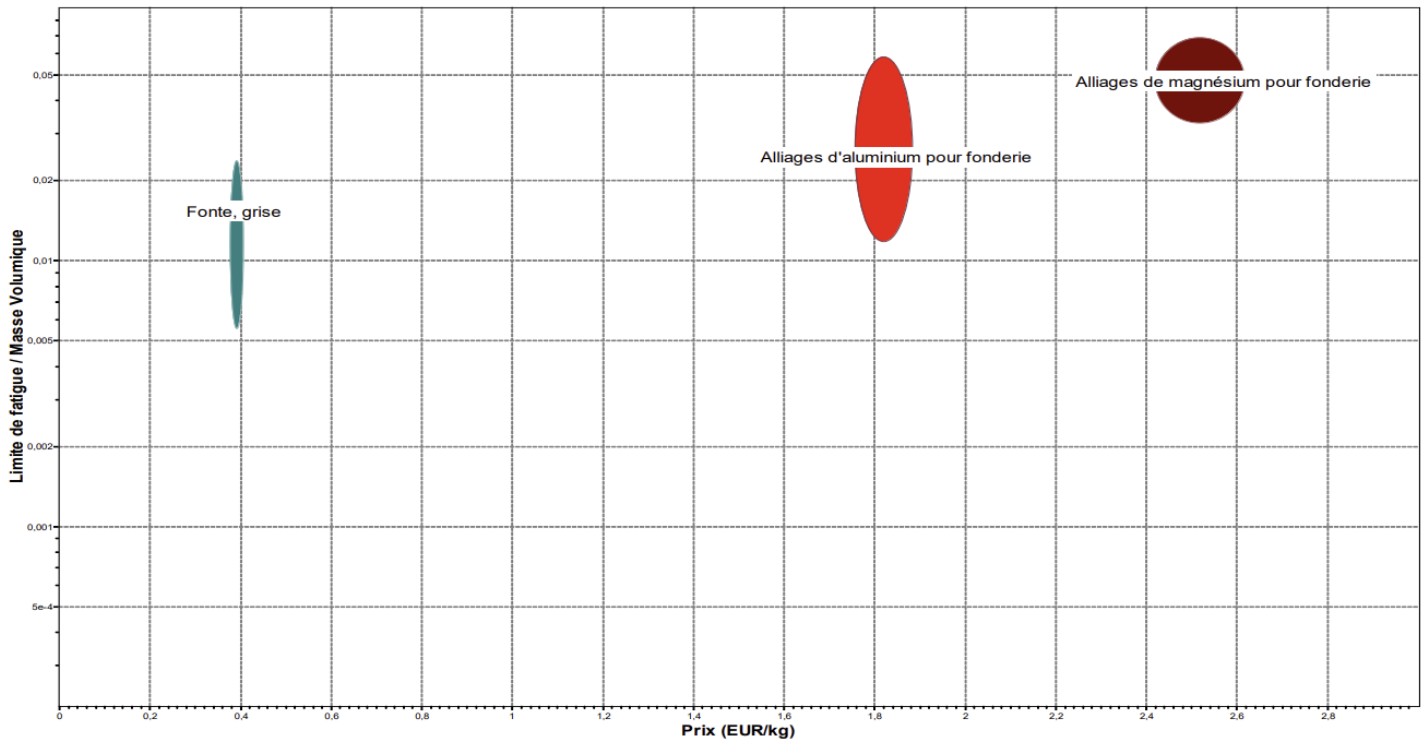


Diagramme d'Ashby de la limite de fatigue (σ_0/ρ) par rapport au prix, extrait de Conception des carters de F. Maquin [page 28]

Nous éliminerons les alliages de magnésium pour fonderie car ils ne font pas partie des matériaux couramment utilisés par l'entreprise. De plus, en nous appuyant sur les critères généraux de l'avant-projet, nous prendrons le matériau avec un coût minimal car tous les alliages de métaux respectent le critère fonctionnel pendant la durée de vie. Le matériau ainsi retenu sera la fonte grise. D'après les standards de l'entreprise, le carter sera moulé.

On peut donc calculer l'épaisseur du carter à l'aide de la plus grande dimension du réducteur qui est sa hauteur. On peut la calculer car elle correspond à la somme de l'ensemble roue + pignon auquel on ajoute deux fois 5 mm de sécurité, cette marge de sécurité est donnée par le responsable du BE. On a alors :

- Ensemble roue + pignon mesuré sur le croquis du réducteur = 264 mm
- Espace de sécurité = $2 * 5 = 10$ mm
- Épaisseur carter = $2 * 10 = 20$ mm
- Hauteur = "Ensemble roue + pignon mesuré sur le croquis du réducteur" + "Espace de sécurité + "Épaisseur carter"
- Hauteur = $264 + 10 + 20 = 294$ mm

On utilise alors une régression linéaire afin d'exploiter les valeurs du tableau suivant :

Plus grande dimension de la pièce (mm)		50	200	600
Epaisseur Minimum	Acier ou fonte moulage sable	5	6,5	10
	Alliages légers type AS en sable	3	4,5	7
	Alliages légers types AU AG en sable	4	5	

Épaisseur minimale de fonderie, extrait de Conception des carters de F. Maquin [page 29]

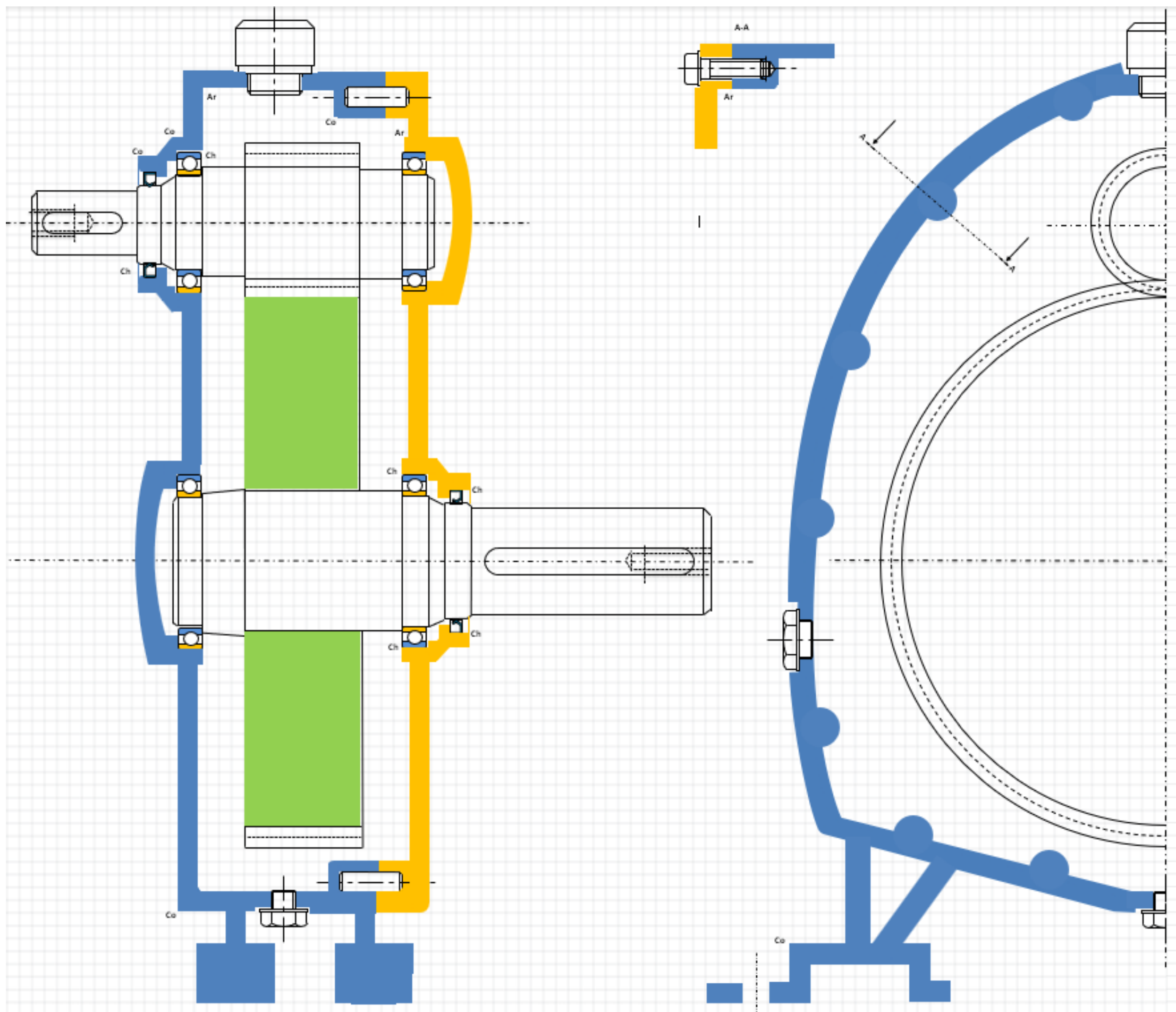
Pour ce faire, on pose une droite affine d'expression $Y = ax + b$, où $b = 4,6108$ et $a = 0,009$, d'après la courbe annexe [10]. Soit pour l'épaisseur du carter, $Y = 0,009 * 294 + 4,6108 = 7,2568$ mm. Le responsable du BE demande une valeur de l'épaisseur arrondie au millimètre supérieur, nous prendrons donc une épaisseur de 8 mm pour les parois du carter.

Avec la valeur de l'épaisseur du carter on peut maintenant représenter le carter sur les croquis du réducteur.

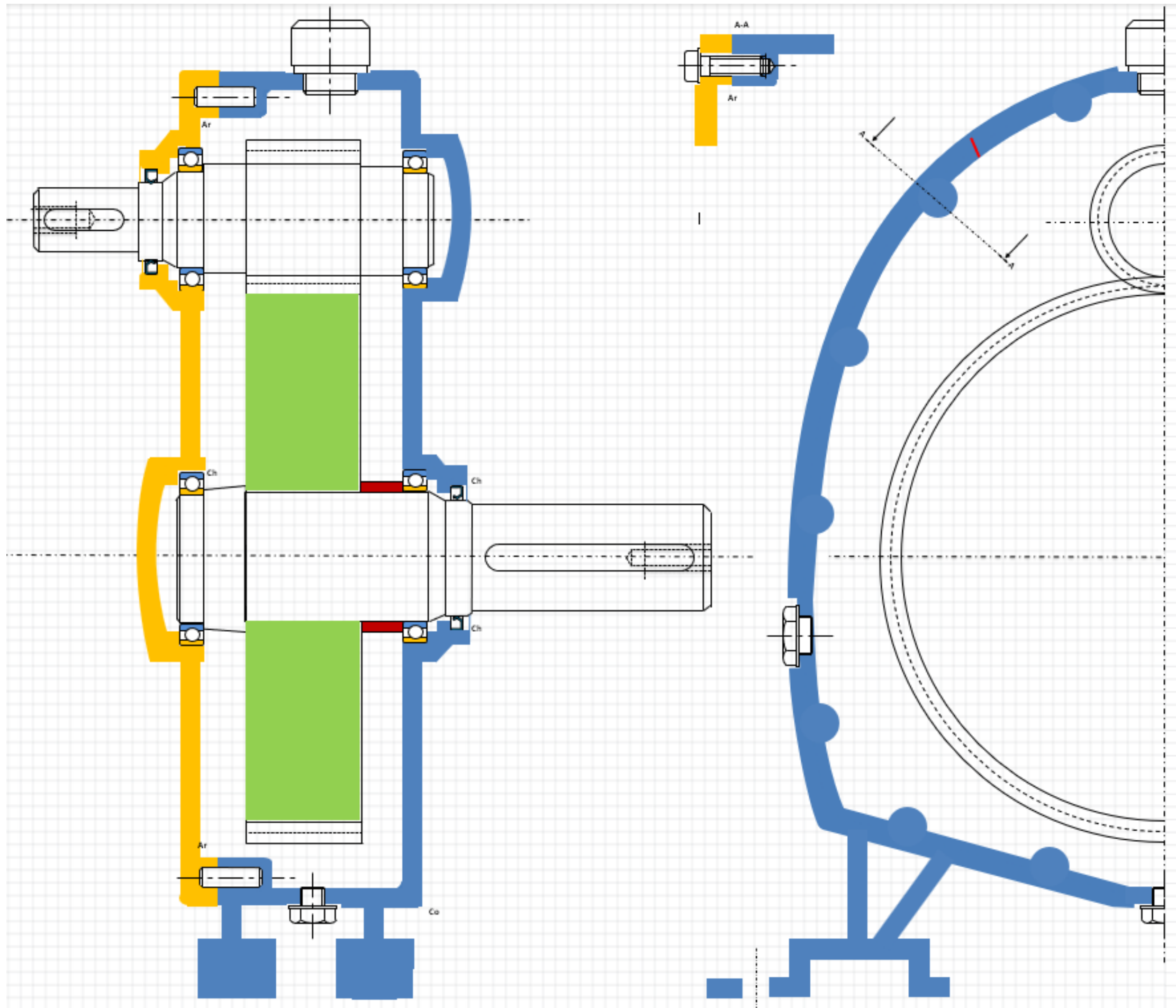
Les croquis ci-dessous ont été réalisés en accord avec les deux schémas technologiques, avec et sans entretoise, présentés dans la partie 4.7 sur la définition de l'architecture avec toutes les pièces. Chaque croquis inclut différentes perspectives : une vue de face et une vue de dessus.

Légende croquis :

- Ch : chanfrein
- Ar : arrondis
- Co : congé



Croquis du réducteur en correspondance avec le schéma technologique avec épaulement



Croquis du réducteur en correspondance avec le schéma technologique avec entretoise

4.10. Lubrification

L'étude de la lubrification joue un rôle clé dans la conception d'un réducteur. Elle est en effet déterminante pour assurer la durée de vie et le rendement du réducteur. Le lubrifiant contenu dans le carter remplit plusieurs fonctions essentielles : il lubrifie le mécanisme pour réduire les frottements, assure la lubrification des paliers, évacue les calories dégagées aux points de contact et protège l'ensemble contre l'oxydation. Pour étudier cette dernière nous nous baserons sur le document [15].

Cette partie sera réalisée après le point 4.9, croquis complet du système, car elle dépend des dimensions du carter, calculées dans cette section.

4.10.1. Étude des modes de lubrification

Dans un premier temps il est nécessaire de connaître le mode de lubrification adéquate à notre avant-projet. Les deux modes de lubrifications étudiés ici, d'après [15], sont :

- Lubrification à la graisse
- Lubrification à l'huile

4.10.1.1. Lubrification à la graisse

La lubrification à la graisse permet de limiter la friction en plaçant de la graisse sur des surfaces en mouvement. Voici ses avantages et inconvénients dans le tableau ci-dessous :

Avantages	Inconvénients
Mécanisme lent dont l'étanchéité du carter laisse à désirer.	Ils retiennent dans leur masse les débris d'usure.
Petits mécanismes (quelle que soit la vitesse) d'utilisation intermittente.	Ils conduisent mal la chaleur.
Mécanismes non protégés.	Ils permettent aux roues de « creuser » leur place, ce qui se traduit finalement par un manque de graissage.

D'après le document [15], la meilleure solution, de manière générale, consiste à opter pour un carter étanche associé à une lubrification à l'huile.

4.10.1.2. Lubrification à l'huile

La lubrification à l'huile réduit la friction en appliquant une couche d'huile sur les surfaces en mouvement. Le tableau ci-dessous présente ses avantages et ses limitations :

Avantages	Limitations
Il est possible d'appliquer de l'huile en plus grande quantité, ce qui diminue la maintenance à réaliser par rapport à la graisse.	Vitesse trop faible : l'huile ne « remonte » pas ce qui ne permet pas de lubrifier les paliers et autres accessoires.
Elle assure un refroidissement efficace des composants mécaniques en mouvement.	Vitesse trop grande : il y a brassage excessif de l'huile ce qui se traduit par un échauffement et une détérioration de l'huile.

La qualité de la lubrification dépend donc de la vitesse de rotation de la roue. Afin d'assurer une lubrification optimale, il est alors nécessaire de calculer la vitesse de rotation de la roue et de la comparer aux limites imposées par les groupes pétroliers SHELL (lubrification des engrenages industriels), NIEMAN (Auszug aus Machinenelemente) et BLOCK.

Pour cela, on pose :

V : vitesse linéaire tangentielle en m/s .

D_2 : diamètre de la roue en m .

ω : la vitesse de rotation de la roue en rad/s .

D'après le document [15],

	Limite inférieur	Limite supérieur
Selon SHELL	$V \geq 2,275\sqrt{D_2}$	$V \leq 12,5 m/s$
Selon BLOCK		$R\omega^2 \leq 550 m/s^2$
Selon NIEMAN		$R\omega^2 \leq 2500 m/s^2$

Dans le cas du réducteur à concevoir :

- Rapport de réduction de 5
- Nombre de dents du pignon : $Z_1 = 14 \text{ dents}$
- Nombre de dents de la roue : $Z_2 = 70 \text{ dents}$
- Diamètre de la roue : $D_2 = 226 \text{ mm}$ soit $R_2 = 113 \text{ mm}$
- Vitesse de rotation en entrée : $\omega_{\text{entrée}} = 1500 \text{ tours/min} = 157,1 \text{ rad/s}$
- Vitesse de rotation en sortie : $\omega_{\text{sortie}} = \frac{Z_1}{Z_2} \omega_{\text{entrée}}$

$$\text{Donc, } \omega_{\text{sortie}} = \frac{14}{70} * 1500 = 300 \text{ tours/min} = 31,4 \text{ rad/s}$$

- Vitesse tangentielle de la roue : $V = \omega_{\text{sortie}} * R_2 = 31,4 * 0,113 \simeq 3,55 \text{ m/s}$

Les résultats obtenus, ainsi que leur analyse par rapport aux différents critères, sont présentés ci-dessous sous forme de tableau :

	Limite inférieur	Limite supérieur	Résultat obtenu
Selon SHELL	$V \geq 2,275\sqrt{D_2}$	$V \leq 12,5 m/s$	$V \simeq 3,55 m/s$ $2,275\sqrt{D_2} = 1,08$
Selon BLOCK		$R_2\omega_{\text{sortie}}^2 \leq 550 m/s^2$	$R_2\omega_{\text{sortie}}^2 = 111,41 m/s^2$
Selon NIEMAN		$R_2\omega_{\text{sortie}}^2 \leq 2500 m/s^2$	$R_2\omega_{\text{sortie}}^2 = 111,41 m/s^2$

Tous les critères étant respectés, une lubrification de la roue par barbotage dans un bain d'huile est envisagée.

4.10.1.3. Choix du mode de lubrification

Pour le réducteur, il est préférable d'opter pour une lubrification à l'huile. En effet, ce réducteur étant un système fermé, l'étanchéité a été étudiée : le carter est supposé étanche grâce à l'utilisation de pâte d'étanchéité appliquée à la jonction entre le couvercle et le carter, standard de l'entreprise, voir document [5]. De plus, l'analyse des limites définies par les pétroliers SHELL, BLOCK et NIEMAN valide le choix d'une lubrification à l'huile par barbotage.

4.10.2. Température de l'huile dans le carter

Parmi les données à évaluer pour le choix de l'huile, il est essentiel d'évaluer la température que l'huile pourra atteindre. Le carter étant une machine tournante les frottements chauffent les composants et par transfert thermique convectif le fluide contenu dans le carter.

4.10.2.1. Calcul de la température d'utilisation de l'huile

Le calcul de la température d'utilisation de l'huile se fait en égalisant :

- Les pertes de puissance mécanique au sein du réducteur ou de la boîte.
- La quantité de chaleur Q échangée avec l'extérieur.

Cependant, en raison de la complexité à déterminer :

- Les pertes, dues principalement aux frottements (contact dentures d'engrenage, joint d'étanchéité sur arbre, paliers) et au brassage du lubrifiant, lui-même au niveau du barbotage et des roulements
- Les échanges thermiques via le carter, les fondations, les arbres et accouplements mécaniques à la transmission.

Nous allons privilégier la méthode de calcul des pertes mécaniques.

$$T_{huile} = T_{ext} + \frac{(1 - R) P_m}{S_{ext} * k}$$

Avec :

$$Puissance\ sortie = couple\ sortie * \omega_{sortie} = \frac{P}{\omega_{sortie}}$$

- T_{ext} = Température de l'air ambiant (K)
- R = Rendement global de la transmission
- P_m = Puissance mécanique transmise (kW)
- S_{ext} = Surface totale extérieure du carter (m2)
- k = coefficient d'échange thermique

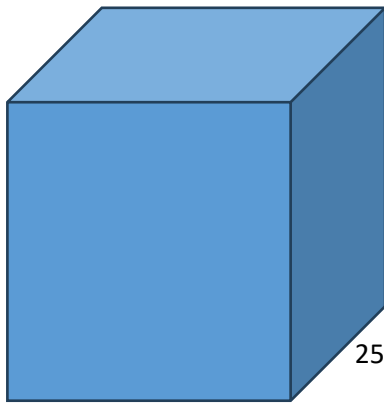
Suivant la qualité de réalisation et le rapport de réduction, le rendement global pour un système à train d'engrenage simple est compris entre 0,95 et 0,99. Pour Ka nous avons choisi la valeur médiane sous les directives du responsable du BE, nous allons continuer à appliquer cette méthode nous prendrons $R=0.97$.

Pour obtenir la valeur de k , on se base sur le tableau suivant :

Condition	Vitesse de l'air m/s	Coefficient de transfert thermique k (kW/(m ² .°K))
Espace restreint confiné	<1,4	0,010 à 0,014
Espace intérieur vaste	≤1,4	0,016 à 0,020
Espace intérieur vaste	>1,4	0,018 à 0,022
Extérieur	>3,7	0,020 à 0,025

Valeur moyenne de coefficient d'échange thermique pour des réducteurs « usuels », extrait de Conception des carters de F. Maquin [page 48]

D'après ce tableau, nous utiliserons un coefficient de transfert thermique k égale à 0.012. Pour déterminer la température de l'huile, il faut aussi déterminer S_{ext} la surface totale extérieure du carter en contact avec l'air ambiant. Pour cela, des approximations ont été faites à partir du croquis



294 mm (hauteur calculée partie 4.9)

252 mm (diamètre de la roue + 2*marge d'erreur + épaisseur carter)

106 mm (espacement entre les roulements + coefficient de sécurité + l'épaisseur du carter)

On peut alors calculer la surface :

$$S = 2 * (L * l + l * h + L * h)$$

$$S = 2 * (252 * 106 + 106 * 294 + 252 * 294)$$

On trouve alors $S_{ext} = 0.2639 \text{ m}^2$

Ainsi, on obtient toute ces valeurs :

R	0.97
P_m	7,5 kW
k	$0,012 \text{ kW} / (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K})$
S_{ext}	0.2639
T_{ext}	298

En réinjectant dans l'équation on obtient :

$$T_{huile} = 369 ^\circ\text{K} \text{ soit } 96^\circ\text{C}$$

4.10.3. Choix de la qualité de l'huile et du niveau dans le carter

Selon ANTAR, NIEMAN, la formule de la quantité d'huile est :

$$Q = k \times p \left[\frac{0,1}{Z_1} + \frac{0,03}{V + 2} \right]$$

Avec :

Q : quantité d'huile en litres

k : coefficient

P : puissance transmise en CV

Z_1 : nombre de dents du pignon

V : vitesse tangentielle au primitif en m/s

Dans le cas du réducteur à concevoir, il est nécessaire de déterminer la quantité minimale d'huile requise. Par conséquent, le coefficient k est minimal, donc égal à 2.5.

$$\text{De plus, on sait que } V = R \omega = 0,031 \times 157 = 4,75 \text{ m/s}$$

Tableau des données nécessaires :

Données	Valeurs
k	2,5
P	10,19716 CV
Z_1	70
V	4,75 m/s

On réinjecte dans la formule :

$$Q = k \times P \left[\frac{0,1}{Z_1} + \frac{0,03}{V + 2} \right] = 2,5 \times 10,2 \left[\frac{0,1}{70} + \frac{0,03}{6,75} \right] = 150 \text{ mL}$$

Il faut donc **au minimum 150 mL d'huile** pour assurer la lubrification du système.

4.10.3.1. Choix de la qualité de l'huile

Nous devons à présent choisir la qualité de l'huile utilisée. Il est nécessaire que celle-ci soit adaptée au réducteur et alors aux différentes pièces qui le composent. Pour cela, nous pouvons utiliser la relation de Shell pour avoir l'épaisseur du film d'huile :

$$h_{min} = 0,05 \times (v_0 D_1 V \frac{\rho}{\rho + 1})^{0,5}$$

Tel que :

h_{min} : épaisseur du film en μm

v_0 : viscosité de l'huile en cSt

V : vitesse périphérique en cm/s

ρ : rapport de réduction du réducteur

D_1 : diamètre du pignon en cm

Pour déterminer la viscosité de l'huile, deux méthodes s'offrent à nous :

- La première ne tient compte que de la vitesse
- La seconde prend aussi en compte la charge

1^{ère} méthode : Détermination de la viscosité à partir de la vitesse

On détermine alors dans un premier temps la viscosité en cSt de l'huile selon plusieurs températures en ne tenant compte que de la vitesse.

CRITERE DE SHELL : $v_0 = \frac{500}{\sqrt{V}}$ à $40^\circ C$

CRITERE D'ANTAR : $v_0 = \frac{200}{V^{0,4}}$ à $45^\circ C$

$v_0 = \frac{100}{V^{0,4}}$ à $90^\circ C$

Dans la sous-partie 4.10.2.1., la température de l'huile a été déterminée et vaut $96^\circ C$. Ainsi, pour obtenir la viscosité pour un fonctionnement à $96^\circ C$, nous utilisons le critère d'Antar.

Avec une règle de trois pour être plus précis ($96^{\circ}\text{C} \neq 90^{\circ}\text{C}$), on a : $\nu_0 = \frac{96}{90} \times \frac{100}{475^{0,4}} \approx 9,06 \text{ cSt}$.

2^{ème} méthode : Détermination de la viscosité à partir de la charge et de la vitesse

Grâce au tableau ci-dessous, on peut déterminer la viscosité en *cSt* de l'huile à 40°C .

Charge Linéaire (daN/mm)	Vitesse tangentielle au primitif (m/s)						
	<0,5	0,5 à 1	1 à 2,5	2,5 à 5	5 à 12	12 à 25	>25
	Barbotage					Circulation	
5 à 10	460	320	220	150	100	68	46
10 à 25	460	460	320	220	150	100	68
25 à 50	680	460	460	320	220	150	100
>50	680	680	460	460	320	220	150
Grade ISO (cSt à 40°C)							

Méthode empirique tenant compte de la charge et de la vitesse. (SHELL), extrait de Conception des carters de F. Maquin [page 42]

Ce tableau permet donc d'obtenir la viscosité en fonction de la charge linéaire et de la vitesse tangentielle.

Or, nous devons corriger le résultat obtenu pour tenir compte de la température ambiante (voir document [15]) :

- Augmenter de 10% par 3° au-dessus de 25°C
- Diminuer de 10% par 3° au-dessous de 10°C

Cependant, nous ne connaissons pas la charge linéaire appliquée et ne pouvons pas faire d'hypothèses satisfaisantes.

Nous retiendrons donc seulement la 1^{ère} méthode pour obtenir la viscosité de l'huile en *cSt*.

Nous allons donc déterminer la viscosité en ne tenant compte que de la vitesse comme détaillé dans la méthode 1. On regroupe alors les différentes données dont on dispose :

Données	Valeurs
ν_0	9,06 cSt
D_1	62 mm
V	4,75 m/s
ρ	5

On a donc : $h_{min} = 0,05 \times \sqrt{9,06 \times 6,2 \times 475 \times \frac{5}{5+1}} = 7,46 \mu\text{m}$

Ainsi, l'épaisseur du film d'huile primitif minimum est de 7,46 μm .

Grâce aux conditions et critères déterminés précédemment, on sait que la viscosité de l'huile est de 9,06 cSt à 96°C lors du fonctionnement.

A l'aide du document SHELL MACOMA R, on détermine alors le type d'huile à utiliser pour la lubrification. Dans celui-ci, il est spécifié les SHELL MACOMA Oils R sont utilisables tant bien pour des engrenages industriels que dans la lubrification des roulements. De plus, ces huiles offrent une grande résistance à la rouille, la corrosion et une stabilité vis-à-vis de l'oxydation.

On rappelle qu'on a $\nu_0 = 9,06 \text{ cSt}$. On choisit alors l'huile qui correspond au mieux à cet ordre de grandeur avec le tableau des caractéristiques des huiles SHELL MALCOMA R (Voir Annexe [11]). Il s'agit de l'huile MALCOMA R37 avec une viscosité de 9,5 cSt à 100°C .

Les sous-chapitres précédents permettent de conclure sur le choix de la lubrification pour le réducteur à concevoir. La lubrification sera assurée par un bain d'huile d'au minimum 0,15 litre avec une viscosité de 9,06 cSt.

Cependant, certaines données et résultats doivent être validés ou rectifiés. En effet, de nombreuses hypothèses ont été formulées pour réaliser cette étude, telles que l'approximation de la surface du carter en contact avec l'air libre pour le calcul de la température de l'huile, ou encore les calculs concernant la viscosité de l'huile. De plus, plusieurs choix ont été faits de manière arbitraire, sans confirmation ou infirmation par le Bureau d'Études (BE).

Il est donc essentiel de faire vérifier l'ensemble des calculs réalisés et des hypothèses utilisées par le BE, afin de garantir l'exactitude de l'étude de la lubrification.

5. Conclusion

L'objectif principal de cette étude a été la conception, au stade d'avant-projet sommaire, d'un réducteur à dentures droites et à axes parallèles. Ce modèle devait avoir une puissance de 7,5 kW, un rapport de réduction de 5, une vitesse d'entrée de 1500 tours/min, et une durée de vie prévue de 22 000 heures. L'objectif était de permettre la transmission de puissance entre un moteur électrique et un récepteur, dans un cadre industriel standard et en respectant les contraintes du cahier des charges fonctionnel fourni.

Dans un premier temps, le périmètre de fonctionnement du réducteur a été défini. Cette étape incluait l'analyse des contraintes techniques et fonctionnelles, et l'identification des exclusions. Elle a permis d'anticiper les éventuelles problématiques de fonctionnement et de proposer des solutions adaptées. Une fois ces étapes préliminaires franchies, la conception préliminaire a pu débuter.

Les fonctions de service, les contraintes et les fonctions techniques du réducteur ont été identifiées, menant à la sélection de solutions technologiques optimales. Le tableau comparatif utilisé a permis de retenir la transmission par engrenages à dentures droites, le guidage par roulements, et l'utilisation d'un voyant pour vérifier le niveau d'huile.

Le montage en chape a été choisi pour minimiser l'encombrement, réduire la flexion des arbres, et limiter l'usure des composants. La configuration retenue a été optimisée pour garantir une lubrification adéquate, bien que l'espacement spécifique des composants, comme les 15 mm mentionnés, doive être revalidé pour cohérence. Les choix des matériaux et des dimensions ont suivi une logique de coût maîtrisé et de performance. Le carter et le couvercle, fabriqués en fonte grise avec une épaisseur de 8 mm, ont été définis pour assurer la rigidité et la durabilité.

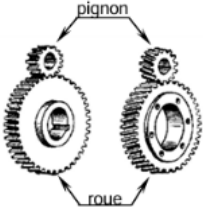
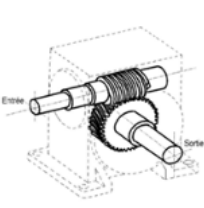
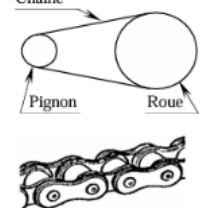
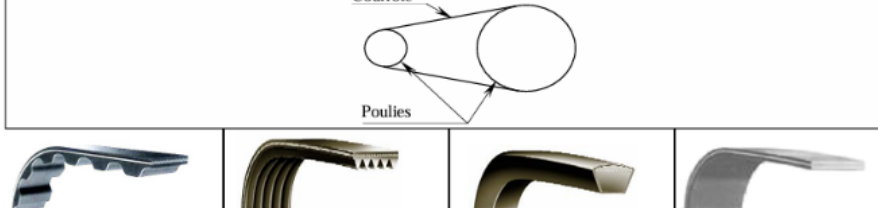
Le prédimensionnement des engrenages et des arbres a été effectué avec soin, en utilisant des hypothèses réalistes et des modèles adaptés. Une lubrification par bain d'huile a été retenue et la quantité nécessaire pour l'assurer est de 0,15 L avec une huile de viscosité 9,06 cSt. Les roulements à billes ont été choisis pour absorber efficacement les efforts radiaux, tout en répondant aux critères de durabilité et de coût.

L'ensemble des éléments définis dans cet avant-projet a été synthétisé à travers des croquis technologiques et des simulations assistées par ordinateur. Ces travaux confirment la faisabilité des choix techniques réalisés, en accord avec les exigences du cahier des charges fonctionnel.

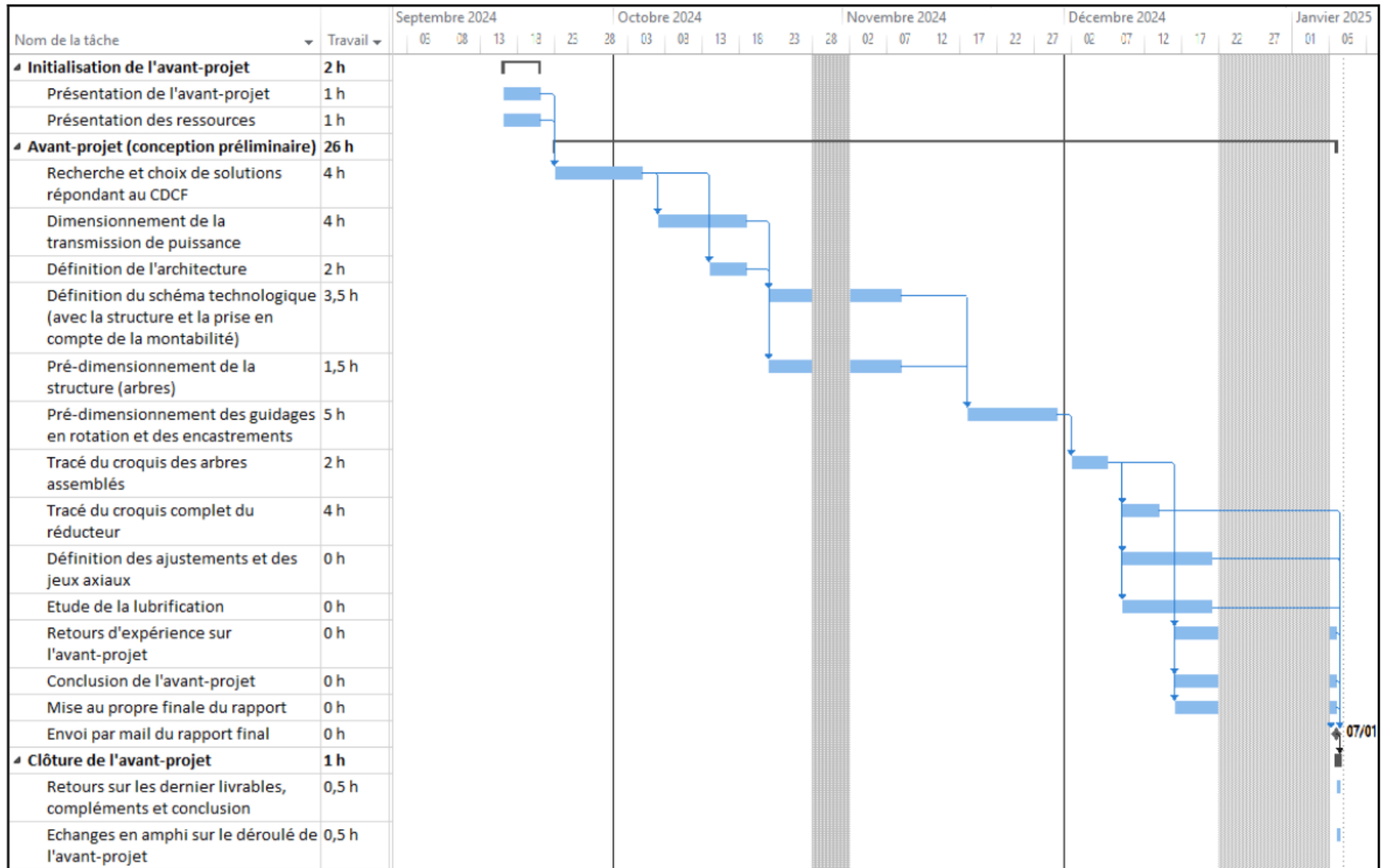
Pour poursuivre ce projet, il serait judicieux d'affiner les hypothèses utilisées, d'approfondir la validation des données techniques, et de préparer une transition fluide vers l'industrialisation. Les étapes suivantes incluront des simulations détaillées et des essais pratiques pour garantir une mise en œuvre optimale du réducteur.

Annexe 1 : Comparatif des différentes solutions de transmission de puissance

Comparaison des différentes solutions de transmission de puissance
(avec changements de vitesse de rotation et de couple)

	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)	milieu propre (pas de trace d'huile)	milieu propre (pas de trace d'huile)	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

Annexe 2 : Planning [1]



Annexe 3 : Feuille de calcul Excel

Equation pression superficielle					
Rapport de réduction :	5				
Puissance à transmettre(kW)	7,5	kW			
Vitesse rotation pignon (tours/min):	1500	tour/min			
Vitesse rotation pignon(rad/sec)	157,079633	rad/sec			
Couple pignon C1 (mm.N)	47746,4829	N.mm			
$(\sigma_{Hlim}/ZE)^2$	12,1	Mpa			
Estimation de Zv^2	1				
Zr^2	0,7225				
Estimation de Ze^2	0,8333				
Elancement $R=b/d1$	1				
$1/K\alpha\beta$	0,68				
Cr	0,13333333				
Estimation de Kv	1,2				
Facteur application de la charge K_A	1,4				
Facteur de durée Z_N^2	1				
Facteur de service : KB	1,4				
Diamètre et largeur mini					
d1mini=	55,25	mm			
b=	55,25	mm			
Vérifications					
V=(m/sec)	4,33937257	}			
V.Z1/100	1,30181177				
Equation RUPTURE					
Ft	1728,36047	N			
Estimation Yfa	2,5				
Estimation Ysa	1,74				
Estimation Ye	0,75				
$\sigma_{Flim,Yst}$	578	MPa			
Module mini					
m_{mini}	0,4362348	mm			
Solutions possibles					
m0	Z1	Z2	Z1+Z2	X1	X2
1	55	275	330	-0,75	0,75
1,5	37	185	222	-0,21	0,21
2	28	140	168	0,06	-0,06
2,5	22	110	132	0,24	-0,24
3	18	90	108	0,36	-0,36
3,5	16	80	96	0,42	-0,42
4	14	70	84	0,48	-0,48
4,5	12	60	72	0,54	-0,54
5	11	55	66	0,57	-0,57
5,5	10	50	60	0,6	-0,6

Annexe 4 : Logiciel Engrenage paramétrage

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 = 14 Dents Z2 Roue = 70 Dents

> Largeur Denture b = 55 mm

> Angle d'hélice $\beta = 0^\circ$

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

> Module d'Outil Mo = 4 [Modules Normalisés](#)

> Déports X1 Pignon = 0.48 X2 Roue = -0.48

> Module Apparent Mt = 4

> 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 = 56 mm D2 = 280 mm

> Diamètres de Base Dbase1 = 52.622 mm Dbase2 = 263.11 mm

> Rayons de Tête Rête1 = 33.92 mm Rête2 = 142.08 mm

> Rayons Primitifs de Fonctionnement R1 = 28.000 mm R2 = 140.00 mm

> Rapport de Conduite $\alpha_o = 1.4912$

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

> Rapport de Glissement Gs1/Gs2 = 0.9270

Copyright 36-69-104-110ch207

Engrenage

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

> Facteur d'application de la Charge Ka = 1.4 [Tableau Norme AGMA 215-01](#)

> Limite d'Endurance en Pression de Contact

[Tableau des Limites d'Endurance](#)

$\sigma_{Hlim1} = 67$ daN/mm²

$(\sigma_{Hlim}/Z_e)^{1/2} = 1.21$ daN/mm²

$\sigma_{Hlim2} = 67$ daN/mm²

$(\sigma_{Hlim}/Z_e)^{1/2} = 1.21$ daN/mm²

> Facteur de Rugosité Zr = 0.85

> Facteur de Durée Zn1 Zn2

> Facteur de Service Kb1 Kb2

> Facteur de Conduite Ze

> Facteur d'Inclinaison Z β

> Facteur de Réduction Cr

> Facteur Dynamique Kv

> Facteur de Répartition de la Charge b/K α_β

> Facteur de Vitesse Zv

FT.adm.Sup 1 Pignon C.adm.Sup.min

FT.adm.Sup 2 Roue P.adm.Sup.min

Calcul

Copyright 36-69-104-110ch207

Engrenage

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

Réalisation

> Qualité ISO 7 [Normes ISO](#)

> Obtention

☒ Acier à Trempe Totale, Durcis Superficiellement

☐ Acier de Cémentation

☐ Acier de Nitruration, Nitruration Gazeuse

☐ Acier de Nitruration au Bain

> Usinage

☐ Rectifié après Traitement Thermique

☒ Taillage Par Génération

☐ Rodage après Taillage

Utilisation

> Vitesse de Rotation (tr/min) N = 1500 tr/min

> Durée de Vie D = 22000 Heures

Copyright 36-69-104-110ch207

Engrenage

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

> Facteur d'application de la Charge Ka = 1.4

> Facteur Dynamique Kv

> Facteur de Répartition de la Charge b/K α_β

> Limite d'Endurance

$\sigma_{Hlim1} = 27.5$ daN/mm²

$(\sigma_{Hlim}/Z_e)^{1/2} = 57.8$ daN/mm²

$\sigma_{Hlim2} = 27.5$ daN/mm²

$(\sigma_{Hlim}/Z_e)^{1/2} = 57.8$ daN/mm²

[Tableau des Limites d'Endurance](#)

> Facteur de Durée Ynt1 Ynt2

> Facteur de Service Kb1 Kb2

> Facteur de Conduite Ye

> Facteur de Forme Yfa1 Yfa2

> Facteur de Correction de Contrainte Ysa1 Ysa2

Yfa.Ysa 1 Yfa.Ysa 2

> Facteur d'Inclinaison Y β

FT.adm.Rupt 1 Pignon C.adm.Rupt.min

FT.adm.Rupt 2 Roue P.adm.Rupt.min

Calcul

Copyright 36-69-104-110ch207

Annexe 5 : Résultat logiciel Engrenage

FT.adm.Sup 1 = 2033.0530 N

C.adm.Sup = 56.9254 N.m

FT.adm.Sup 2 = 2033.0530 N

P.adm.Sup = 8941.8347 W

Calcul

Copyright 36-69-104-110ch207

Résultat « Résistance à la Pression Superficielle »

FT.adm.Rupt 1 = 25645.170 N

C.adm.Sup = 56.9254 N.m

FT.adm.Rupt 2 = 25470.926 N

P.adm.Rupt = 8941.8347 W

Calcul

Copyright 36-69-104-110ch207

Résultat « Résistance à la Rupture »

FT.adm.Sup 1 = 1711.6618 N

C.adm.Sup = 47.9265 N.m

FT.adm.Sup 2 = 1711.6618 N

P.adm.Sup = 7528.2822 W

Calcul

Copyright 36-69-104-110ch207

Résultat pour b = 44 mm

FT.adm.Sup 1 = 1679.8298 N

C.adm.Sup = 47.0352 N.m

FT.adm.Sup 2 = 1679.8298 N

P.adm.Sup = 7388.2776 W

Calcul

Copyright 36-69-104-110ch207

Résultat pour b = 43 mm

Annexe 6 : Feuille de calcul pour le prédimensionnement de l'arbre et des roulements

Données:

puissance	7,5	kW
Vitesse pignon	1500	tr/mn
Engrenage:		
$m_0=$	4	mm
$Z_1=$	14	
$Z_2=$	70	
Durée de vie:	22000	heures
Résistance arbre:		
$R_e=$	650	Mpa
$s(\text{coef.sécurité})=$	10	

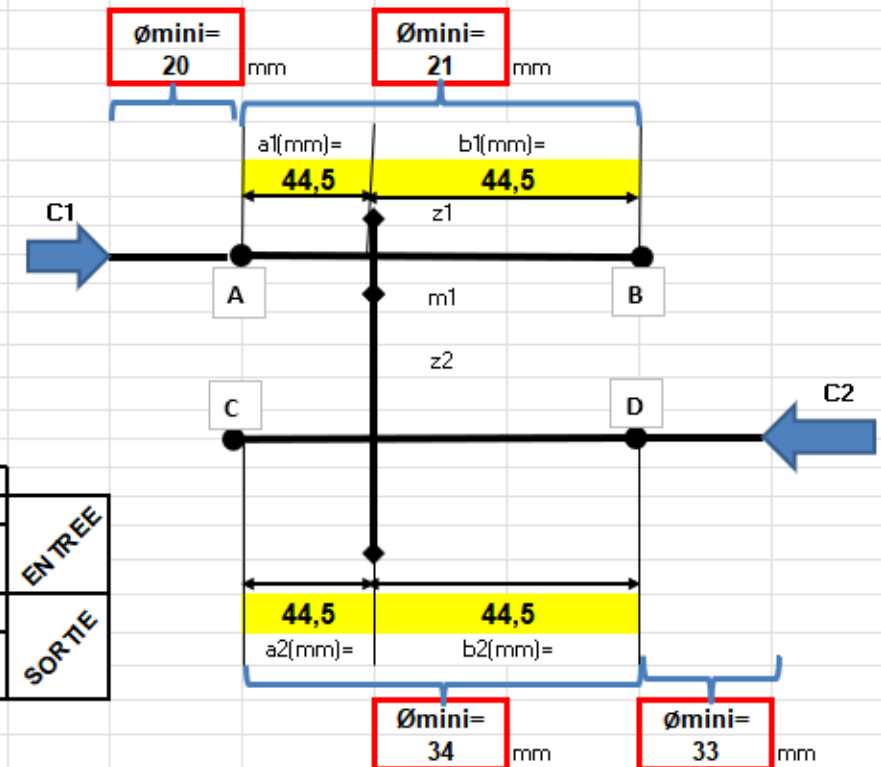
calculs:

$P_1=$	7500	W	$\omega_1=$	157,08	rd/s
couples:			efforts /dentures		
$C_1=$	48	N.m	$FN=$	1815	N
$C_2=$	239	N.m			

Equilibre arbres:		Roulements:		Moments		
actions (radiales) aux appuis arbre		Charges dynamiques de bas		flexion max	torsion max	
$R_{A1}=$	907 N	$C_{\text{mini}}(A)=$	11393 N	40376 N.mm	48 N.mm	ENTREE
$R_{B1}=$	907 N	$C_{\text{mini}}(B)=$	11393 N			
actions (radiales) aux appuis arbre		Charges dynamiques de bas		flexion max	torsion max	SORTIE
$R_{C2}=$	907 N	$C_{\text{mini}}(C)=$	6663 N	40376 N.mm	239 N.mm	
$R_{D2}=$	907 N	$C_{\text{mini}}(D)=$	6663 N			

Renseigner les cellules jaunes
Diamètres mini calculés avec
critère de TRESCA

	Moment idéal de torsion
Arbre 1	62530 N.mm
Arbre 2	242122 N.mm



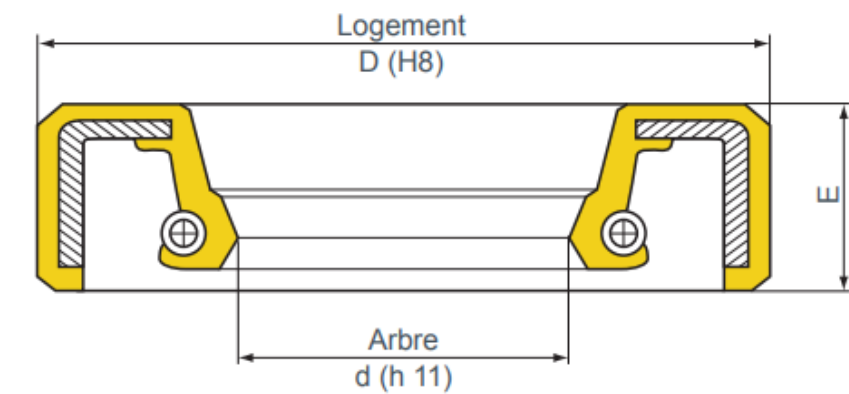
Annexe 7 : Choix des joints d'étanchéité dynamiques

d (mm)	D (mm)	E (mm)	Type	Elastomère	Référence
28	36	8	IE	NBR	722031
	36	8	IEL	NBR	792617
	37	7	IEWL	NBR	725685
	38	7	IE	NBR	772164
	38	7	IE	NBR	792723
	38	7	IEWG	FKM	702549
	40	7	IE	NBR	722212
	40	7	IE	NBR	772312

Tableau de choix pour le joint mis sur l'arbre d'entrée

d (mm)	D (mm)	E (mm)	Type	Elastomère	Référence
42	52	4	IOS	NBR	726151
	55	7	IED	FKM	702223
	55	7	IEWLD	FKM	702545
	55	8	IE	NBR	772045
	55	8	IE	FKM	772045/81
	55	8	IEL	NBR	792539
	56	7	IE	NBR	792753
	58	7	IEL	NBR	725387
	58	7	EEL	NBR	725543
	58	9	IE	FKM	772265

Tableau de choix pour le joint mis sur l'arbre de sortie



Vue en coupe d'un joint

Annexe 8 : Choix des roulements site SKF

Désignation	Dimensions principales			Charges de base		Vitesses de base	
				dynamique	statique	Vitesse de référence	Vitesse limite
	d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	$t_{\downarrow}$	C ₀ [kN]	[r/min]
61808	40	52	7	5.07		3.65	26 000
■ 16008	40	68	9	13.8		10.2	22 000
61908	40	62	12	13.8		9.3	24 000
W 6008	40	68	15	14.6		11.4	22 000
■ 6008	40	68	15	17.8		11	22 000
W 6208	40	80	18	25.1		17.6	20 000
■ 6208	40	80	18	32.5		19	18 000
208	40	80	18	33.6		27	15 000
4208 ATN9	40	80	23	37.1		32.5	13 000
■ 6308	40	90	23	42.3		24	17 000
308	40	90	23	45.7		36	14 000
4308 ATN9	40	90	33	55.9		45	12 000
6408	40	110	27	63.7		36.5	14 000

Tableau de choix pour le roulement de l'arbre d'entrée

Désignation	Dimensions principales			Charges de base		Vitesses de base	
				dynamique	statique	Vitesse de référence	Vitesse limite
	d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	$t_{\downarrow}$	C ₀ [kN]	[r/min]
61811	55	72	9	8.84		6.8	19 000
61911	55	80	13	16.5		12.2	17 000
■ 16011	55	90	11	20.3		14	16 000
■ 6011	55	90	18	29.6		21.2	16 000
4211 ATN9	55	100	25	44.9		44	10 000
■ 6211	55	100	21	46.2		29	14 000
■ 6211 M	55	100	21	46.2		29	14 000
211	55	100	21	48.4		44	12 000
■ 6311	55	120	29	74.1		45	12 000
311	55	120	29	79.2		67	10 000
4311 ATN9	55	120	43	97.5		83	9 000
6411	55	140	33	99.5		62	11 000

Tableau de choix pour le roulement de l'arbre de sortie

Annexe 9 : Caractéristiques techniques des roulements choisis

Affichage dans : ☒ Metric ☐ Imperial

Dimensions

Diamètre d'alésage	40 mm
Diamètre extérieur	68 mm
Largeur	9 mm

Propriétés

Encoches de remplissage	Sans
Nombre de lignes	1
Fixation, bague extérieure	Aucun
Type d'alésage	Cylindrique
Cage	Tôle métallique
Montage apparié	Non
Jeu radial interne	CN
Matériau, roulement	Acier pour roulement
Revêtement	Sans
Étanchéité	Sans
Lubrifiant	Aucun
Fonction de relubrification	Sans

Performance

Charge dynamique de base	13.8 kN
Charge statique de base	10.2 kN
Vitesse de référence	22 000 r/min
Vitesse limite	14 000 r/min
Classe de performance SKF	SKF Explorer

Logistique

Poids net du produit	0.125 kg
Code eClass	23-05-08-01
Code UNSPSC	31171504

Tableau des caractéristiques techniques pour le roulement de l'arbre d'entrée (16008)

Affichage dans : ☒ Metric ☐ Imperial

Dimensions

Diamètre d'alésage	55 mm
Diamètre extérieur	72 mm
Largeur	9 mm

Propriétés

Encoches de remplissage	Sans
Nombre de lignes	1
Fixation, bague extérieure	Aucun
Type d'alésage	Cylindrique
Cage	Tôle métallique
Montage apparié	Non
Jeu radial interne	CN
Matériau, roulement	Acier pour roulement
Revêtement	Sans
Étanchéité	Sans
Lubrifiant	Aucun
Fonction de relubrification	Sans

Performance

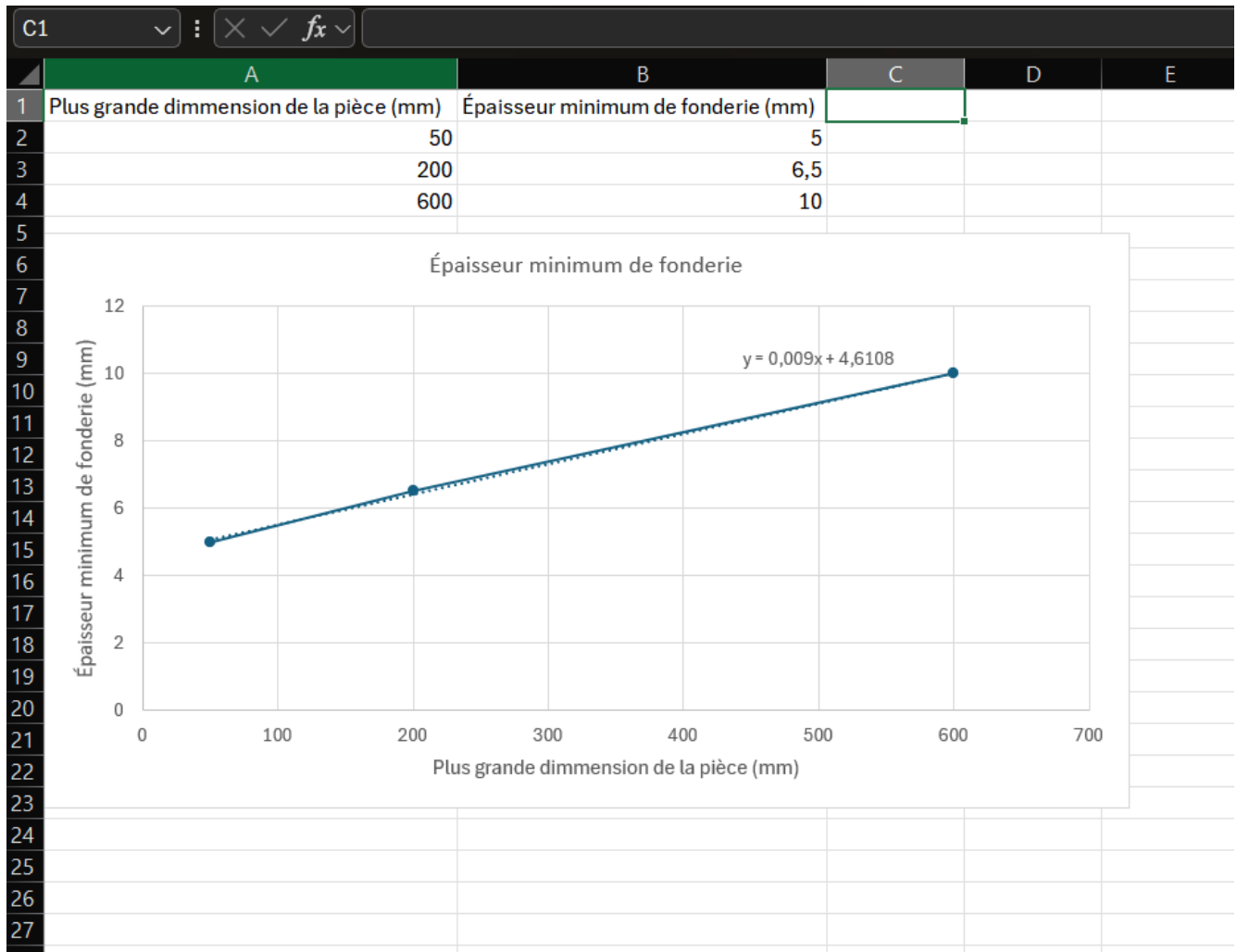
Charge dynamique de base	8.84 kN
Charge statique de base	6.8 kN
Vitesse de référence	19 000 r/min
Vitesse limite	12 000 r/min

Logistique

Poids net du produit	0.07 kg
Code eClass	23-05-08-01
Code UNSPSC	31171504

Tableau des caractéristiques techniques pour le roulement de l'arbre de sortie (61811)

Annexe 10 : Équation régression linéaire



Annexe 11 : Caractéristiques moyennes des SHELL MACOMA R

	R33	R37	R68	R69	R71	R75	R77	R81	R85	R96
Masse volumique à 15°C	0,927	0,924	0,928	0,928	0,923	0,923	0,918	0,944	0,950	1
Indice de viscosité	78	94	73	71	78	72	84	79	83	-
Viscosité cinématique à : 20°C cSt	195	235	480	650	825	1 350	-	-	-	-
40°C cSt	59,5	80,8	128	153	199	294	386	617	887	-
100°C cSt	7,3	9,5	12	13,4	15	19	25,2	32,7	42	131
Viscosité Engler à 50°C	5	6,4	9,7	11,8	14,4	20,8	27,7	42,3	60	175
Viscosité Saybolt SSU à 100°F	310	421	684	840	1 020	1 530	2 080	3 360	4 800	-
Grade ASTM D 24 22 (SSU)	315	465	700	-	1 000	1 500	2 150	3 150	4 650	>7 000
Point d'écoulement °C	-30	- 24	-22	-21	-20	-18	-12	-3	-3	-
Point d'éclair V0 °C	176	178	200	216	228	260	260	265	260	253
Indice d'acide total *	-----5 mg KOH/g-----									6
Teneur en plomb % Pb	-----1,2-----									-
Corrosion sur cuivre (3 h à 100°C)	-----1 b maximum-----									-
Stabilité thermique (2 semaines à 100°C)	-----Pas de dépôts-----									-
Charge de soudure Machine 4 billes kg	-----Supérieure à 600 kg-----									-
Timken OK value lb	50	50	50	55	60	60	60	60	60	-
Essai FZG A/8,3/90 Palier de grippage	8	8	10	10	11	11	11	12	12	-
Chaleur spécifique kcal/kg/°C à : 0°C	-----0,42-----									-
50°C	-----0,45-----									-
100°C	-----0,5-----									-
Conductibilité thermique à 50°C kcal/m/h/°C	0,105	0,105	0,105	0,104	0,104	0,104	0,101	0,097	0,096	-

* Nota : comme toute huile contenant des additifs, l'existence d'un indice d'acide ne signifie pas que l'on a affaire à une "acidité" corrosive, mais est le résultat de l'hydrolyse de certains additifs dans les conditions de cette mesure.

Bibliographie

- [1] PERINET, Jean-Marc. Extrait du Sujet de projet réducteur UEI GIE1 S5 et UEI GIM1 S5 - 2024-2025 V1.1
- [2] PERINET, Jean-Marc. Proposition de correction de l'ED en Conception sur le Cahier des Charges Fonctionnel
- [3] PERINET, Jean-Marc d'après F. MAQUIN. Présentation avant-projet réducteur - Architecture Structure
- [4] PERINET, Jean-Marc. Présentation avant-projet réducteur - Dimensionnement de lengrenage (2) - FM VJMP1.31
- [5] PERINET, Sujet de projet reducteur UEI GIE1 S5 et UEI GIM1 S5 - 2024-2025 V1.1
- [6] F. MAQUIN. ENGRENAGES AXES PARALLELES Dentures droites et hélicoïdales
- [7] PERINET, Jean-Marc d'après F. MAQUIN. Feuille de calcul pour prédimensionner un engrenage
- [8] F. MAQUIN. Logiciel de vérification et d'optimisation d'engrenage
- [9] PERINET, Jean-Marc d'après F. MAQUIN. Présentation avant-projet réducteur - Dimensionnement de lengrenage (1) - FM VJMP1.5 sans vidéo
- [10] PERINET, Jean-Marc d'après F. MAQUIN. GIM. Feuille de calcul pour prédimensionner un arbre, un frettage et des roulements
- [11] PERINET, Jean-Marc d'après F. MAQUIN. GIM. Présentation architecture et structure
- [12] PERINET, Jean-Marc d'après F. MAQUIN. Dimensionnement clavette parallèle
- [13] Hutchinson Paulstra. Joint spi - Joints d'arbres tournants. Lien : <https://www.paulstra-industry.com/fr/gammes/solution-d-etancheite-dynamique/joint-spi-joints-d-arbres-tournants>
- [14] SKF. Roulements rigides à billes. Lien : <https://www.skf.com/fr/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings>
- [15] F.MAQUIN. Conception des carters