

INSA DE STRASBOURG

CONSTRUCTION 3

Compte Rendu Projet Construction 3 : Notice Explicative

Auteurs : (MIQ4)
CARTIER MILLON Damien
DOPPLER Luc

Encadrants :
M. PELLETIER Herve
M. REMITA Hakim

January 11, 2021

Sommaire

1 Dimensionnement des Engrenages	1
2 Dimensionnement des Arbre 6 et 7	1
2.1 Données du problème	1
2.2 Calcul des efforts réactifs	1
2.3 Torseur de cohésion	1
2.4 Choix du matériau	1
2.5 Choix du diamètre de l'arbre	2
2.6 Conclusion	4
3 Calcul des Clavettes et Cannelures	4
3.1 Clavettes	4
3.2 Cannelures	5
3.3 Diamètre de l'arbre de sortie	5
4 Dimensionnement des roulements	5
4.1 Choix des roulements	5
4.2 Montage	6
4.3 Durée de vie	6
4.4 Utilisation de coussinets	7
5 Lubrification	7
5.1 Lubrification des roulements	7
5.2 Lubrification des engrenages	7
6 Étanchéité	8
6.1 Étanchéité recherchée	8
6.2 Chapeau de l'Arbre 7	8
6.3 Arbre d'Entrée 6	8
6.4 Étanchéité du Carter	10
6.5 Étanchéité de l'arbre de sortie	10
7 Montage du réducteur	10
8 Plan d'ensemble	10

1 Dimensionnement des Engrenages

D'après les données spécifiques à notre groupe (groupe 37), le rapport de réduction global du réducteur est de $\frac{1}{14}$ environ. Le train épicycloïdal est plus compact et a une masse plus faible à puissance égale. Ainsi, nous avons choisi d'utiliser le premier étage de réduction (engrenages hélicoïdaux) pour réduire la vitesse de moitié, puis le train épicycloïdal pour réduire la vitesse de $\frac{1}{7}$.

Les engrenages ont été dimensionnés à la tenue mécanique des dents (cf. Excel joint). Les principales caractéristiques des deux étages de réduction sont les suivantes:

	Étage 1	Étage 2
Module calculé	1	1.5
σ_{Pe}	150 MPa	150 MPa
Valeur du coefficient k	12	12
Type d'engrenage	Dentures hélicoïdales ($\beta = 30^\circ$, $\alpha = 20^\circ$)	Dentures droites ($\alpha = 20^\circ$)

Table 1: Récapitulatif des caractéristiques des engrenages

2 Dimensionnement des Arbre 6 et 7

2.1 Données du problème

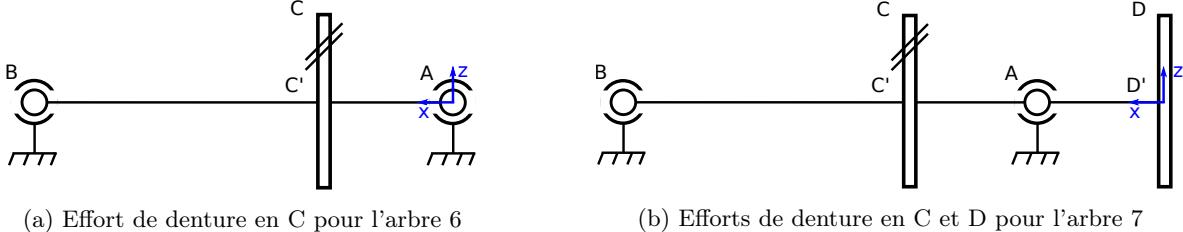


Figure 1: Schéma des configurations retenues pour les arbres 6 et 7

2.2 Calcul des efforts réactifs

On applique le principe fondamental de la dynamique (PFD) pour déterminer les efforts de réaction des roulements en A et B. Pour cela on commence par définir le palier libre sur l'un des deux roulements. Puis on calcule les différentes composantes de l'action exercée par la roue (F_t , F_r , F_a). Et finalement on applique le PFD sur la liaison rotule pour en déduire les différentes réactions aux appuis. On fait attention à bien fixer $F_r = 0$ N pour l'effort en D car en pratique il y a 3 satellites qui permettent d'annuler l'effort Radial.

2.3 Torseur de cohésion

On calcule le torseur de cohésion dans l'arbre en venant de la droite. On obtient alors les graphiques des efforts Normaux, Tranchants, Moment de torsion, et moment fléchissant.

2.4 Choix du matériau

On choisira un *acier carbone E295* pour l'arbre 6. Ses caractéristiques sont suffisantes pour l'arbre d'entrée, les sollicitations sur ce dernier n'étant pas très importantes ($R_p \simeq 225$ MPa).

En revanche l'arbre 7 quant à lui est bien plus sollicité, on utilisera un alliage d'acier trempé bien plus résistant : $36NiCrMo16$ ($R_p \simeq 800$ MPa). D'après les tables du [Fan17, p.188].

Principaux aciers faiblement alliés – NF EN 10083-2...									
nuances			caractéristiques mécaniques (1 daN/mm ² = 10 MPa)				température pour cémentation	taille des pièces	exemple d'utilisation
family	désignation	ancienne désignation	R _t ou R _m (daN/mm ²)	R _e (daN/mm ²)	A% (en rouge)	KV (daJ/cm ²)			
Ni + Cr + Mo	36NiCrMo16	35NCD16	100 - 145	80 - 105	9 - 11	3 - 4,5	++++	G	trempeable à l'air ① ② ③
			① engrenage	② arbres, axes, tiges, leviers, fusées	③ pièces de sécurité, résistance aux chocs				

Figure 2: Caractéristiques du matériau choisi [Fan17, p.188]

2.5 Choix du diamètre de l'arbre

2.5.1 Diamètre par résistance mécanique

On fait les hypothèses classiques suivantes :

1. On considère $\sigma_{Nx} \ll \sigma_{Mf}$
2. On considère $\tau_{cisaillement} \ll \tau_{torsion}$
3. On choisira un coefficient de sécurité vis à vis de la rupture statique compris entre 2 et 4
4. On veillera à prendre un compte un coefficient de concentration de contraintes en fonction de la géométrie de l'arbre. (partie 2.5.2)

Ainsi on se retrouve avec un calcul de contrainte équivalente au sein de l'arbre bien simplifié. On a alors par critère de *Von Mises* la contrainte équivalente suivante:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

Avec : $\sigma = \frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot D^3}$ et $\tau = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot D^3}$. En pratique on prendra la valeur maximale de σ_{eq} pour dimensionner le diamètre des arbres.

2.5.2 Concentration de contraintes

À la vue des contraintes de τ_{max} et σ_{max} on peut négliger les concentrations de contraintes sauf celles de la *rainure de clavette* du pignon 1 (Figure 4a) et de la roue 21 (Figure 4b). On fait cette hypothèse car la section comportant la rainure de clavette est bien plus sollicitée que n'importe quelle autre dans tout l'arbre. Cela nous permet d'appliquer ce facteur K_{to} dans tout l'arbre. Bien que c'est une hypothèse assez grossière elle nous paraît adéquate à la situation.

Pour cela on utilisera les abaques fournies dans le [Aub92, p.610]. En particulier celle de la Figure 3.

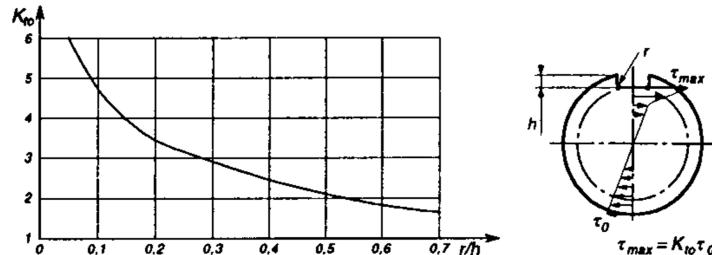


Figure 3: Abaque de concentration de contrainte en torsion extraite du [Aub92, p.610]

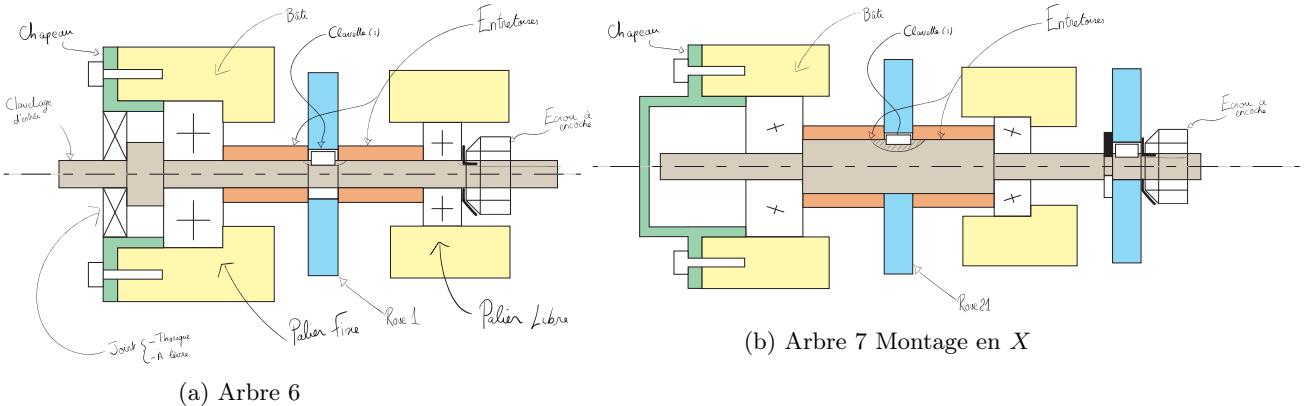


Figure 4: Schémas de montage des arbres (les formes sont aptes à évoluer légèrement)

2.5.3 Diamètre par déformation angulaire

On utilise les formules classiques suivantes pour trouver la déformation angulaire :

$$M_t = G \cdot \theta \cdot I_o$$

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)}$$

$$I_o = \frac{\pi \cdot D^4}{32}$$

On pourra admettre une déformation angulaire de :

- $2/3^\circ \text{ m}^{-1}$ pour un arbre court : $L/D < 5$
- $1/4^\circ \text{ m}^{-1}$ pour un arbre long : $L/D > 7$

Il faudra bien évidemment faire la conversion de degrés à radians pour utiliser ces valeurs dans les calculs.

2.5.4 Calcul de flèche

Il faut dans cette partie commencer par intégrer la formule donnant Mfy et Mfz .

Pour cela on réalise une intégration numérique sur *Excel* par la méthode des rectangles. Bien que cette méthode soit relativement peu précise c'est le seul moyen que nous avons trouvé pour faire cela sur *Excel*. Il aurait cependant été possible de faire cela de manière plus exacte sur un logiciel de calcul formel tel que *Maple* ou de prendre des échantillons bien plus grands sur *MATLAB* ou *Python* par exemple.

Concernant les constantes d'intégration il faut sur le document *Excel*, les régler à la main :

1. On réalise à chaque fois la seconde intégration depuis l'un des roulements afin de ne pas avoir à régler le coefficient d'intégration qui apparaît de y' à y (respectivement avec z' et z)
2. On règle ensuite la main les coefficient d'intégration qui apparaît de y'' à y' (respectivement avec z'' et z')
3. On en déduit ensuite $|f'(x)| = \sqrt{y'^2 + z'^2}$ et, $|f(x)| = \sqrt{y^2 + z^2}$

N.B. : Les coefficients d'intégration doivent être réglés à la main chaque fois que l'utilisateur change le diamètre de l'arbre. Nous avons également rajoutés des cases permettant de vérifier que les constantes d'intégrations sont (ou non) correctes.

2.5.5 Déformations en flexion admissibles

Pour les déformations en flexion admissible on se base sur les valeurs communes données dans le cours de construction 2, on prendra :

- 3° pour l'angle des roulements à bille.
- $L/2000$ ou $L/3000$ (selon la vitesse de rotation de l'arbre) pour la flèche max.
- 1/500 ou 1/1500 pour la pente max de la flèche pour garantir un engrènement des roues.

2.6 Conclusion

De toutes les contraintes précédentes sur le diamètre de l'arbre, la plus contraignante est la résistance mécanique lorsqu'on y ajoute notre facteur de concentration de contrainte K_{to} . Elle nous impose finalement :

$$D_6 \geq \varnothing 34 \text{ mm} \quad D_7 \geq \varnothing 30 \text{ mm}$$

3 Calcul des Clavettes et Cannelures

3.1 Clavettes

Pour lier les roues et pignons aux arbres on utilisera des clavettes en suivant les recommandations indiquées par le [Aub92, Chap. 5]. On base notre dimensionnement sur une pression admissible maximale afin de ne pas mater les pièces lors du fonctionnement. On utilise les pressions indiquées dans le [Aub92, p.260]. On trouve alors en utilisant la formule suivante des longueurs globales de clavettes comprises entre 27 mm et 37 mm pour les clavettes du pignon 1, de la roue 21 et du planétaire.

$$l_c = \frac{2Ct}{P_{\text{adm}} \cdot d \cdot (b_{\text{nom}} - j'_{\text{nom}} - ITb - ITj - s_{\max})}$$

Par soucis d'encombrement et de simplicité d'usinage on utilisera des clavettes de type A en milieu d'arbre et de type C en bout d'arbre. On obtient alors les références MISUMI suivantes :

- Clavette Pignon 1 (type A) : -KESF10-28, disponible [ici](#).
- Clavette Roue 21 et planétaire (type A) : -KESF14-39, disponible [ici](#).

On vérifiera aussi que le cisaillement est acceptable pour que la clavette ne s'abîme pas. On utilisera alors un coefficient de sécurité $S = 3$.

3.2 Cannelures

Bien qu'il ne soit pas explicitement demandé de dimensionner l'arbre de sortie et le porte satellite, nous avons besoin des dimensions de ces éléments pour pouvoir calculer, dessiner et choisir des pièces de notre mécanisme. Nous nous rendons compte que les clavettes (au travers de leur facteur de concentration de contrainte K_{to}) engendrent sur l'arbre 7 une contrainte de cisaillement τ_{max} importante.

Notre arbre de sortie transmet un couple encore plus grand, c'est pour cela qu'il nous paraît plus adapté d'utiliser un porte satellite en "cage" qui sera relié à l'arbre de sortie par des cannelures. De plus c'est une solution que nous avons vu représentée en pratique sur des images pour ce type de réducteur (Figure 5).

Ces cannelures seront arbitrairement choisies en cannelures droites car on suppose la série petite, et nous ne les représenterons pas sur le plan d'ensemble.

3.3 Diamètre de l'arbre de sortie

Comme évoqué précédemment, dimensionner le diamètre de l'arbre de sortie ne nous est pas demandé. Cependant nous devons quand même réaliser l'étanchéité et dimensionner les roulements de cet arbre.

Dans la mesure où nous n'avons aucune information sur l'utilisation du réducteur nous allons faire certaines hypothèses complètement arbitraires :

- Il n'y a aucun effort Axial sur l'arbre de sortie.
- Il n'y a aucun effort Radial sur l'arbre de sortie.
- Les liaisons complètes se feront au travers de cannelures de diamètre mineur d . Nous dimensionnons d avec un coefficient de sécurité statique fort ($s = 5$) et nous considérons aucun facteur de concentration de contrainte.

Ces hypothèses nous amèneront finalement à choisir :

$$d = \varnothing 25 \text{ mm}$$

Lors du choix du palier de sortie, un effort radial maximal admissible est calculé dans le document Excel joint.

4 Dimensionnement des roulements

Dans la suite, les roulements seront identifiés par un chiffre correspondant à l'arbre sur lequel il est monté, suivi d'une lettre correspondant au point de montage (*i.e.* le roulement 6A est monté sur l'arbre 6 au niveau du point A).

4.1 Choix des roulements

Malgré les dentures hélicoïdales, les efforts axiaux sont faibles au niveau de l'arbre 6. Les roulements choisis sont des roulements à billes rigides. Le roulement en A est monté fixe (il supportera toutes les charges axiales) et le roulement en B est monté glissant.



Figure 5: Porte Satellite

Les roulements du second arbres sont des roulements à billes à contact oblique, montés en X (arbre tournant). Ils encaissent des efforts radiaux bien plus importants, mais à une vitesse plus faible.

Les références de roulement choisies sont issues du catalogue SKF. Pour l'ensemble des roulements le rapport $\frac{C}{P}$ a été vérifié (cf document Excel).

4.2 Montage

Pour l'arbre 6 l'effort axial est relativement faible, cela nous permet de choisir des roulements à bille à contact radial. Nous monterons alors ces roulements en montage dit *palier fixe / palier libre*, de plus viendrons serrer la bague intérieure en suivant les recommandations indiquées par le constructeur SKF[SKF20] quant aux ajustements.

Pour l'abre 7 les efforts axiaux sont plus importants, on décide alors de partir sur des roulements à bille à contact oblique. Nous les montrons alors en montage dit en X (arbre tournant), nous veillerons alors aussi à serrer la bague intérieure, et respecter les recommandations indiquées par le constructeur SKF[SKF20] quant aux ajustements.

Pour les arrêts axiaux on utilisera des écrous de serrage avec blocage par rondelle frein lorsqu'il y a une rainure de clavette déjà présente sur la section, et des écrous avec blocage intégré lorsqu'il n'y en a pas. De plus nous utiliserons aussi des arrêts axiaux par chapeau, ce qui nous permettra sur nos deux arbres d'avoir un jeu de fonctionnement réglable.



Figure 6: Écrous de serrage SKF

4.3 Durée de vie

Pour le calcul des durées de vie des roulements, nous supposons que le réducteur est utilisé 5 jours par semaines, 14 heures par jour (travail posté, 2x7), 45 semaines par ans (en raison des congés annuels, maintenances,...). Nous supposons également que la machine (donc le réducteur) est garanti 10 ans. Ainsi l'ensemble des roulements devront avoir une durée de vie supérieure à 10 ans, soit:

$$10 \text{ ans} \cdot 45 \text{ semaines} \cdot 5 \text{ jours} \cdot 14 \text{ heures} = 31500 \text{ heures}$$

Afin d'éviter une défaillance des roulements, on fixera le facteur de fiabilité a_1 à 90%. Les durées de vie des roulements sont déterminées grâce à la relation:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot N} \cdot \frac{C^3}{P}$$

Roulement	Durée de vie (heures)	Lien SKF
6A	97464	Lien Catalogue SKF
6B	123320	Lien Catalogue SKF
7A - 7B	119458	Lien Catalogue SKF

Table 2: Durée de vie des roulements du système

avec $e = \frac{10}{9}$ comme nous utilisons des billes

La durée de vie globale de l'ensemble des roulements du système s'obtient grâce à la relation:

$$L_{E10} = \left(\frac{1}{L6A.10}^e + \frac{1}{L6B.10}^e + \frac{1}{L7A.10}^e + \frac{1}{L7B.10}^e \right)^{-\frac{1}{e}} = 32\,700 \text{ heures}$$

4.4 Utilisation de coussinets

Pour les arbres tournants à faible vitesse (arbre de sortie, axe de rotation des satellites) nous avons choisi d'utiliser des coussinets auto-lubrifiés (PTFE-Bronze-Graphite). Nous avons tenu compte de la présence d'éléments en bronze lors du choix de l'huile.

5 Lubrification

5.1 Lubrification des roulements

Pour la lubrification des roulements, on utilisera la méthode proposée par SKF. A l'aide des abaques "Viscosité-Température pour classe de viscosité ISO" puis du diagramme d'"estimation de la viscosité nominale".

Afin d'avoir une lubrification par palier hydrodynamique, on choisit le grade ISO VG de l'huile afin d'avoir:

$$K = \frac{\nu}{\nu_1} > 4$$

5.2 Lubrification des engrenages

Pour la lubrification des engrenages, il est nécessaire de calculer la pression de Stribeck grâce à la relation:

$$P_s = \frac{F_t}{b \cdot d} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot z_H^2 \cdot z_\epsilon^2$$

On approchera $z_H^2 \cdot z_\epsilon^2$ par 3. D'après l'abaque du polycopié de cours, comme le système fonctionne sous chocs modérés, il faut multiplier cette pression par un facteur 1,5. La présence de chocs implique l'ajout d'additifs extrêmes pression (EP) à l'huile utilisée, d'après la page 28 du polycopié[Moo, p.28].

Ainsi, l'huile adaptée pour les engrenages à une huile ISO VG 320 avec additifs EP. Elle convient également pour les roulements. La référence commerciale que nous avons choisie est la Reduct 320 de chez Lub Direct, fabricant et vendeur français de lubrifiants. C'est une huile pour réducteur additivée extrêmes pressions, anti-rouille, anti-mousse, résistante à l'oxydation, à pouvoir anti-usure élevé et neutre vis à vis du bronze et des alliages cuivrés.

6 Étanchéité

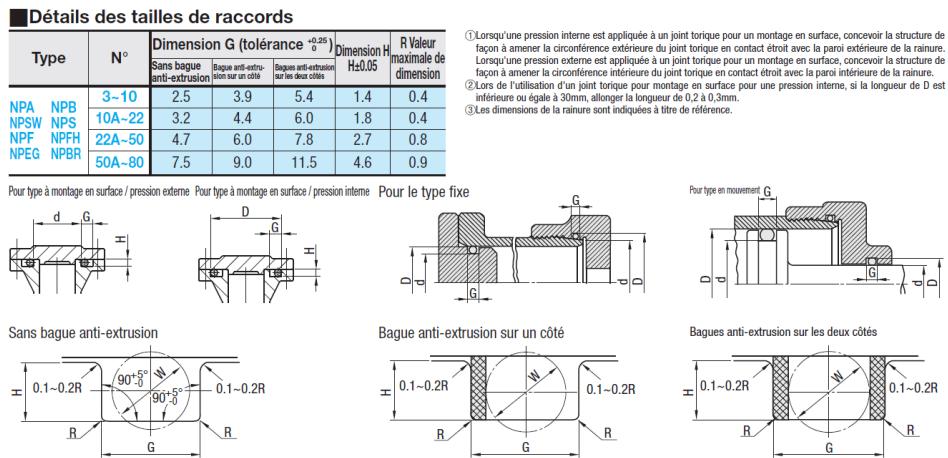
6.1 Étanchéité recherchée

Le sujet nous indique juste de proposer des solutions d'étanchéité pour notre réducteur. Cependant nous n'avons aucune information sur l'utilisation du mécanisme : pression extérieure, pression intérieure, gaz en contact, liquide en contact etc.

C'est pour cela que nous allons faire des hypothèses. Nous supposerons que le système travaille à pression ambiante dans un atelier et uniquement en contact avec de l'air (c'est une situation cohérente avec les températures indiquées). On cherchera alors uniquement protéger notre réducteur de la saleté et des poussières, c'est à dire une étanchéité dite relative.

6.2 Chapeau de l'Arbre 7

L'étanchéité statique de ce chapeau est assez simple à effectuer, il nous paraît adéquat d'utiliser un joint torique en surface du chapeau. Celui-ci doit avoir un diamètre supérieur au diamètre du moyeu. On prendra un joint en *nitrile* de dimensions $d = 75 \text{ mm}$ $D = 85 \text{ mm}$ $W = 5.7 \text{ mm}$ disponible avec la référence *P75* dans le catalogue de MISUMI[Mis20]. On veillera à respecter les recommandations indiquées par le catalogue comme indiqué sur la Figure 7 quant aux états de surface et dimensions du chapeau et de la rainure.



6.3 Arbre d'Entrée 6

Pour l'arbre d'entrée il faut effectuer l'étanchéité de l'arbre en lui même ainsi que celle du chapeau. Pour ça nous optons pour le montage classique de la Figure 8a.

Pour l'étanchéité de l'arbre on a une vitesse circonferentielle de $V = 5.3 \text{ m s}^{-1}$, il est alors envisageable d'utiliser un joint à lèvre, car nous sommes au delà de la vitesse maximale admissible par un joint torique en dynamique. Nous optons alors pour un joint à lèvre : $d = 35 \text{ mm}$ $D = 42 \text{ mm}$ $B = 7 \text{ mm}$ de chez SKF disponible ici : [35X45X7 HMSA10 V](#). De plus nous tiendrons compte de recommandations également indiquées dans le catalogue SKF[SKF18] pour : les ajustements, les états de surface de

l'arbre et du logement.

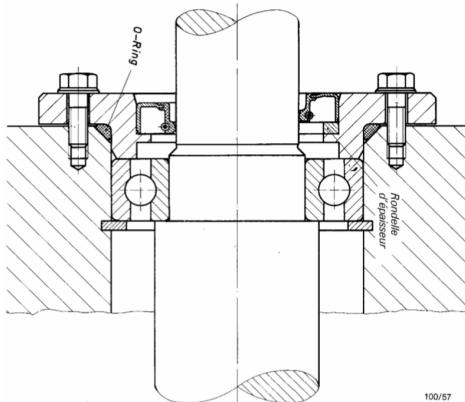
On obtient alors un arbre avec les spécifications suivantes :

- IT : +0; -160 μm .
- $R_a = 0.3 \mu\text{m}$.
- $R_z = 2 \mu\text{m}$.
- Un chanfrein d'entrée de $45^\circ \times 3 \text{ mm}$.
- Épaulement $r = 1 \text{ mm}$.

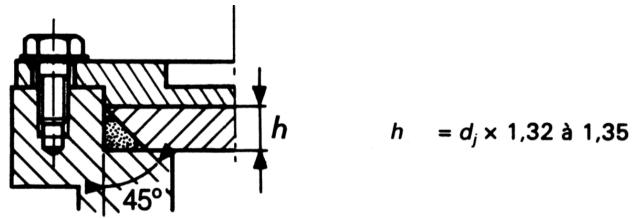
Et un logement avec les spécifications suivantes :

- IT : +39; -0 μm .
- $R_a = 0.2 \mu\text{m}$.
- $R_z = 9 \mu\text{m}$.
- Épaulement : $r = 0.2 \text{ mm}$.

Pour l'étanchéité statique du chapeau on utilisera un joint torique de dimensions : $D = 65 \text{ mm}$ $d = 55 \text{ mm}$ $W = 5.7 \text{ mm}$ en *Nitrile* : ref P55 MISUMI[Mis20]. On suivra les recommandations de [Mar04] pour la hauteur du chanfrein, et celles de [Mis20] pour les états de surface.



(a) Montage Chapeau



(b) Joint torique en angle d'après [Mar04]

Figure 8: Utilisation des joints pour le chapeau de l'arbre d'entrée

6.4 Étanchéité du Carter

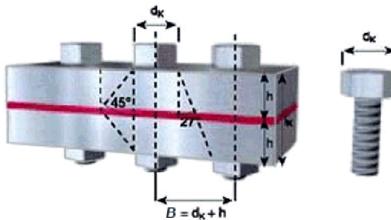


Figure 9: Écartement des vis,
Source [Bar00, p.6]

Pour l'étanchéité du Carter nous utiliserons un joint papier pour carter d'après les recommandations de l'extrait de livre [Inc]. Plus précisément un joint en *Papier Kraft Armé* d'épaisseur 0.27 mm (on ne cherche pas une excellente étanchéité). La surface du carter ne sera pas brute de fonderie, elle sera usinée pour avoir $R_a = 3 \mu\text{m}$.

Pour le serrage de ce joint il n'est pas nécessaire d'utiliser une clé dynamométrique ni même une serrage très important car nous travaillons à pression ambiante. Nous utiliserons de multiples vis et trous taraudés dans le carter écartées de façon à considérer le modèle de RÖTSCHER et ainsi fournir une pression relativement uniforme sur le joint. Les vis seront alors espacées de $d_k + 2h$ (source [Bar00, p.6]) pour obtenir cette pression relativement uniforme (Figure 9).

6.5 Étanchéité de l'arbre de sortie

Pour l'arbre de sortie, la vitesse circonferentielle est bien plus faible, on a $V = 0.13 \text{ m s}^{-1} \leq 0.5 \text{ m s}^{-1}$. Il est alors possible d'utiliser un joint torique pour effectuer l'étanchéité (Figure 10). On montera ce joint dans une gorge inclinée de 3° à 5° , afin de maximiser sa durée de vie. En pratique on choisit un joint torique en *NBR* de dimensions : $d = 25 \text{ mm}$ $D = 31 \text{ mm}$ $W = 3.0 \text{ mm}$, ref *P25* dans le catalogue de MISUMI [Mis20].

Type	Schéma	Matériaux	Vitesse maximale $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	Pression maximale MPa	Facteur PV maximal (1) MPa \cdot m \cdot s $^{-1}$	Température maximale $^\circ\text{C}$	Observations	Applications
Torique (§ 7.3.2.2.1)		Élastomère	0,5	10	1	200	Bonne lubrification nécessaire. Montage incliné intéressant	Dispositif nécessitant un faible encombrement. Indifférent au sens de pression

Figure 10: Extrait de table de [Mar04]

7 Montage du réducteur

La majorité des pièces de l'assemblage sont des pièces standard. Les roulements et les éléments d'étanchéités sont issus des catalogues SKF. Les clavettes sont des clavette issues de la gamme normalisée étendue de Misumi. En fonction des pignons, ils sont soit issus du commerce ([Michaud-Chailly, Tri-distribution](#)) soit réalisés spécifiquement pour ce projet.

1. Le carter est réalisé en fonderie au sable, puis les surfaces fonctionnelles sont usinées.
2. La couronne est assemblée à l'aide d'un fretteage.
3. Les arbres sont usinés spécifiquement pour le projet.

8 Plan d'ensemble

Le plan d'ensemble du réducteur est disponible ici. Pour des raisons de lisibilité du plan d'ensemble nous n'y avons pas fait figurer : les tolérances géométriques, les états de surfaces de portées de roulements, les ajustements des paliers usinés, les ajustements des logements de clavette car ils sont de dimensions normalisées.

Le document est disponible dans le *.zip* ou en double cliquant ici :  (fonctionne sur Firefox et Acrobat)

Bibliographie

- [Aub92] M. Aublin. *Systèmes Mécaniques Théorie Et Dimensionnement*. Dunod, 1992. ISBN: 2 10 001051 4.
- [Bar00] M. Barreau. *Technologie de l'étanchéité*. 2000. URL: <https://drive.google.com/file/d/1kz80W7uFcMoHjGNWmYA66kq7uLH1bmK1/view?usp=sharing>.
- [Mar04] J. Martin. *Étanchéité en mécanique*. Techniques de l'ingénieur, 2004. DOI: B5420V2.
- [Fan17] J-L. Fanchon. *Guide des Sciences Technologiques et Industrielles*. Nathan, 2017.
- [SKF18] SKF. *Catalogue SKF : Joints d'Arbre Renforcés*. 2018. URL: https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d196807a7588-17938_EN_Reinforced-rubber-shaft-seals_tcm_12-321275.pdf#cid=321275.
- [Mis20] Misumi. *Extrait de Catalogue Misumi concernant les joint torique*. https://fr.c.misumi-ec.com/book/fr_eur_2014_msm_fa_02/pdf/1238.pdf et https://fr.c.misumi-ec.com/book/fr_eur_2014_msm_fa_02/pdf/1239.pdf. 2020.
- [SKF20] SKF. *Page Web SKF : Tolérance sur les roulements et portées*. <https://www.skf.com/fr/products/rolling-bearings/principles-of-rolling-bearing-selection/general-bearing-knowledge/tolerances> et <https://www.skf.com/fr/products/rolling-bearings/principles-of-rolling-bearing-selection/bearing-selection-process/bearing-interfaces/seat-tolerances-for-standard-conditions>. 2020.
- [Inc] Auteur Inconnu. *Extrait d'un livre, chapitre intitulé : Joints d'étanchéité*. URL: <https://drive.google.com/file/d/1cw9TDR4sgoMAOUAXiQ224XjfqHIg7di9/view?usp=sharing>.
- [Moo] Moodle. *Polycopié de lubrification*.