

République Algérienne Démocratique et Populaire
الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
وزارة التعليم العالي و البحث العلمي



UNIVERSITE MOHAMED SEDDIK BEN YAHIA -JIJEL
Faculté des Sciences et de Technologie
Département de Génie Mécanique

جامعة جيجل
مكتبة كلية العلوم والتكنولوجيا
M.2502

Projet de Fin d'Études

*Pour l'Obtention du Diplôme
De Master 2 en Génie Mécanique
Option Mécanique des structures et des matériaux*

Thème

Calcul et simulation du train épicycloïdal d'un
multiplicateur de vitesse d'une éolienne

Les membres du jury :

Dr.W.BOUKHAROUBA
MR.S.Bounneche
Dr.H.Bounib

Président
Examineur
Encadreur

Présenté par :

KEBIECHE Islam
LALLOUCHE Karim

Promotion 2016

Université de Jijel

Remerciement

Tout d'abord, nous remercions DIEU tout-puissant de nous avoir donnés la force, le courage et la volonté pour achever ce travail.

*Un grand merci à Monsieur **H.BOUNIB** de nous avoir honorés par son encadrement, pour sa sympathie, son soutien moral et les connaissances fructueuses qu'il nous a apportées tout au long de ce modeste travail.*

Nos sincères gratitudes à tous nos professeurs pour nous avoir accompagnés tout le long de notre cursus universitaire avec tant de patience et de compréhension.

Nous exprimons également nos remerciements les plus sincères à toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin à l'élaboration de ce mémoire.

DEDICACES

Avec tout respect et amour je dédie ce modeste travail,

*A mes très chers **PARENTS** en signe de ma profonde et affectueuse reconnaissance pour leur amour sans mesure, tous les sacrifices, les soutiens, les tolérances et les encouragements qu'ils ont bien voulu consentir pour moi.*

Tous les mots restent faibles pour leur exprimer mes sentiments et qu'ils acceptent seulement ces lignes en guise de témoignage,

A ma petite sœur et toute ma famille,

*A mon binôme **KARIM** et toute la famille **LALLOUCHE**,*

A tous mes amis et mes collègues, et tous ceux qui m'ont aidé à réaliser ce travail.

Kebieche Islem

DEDICACES

*Je dédie ce mémoire aussi modeste soit-il à **mes parents**, qu'ils puissent trouver
l'expression de tout mon respect et toute ma gratitude pour leur amour
inconditionnel, leur soutien infailible et leur présence dans ma vie.*

Qu'ils continuent à être fiers de moi

Je le dédie aussi à :

- + Mon cher petit frère, **RIAD***
- + Ma famille, mes amis et mes proches qui m'ont soutenu tout au long de ce
projet*
- + Toute la promotion 2015/2016*
- + A mon binôme **ISLEM** et toute la famille **Kebieche***

LALLOUACHE KARIM



Sommaire

Introduction générale	1
-----------------------------	---

Chapitre I : Généralités sur les éoliennes

1. Historique	3
2. Eolienne	4
3. Types d'éoliennes	4
3.1 Eolienne à axe horizontal	5
3.2 Eolienne à axe vertical	5
4. Tailles des éoliennes	5
5. Chaîne cinématique (composantes de l'éolienne)	7
6. Principe de fonctionnement d'une éolienne	9
6.1 Transformation de l'énergie cinétique du vent par les pales	9
6.2 Multiplication du mouvement de rotation par le multiplicateur	9
6.3 Production d'électricité par le générateur	9
6.4 Traitement de l'électricité par le convertisseur et le transformateur	9
7. Avantages et inconvénients de l'énergie éolienne.....	11
7.1 Les avantages.....	11
7.2 Les inconvénients.....	11

Chapitre II : Multiplicateur de vitesse à train épicycloïdal

1. Généralité	12
2. Multiplicateurs à trains d'engrenages	12
3. Types de multiplicateurs à trains d'engrenages.....	13
3.1 Multiplicateurs à trains simples	13
3.2 Multiplicateurs à trains épicycloïdaux	14
3.3 Multiplicateurs à trains mixtes.....	15
4. Critères de choix du multiplicateur.....	16
5. Multiplicateur de vitesse à train épicycloïdal.....	17
5.1 Types de trains épicycloïdaux simples.....	18

Chapitre III : Calcul cinématique et statique du train épicycloïdal

1. Préambule.....	21
2. Calcul du rapport de transmission et de la vitesse relative du satellite / au porte	

satellite	21
2.1 Par la formule de Willis	21
2.1.1 Rapport de transmission	22
2.1.2 Vitesse relative du satellite / au porte satellite.....	23
2.2 Par calcul cinématique	23
2.2.1 Rapport de multiplication	24
2.2.2 Calcul de la vitesse relative du satellite/ au porte satellite	24
3. Calcul statique	25
3.1 Détermination des couples	25
4. Conception du multiplicateur	27
4.1 Conditions de la conception	27
4.2 Détermination du diamètre du rotor.....	28
4.3 Détermination de la vitesse de rotation	29
4.4 Calcul du nombre de dents	30
4.5 Calcul des couples.....	30
4.6 Calcul de la force tangentielle et de la force radiale	31
4.7 Choix du matériau	33
4.8 Calcul des contraintes sur la denture.....	33
4.8.1 Calcul de la pression superficielle (contrainte de Hertz)	33
4.8.2 La résistance à la pression superficielle	35
4.8.3 Calcul de la contrainte à la rupture	36
4.8.4 La résistance à la rupture	38
4.9 Vérification du module.....	38
4.10 Calcul des diamètres des arbres	39
4.10.1 Calcul du diamètre d_4 (Arbre creux)	39
4.10.2 Calcul du diamètre d_1 (Arbre plein)	40
4.10.3 Calcul du diamètre d_2 (arbre plein)	40
4.11 Calcul et choix des paliers	41
4.11.1 Calcul et choix des roulements.....	42

Chapitre IV : Conception et simulation du train épicycloïdal par le logiciel CATIA V5

1. Introduction	44
2. Paramètres et dimensionnements des engrenages	44


3. Conception des pièces par CATIA v5	45
3.1. Méthode de réalisation des engrenages externes	45
3.1.1 La développante de cercle	45
3.1.2 Dessin de la dent	48
3.2. Méthode de réalisation de l'engrenage interne	50
4. Assemblage des engrenages	52
5. Conception des autres éléments du train planétaire.....	52
5.1 Porte satellite (support)	52
5.2 Les arbres	53
5.2.1 L'arbre satellite (arbre plein)	53
5.2.2 L'arbre moteur (arbre creux)	54
6. Assemblage et simulation du train épicycloïdal.....	54
7. Analyse de contrainte de l'ensemble rigide support-arbres	55
Conclusion générale	60
Annexes	61

A vertical dashed line consisting of 20 short, black rectangular segments arranged in a column on the left side of the page.

Figures

Figure I.1 : Bateau à voiles	3
Figure I.2 : Moulin à vent	3
Figure I.3 : Conversion de l'énergie cinétique du vent	4
Figure I.4 : Types d'éolienne	5
Figure I.5 : L'haliade150-6MW	6
Figure I.6 : Eolienne v164 de vestas	7
Figure I.7 : Principale composante de l'éolienne	8
Figure I.8 : Puissance d'une éolienne en fonction du vent	10
Figure II.1 : Multiplicateur de vitesse	12
Figure II.2 : Trains simples à engrenages externes	13
Figure II.3 : Trains simples à engrenages internes	14
Figure II.4 : Deux trains épicycloïdaux en série	15
Figure II.5 : Combinaison d'un train épicycloïdal avec un train simple à engrenages internes	15
Figure II.6 : Combinaison d'un train épicycloïdal avec un train simple à engrenages externes	16
Figure II.7 : Combinaison de deux trains simples à engrenages internes-externes	16
Figure II.8 : Train épicycloïdal simple	17
Figure II.9 : Trains épicycloïdaux simples	18
Figure II.10 : Train épicycloïdal de type (1)	19
Figure II.11 : Train épicycloïdal simple de type (1) avec couronne bloquée	20
Figure III.1 : Epure cinématique pour la détermination du rapport de transmission	23
Figure III.2 : la vitesse moyenne du vent en Algérie estimée à 10 m du sol	28
Figure III.3 : Vitesse de rotation en fonction de la longueur des pales	29
Figure III.4 : distribution des efforts et couples dans le train planétaire	31
Figure III.5 : Représentation de la charge appliquée sur la dent	40

Figure IV.1 : Caractéristiques des engrenages	44
Figure IV.2 : Développante de cercle	46
Figure IV.3 : Donnés paramétrés de développante de cercle	47
Figure IV.4 : Fichier GSD_PointSplineLoftFromExcel	47
Figure IV.5 : Développante de cercle sur Catia V5	48
Figure IV.6 : Profil de la denture en développante de cercle	49
Figure IV.7 : Engrenage externe en représentation volumique entièrement paramétré	50
Figure IV.8 : L'empreinte d'un engrenage externe	51
Figure IV.9 : Engrenage à denture interne en représentation volumique	51
Figure IV.10 : Engrenages assemblés	52
Figure IV.11 : Porte satellite	53
Figure IV.12 : L'arbre satellite	53
Figure IV.13 : L'arbre moteur	54
Figure IV.14 : Multiplicateur de vitesse à train épicycloïdal	54
Figure IV.15 : L'ensemble rigide	55
Figure IV.16 : Charges appliqués aux arbres-satellites	56
Figure IV.17 : Maillage de l'ensemble rigide	56
Figure IV.18 : Représentation des contraintes de Von Misées sur l'ensemble rigide support-arbres ...	57
Figure IV.19 : Contrainte de flexion au pied de l'arbre d_2	58
Figure IV.20 : Contrainte de cisaillement au pied de l'arbre d_4	58



Tableaux

Tableau I.1 : Différentes tailles des éoliennes	6
Tableau III.1 : caractéristiques du multiplicateur	27
Tableau III.2 : Vitesse de rotation en fonction de la longueur des pales	29
Tableau III.3 : Caractéristiques de la denture des engrenages	32
Tableau III.4 : Caractéristiques du matériau	33
Tableau III.5 : Types et caractéristiques des roulements	43
Tableau IV.5 : Types et caractéristiques des roulements	59



Introduction générale

Introduction générale

Le soleil, l'eau, le vent, le bois et les autres produits végétaux sont autant de ressources naturelles capables de générer de l'énergie grâce aux technologies développées par l'homme. Leur relatif faible impact sur l'environnement en fait des énergies d'avenir face aux problèmes de la gestion des déchets du nucléaire et aux émissions de gaz à effet de serre. Les énergies renouvelables représentent par ailleurs une chance pour plus de 2 milliards de personnes isolées d'accéder enfin à l'électricité. Ces atouts, alliés à des technologies de plus en plus performantes, favorisent le développement des énergies renouvelables mais de manière encore très inégale selon le type de ressources considérées.

L'énergie renouvelable est une source d'énergie qui se renouvelle assez rapidement pour être considérée comme inépuisable à l'échelle de l'homme. Les énergies renouvelables sont issues de phénomènes naturels réguliers ou constants provoqués par les astres, principalement le Soleil (rayonnement), mais aussi la Lune (marée) et la Terre (énergie géothermique) [1]. Parmi lesquelles, on peut citer :

- Energie solaire
- Energie hydraulique
- Energie géothermique
- Energie éolienne

Concernant l'énergie éolienne, durant les quatre dernières décennies les scientifiques et les écologistes ont consacré et accordé beaucoup de temps et d'argent en cette énergie qui occupe les premiers rangs des énergies renouvelables. Cette énergie a fait l'objet d'études et de développement des plus grandes nations et puissances mondiales.

Lorsque le vent souffle sur une éolienne il fait tourner ses hélices (pales). On récupère alors, une puissance mécanique, caractérisée par un grand couple et une faible vitesse de rotation (5 à 15 tours/min). Cette puissance est transformée en énergie électrique par une génératrice. Cette dernière nécessite une vitesse de rotation avoisinant les (1500 jusqu'à 2000 tours par minute) pour produire du courant électrique dans de bonnes conditions. Pour accommoder la vitesse de rotation aux exigences de la génératrice électrique, un multiplicateur de vitesse est d'autant plus nécessaire dans la chaîne cinématique de l'éolienne.

Le multiplicateur en question, par sa diversité, doit répondre aux exigences de fiabilité et couvrir toute la période de vie de l'éolienne, estimée à plus d'une vingtaine d'années. Les multiplicateurs à trains épicycloïdaux simples sont caractérisés par leurs fiabilités et leurs faibles poids. Par suite ils sont d'autant plus recommandés.

Dans cette étude-là, on se propose de calculer et de simuler le fonctionnement d'un train épicycloïdal simple d'un multiplicateur d'une éolienne de moyenne puissance.


Le travail exposé dans ce mémoire s'articule autour de quatre chapitres principaux :

Dans le premier chapitre, on donnera un bref aperçu sur les généralités de l'éolienne, leurs principes de fonctionnement, les différents constituants qui la composent, les différentes tailles d'éoliennes et bien sûr les avantages et inconvénients qu'elle présente.

Dans le chapitre suivant, on se penchera sur l'étude des multiplicateurs de vitesse, en commençant par une introduction, suivie des multiplicateurs de vitesse à engrenage et des types de ce dernier. Pour terminer avec le choix du multiplicateur de vitesse adéquat à notre sujet d'étude.

Dans le troisième chapitre, on développera en détail le calcul cinématique et la conception du multiplicateur en passant par le choix du matériau adéquat, des paliers et des roulements.

Dans le quatrième et dernier chapitre on va réaliser et simuler notre train épicycloïdal à l'aide du logiciel CATIA et expliquer comment confectionner les différentes pièces qui composent notre train épicycloïdal.



Chapitre I : Généralités sur les éoliennes

1. Historique

Les humains utilisent le vent depuis des milliers d'années. Dans l'Antiquité, ils l'utilisaient en tant que source d'énergie mécanique pour les bateaux à voiles vers le VIIe siècle, (Figure I.1). La première machine à avoir utilisé le vent en tant que source d'énergie fut le moulin à vent, inventé au VIIIe siècle en Iran et en Afghanistan, (Figure I.2).



Figure I.1 : Bateau à voiles



Figure I.2 : Moulin à vent

De là, il s'est développé au Moyen-Orient, en Inde et a fini par être utilisé en Chine. Les premiers moulins servirent à moudre les grains pour obtenir de la farine. Ils furent aussi utilisés pour pomper l'eau des rivières afin d'irriguer les terres.

A partir du 12ème siècle, les moulins à vent firent leur première apparition en Europe et au cours des siècles qui suivirent, cette « technologie » se répandit à travers le monde.

A partir du 19ème siècle ces applications commencent à perdre leur intérêt, cela est dû à l'évolution technologique qu'a connue l'Europe pendant la révolution industrielle.

Après le premier choc pétrolier vers les années 1970, des efforts pour développer à nouveau l'énergie éolienne ont été consentis, et le monde occidental se mit une fois de plus à investir dans la ressource éolienne, cette fois-ci dans le but de produire de l'électricité [2].

2. Eolienne

Une éolienne est une machine à pales qui consiste à transformer l'énergie cinétique du vent en énergie mécanique disponible sur un arbre de transmission qui sera transformée en énergie électrique par l'intermédiaire d'un générateur [3], (Figure I.3).

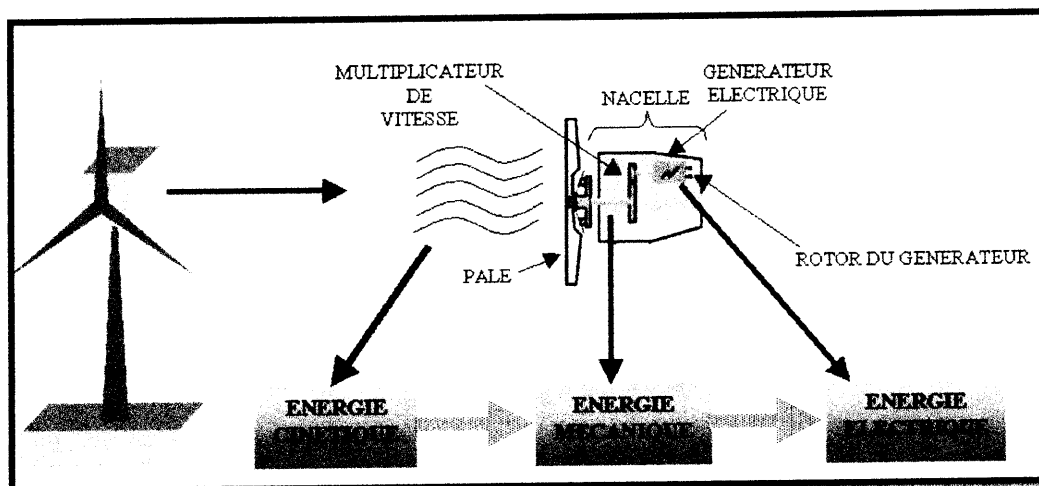


Figure I.3 : Conversion de l'énergie cinétique du vent [3].

Les éoliennes produisant de l'électricité sont appelées aérogénérateur. L'énergie éolienne est plus respectueuse de l'environnement que les énergies classiques telles que les combustibles fossiles ou l'énergie nucléaire, car elle cause moins de pollution. Quoique le vent soit une source d'énergie gratuite, sa puissance varie considérablement en fonction du lieu et du moment ainsi que du climat et des saisons. Le vent ne peut assurer un apport énergétique régulier et il est difficile à contrôler. Toutefois, il est possible de prévoir la vitesse moyenne du vent, sa direction et son intensité dans certains lieux. La quantité d'énergie produite dépend de la vitesse du vent, de la surface balayée par les hélices (pales) et de la densité de l'air. Pour produire de l'électricité un apport minimal du vent d'environ 12-14 km/h, des vents de 50-60 km/h pour produire à pleine puissance. Afin d'éviter d'abîmer l'équipement, la production doit être interrompue si les vents dépassent les 90 km/h.

3. Types d'éoliennes

Il existe deux types distincts d'éolienne, (Figure I.4) :

3.1 Eolienne à axe horizontal (Figure I.4a)

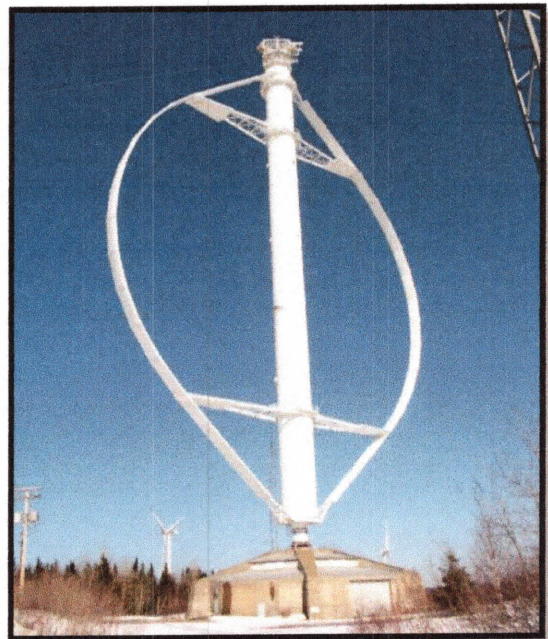
Identifiable visuellement grâce à leur axe, parallèle au sol qui tourne dans un plan vertical. Ce type d'éolienne doit être face au vent pour être efficace.

3.2 Eolienne à axe vertical (Figure I.4b)

Identifiable visuellement grâce à leur axe, perpendiculaire au sol qui tourne dans un plan vertical. Ce type d'éolienne n'a pas besoin d'être face au vent, car il est efficace quel que soit la direction du vent [4].



(a)



(b)

Figure I.4 : Type d'éolienne [4].

4. Tailles des éoliennes

Les tailles des éoliennes sont caractérisées en général par deux critères qui sont proportionnels l'un à l'autre [5] :

- Diamètre de l'hélice (pale)
- Puissance délivrée

Tableau I.1 : Différentes tailles des éoliennes.

Echelle	Diamètre de l'hélice	Puissance délivrée
Petite	Moins de 12 m	Moins de 40 KW
Moyenne	12 m à 45 m	De 40 KW à 1 MW
Grande	46 m et plus	1 MW et plus

La plus grande éolienne offshore du monde git au large de la Belgique dans le parc de belwind, il s'agit de l'haliade 150-6MW construite par Alstom. Elle affiche une puissance de 6MW pour un mat de 78 m, (Figure I.5).



Figure I.5 : L'haliade150-6MW.

La plus grande éolienne sur terre ferme du monde se trouve au Danemark, il s'agit de l'éolienne V164 de Vestas. Elle affiche une puissance de 8 MW pour un mat de 140m, (Figure I.6).



Figure I.6 : Eolienne v164 de vestas.

5. Chaîne cinématique (composantes de l'éolienne)

La chaîne cinématique d'une éolienne, (Figure I.7), comprend 14 principales composantes, et qui sont identiques pour les deux types d'éolienne :

1. Les pales du rotor.
2. Un rotor à faible vitesse de rotation qui transforme l'énergie cinétique du vent en énergie mécanique (le rotor comprend les pales et l'arbre principal).
3. Un arbre principal qui tourne lentement et transmet un très grand couple au multiplicateur.
4. Le multiplicateur de vitesse à engrenages. Celui-ci multiplie la vitesse de rotation au niveau de celle exigée par la génératrice électrique.
5. Un frein mécanique en cas d'urgence, lorsque les freins du bout des pales ne fonctionnent pas ou encore pour réparer ou faire l'entretien de l'éolienne.
6. Une génératrice qui produit de l'électricité.
7. Une unité de refroidissement qui fonctionne comme un radiateur. L'eau réfrigérante refroidit la génératrice.
8. Une girouette qui informe le système de contrôle de la direction du vent.

9. L'anémomètre qui mesure la vitesse du vent et informe le système de commande quand le vent souffle assez fort pour produire de l'électricité de manière efficace.
10. Un système de contrôle pour démarrer et arrêter l'éolienne, et pour assurer le bon fonctionnement du matériel.
11. Une nacelle qui contient à l'intérieur toutes les composantes mentionnées ci-dessus, excepté le rotor.
12. Un système d'orientation pour assurer que l'éolienne produit autant d'électricité que possible en déplaçant le rotor de manière à ce qu'il soit toujours orienté face au vent. Ce système comprend un moteur et une couronne au-dessus de la tour.
13. Une tour (mat) qui soutient la nacelle et le rotor au-dessus du sol afin de saisir les vents à grande vitesse.
14. Une fondation pour empêcher l'éolienne de basculer par grands vents [4].

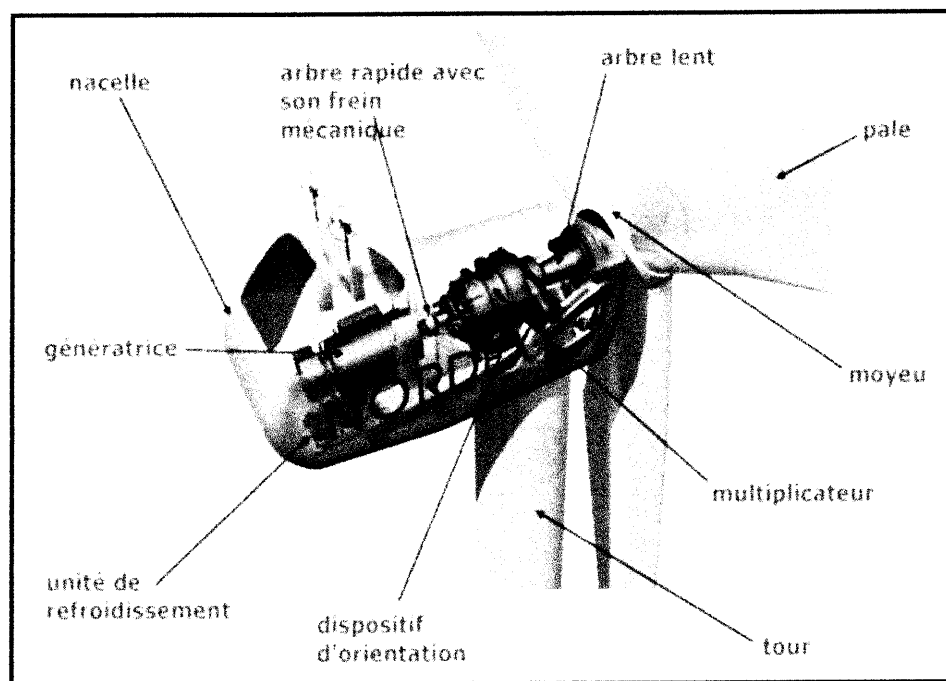


Figure I.7 : Principales composantes de l'éolienne.

Une fois le montage et l'assemblage des différentes composantes citées ci-dessus est achevé, l'éolienne pourra produire de l'électricité pour les prochaines 20 à 25 années.

6. Principe de fonctionnement d'une éolienne

La production d'électricité par une éolienne est réalisée suivant les étapes suivantes :

6.1 Transformation de l'énergie cinétique du vent par les pales

Les pales fonctionnent sur le principe d'une aile d'avion : La différence de pression entre les deux faces de la pale crée une force aérodynamique, mettant en mouvement de rotation le rotor d'où la transformation de l'énergie cinétique du vent en énergie mécanique.

6.2 Multiplication du mouvement de rotation par le multiplicateur

Les pales tournent à une vitesse relativement lente, de l'ordre de 5 à 15 tours par minute, d'autant plus lente que l'éolienne est grande. La plupart des générateurs ont besoin de tourner à très grande vitesse (de 1000 à 2000 tours par minute) pour produire de l'électricité. C'est pourquoi le mouvement lent du rotor est augmenté par un multiplicateur. Certains types d'éoliennes n'en sont pas équipés, leur générateur est alors beaucoup plus gros et beaucoup plus lourd.

6.3 Production d'électricité par le générateur

L'énergie mécanique transmise par le multiplicateur est transformée en énergie électrique par le générateur. Le rotor du générateur tourne à grande vitesse et produit de l'électricité à une tension d'environ 690 volts.

6.4 Traitement de l'électricité par le convertisseur et le transformateur

Cette électricité ne peut pas être utilisée directement ; elle est traitée grâce à un convertisseur, puis sa tension est augmentée à 20 000 volts par un transformateur. L'électricité est alors acheminée à travers un câble enterré jusqu'au poste de transformation, pour être injectée sur le réseau électrique, puis distribuée aux consommateurs les plus proches.

Pour un bon fonctionnement et un rendement optimal, il est recommandé d'utiliser une éolienne à 3 pales, car il s'agit d'un compromis entre différents paramètres :

- le nombre pair de pales entraîne des effets mécaniques indésirables (forces dites de "précession" trop élevées),
- le rendement décroît si le nombre de pales augmente (une pale étant perturbé par la précédente).

Ainsi, le choix de 3 pales offre à la fois des contraintes mécaniques réduites et un rendement élevé.

Les éoliennes modernes fonctionnent automatiquement. La plupart des systèmes de commande des éoliennes comprennent un anémomètre qui mesure continuellement la vitesse du vent. La puissance produite augmente rapidement à mesure que la vitesse du vent augmente. La figure (I.8) donne la courbe reliant la puissance à la vitesse du vent.

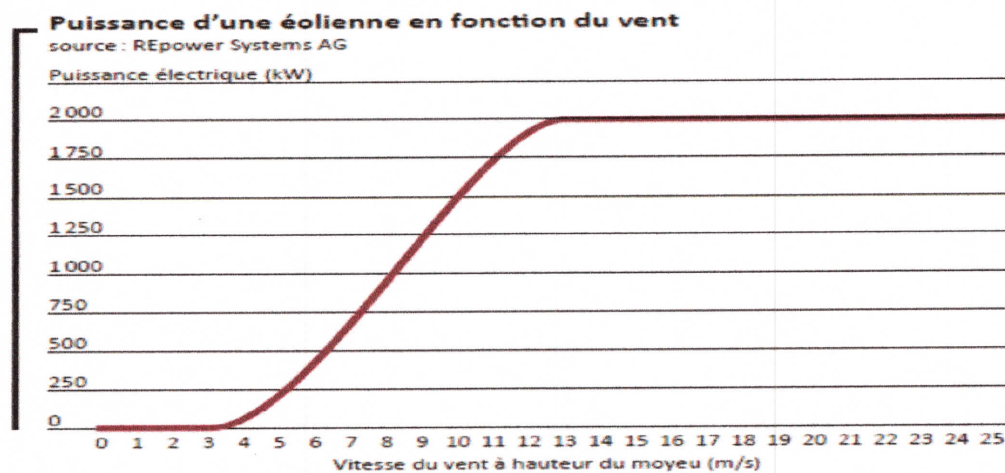


Figure I.8 : Puissance d'une éolienne en fonction du vent [4].

- Lorsque le vent est inférieur à 10 km/h (2,8 m/s), l'éolienne est arrêtée car le vent est trop faible. Cela n'arrive que 15 à 20 % du temps.
- Entre 10 et 36 km/h (10 m/s), l'éolienne approche de sa production maximale : les pales se mettent progressivement à tourner sur elle-même afin de réguler la production.
- A 45 km/h (12,5 m/s), l'éolienne produit à pleine puissance. Les pales sont orientées en fonction de la vitesse du vent. La production reste constante et maximale jusqu'à une vitesse de vent de 90 km/h.
- A partir de 90 km/h (25 m/s), l'éolienne est arrêtée progressivement pour des raisons de sécurité et les pales sont mises en drapeau. Cela n'arrive que sur les sites très exposés, quelques heures par an, durant les fortes tempêtes.

Et pour d'autres raisons de sécurité l'éolienne dispose de trois freins principaux (chacune des trois pales), mais est également équipée d'un frein mécanique afin d'assurer l'arrêt rapide de la machine et son immobilisation lors de la maintenance [4].


7. Avantages et inconvénients de l'énergie éolienne :

7.2 Les avantages

- L'énergie éolienne est une énergie renouvelable qui ne nécessite aucun carburant, ne crée pas de gaz à effet de serre, ne produit pas de déchets toxiques ou radioactifs. En luttant contre le changement climatique, l'énergie éolienne participe à long terme au maintien de la biodiversité des milieux naturels [6].
- L'énergie éolienne est propre, fiable, économique et écologique [7].
- Le moyen d'économiser du pétrole, du gaz et du charbon.
- Chaque mégawatheure d'électricité produit par l'énergie éolienne aide à réduire de 0,8 à 0,9 tonne les émissions de CO2 rejetées chaque année par la production d'électricité d'origine thermique [8].
- L'électricité éolienne garantit une sécurité d'approvisionnement face à la variabilité des prix du baril de pétrole [6].

7.3 Les inconvénients

- Les systèmes éoliens coûtent généralement plus cher à l'achat que les systèmes utilisant des sources d'énergie classiques, comme les groupes électrogènes à essence, mais à long terme, ils constituent une source d'énergie économique et ils demandent peu d'entretien.
- L'installation d'une éolienne nécessite différents critères (vents fréquents, surface suffisante, pas d'obstacles au vent, accès facile, proximité du réseau électrique, pas de contraintes environnementales tels que les monuments Historiques, site éloigné des habitations, avoir les autorisations réglementaires) [9].
- La pollution visuelle et sonore, et la perturbation des ondes électromagnétiques (télévision, radio, portable) sont des obstacles à l'installation chez les particuliers et cela oblige une installation des éoliennes éloignée des habitations [9].
- Les éoliennes peuvent nuire à la migration des oiseaux en étant un obstacle mortel. En effet, les pales en rotation sont difficilement visibles par mauvais temps ou la nuit.



Chapitre II : Multiplicateur de vitesse à train épicycloïdal

1. Généralité

Le multiplicateur de vitesse est un mécanisme permettant de transformer une puissance, à vitesse de rotation lente et à couple élevé en une puissance à grande vitesse de rotation et à faible couple. Dans le cas de l'énergie éolienne, ces caractéristiques sont exigées par la génératrice pour produire de l'énergie électrique [10].

Ces exigences marquent l'importance du multiplicateur de vitesse dans la chaîne cinématique de l'éolienne. Dans le cas des éoliennes à grandes puissances, l'utilisation des multiplicateurs de vitesse à engrenages est la solution la plus adéquate et la plus fiable car il sera conçu pour accompagner l'éolienne pendant toute sa durée de vie.

2. Multiplicateurs à trains d'engrenages

Les multiplicateurs de vitesses à trains d'engrenages sont des appareils mécaniques coûteux. Ces mécanismes diffèrent, par leurs types, la puissance transmise, le poids, l'encombrement et le rapport de multiplication.

Pour les éoliennes, une optimisation du poids est nécessaire vu la hauteur de l'emplacement du multiplicateur. Par exemple, pour une puissance de 740 KW un multiplicateur à trains simples à engrenages externes est d'un poids de 1400 Kg alors qu'un multiplicateur à trains épicycloïdaux est d'un poids de 100 Kg, pour une même denture, même matériaux et même traitement thermique [11].

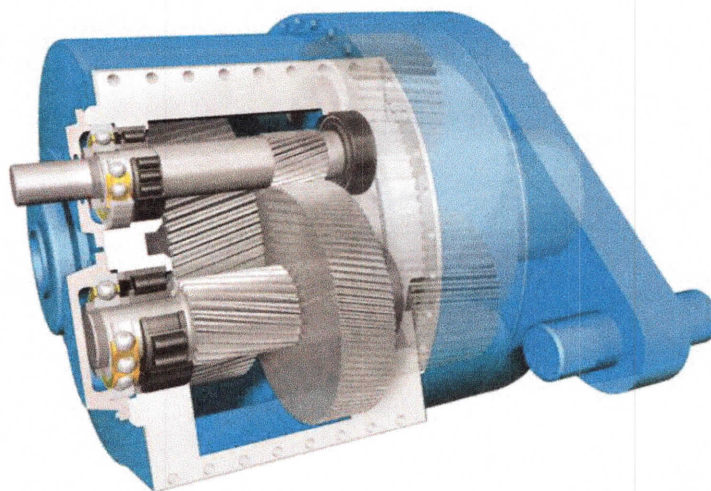


Figure II.1 : Multiplicateur de vitesse.

3. Types de multiplicateurs à trains d'engrenages

Il existe plusieurs types de multiplicateurs vu les innombrables solutions constructives possibles. On peut distinguer 3 grandes catégories :

- Multiplicateurs à trains simples.
- Multiplicateurs à trains épicycloïdaux.
- Multiplicateurs mixtes résultants de la combinaison d'un ou plusieurs trains d'engrenage cités ci-dessus.

3.1 Multiplicateurs à trains simples

Les multiplicateurs à trains simples se divisent en 2 catégories :

- Trains simples à engrenages externes, (Figure II.2).
- Train simples à engrenages internes, (Figure II.3).

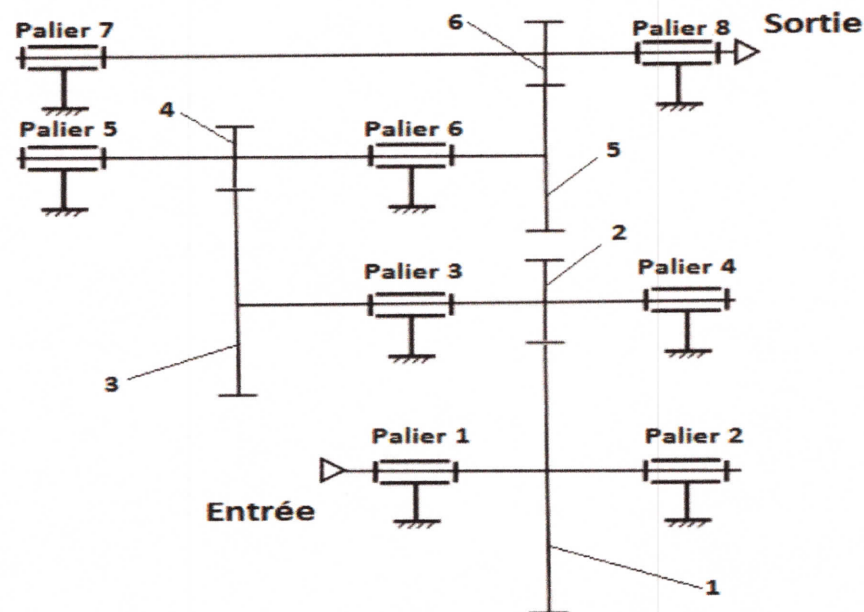


Figure II.2 : Trains simples à engrenages externes [12].

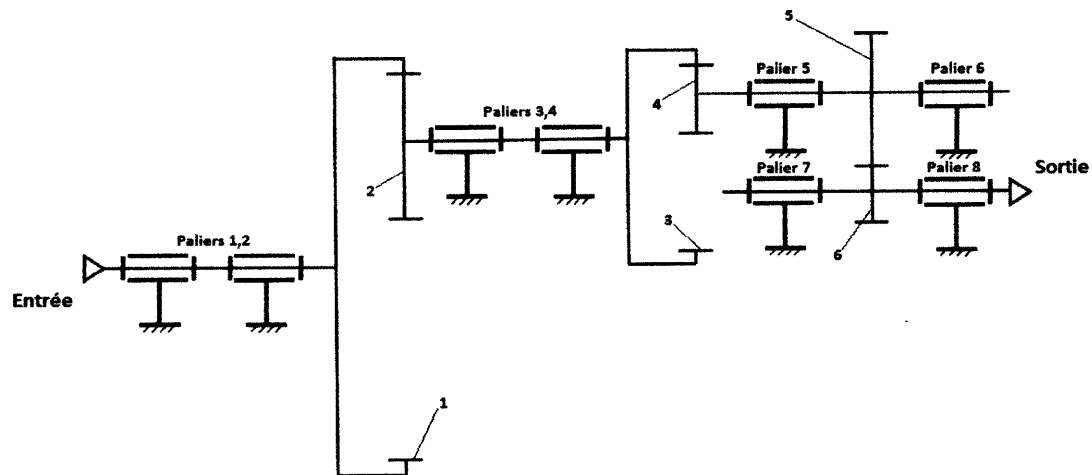


Figure II.3 : Trains simples à engrenages internes [12].

Ce genre de multiplicateur est utilisé sur des petites éoliennes à faible puissance [12]. Les multiplicateurs à trains simples ont quelques inconvénients majeurs :

- Un poids et un encombrement important.
- Un rapport de multiplication modéré variant entre (100-300).

3.2 Multiplicateurs à trains épicycloïdaux

Les multiplicateurs à trains épicycloïdaux, (Figure II.4), sont les plus utilisés en énergie éolienne car ils présentent beaucoup d'avantages [12], en particulier :

- Réduction importante du poids et moins d'encombrement.
- Rapport de multiplication très élevé.
- Rendement excellent.

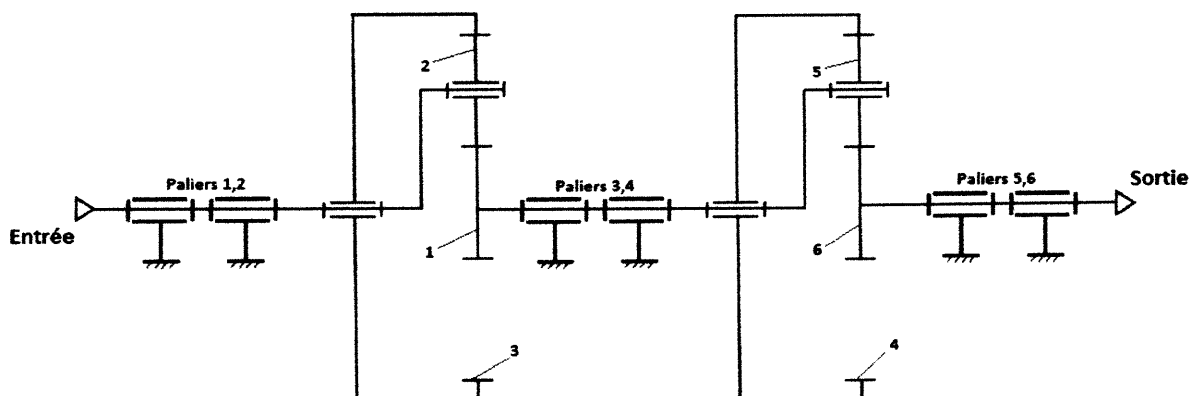


Figure II.4 : Deux trains épicycloïdaux en série [15].

3.3 Multiplicateurs à trains mixtes

La combinaison de plusieurs trains d'engrenages reste encore l'objet de recherche d'une solution constructive fiable et adéquate en vue de l'obtention d'un multiplicateur capable de répondre aux exigences de travail requises, à un coût optimal. Les figures (II.5, II.6 et II.7) donnent les schémas de quelques combinaisons possibles [12].

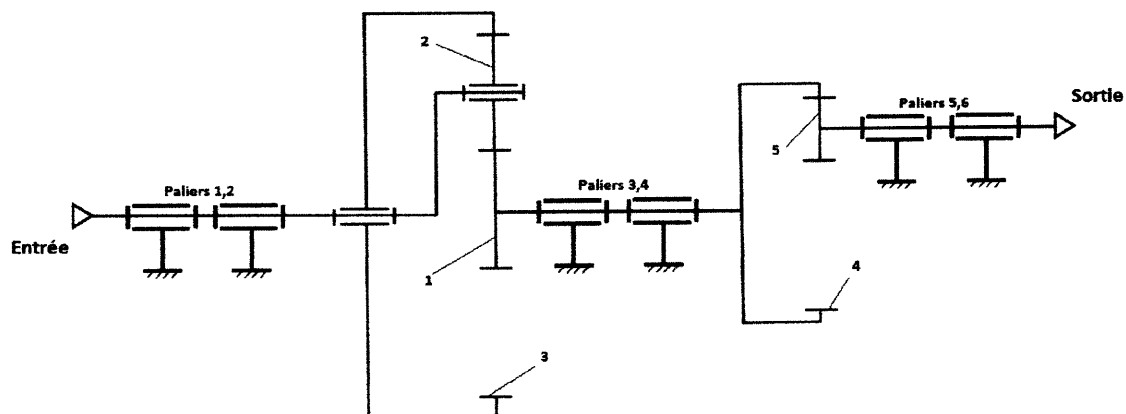


Figure II.5 : Combinaison d'un train épicycloïdal avec un train simple à engrenages internes [15].

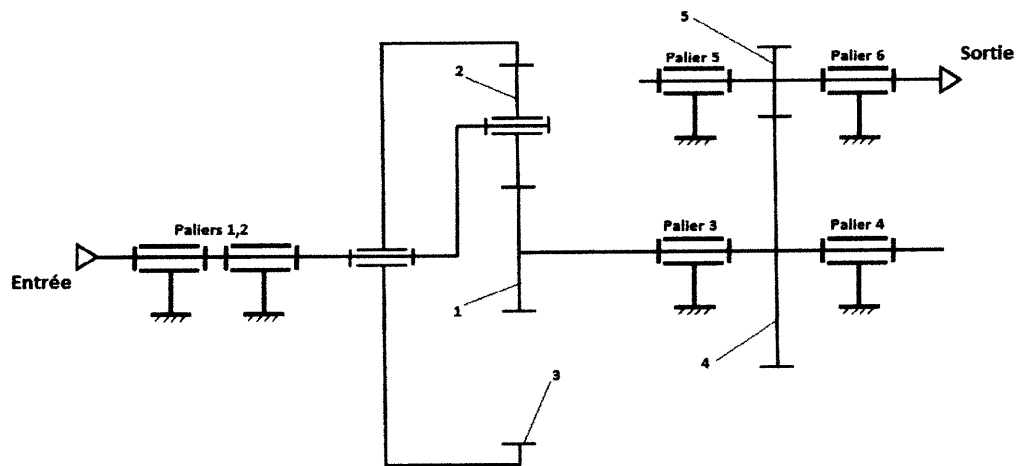


Figure II.6 : Combinaison d'un train épicycloïdal avec un train simple à engrenages externes [15].

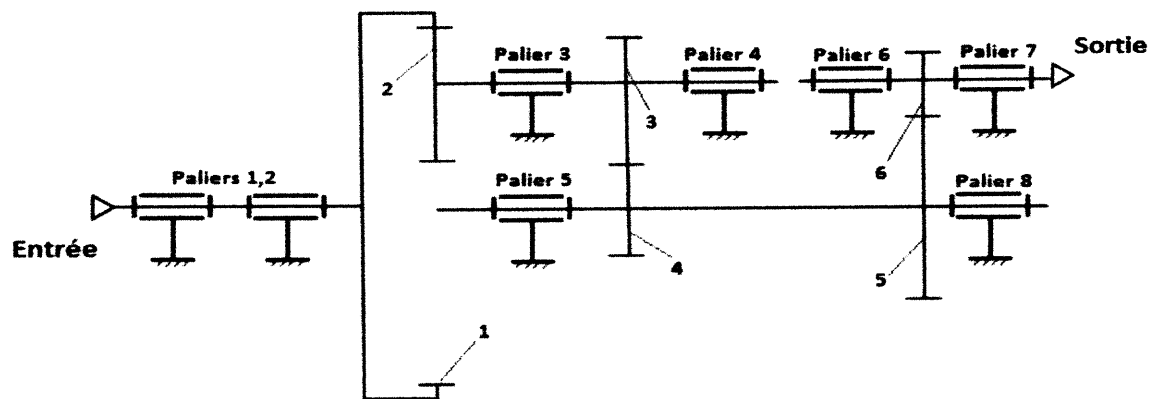


Figure II.7 : Combinaison de deux trains simples à engrenages internes-externes [12].

4. Critères de choix du multiplicateur

Le choix du multiplicateur est conditionné par quatre facteurs principaux :

- Le rapport de multiplication et la puissance transmise.
- Le rendement.
- Le poids et l'encombrement (nombre de paliers).

- Le coût.

De ce fait, les concepteurs et les constructeurs travaillent d'arrache-pied pour concevoir et fabriquer un multiplicateur efficace et approprié à son domaine d'utilisation. Ce dernier doit répondre à des critères bien spécifiques :

- Capacité de multiplier la vitesse de sortie du rotor de l'éolienne d'au moins 100 fois la vitesse d'entrée.
- Etre le moins encombrant possible par rapport aux autres composants de la nacelle.
- Le poids et les dimensions doivent être réduits au maximum (utilisation de moins de paliers possibles).
- Longue durabilité, c'est-à-dire avoir une durée de vie équivalente à celle de l'éolienne (de 20 à 25 ans).
- Rendement excellent.

D'après les informations requises dans ce chapitre et en se référant aux critères cités, on conclut que le multiplicateur de vitesse adéquat est le multiplicateur à trains épicycloïdaux.

5. Multiplicateur de vitesse à train épicycloïdal

Un train épicycloïdal (Figure II.8) est un dispositif de transmission mécanique connu sous le nom de train planétaire. Ce train est caractérisé par le fait que pendant son fonctionnement, le satellite tourne autour d'un axe qui lui-même tourne par rapport au bâti [13]. (Figure II.8) représente un train épicycloïdal simple.

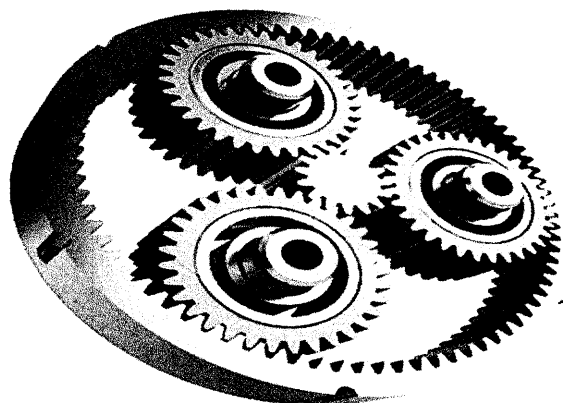


Figure II.8 : Train épicycloïdal simple.

5.1 Types de trains épicycloïdaux simples

Il existe 4 types de trains épicycloïdaux simples [14]. La figure (II.9) donne les schémas de ces trains.

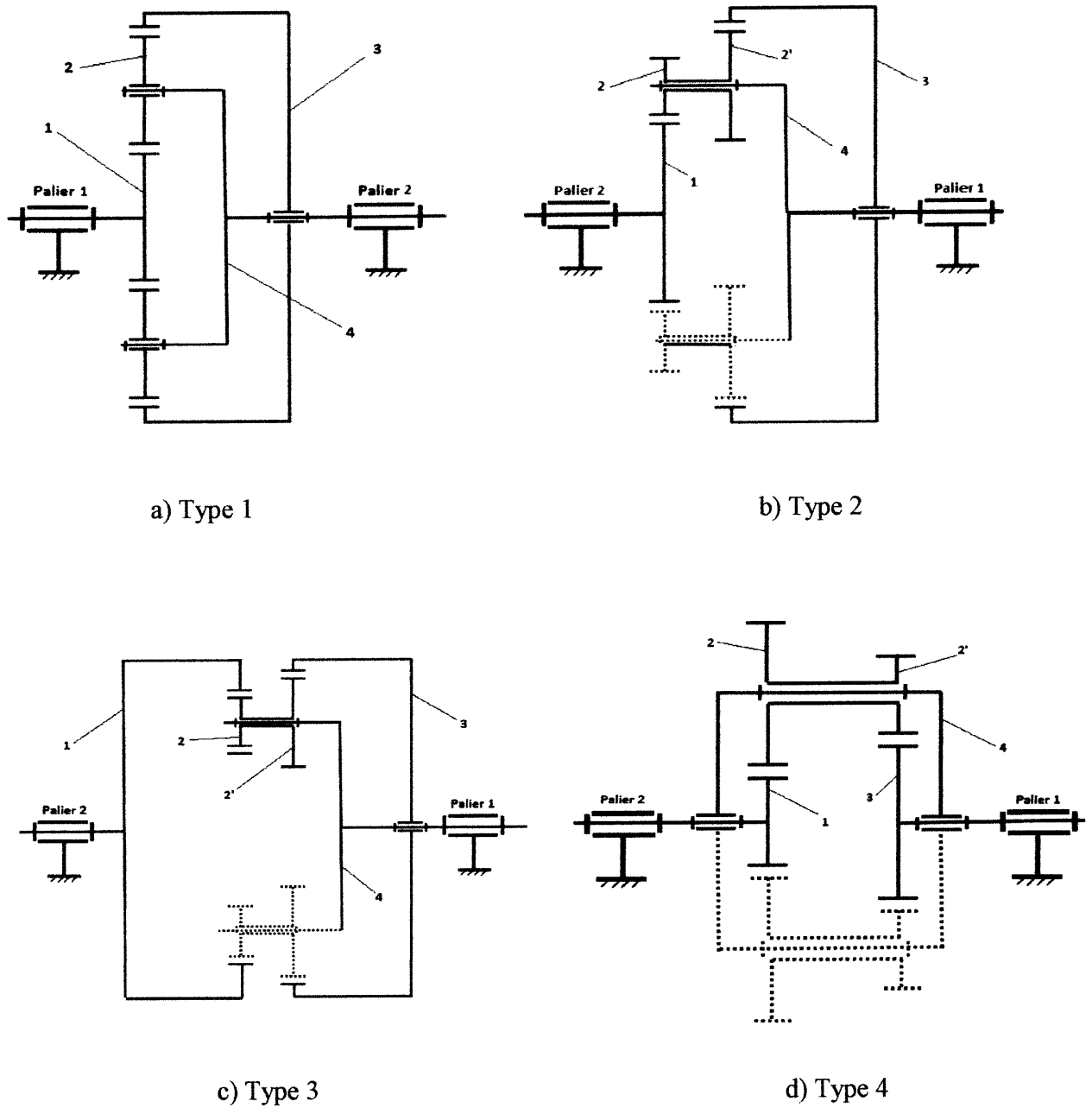


Figure II.9 : Trains épicycloïdaux simples [14].

Grâce à leur fiabilité, leur excellent rendement et leur encombrement réduit les trains épicycloïdaux les plus répandus et les plus utilisés sont de type (1) et (2) [14].

Notre travail porte sur le calcul et la simulation d'un train épicycloïdal simple de type (1), (Figure II.10). Ce dernier est le plus utilisé en énergie éolienne car il présente divers avantages :

- Rendement excellent, allant jusqu'à 98%.
- Friction réduite.
- Rapport de multiplication élevé, pouvant aller jusqu'à 15.
- Mise en œuvre d'un nombre réduit de roues dentées.

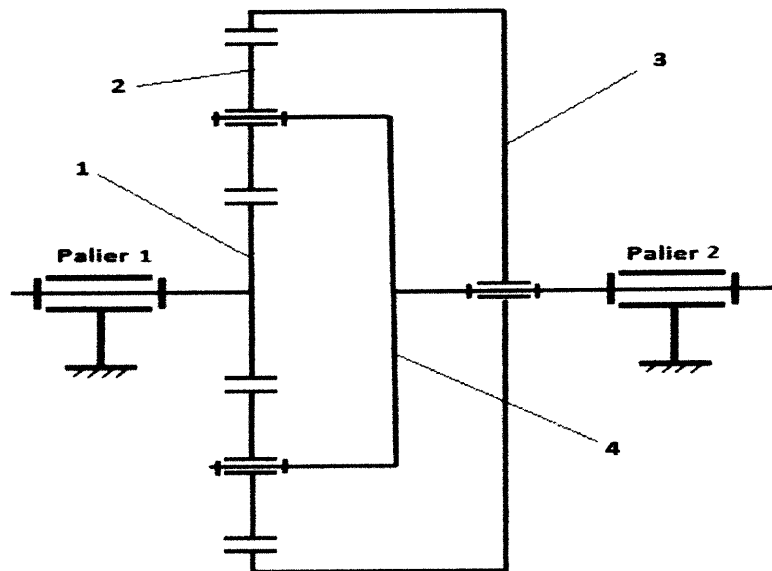


Figure II.10 : Train épicycloïdal de type (1) [14].

Désignation :	(1) →	Solaire (planétaire).
	(2) →	Satellite.
	(3) →	Couronne (planétaire).
	(4) →	Porte satellite (PS).

Un train épicycloïdal de type (1) peut travailler comme :

- Un différentiel, sommation ou division de puissance.
- un réducteur planétaire
- un multiplicateur planétaire.

Il existe 3 configurations possibles en vue de l'obtention d'un multiplicateur à train épicycloïdal simple de type (1) [14] :

- Bras (porte satellites) 4 bloqué : on aura un multiplicateur simple de raison :

$$\lambda = - \frac{Z_3}{Z_1}$$

- λ : raison du train

- Couronne (3) bloquée, nous aurons un multiplicateur de rapport de multiplication :

$$i = 1 + \frac{Z_3}{Z_1}$$

- Solaire (1) bloqué, figure (II-11), on aura un multiplicateur de rapport de multiplication,

$$i = 1 + \frac{Z_1}{Z_3}$$

- Z_1 : Nombre de dents du solaire.
- Z_3 : Nombre de dents de la couronne.

Dans le cas de l'éolienne, la configuration qui convient pour un multiplicateur est la configuration où la couronne est considérée bloquée, (Figure II.11).

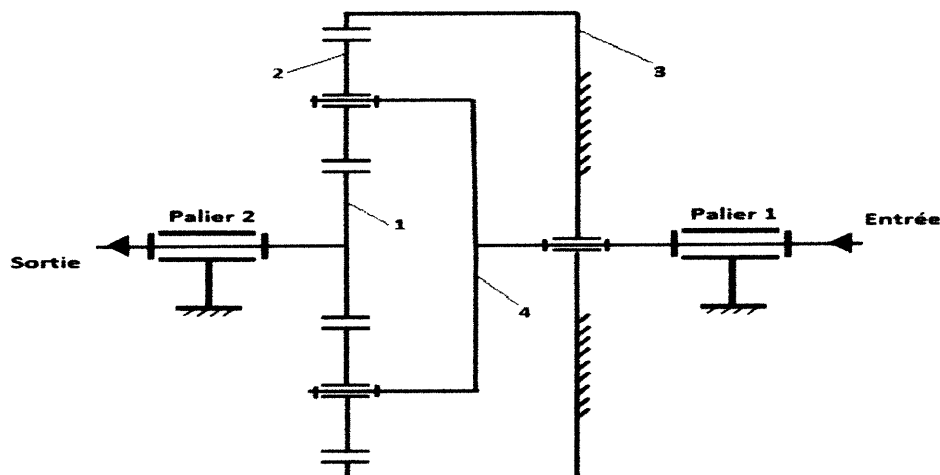


Figure II.11 : Train épicycloïdal simple de type (1) avec couronne bloquée.

Chapitre III : Calcul
cinématique et statique du
train épicycloïdal

1. Préambule

Le calcul cinématique ainsi que le calcul de résistance du multiplicateur sont deux calculs de base pour la conception d'un multiplicateur qui répond aux exigences de service et de fiabilité en vue d'obtention d'un rendement optimal et d'un rapport de multiplication précis. Comme nous l'avons souligné dans le deuxième chapitre notre travail va porter sur le calcul d'un multiplicateur d'un train épicycloïdal simple de type (1) où la couronne est considérée bloquée, (figure II.11).

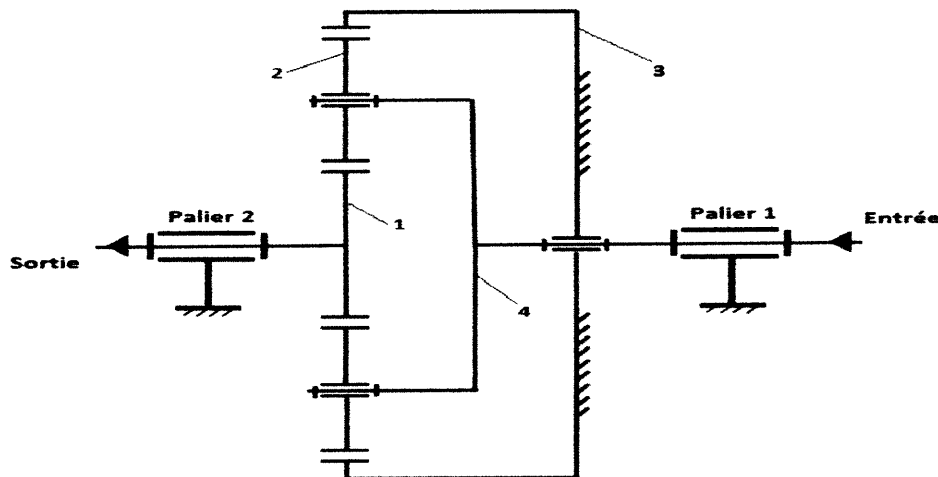


Figure II.11 : Train épicycloïdal simple de type (1) avec couronne bloquée.

2. Calcul du rapport de transmission et de la vitesse relative du satellite / au porte satellite

2.1 Par la formule de Willis

La relation de Willis est une expression quantitative de la loi de comportement d'un train épicycloïdal. Elle relie les fréquences de rotation des trois entrées mesurées par rapport à un référentiel R_0 dans lequel les axes de rotation des planétaires et du porte satellite sont des droites fixes.

D'après Willis, on a :

$$\frac{\omega_{10} - \omega_{40}}{\omega_{30} - \omega_{40}} = \lambda \quad (1)$$

Avec :

- ω_{10} : La vitesse de rotation absolue du planétaire 1
- ω_{20} : La vitesse de rotation absolue du satellite 2
- ω_{30} : La vitesse de rotation absolue de la couronne 3
- ω_{40} : La vitesse de rotation absolue du bras porte satellite 4
- $\omega_{10} - \omega_{40}$: La vitesse angulaire relative du planétaire 1 par rapport au bras porte satellite 4
- $\omega_{30} - \omega_{40}$: La vitesse angulaire relative du planétaire 3 par rapport au bras porte satellite 4
- $\omega_{20} - \omega_{40}$: La vitesse angulaire relative du satellite 2 par rapport au bras porte satellite 4

- λ : La raison du train

$$\lambda = (-1)^p \frac{\Pi Z_{menantes}}{\Pi Z_{menées}} = - \frac{Z_3}{Z_1} \quad (2)$$

Où :

$(-1)^p$: permet de savoir s'il y a inversion du sens de rotation de l'arbre d'entrée .

p : exprime le nombre de contact extérieurs.

2.1.1 Rapport de transmission

De la formule de Willis (1) on obtient :

$$\begin{aligned} \lambda \cdot (\omega_{30} - \omega_{40}) &= (\omega_{10} - \omega_{40}) \\ \omega_{10} + (\lambda - 1)\omega_{40} - \lambda \omega_{30} &= 0 \end{aligned} \quad (3)$$

Pour : ($\omega_{30} = 0$)

$$\omega_{40} \cdot (1 - \lambda) = \omega_{10}$$

$\lambda = - \frac{Z_3}{Z_1}$ Rapportant cette valeur dans l'équation précédente, on obtient :

$$\frac{\omega_{10}}{\omega_{40}} = 1 + \frac{Z_3}{Z_1}$$

Le rapport de multiplication est donc :

$$i = \frac{\omega_s}{\omega_e} = \frac{\omega_{10}}{\omega_{40}} = 1 + \frac{Z_3}{Z_1}$$

2.1.2 Vitesse relative du satellite / au porte satellite

Toujours de la formule de Willis, on a :

$$\frac{\omega_{20} - \omega_{40}}{\omega_{30} - \omega_{40}} = \frac{Z_3}{Z_2}, \quad \omega_{30} = 0$$

D'où :

$$\omega_{20} = \left(1 - \frac{Z_3}{Z_2}\right)\omega_{40}$$

$$\omega_{24} = \omega_{20} - \omega_{40} = -\frac{Z_3}{Z_2}\omega_{40} = \frac{2(1-i)}{i-2}\omega_{40}$$

2.2 Par calcul cinématique

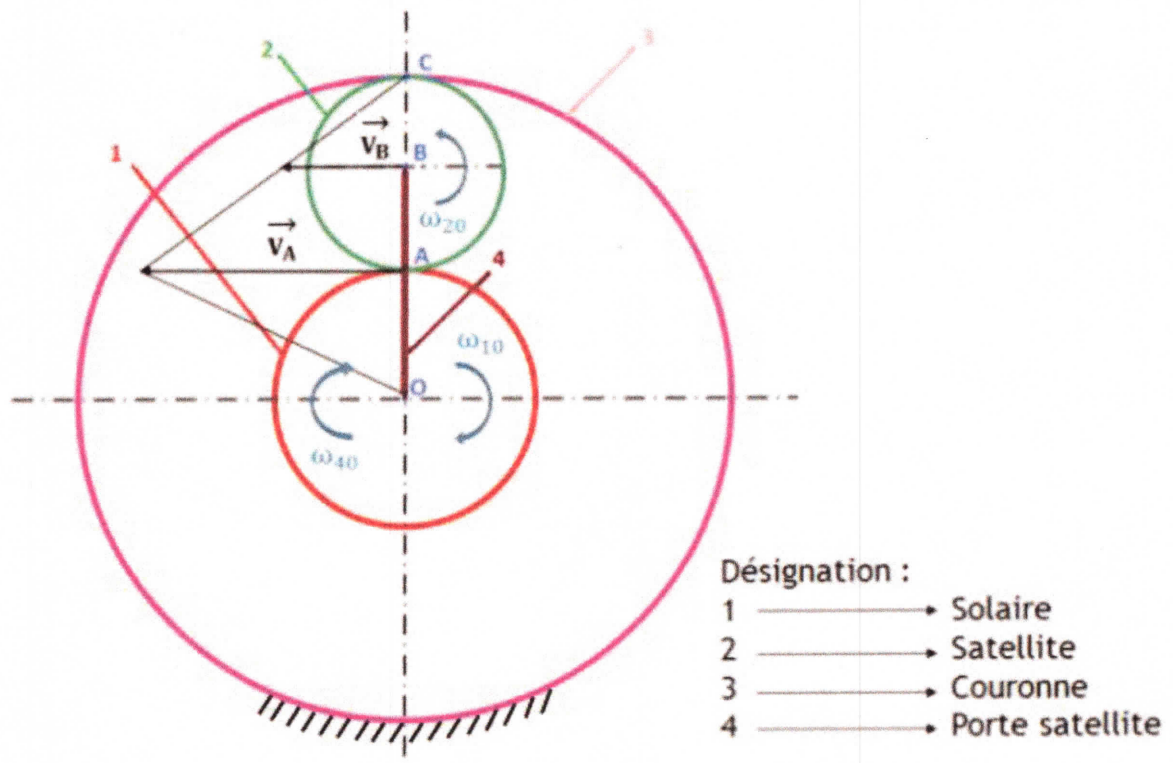


Figure III.1 : Epure cinématique pour la détermination du rapport de transmission.

Le calcul du rapport de multiplication i et de la vitesse relative de rotation du satellite par rapport au porte satellite ω_{24} est basé sur la connaissance des vitesses absolues des points A, B, C et les liaisons entre ces vitesses.

2.2.1 Rapport de multiplication

De la (Figure III.1), on peut extraire les relations suivantes :

- Couronne bloquée ($\omega_{30} = 0$).
- C : centre instantané des vitesses.

$$\frac{V_B}{CB} = \frac{V_A}{CA} \iff V_A = \frac{CA}{CB} \cdot V_B \iff V_A = \frac{2r_2}{r_2} \cdot V_B$$

$$V_A = 2 \cdot V_B \quad (4)$$

$$V_A = \omega_{10} \cdot OA = \omega_{10} \cdot r_1 \quad (5)$$

$$V_B = -\omega_{20} \cdot CB = -\omega_{20} \cdot r_2 \quad (6)$$

$$V_B = \omega_{40} \cdot OB = \omega_{40} \cdot (r_1 + r_2) \quad (7)$$

Et par égalisation de (4) et (5) on obtient :

$$\omega_{10} \cdot r_1 = \omega_{40} \cdot (2r_1 + 2r_2) = \omega_{40} \cdot (r_1 + r_1 + 2r_2) = \omega_{40} \cdot (r_1 + r_3)$$

On peut donc extraire l'expression du rapport de multiplication i :

$$i = \frac{\omega_{10}}{\omega_{40}} = \frac{r_1 + r_3}{r_1} = 1 + \frac{Z_3}{Z_1}$$

2.2.2 Calcul de la vitesse relative du satellite/ au porte satellite

Par égalisation de (6) et (7) on obtient :

$$\omega_{40} \cdot (r_1 + r_2) = -\omega_{20} \cdot r_2$$

$$\omega_{20} = -\frac{\omega_{40} \cdot (r_1 + r_2)}{r_2} \quad (8)$$

La vitesse relative du satellite 2 par rapport au porte satellite 4 est donnée par :

$$\omega_{24} = -\omega_{20} - \omega_{40} \quad (9)$$

ω_{20} , ω_{40} Sont de sens contraires.

En injectant l'équation (8) dans l'équation (9), la vitesse devient :

$$\omega_{24} = -\frac{\omega_{40} \cdot (r_1 + r_2)}{r_2} - \omega_{40} = -\omega_{40} \cdot \frac{r_1 + 2r_2}{r_2} = -\omega_{40} \cdot \frac{r_3}{r_2} = -\frac{Z_3}{Z_2} \omega_{40}$$

$$\omega_{24} = -\omega_{40} \frac{2}{1 - \frac{Z_1}{Z_3}} = \frac{2(1-i)}{i-2} \omega_{40} \quad (10)$$

3. Calcul statique

3.1 Détermination des couples

Soient :

T_4 : Couple agissant sur le porte-satellites 4 (couple d'entrée).

T_1 : Couple agissant sur le planétaire 1 (couple de sortie)

T_3 : Couple agissant sur la couronne 3 (couple réactif)

Ces couples sont déterminés par trois équations :

- Equation de l'équilibre statique :

$$T_1 + T_3 + T_4 = 0 \quad (11)$$

- Equation de puissance :

En négligeant la perte de puissance par frottement (friction) et en supposant que le rendement

$\eta = 1$, on a:

$$T_1 \omega_{10} + T_4 \omega_{40} + T_3 \omega_{30} = 0 \quad (12)$$

- Equation cinématique (3) :

De la formule de Willis, on a :

$$\omega_{30} = \frac{\omega_{10}}{\lambda} + \frac{\lambda-1}{\lambda} \omega_{40} \quad (13)$$

En remplaçant l'équation (13) dans l'équation (12), on aura :

$$T_1 \omega_{10} + T_4 \omega_{40} + T_3 \left(\frac{\omega_{10}}{\lambda} + \frac{\lambda-1}{\lambda} \omega_{40} \right) = 0 \quad (14)$$

$$\omega_{10} \left(T_1 + \frac{T_3}{\lambda} \right) + \omega_{40} \left(T_4 + \frac{\lambda-1}{\lambda} T_3 \right) = 0 \quad (15)$$

- Pour : $\omega_{10} \neq 0$, $\omega_{40} \neq 0$

On obtient :

$$T_1 + \frac{T_3}{\lambda} = 0, T_3 = -\lambda T_1 \quad (16)$$

$$T_4 + \frac{\lambda-1}{\lambda} T_3 = 0, T_3 = \frac{-\lambda}{\lambda-1} T_4 \quad (17)$$

Par égalisation de (16) et (17) on obtient :

$$T_3 = -\lambda T_1 = \frac{-\lambda}{\lambda-1} T_4 \quad (18)$$

Et de l'équation (18) :

$$T_1 = \frac{T_4}{\lambda-1} \quad (19)$$

$$T_3 = \frac{-\lambda}{\lambda-1} T_4 \quad (20)$$

$\lambda = i - 1$, en rapportant cette valeur dans les deux équations (19) et (20) on aura :

$$T_1 = \frac{T_4}{-i} \quad (21)$$

$$T_3 = \frac{i-1}{-i} T_4 \quad (22)$$

4. Conception du multiplicateur

Dans notre travail on va concevoir un multiplicateur pour une éolienne de moyenne puissance ($P = 200 \text{ kW}$), le multiplicateur en question à quelques caractéristiques spécifiques :

Tableau III.1 : Caractéristiques du multiplicateur.

Puissance	Rapport de multiplication	Angle de pression	Module
$P = 200 \text{ kW}$	$i = 10$	$\alpha = 20^\circ$	$m = 5$

Afin d'obtenir un multiplicateur d'éolienne répondant aux normes et aux exigences de travail adéquates quelques conditions doivent d'être prises en considération.

4.1 Conditions de la conception

- Le respect de la coaxialité ($Z_3 = Z_1 + 2 Z_2$).
- Le rapport de conduite minimum ($\varepsilon_\alpha = 1.3$).
- La contrainte de flexion et la contrainte de pression de hertz ne doivent pas dépasser leurs contraintes admissibles respectives $\sigma_F \leq \sigma_{Fadm}$; $\sigma_H \leq \sigma_{Hadm}$.
- Le rapport de multiplication du planétaire doit être compris entre 2.5 et 13.
- La tolérance réelle du rapport de multiplication par rapport au rapport de multiplication imposé est de $\pm 3 \%$ [15].

Pour faire tourner les pales de notre éolienne, une vitesse du vent de 5 m/s à 6 m/s est nécessaire pour un fonctionnement optimal, (Figure I.8).

En Algérie le meilleur emplacement de cette éolienne en vue de l'obtention d'une telle puissance est la wilaya d'Adrar car c'est le seul endroit où la vitesse moyenne du vent atteint les 6 m/s, (Figure III.2).

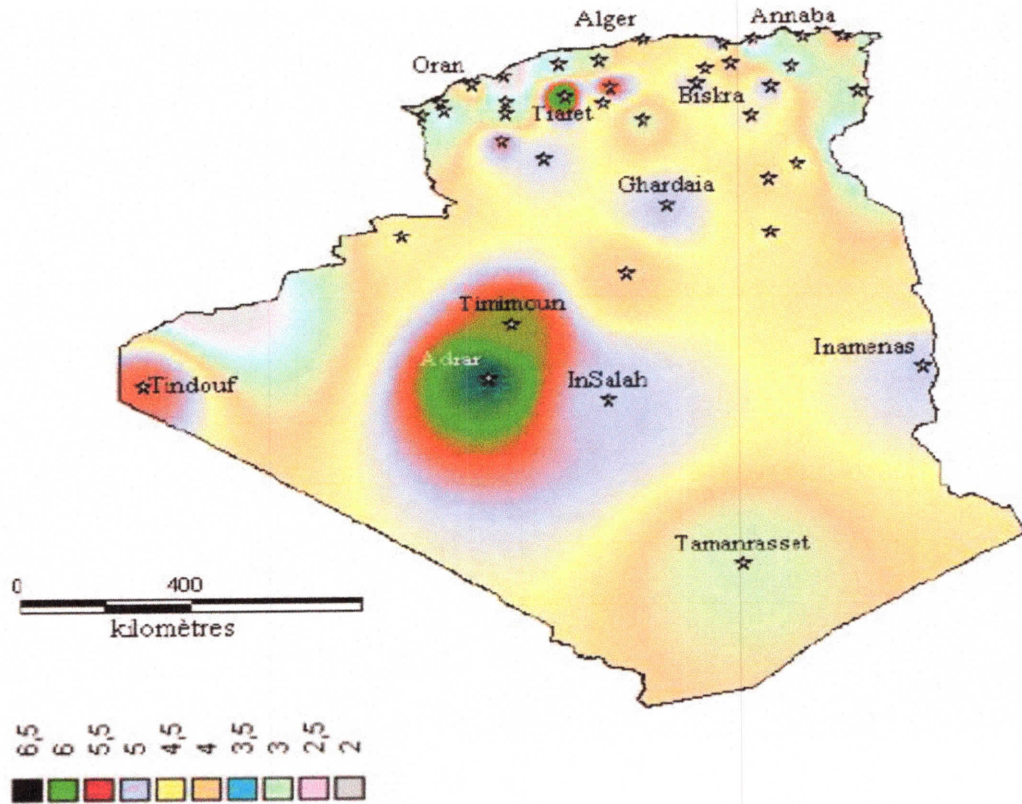


Figure III.2 : La vitesse moyenne du vent en Algérie estimée à 10 m du sol [16].

Afin de déterminer quelques paramètres essentiels (le diamètre du rotor et la vitesse de rotation de l'arbre lent) nous allons utiliser quelques données :

4.2 Détermination du diamètre du rotor

On va déterminer le diamètre du rotor à partir de la puissance nominale de l'éolienne :

$$P = 0.15 \cdot D^{2.15} \iff D = \sqrt[2.15]{\frac{P}{0.15}} \implies D \approx 28.4 \text{ m}$$

D = 28 m

Où :

- P : puissance en (KW)
- D : diamètre du rotor en (m)

4.3 Détermination de la vitesse de rotation

Pour déterminer la vitesse de rotation du rotor nous allons nous référer au tableau ci-dessous qui indique la vitesse de rotation du rotor en fonction de la longueur des pales.

Tableau III.2 : Vitesse de rotation en fonction de la longueur

Longueur de la pale (m)	Vitesse de rotation (tr/min)
0.5	2000
1	1000
2.5	400
5	200
10	100
15	67
20	50
25	40
30	33

Pour obtenir une valeur précise de la vitesse de rotation nous allons tracer une courbe à partir des valeurs du (Tableau III.2).

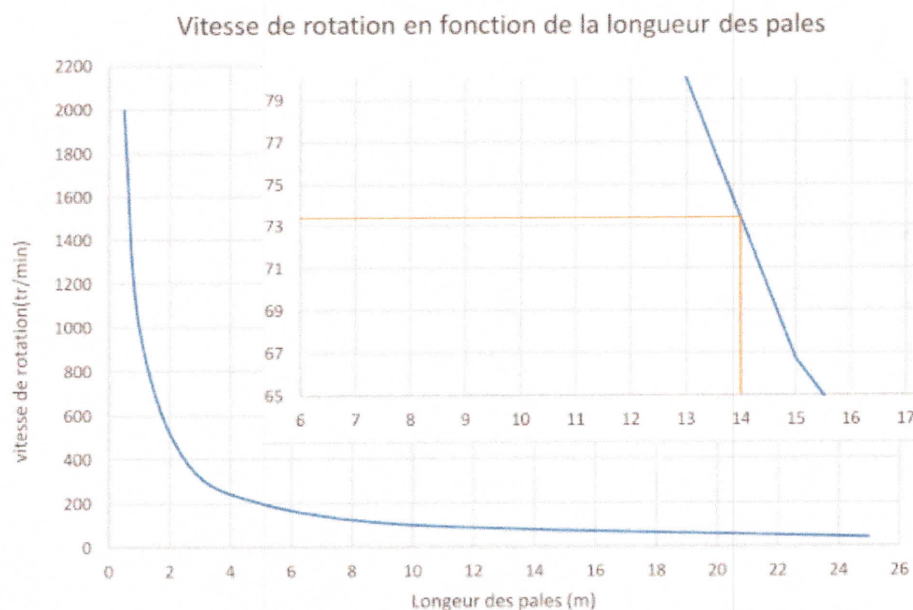


Figure III.3 : Vitesse de rotation en fonction de la longueur des pales.

Pour une longueur de pale de 14m la vitesse de rotation du rotor est de 74tr/mn.

4.4 Calcul du nombre de dents

En partant de la formule du rapport de transmission :

$$i = 1 + \frac{Z_3}{Z_1}$$

Et on a un rapport de transmission ($i=10$), cela implique que :

$$\frac{Z_3}{Z_1} = i - 1 \quad \Longleftrightarrow \quad \frac{Z_3}{Z_1} = 9 \quad (23)$$

Le calcul du nombre de dents dans notre cas doit satisfaire à trois conditions :

- $Z_3 = 9 Z_1$
- $Z_3 = Z_1 + 2 Z_2$
- La somme de Z_3 et Z_1 doit être un multiple de trois (nombre de satellites égale à 3).

Pour éviter toute interférence le nombre de dents ($Z \geq 17$), et comme il doit être un multiple de 3 on aura : 18, 24, 27, 30 etc.

Concernant notre calcul on prend le nombre de dents du solaire ($Z_1 = 24$ dts)

De l'équation (23) :

$$\begin{aligned} Z_3 &= 9 Z_1 = 216 \text{ dts} \\ Z_3 = Z_1 + 2 Z_2 &= 24 + 2 Z_2 \quad \Longrightarrow \quad Z_2 = \frac{216-24}{2} = 96 \text{ dts} \end{aligned}$$

4.5 Calcul des couples

La vitesse d'entrée de l'arbre lent est de l'ordre $N_e = 74$ tr/min, (Figure III.4).

$$\begin{aligned} \omega_{40} &= \frac{N_e \cdot \pi}{30} = \frac{74 \times \pi}{30} = \frac{74 \times 3,14}{30} = 7.7 \text{ rd/s} \\ \omega_{24} &= -\omega_{40} \cdot \frac{2}{1 - \frac{Z_1}{Z_3}} = \frac{2(1-i)}{i-2} \omega_{40} = 17.32 \text{ rd/s} \end{aligned}$$

$$\omega_{24} = 17.32 \text{ rd/s} = 165 \text{ tr/min}$$

La puissance d'un couple (P) est égale au couple, exprimé en N.m multiplié à la vitesse angulaire instantanée exprimée en radian par seconde.

$$P = T_4 \cdot \omega_{40} \implies T_4 = \frac{200000}{7.7} = 25974 \text{ N.m}$$

De l'équation (21) et (22) on a :

$$T_1 = \frac{T_4}{-i} = \frac{25974}{-10} = -2597 \text{ N.m}$$

$$T_3 = \frac{i-1}{-i} T_4 = \frac{10-1}{-10} \times 25974 = -23377 \text{ N.m}$$

4.6 Calcul de la force tangentielle et de la force radiale

Les charges réparties sur les engrenages sont représentés dans la figure ci-dessous :

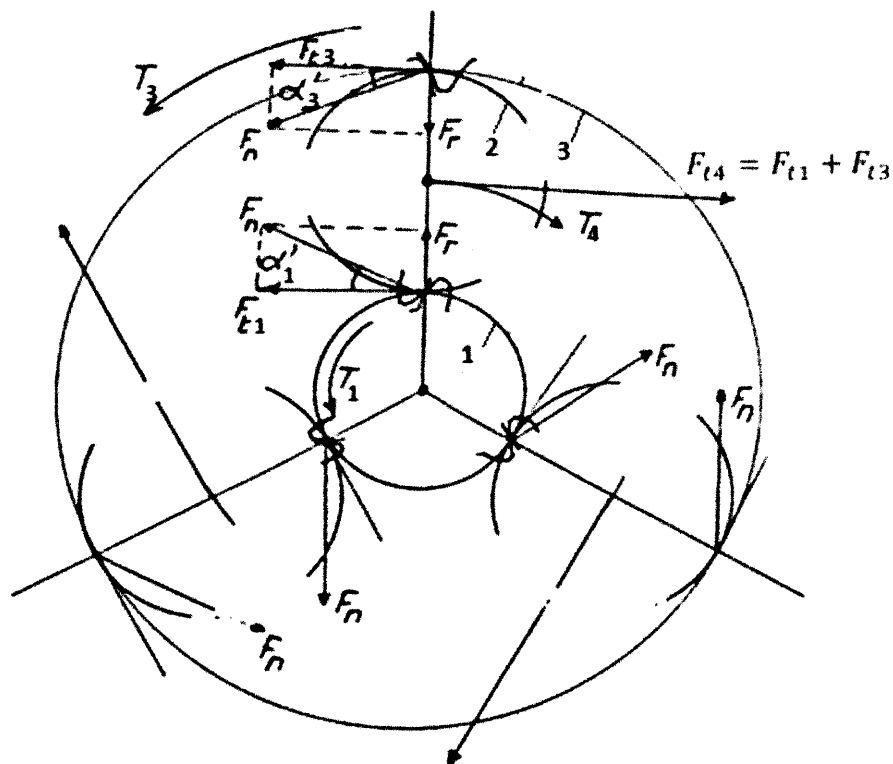


Figure III.4 : Distribution des efforts et couples dans le train planétaire [14].

La charge appliquée c'est l'effort tangentiel F_t appliqué sur la tête de la dent, calculé par les équations suivantes :

$$F_{t4} = F_{t1} + F_{t3} = -(-14428 - 14430) = 28858 \text{ N}$$

Où :

$$F_{t1} = \frac{T_1 \times 1000}{3 \times r_1} = \frac{-2597 \times 1000}{3 \times 60} = -14428 \text{ N}$$

$$F_{t3} = \frac{T_3 \times 1000}{3 \times r_3} = \frac{-23377 \times 1000}{3 \times 540} = -14430 \text{ N}$$

La force radiale est perpendiculaire à F_t , on peut la calculer à l'aide de la formule suivante :

$$F_r = F_t \times \tan \alpha$$

Le tableau suivant récapitule toutes les caractéristiques de la denture des engrenages constituant le multiplicateur.

Tableau III.3 : Caractéristiques de la denture des engrenages

Désignation	Symbole	Formule	Couronne (3)	Satellite (2)/porte satellite(4)	Solaire (1)
Nombre de dents	Z	\	$Z_3 = 216$ dts	$Z_2 = 96$ dts	$Z_1 = 24$ dts
Diamètre primitif	d (mm)	$d = m \times Z$	$d_3 = 1080$	$d_2 = 480$	$d_1 = 120$
Diamètre de base	d_b (mm)	$d_b = d \times \cos \alpha$	$d_{b3} = 1014.8$	$d_{b2} = 451.05$	$d_{b1} = 112.7$
Diamètre de tête	d_a (mm)	$d_a = d \pm 2m$	$d_{a3} = 1070$	$d_{a2} = 490$	$d_{a1} = 130$
Diamètre de pied	d_f (mm)	$d_f = d \pm 2.5m$	$d_{f3} = 1092.5$	$d_{f2} = 467.5$	$d_{f1} = 107.5$
Saillie	h_a (mm)	$h_a = m$	$h_{a3} = 5$	$h_{a2} = 5$	$h_{a1} = 5$
Creux	h_f (mm)	$h_f = 1.25m$	$h_{f3} = 6.25$	$h_{f2} = 6.25$	$h_{f1} = 6.25$
Hauteur de la dent	h (mm)	$h = 2.25m$	$h_3 = 11.25$	$h_2 = 11.25$	$h_1 = 11.25$
Pas	p (mm)	$p = \pi \times m$	$p_3 = 15.7$	$p_2 = 15.7$	$p_1 = 15.7$
Largeur de denture	b (mm)	$b = k \times m$	$b_3 = 40$	$b_2 = 40$	$b_1 = 40$
Couple	T (N.m)	Eq (21) et (22)	$T_3 = -21429$	\	$T_1 = -2381$
Force tangentielle	F_t (N)	$\frac{T \times 1000}{3 \times r}$	$F_{t3} = -14430$	$F_{t4} = 28858$	$F_{t1} = -14428$
Force radiale	F_r (N)	$F_r = F_t \times \tan \alpha$	$F_{r3} = -5252$	$F_{r4} = 10503$	$F_{r1} = -5251$

4.7 Choix du matériau

Le matériau choisi pour les engrenages est un acier allié de cémentation (20 CrMo 5) de caractéristiques suivantes :

Tableau III.4 : Caractéristiques du matériau [17].

Propriétés		Symboles	Valeurs	Unités
Module de Young		E	210	GPa
Coefficient de poisson		ν	0,3	/
Limite d'élasticité		σ_c	850	MPa
Résistance à la rupture		σ_r	1100	MPa
Résistance limite à la fatigue au pied de la dent		$\sigma_F \text{ lim}$	390	MPa
Pression hertzienne limite à la fatigue		$\sigma_H \text{ lim}$	865	MPa
Dureté	Noyau	/	300	HB
	Flanc	/	55	HRC

4.8 Calcul des contraintes sur la denture

4.8.1 Calcul de la pression superficielle (contrainte de Hertz)

La pression superficielle au contact des profils de dentures est donnée par la relation [14] :

$$\sigma_{HO} = Z_E Z_H Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \frac{u \pm 1}{u}}$$

Où :

- σ_{HO} : Pression d'Hertz de base (MPa)
- Z_E : Facteur d'élasticité (du matériau)
- Z_H : Facteur géométrique
- Z_ε : Facteur de conduite
- Z_β : Facteur d'inclinaison ($Z_\beta = 1$ pour les dentures droites)
- F_t : Force tangentielle

- u : rapport d'engrenage ($u = Z_2/Z_1$)

- b : largeur de denture ($b = m_0 \cdot k$)

(+ : engrenage extérieur, - : engrenage intérieur)

- **Facteur d'élasticité Z_E :**

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}}$$

- ν_i : coefficient de poisson de l'élément i
- E_i : module d'élasticité longitudinal de l'élément i

Pour des matériaux identiques :

$$Z_E = 0,59 \cdot \sqrt{E}$$

$$Z_E = 0,59 \cdot \sqrt{210\,000} = 270,37 \text{ MPa}$$

- **Facteur géométrique Z_H :**

$$Z_H = \sqrt{\frac{\cos \beta}{\sin \alpha \cdot \cos \alpha}}$$

Pour un engrenage à denture droite : $\beta = 1$

$$Z_H = \sqrt{\frac{1}{\sin 20^\circ \cdot \cos 20^\circ}} = 1,76$$

- **Facteur de conduite Z_ε :**

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon}{3}}$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - 1,3}{3}} = 0,94$$

On obtient :

$$\sigma_{HO} = 270,37 \cdot 1,76 \cdot 0,94 \sqrt{\frac{14428}{40 \cdot 120} \frac{4+1}{4}} = 867,03 \text{ MPa}$$

Pour le dimensionnement final on doit tenir compte d'autres facteurs :

- K_A : Facteur de service.
- K_V : Facteur dynamique.
- $K_{H\beta}$: Facteur de distribution de charge longitudinale.
- $K_{H\alpha}$: Facteur de distribution de charge transversale.

La contrainte totale est alors donnée par la relation :

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}$$

On obtient :

$$\sigma_H = 867,03 \cdot \sqrt{1,10 \cdot 1,06 \cdot 1,18} = 1017 \text{ MPa}$$

Avec :

- $K_A = 1,10$ (voir annexe 1)
- $K_V = 1,06$ (voir annexe 2)
- $K_{H\beta} = 1,18$ (voir annexe 3)
- $K_{H\alpha} = 1$ (voir annexe 4)

4.8.2 La résistance à la pression superficielle

σ_H doit être inférieur à une pression de Hertz limite admissible [14] :

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \text{ lim}}}{S_{H \text{ min}}} \cdot Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W \cdot Z_X$$

Les différents termes qui apparaissent dans cette formule sont définis comme suit :

- $\sigma_{H \text{ lim}}$: Limite d'endurance à la pression superficielle.
- $S_{H \text{ min}}$: Facteur de sécurité (L'ISO préconise une valeur minimale $S_{H \text{ min}} = 1,0$ avec fiabilité normale).
- Z_{NT} : Facteur de durée.
- Z_W : Facteur de rapport de dureté.
- Z_L : Facteur de viscosité.
- Z_V : Facteur de vitesse.
- Z_R : Facteur de rugosité.
- Z_X : Facteur de dimension.

On obtient :

$$\sigma_{HP} = 865 \cdot 1,6 \cdot 1,10 \cdot 0,85 = 1294,04 \text{ MPa}$$

Avec :

- $Z_{NT} = 1,6$ (voir annexe 7)
- $Z_W = 1,10$ (voir annexe 8)
- $Z = 0,85$ (voir annexe 9)
- $Z_X = 1$ (voir annexe 10)

Alors, la condition est vérifiée.

4.8.3 Calcul de la contrainte de flexion

C'est une relation du type [14] :

$$\sigma_{FO} = \frac{F_t}{b \cdot m_0} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{\varepsilon}$$

Où :

- σ_{FO} : contrainte de flexion de base.
- Y_{ε} : Facteur de conduite.

$$Y_{\varepsilon} = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_{\alpha}}$$

- Y_{Fa} : Facteur de forme.
- Y_{Sa} : Facteur de concentration de contraintes.

- Y_β : Facteur d'inclinaison des dentures ($Y_\beta = 1$ en denture droite).
- F_t : Effort tangentiel à la denture.
- b : largeur de denture ($b = m_0 \cdot k$)

On obtient :

$$\sigma_{FO} = \frac{14428}{40.5} \cdot 2,65 \cdot 1,58 \cdot 0,82 = 247,68 \text{ MPa}$$

Avec :

- $Y_{Fa} = 2,65$ (voir abaque annexe 11)
- $Y_{Sa} = 1,58$ (voir abaque annexe 12)
- $Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{1,3} = 0,82$

Pour le dimensionnement final on doit tenir compte d'autres facteurs :

- K_A : Facteur de service
- K_V : Facteur dynamique
- $K_{F\beta}$: Facteur de distribution de charge longitudinale
- $K_{F\alpha}$: Facteur de distribution de charge transversale

Nous appelons σ_F contrainte de flexion de fonctionnement [14] :

$$\sigma_F = \sigma_{FO} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}$$

Après le calcul des facteurs, on trouve :

$$\sigma_F = 247,68 \cdot 1,10 \cdot 1,06 \cdot 1,12 = 323,45 \text{ MPa}$$

Avec :

- $K_{F\beta} = 1,12$ (voir annexe 5)
- $K_{F\alpha} = 1$ (voir annexe 6)

4.8.4 La résistance à la flexion

σ_F doit être inférieur à une contrainte de flexion limite admissible σ_{FP} [14] :

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \text{ lim}}}{S_{F \text{ min}}} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta \text{ rel } T} \cdot Y_{R \text{ rel } T} \cdot Y_X$$

Les différents termes qui apparaissent dans cette formule sont définis comme suit :

- $\sigma_{F \text{ lim}}$: Limite d'endurance du matériau.
- Y_{NT} : Facteur de durée.
- $S_{F \text{ min}}$: Facteur de sécurité (L'ISO recommande une valeur $S_{F \text{ min}} = 1,25$ avec fiabilité normale).
- $Y_{\delta \text{ rel } T}$: Facteur de sensibilité de l'entaille.
- $Y_{R \text{ rel } T}$: Facteur de rugosité.
- Y_X : Facteur de dimension.

On obtient, alors :

$$\sigma_{FP} = \frac{390}{1,25} \cdot 2,5 = 780 \text{ MPa}$$

Avec :

- $Y_{NT} = 2,5$ (voir abaque annexe 13).
- $Y = 1$ (voir annexe 14).

La condition est vérifiée.

4.9 Vérification du module

Soit la formule du module simplifié, où σ_p est la contrainte pratique admissible :

$$m > 2,34 \cdot \sqrt{\frac{F_t}{k \cdot \sigma_p}}$$

On prend : $k = 8$ et $\sigma_p = \sigma_{FP} = 780 \text{ MPa}$

$$\Rightarrow m > 3,56$$

On a pris : ($m = 5$), la valeur de m est donc bien vérifiée.

4.10 Calcul des diamètres des arbres

Afin de déterminer le diamètre de chaque arbre (sortant et entrant), on utilise quelques formules de bases :

On a :

$$\tau_{ad} = \frac{\tau_e}{S}$$

Avec : $\tau_e = 0,58 \times R_e$

Et : $\sigma_{ad} = \frac{R_e}{S}$

On obtient :

$$\tau_{ad} = 0,58 \sigma_{ad}$$

$$\sigma_{ad} = \frac{R_e}{S} = \frac{850}{1,4} = 607 \text{ MPa}$$

$$\tau_{ad} = 0,58 \cdot 607 = 352 \text{ MPa}$$

4.10.1 Calcul du diamètre d_4 (Arbre creux)

On prend une proportion entre le diamètre extérieur et intérieur de ($k = \frac{2}{3}$) :

$$d_i = k \times d_e \iff d_i = \frac{2}{3} \times d_e$$

$$\tau_{ad} = \frac{F_t \cdot \left(\frac{d_e}{2}\right)}{\pi \cdot \left(\frac{d_e^4 - d_i^4}{32}\right)}$$

$$\tau_{ad} = \frac{F_t \cdot 16}{\pi \cdot d_e^3 \cdot \left(1 - \left(\frac{2}{3}\right)^4\right)}$$

On trouve :

$$d_e^3 = \frac{F_t \times 16}{\pi \cdot \tau \cdot \left(1 - \left(\frac{2}{3}\right)^4\right)} = \frac{28850 \cdot 16 \cdot 1000}{3,14 \cdot 352 \cdot \left(1 - \left(\frac{2}{3}\right)^4\right)}$$

Alors :

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{28850 \cdot 16 \cdot 1000}{3,14 \cdot 352 \cdot \left(1 - \left(\frac{2}{3}\right)^4\right)}} = 81 \text{ mm}$$

$$d_i = \frac{2}{3} d_e = 54 \text{ mm}$$

4.10.2 Calcul du diamètre d_1 (Arbre plein)

On a :

$$\tau_{ad} \geq \frac{F_{t1} \cdot \left(\frac{d_1}{2}\right)}{\pi \cdot \left(\frac{d_1^4}{32}\right)}$$

$$\tau_{ad} \geq \frac{F_{t1} \cdot 16}{\pi \cdot d_1^3}$$

On obtient alors :

$$d_1^3 = \frac{F_{t1} \times 16 \times 1000}{\pi \cdot \tau_{ad}}$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{14428 \cdot 16 \cdot 1000}{3,14 \cdot 352}} = 60 \text{ mm}$$

4.10.3 Calcul du diamètre d_2 (arbre plein)

Par un calcul RDM, on trouve :

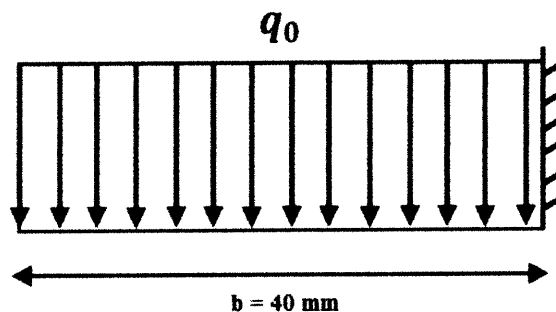


Figure III.5 : Représentation de la charge appliquée sur la dent.

$$M_f = qx \cdot \frac{x^2}{2}$$

$$M_f = 721000 \times \frac{(0,04)^2}{2} = 577 \text{ N.m}$$

Avec :

$$\sigma_{ad} \geq \frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot d_2^3}$$

On trouve :

$$d_2^3 = \frac{32 \times M_f \times 1000}{\pi \cdot \sigma_{ad}}$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 577 \cdot 1000}{3,14 \cdot 607}} = 22 \text{ mm}$$

4.11 Calcul et choix des paliers

Les paliers sont des organes utilisés en construction mécanique pour supporter et guider, en rotation, des arbres de transmission suivant l'usage désiré, ces paliers peuvent être :

- Lisses
- à roulement

Les paliers du multiplicateur doivent supporter des charges et des efforts importants d'où l'utilisation des paliers à roulement pour leur fiabilité et leur polyvalence.

Pour ce calcul nous allons nous référer à quelques formules (24) et (25), [21] :

$$P = F_r \times f_g \quad (24)$$

D'où :

P : charge équivalente en (N).

F_r : force radiale en (N).

f_g : Facteur d'engrenage.

Et :

$$C = \frac{f_h \times P}{f_n} \quad (25)$$

Avec :

C : Charge dynamique de base en (N), (kgf).

f_h : Facteur de durée de vie.

f_n : Facteur de vitesse.

4.11.1 Calcul et choix des roulements

- Les roulements de l'arbre sortant du solaire (1) :

$$P_1 = F_{r1} \times f_g$$

Pour le calcul et le choix des roulements on prend :

- $f_g = 1.2$ (voir annexe 15).
- $f_h = 3$ (voir annexe 16).

Pour une vitesse de rotation ($n_1 = 740$ tr/min), le facteur de vitesse ($f_{n1} = 0.40$), (voir annexe 17).

$$P_1 = 5251 \times 1.2 = 6301 \text{ N}$$

$$C_1 = \frac{f_h \times P_1}{f_{n1}} = \frac{3 \times 6301}{0.40} = 47300 \text{ N}$$

- Les roulements de l'arbre entrant du porte satellite (4) :

$$P_4 = 28858 \times 1.2 = 34630 \text{ N}$$

Pour une vitesse de rotation ($n_4 = 74$ tr/min), le facteur de vitesse ($f_{n4} = 0.77$), (voir annexe 17).

$$C_4 = \frac{f_h \times P_4}{f_{n4}} = \frac{3 \times 34630}{0.77} = 134930 \text{ N}$$

- Les roulements de l'arbre entrant du satellite (2) :

$$P_2 = 28858 \times 1.2 = 34630 \text{ N}$$

Pour une vitesse de rotation ($n_2 = 165 \text{ tr/min}$), le facteur de vitesse ($f_{n2} = 0.64$), (voir annexe 17).

$$C_2 = \frac{f_h \times P_2}{f_{n2}} = \frac{3 \times 34630}{0.64} = 162300 \text{ N}$$

D'après les informations et les calculs effectués auparavant (diamètres des arbres, charges dynamiques de base . . . etc.), les roulements adéquats pour notre multiplicateur sont notés sur le (Tableau III.5).

Tableau III.5 : Types et caractéristiques des roulements [21].

	Arbre 1	Arbre 2	Arbre 4
Type de roulement	Roulements à deux rangées de rouleaux cylindriques	Roulements à une rangée de rouleaux cylindriques	Roulements à deux rangées de rouleaux cylindriques
Diamètre d'alésage (mm)	65	50	90
Diamètre du roulement (mm)	100	110	140
Largeur du roulement (mm)	26	40	37
Charge dynamique de base (N)	77000	163000	143000
Reference roulement	NN 3013	NU 2310	NN 3018

Chapitre IV : Conception et
simulation du train
épicycloïdal par le logiciel
CATIA V5

1. Introduction

CATIA est un logiciel de conception et d'analyse assistée par ordinateur (CAO). Il fait appel à des opérations élémentaires paramétriques pour générer les différents objets géométriques.

CATIA V5 est organisé en modules fonctionnels nommés "Ateliers" permettant chacun de créer ou de modifier un type d'objet bien précis.

L'objet de ce quatrième chapitre est de créer et simuler un train planétaire à l'aide de ce logiciel.

2. Paramètres et dimensionnements des engrenages

Les engrenages sont à denture cylindrique droite de paramètres et dimensions donnés par la figure ci-dessous :

		Couronne	Satellite	Solaire
Module	m	5	5	5
Angle de pression	α	20°	20°	20°
Nombre de dents	z	216	96	24
Diamètre primitif	D	1080	480	120
Diamètre de base	D_b	1014.86	451.05	112.76
Diamètre de tête	D_a	1070	490	130
Diamètre de pied	D_f	1092.5	467.5	107.5
Saillie	h_a	5	5	5
Creux	h_f	6.25	6.25	6.25
Hauteur de la dent	b	11.25	11.25	11.25
Pas	p	15.7	15.7	15.7
Largeur de denture	b	40	40	40

Figure IV.1 : Caractéristiques des engrenages.

3. Conception des pièces par CATIA v5

Si on énumère, le nombre de paramètres définissant complètement une roue à denture droite en développante de cercle, on peut citer 5 paramètres distincts :

1. Le module.
2. Le nombre de dents.
3. L'angle de pression.
4. Le coefficient de déport.
5. Le coefficient de qualité de la roue.

De part cette constatation, on peut en déduire que l'on peut définir toute la famille des roues à denture droite de la même manière à l'aide de ces 5 paramètres. Une des grandes forces de CATIA V5 est, justement, de pouvoir concevoir et d'assembler des pièces paramétriques. Ainsi, en définissant les lois de conceptions d'une roue, il est possible en changeant ces 5 paramètres d'obtenir une nouvelle pièce correspondante.

3.1. Méthode de réalisation des engrenages externes

3.1.1 La développante de cercle

Après l'établissement des diamètres caractéristiques (D , D_b , D_a et D_f), l'étape suivante consiste à créer la développante de cercle.

Dans CATIA, il n'existe pas de commandes permettant de définir directement un profil en développante de cercle. On propose alors d'approcher ce profil par une spline passant par un ensemble de points paramétrés. L'équation paramétrique d'une développante de cercle est donnée par :

$$\begin{cases} x_m = r \cos(t) + rt \cdot \sin(t) \\ y_m = r \sin(t) - rt \cdot \cos(t) \end{cases}$$

Où :

- t : est la mesure en radians de l'angle \widehat{AOT} .
- x_M et y_M sont les coordonnées du point M courant, (Figure IV.2).

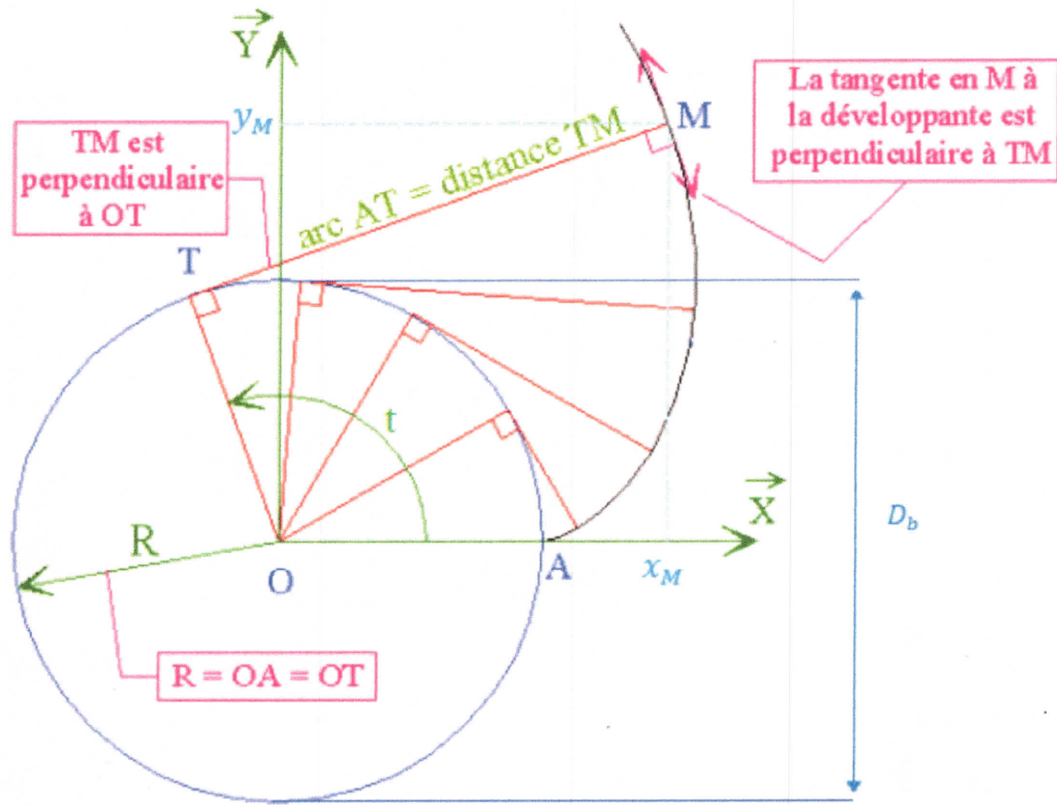


Figure IV.2 : Développante de cercle.

Pour dessiner le profil de la denture en développante de cercle, on a suivi les étapes suivantes :

- On utilise un programme Excel pour résoudre les équations paramétriques $x(t)$ et $y(t)$, (Figure IV.3).

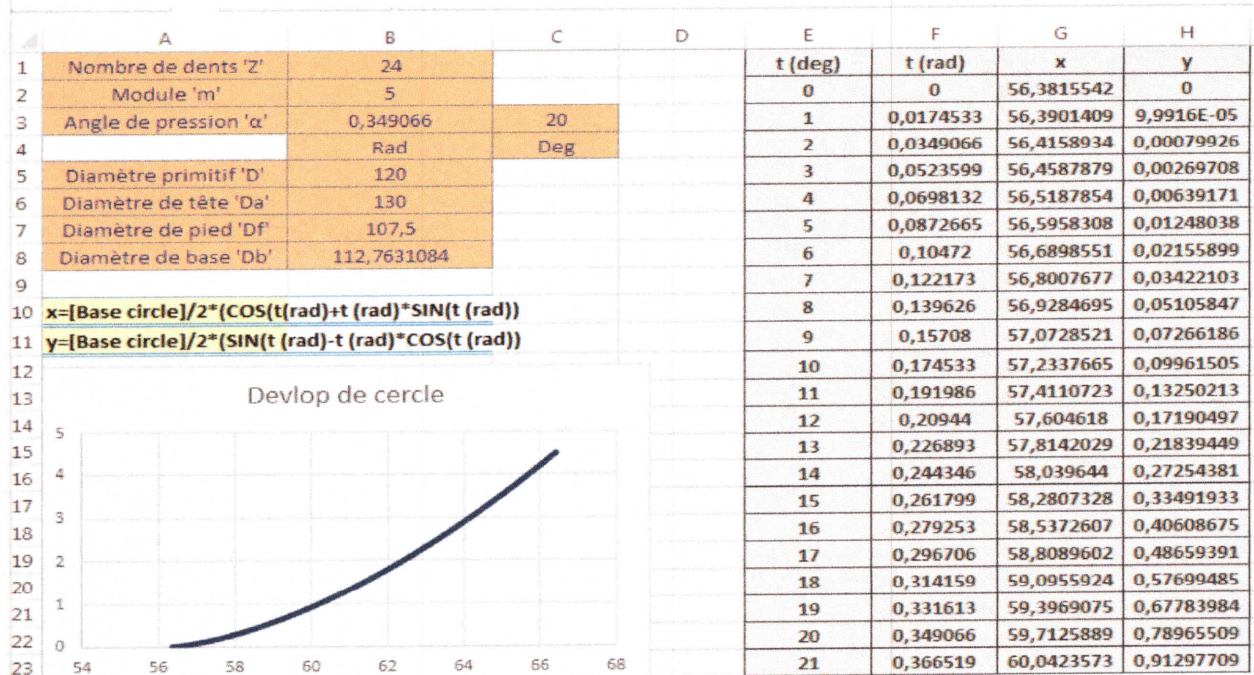


Figure IV.3 : Données paramétrées de la développante de cercle.

- On copie les valeurs de x et y à C:\Program Files\Dassault Systèmes\B21\Intel a\code\command\GSD_PointSplineLoftFromExcel.

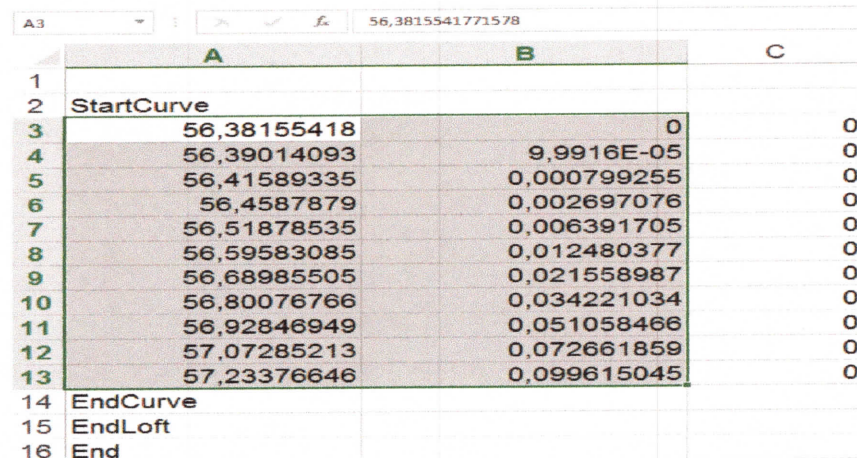


Figure IV.4 : Fichier GSD_PointSplineLoftFromExcel.

- On ouvre l'atelier part design dans le logiciel Catia V5.
- On exécute le programme dans le fichier "GSD_PointSplineLoftFromExcel"

Nous obtenons alors la développante de cercle sur Catia.

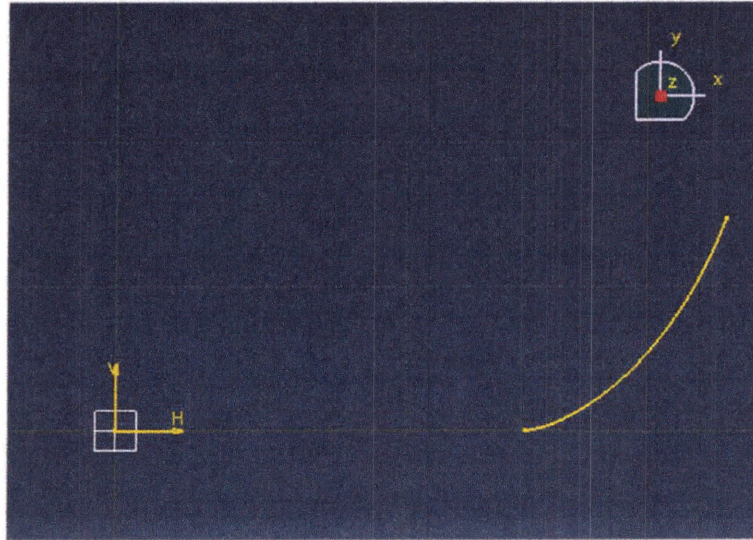


Figure IV.5 : Développante de cercle sur Catia V5.

3.1.2 Dessin de la dent

Pour obtenir le deuxième profil (symétrique), il est nécessaire de définir l'axe de symétrie. Cet axe est défini par l'angle β compris entre deux droites où la première coïncide avec le cercle primitif et la développante de cercle (Figure IV.6).

Avec :

$$\beta = \frac{(360/z)}{4}$$

Il faut prévoir, entre le cercle de pied et les flancs des dents, un petit congé de raccordement pour atténuer l'usure en fatigue de l'engrenage.

$$r = 0.4 \times m$$

Où :

- r : rayon du congé

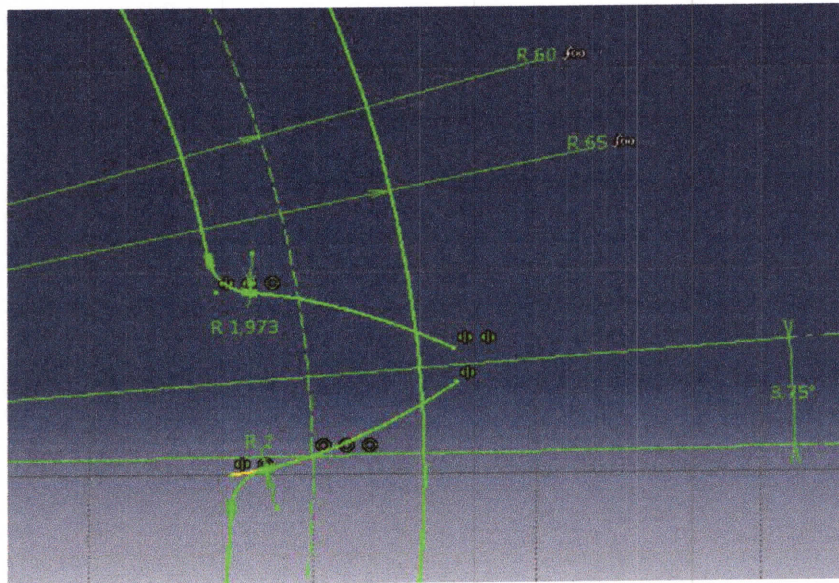


Figure IV.6 : Profil de la denture en développante de cercle.

Une fois l'esquisse de notre profil effectuée, il suffit de l'extruder à une longueur définie par la relation :

$$b = k \times m$$

Après, on fait une répétition circulaire de ce profil égale au nombre de dents (Z). On obtient alors l'engrenage souhaité comme représenté sur la (Figure IV.7).

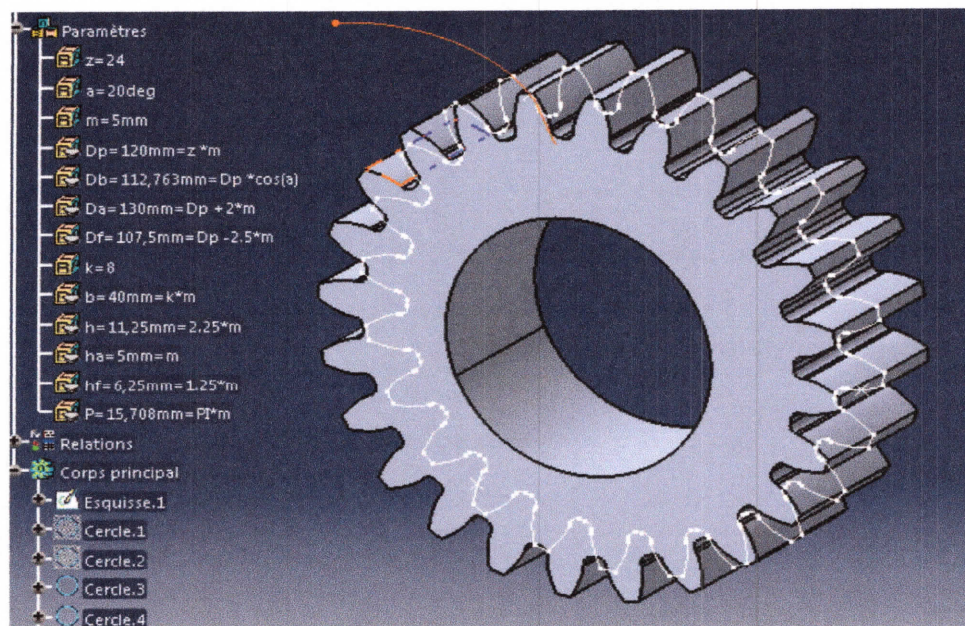


Figure IV.7 : Engrenage externe en représentation volumique entièrement paramétré.

Avec ce paramétrage, il est ainsi très facile de définir une nouvelle roue en changeant le (ou les) paramètre(s) de celle-ci. On rappellera que dans le cas d'un train d'engrenages, celui-ci ne peut fonctionner que dans le cas où le module de chaque roue dentée est le même.

3.2. Méthode de réalisation de l'engrenage interne

Cette méthode consiste à faire une empreinte d'un engrenage externe ayant un nombre de dents correspondant à celles de la couronne dans le corps principal, ce dernier a une forme en cercle, un diamètre extérieur (diamètre extérieur de la couronne $d = 1200mm$) et une largeur $b = 40mm$ par l'utilisation des opérations booléennes.

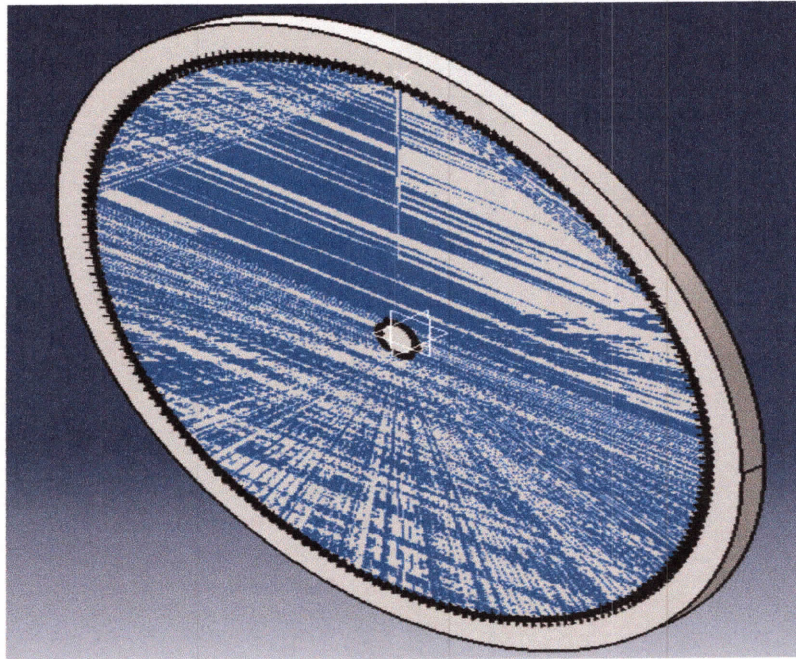



Figure IV.8 : L'empreinte d'un engrenage externe.

Après l'utilisation de la commande  dans la barre d'outils, on choisit un corps à garder et un autre corps à enlever, on obtient l'engrenage ci-dessous :

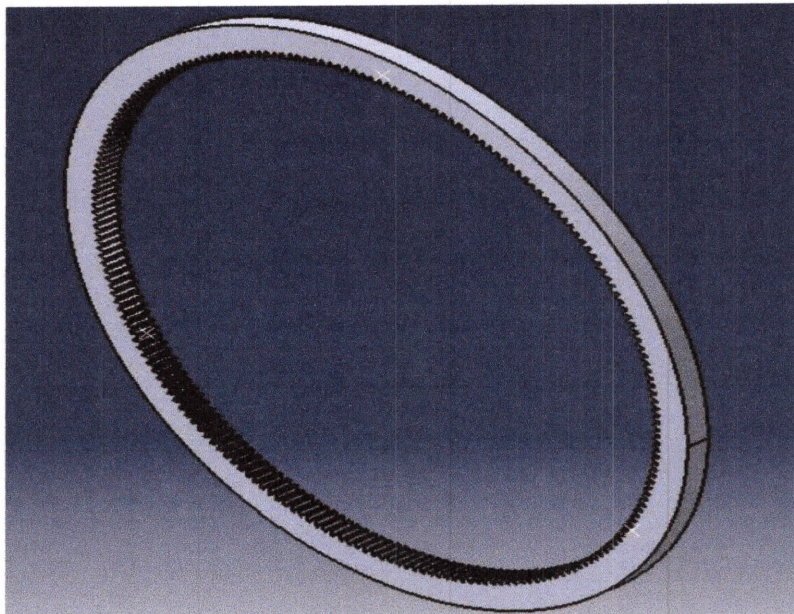


Figure IV.9 : Engrenage à denture interne en représentation volumique.

4. Assemblage des engrenages

On remarque que les engrenages s'assemblent parfaitement dans la couronne. Les paramètres établis sont corrects.

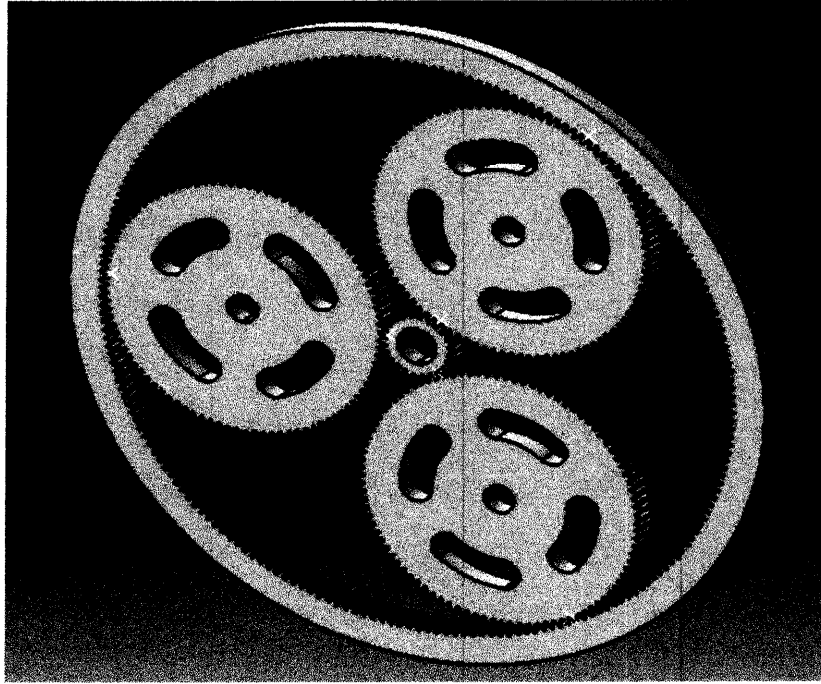


Figure IV.10 : Engrenages assemblés.

5. Conception des autres éléments du train planétaire

5.1 Porte satellite (support)

Le porte-satellite est un élément essentiel au sein d'un train épicycloïdal. En effet il relie les satellites à l'arbre moteur. Ce dernier doit être très résistant car il doit supporter de nombreux efforts étant donné qu'il est lié à tous les éléments du train. Cet élément est conçu en acier.

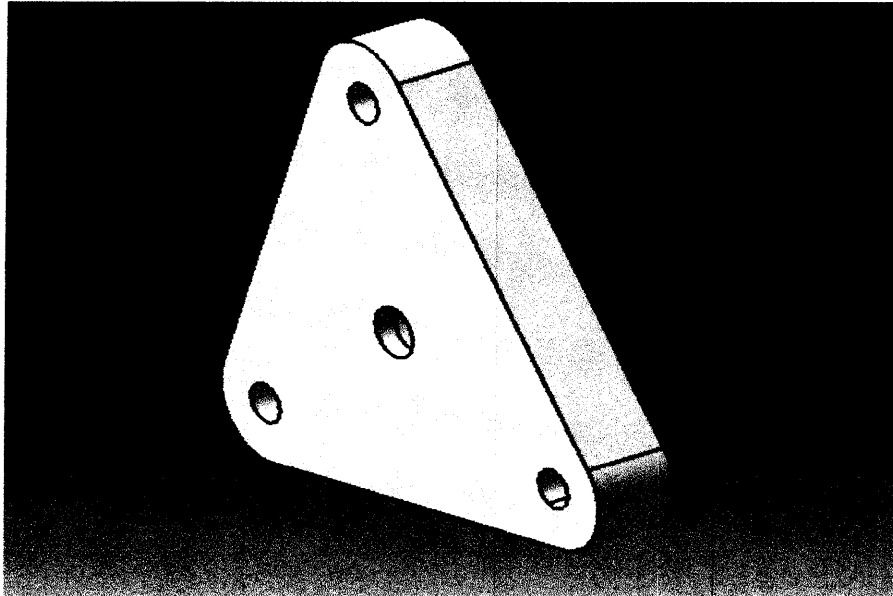


Figure IV.11 : Porte satellite (support).

5.2 Les arbres

5.2.1 L'arbre satellite (arbre plein)

L'arbre satellite relie les satellites du train épicycloïdal au porte-satellites. Il supporte donc des efforts normaux à son axe. « Alliage d'acier 20 CrMo 5 » est bien approprié pour résister aux chocs et possède une haute résistance mécanique.

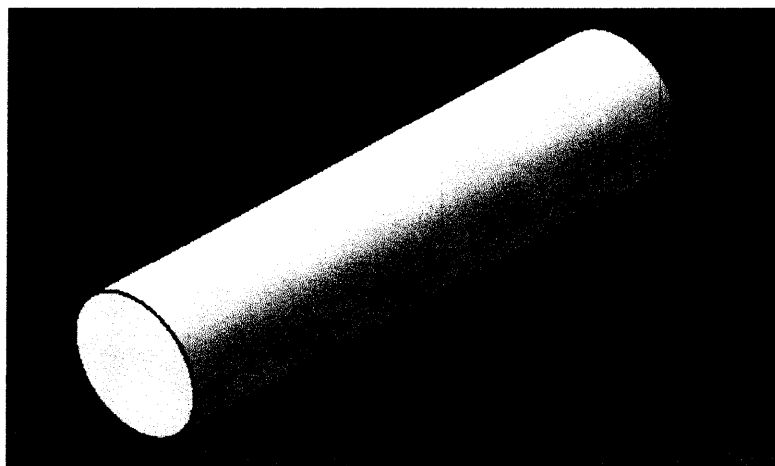


Figure IV.12 : L'arbre satellite.

L'arbre du solaire (arbre sortant) et l'arbre du satellite sont de même nature excepté le diamètre.

5.2.2 L'arbre moteur (arbre creux)

L'arbre moteur est un arbre creux, il est fait en « 20 CrMo 5 » (Figure IV.13).

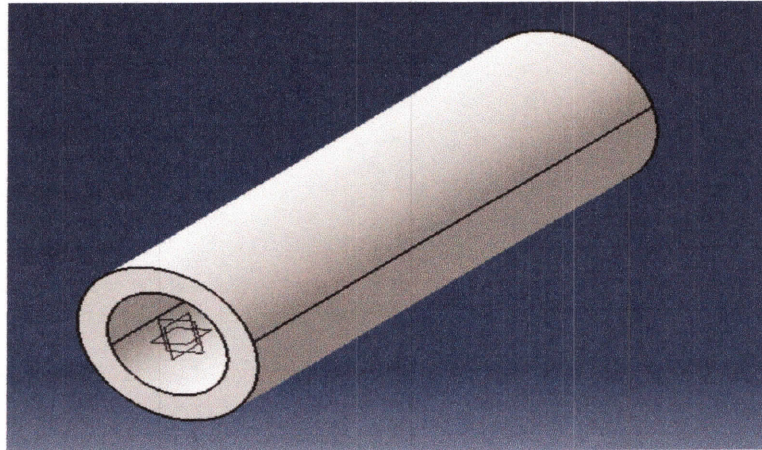


Figure IV.13 : L'arbre moteur.

6. Assemblage et simulation du train épicycloïdal

Après l'assemblage des pièces précédentes, on obtient notre train épicycloïdal (Figure IV.14).

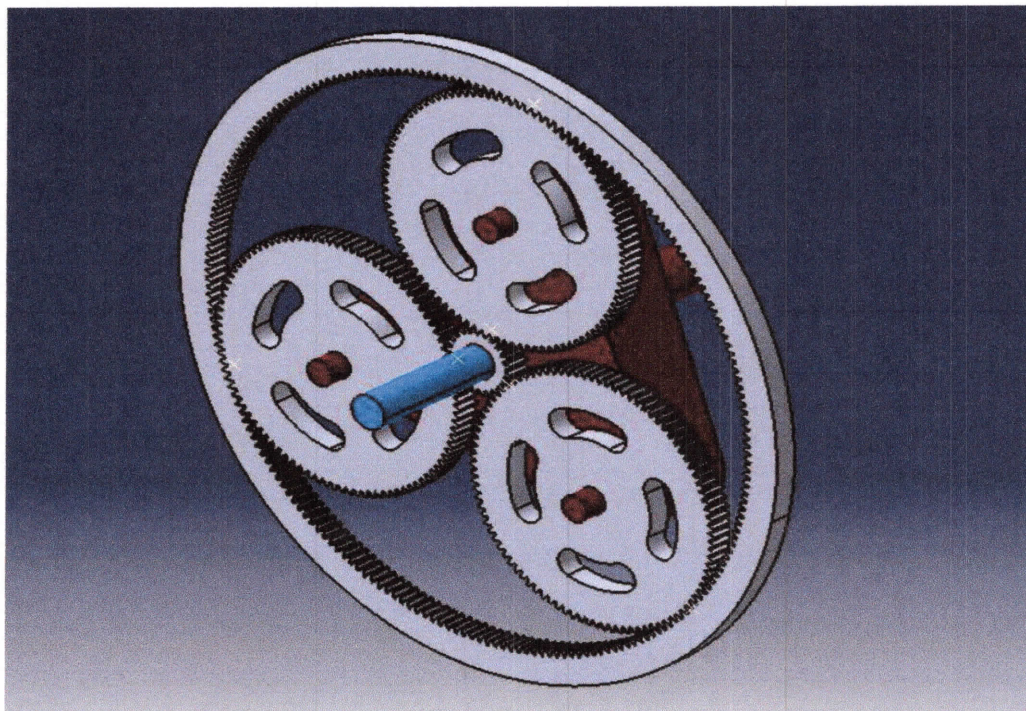


Figure IV.14 : Multiplicateur de vitesse à train épicycloïdal.

Pour simuler notre assemblage on passe à l'atelier DMU kinematics, et on crée :

- un nouveau mécanisme dans lequel :
 - On fixe la couronne.
 - On crée des liaisons rigides entre le porte-satellite (support), l'arbre creux d'entrée d_4 et les arbres pleins d_2 porte-satellites.
 - On crée des liaisons pivot entre les satellites et les arbres d_2 .
 - On crée des liaisons rigides entre l'arbre plein de la sortie d_1 et le solaire.
 - On crée des liaisons d'engrenages entre les satellites, solaire et la couronne.

Pour simuler le fonctionnement du train épicycloïdal on applique une commande d'angle entre le satellite, solaire et le support, après ces étapes le mécanisme est simulé.

7. Analyse de contrainte de l'ensemble rigide support-arbres

Dans notre cas on effectue une analyse de contrainte de l'ensemble rigide support-arbres, vu les sollicitations auxquelles il est soumis. Cette simulation est menée par l'atelier « Generative Structural Analysis » sur le logiciel CATIA suivant ces étapes :

- On a créé l'ensemble rigide support-arbres.

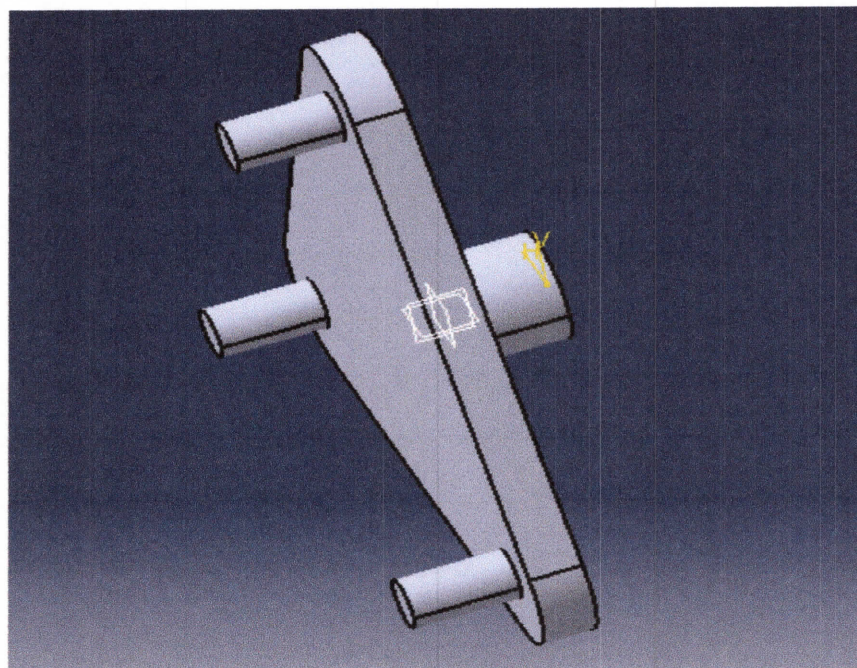


Figure IV.15 : L'ensemble rigide.

- On a appliqué une charge F_{t_4} sur les arbres-satellites.

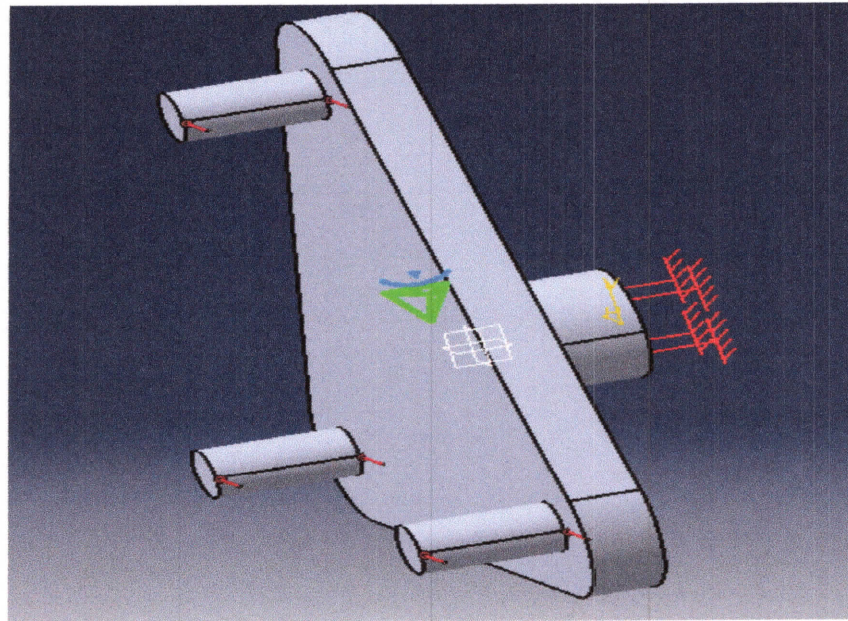


Figure IV.16 : Charges appliqués aux arbres-satellites

- On a fait un maillage octree 3D de taille 10mm et de type parabolique.

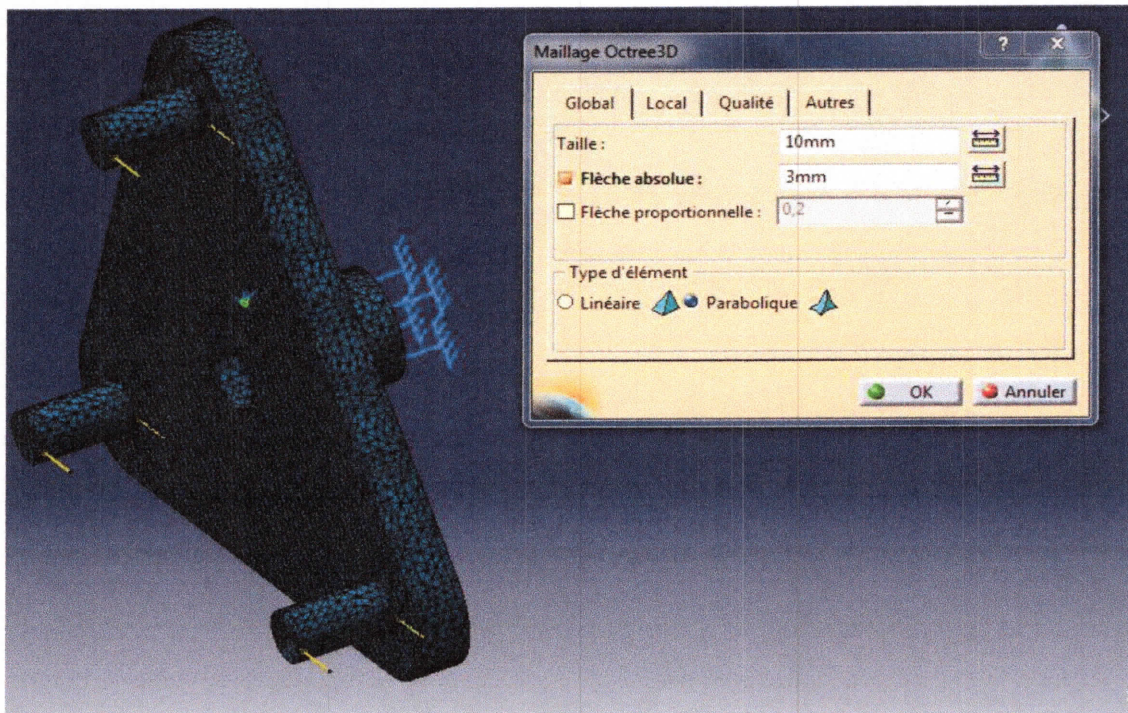


Figure IV.17 : Maillage de l'ensemble rigide.

En effectuant une première analyse de contrainte sur l'ensemble rigide, on a constaté que la contrainte de flexion au pied de l'arbre d_2 et la contrainte de cisaillement au pied de l'arbre d_4 dépassent les contraintes admissibles respectives. Par suite, il est nécessaire donc de faire des modifications en augmentant les diamètres de l'arbre plein d_2 de 50mm à 55mm et de l'arbre creux d_4 de 90mm à 120mm. L'analyse de contrainte suite à ce changement montre la vérification de l'état de contrainte dans tout le corps rigide, (Figure IV.18), (Figure IV.19), (Figure IV.20).

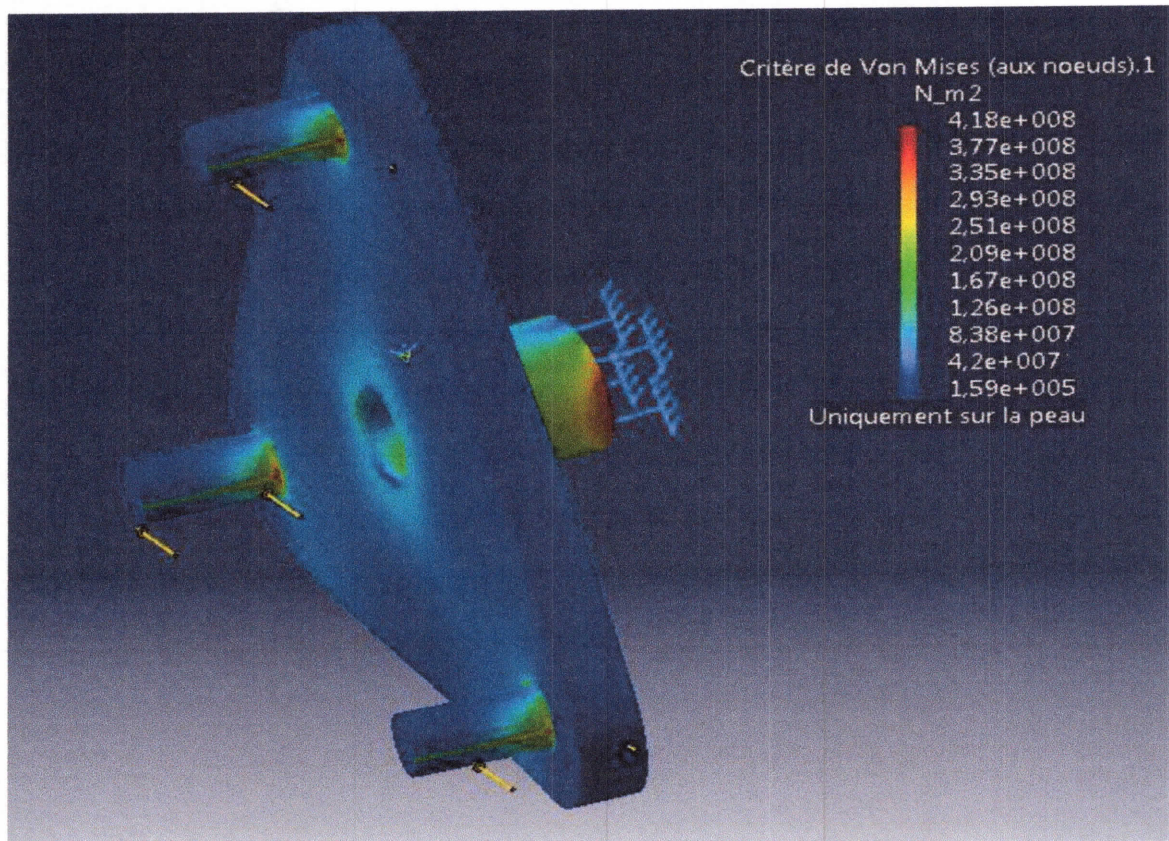


Figure IV.18 : Répartition des contraintes de Von Mises sur l'ensemble rigide support-arbres.

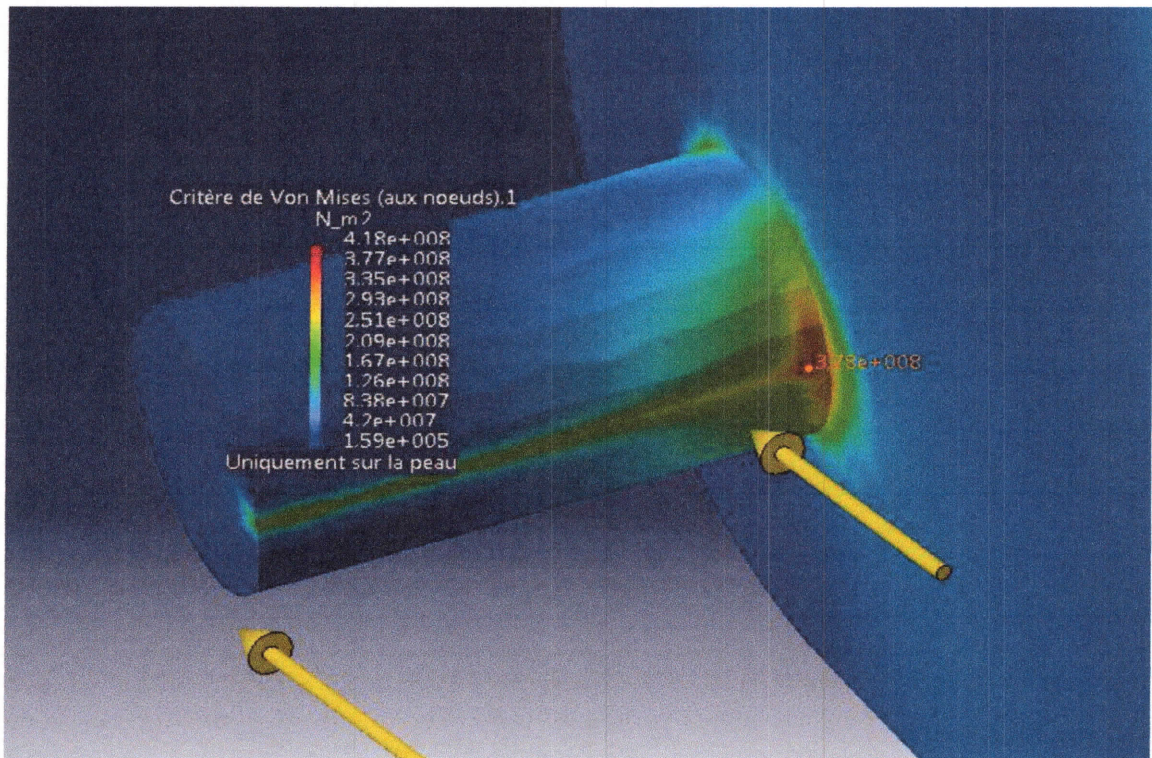


Figure IV.19 : Contrainte de flexion au pied de l'arbre d_2 .

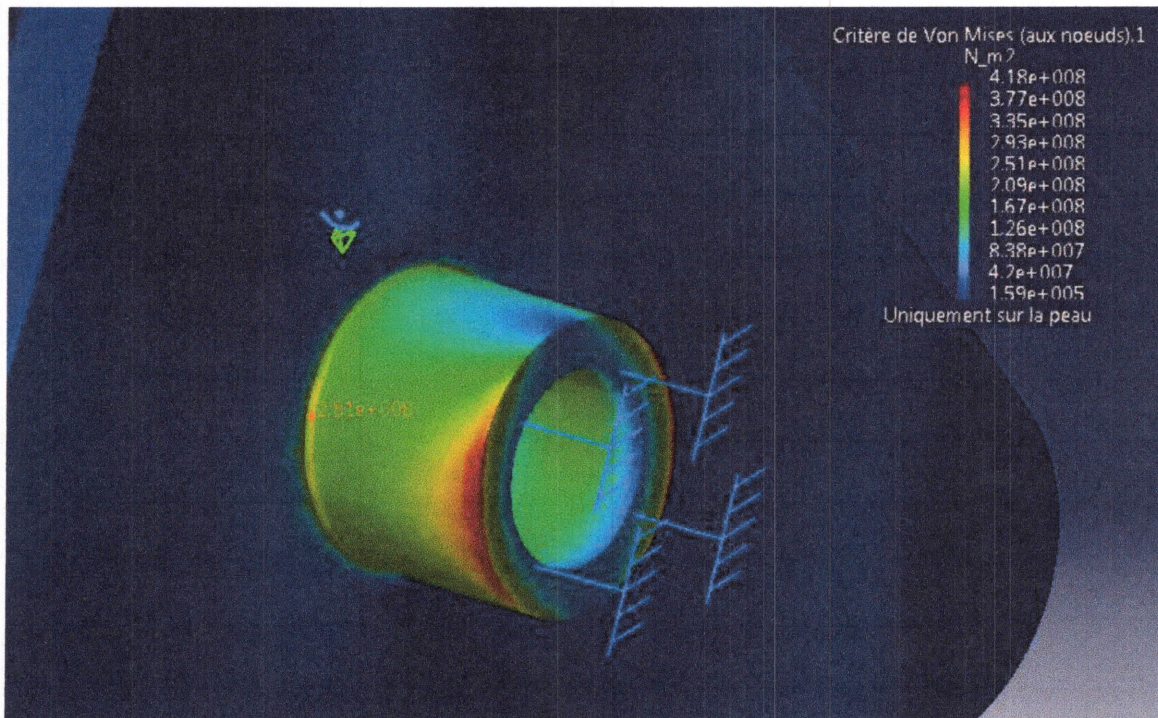


Figure IV.20 : Contrainte de cisaillement au pied de l'arbre d_4 .

Les changements apportés sur les diamètres des arbres d_2 et d_4 nous obligent à adapter les diamètres des roulements aux diamètres des arbres. Les roulements sont alors de caractéristiques (Tableau IV.1).

Tableau IV.1 : Types et caractéristiques des roulements [21].

	Arbre 2	Arbre 4
Type de roulement	Roulements a une rangée de rouleaux cylindriques	Roulements à deux rangées de rouleaux cylindriques
Diamètre d'alésage (mm)	55	120
Diamètre du roulement (mm)	120	165
Largeur du roulement (mm)	43	45
Charge dynamique de base (N)	201000	183000
Reference roulement	NU 2311	MNU 4924



Conclusion générale

Conclusion générale

Par le biais de ce mémoire nous avons enrichi et développé nos connaissances sur :

- L'énergie éolienne et sa place dans le rang des énergies renouvelables.
- L'importance du multiplicateur de vitesse dans la chaîne cinématique de l'éolienne.
- Le choix et le type du multiplicateur de vitesse.
- L'intérêt et la polyvalence des trains épicycloïdaux dans la conception du multiplicateur de vitesse.
- La conception des différents composants d'un train épicycloïdal.

On sait aussi familiariser avec le logiciel CATIA qui nous a permis de réaliser et de simuler notre train épicycloïdal à engrenages cylindriques à denture droite



Annexes

Annexe 1 : Facteur de service K_A

Le tableau suivant donne les valeurs du K_A pour des différentes sources de puissance et des différents récepteurs :

Tableau 1 : Facteur de service K_A [14].

Machines menantes	Machine menées			
	Uniforme (Génératrices)	Chocs légers	Chocs modérés	Chocs importants
Uniforme (Moteur électrique, turbines)	1	1,25	1,50	1,75
Chocs légers (Moteur électrique, turbines, à faible couple)	1,10	1,35	1,60	1,85
Chocs modérés (Moteur multicylindres)	1,25	1,50	1,75	2,00
Chocs importants (monocylindres)	1,50	1,75	2	$\geq 2,25$

Dans notre cas, on prend : $K_A = 1,10$

Annexe 2 : Facteur dynamique K_V

Ce facteur est donné par la courbe suivante en fonction de la vitesse tangentielle au diamètre primitif de fonctionnement [18].

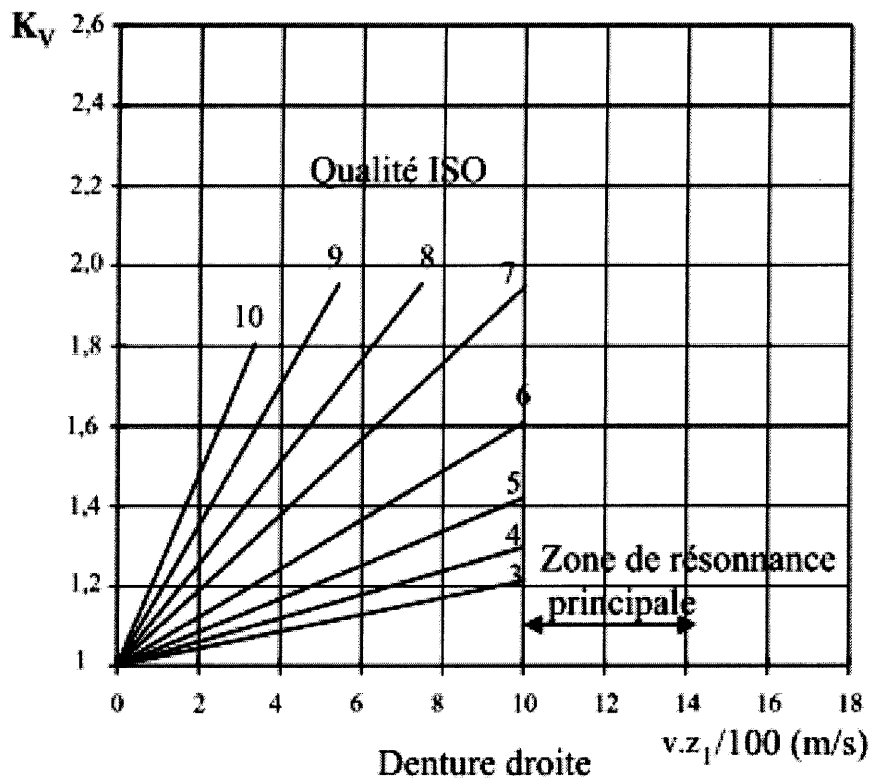


Figure 1 : Facteur dynamique.

Cette courbe est traduite par les équations linéaires du type ($y = ax + b$), dans notre cas :

$$K_v = a(v.z_1/100) + 1$$

La pente (a) varie en fonction de la qualité ISO, elle est donnée par le tableau suivant :

Tableau : Valeurs de la pente (a).

Qualité ISO	5	6	7	8
Valeur de la pente	0,040	0,060	0,090	0,125

Par égalisation des équations (4) et (7) on obtient :

$$V = 2 \cdot \omega_{40} \cdot (r_1 + r_2) = 4,62 \text{ m/s}$$

Et pour une qualité d'engrenage ISO 6 :

$$K_v = 0,060(4,62 \cdot 24/100) + 1 = 1,06$$

Annexe 3 : Facteur de distribution de charge longitudinale $K_{H\beta}$

Il est généralement pris dans l'intervalle [1 ; 1,4]. Pour la qualité ISO 6, il est donné par la formule suivante [19], [20] :

$$K_{H\beta} = 1,15 + 0,18 \cdot \phi^2 + 0,3 \cdot 10^{-3} \cdot b$$

Avec :

ϕ : Rapport d'encombrement.

$$\phi = \frac{b}{d_1}$$

On trouve :

$$K_{H\beta} = 1,15 + 0,18 \cdot \left(\frac{40}{120}\right)^2 + 0,3 \cdot 10^{-3} \cdot 40 = 1,18$$

Annexe 4 : Facteur de distribution de charge transversale $K_{H\alpha}$

Dans le cas de la mécanique générale, les valeurs de ce facteur sont données par le tableau suivant :

Tableau 2 : Facteur de distribution pour la résistance superficielle [18].

Qualité ISO		5	6	7	8
Valeur du facteur $K_{H\alpha}$	Dentures droites	1	1	1	1,1
	Dentures hélicoïdales	1	1	1,1	1,2

Pour un engrenage à denture droite de qualité ISO 6 : $K_{H\alpha} = 1$

Annexe 5 : Facteur de distribution de charge longitudinale $K_{F\beta}$

Ce facteur est donné par la relation [14] :

$$K_{F\beta} = K_{H\beta}^{NF} = 1,12$$

Avec :

$$NF = \frac{1}{1 + \frac{h}{b} + \left(\frac{h}{b}\right)^2} = 0,73$$

- h : hauteur de denture
- b : largeur de denture

Annexe 6 : Facteur de distribution de charge transversale $K_{F\alpha}$

On pourra adopter les valeurs de $K_{F\alpha}$ du tableau [14] :

Tableau 3 : Facteur de distribution pour la résistance à la rupture.

Qualité	6	7	8	9
Denture droite avec durcissement superficielle $\frac{K_{H\alpha}}{K_{F\alpha}}$	1,0	1,0	1,1	1,2
Denture droite sans durcissement superficielle $\frac{K_{H\alpha}}{K_{F\alpha}}$	1,0	1,0	1,0	1,1

Pour la qualité ISO 6 : $K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = 1$

Annexe 7 : Facteur de durée Z_{NT}

Pour un acier de cémentation [14] :

$$N_L \leq 10^3 \quad ; \quad Z_{NT} = 1,6$$

Annexe 8 : Facteur de rapport de dureté Z_W

Une bonne valeur moyenne pratique de ce facteur est donnée par la (Figure 2) [14].

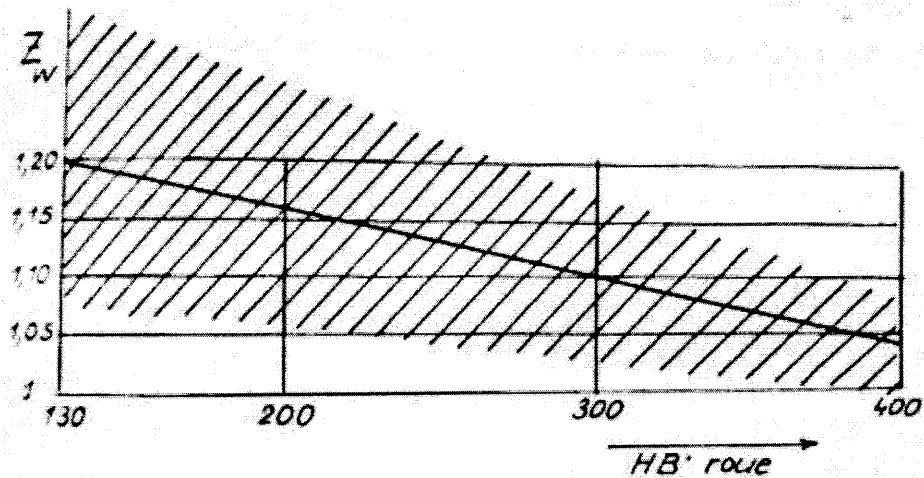


Figure 2 : Facteur de rapport de dureté Z_W .

La droite correspond à l'équation empirique suivante :

$$Z_W = 1,2 - [(HB\ roue - 130)/1700]$$

Alors :

$$Z_W = 1,2 - [(300 - 130)/1700] = 1,10$$

Annexe 9 : Facteur Z

Ce facteur est le produit de 3 facteurs :

$$Z = Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R$$

Avec :

Z_L : Facteur de viscosité

Z_V : Facteur de vitesse

Z_R : Facteur de rugosité

Pour des dentures générées par fraise mère, outil-pignon ou outil-crémaillère [14] :

$$Z = 0,85$$

Annexe 10 : Facteur de dimension Z_X

Ce facteur rend compte de l'influence des dimensions de la dent sur la pression de Hertz admissible

La valeur $Z_X = 1$, peut être adoptée si l'acier est convenablement choisi [14].

Annexe 11 : Facteur de forme Y_{Fa}

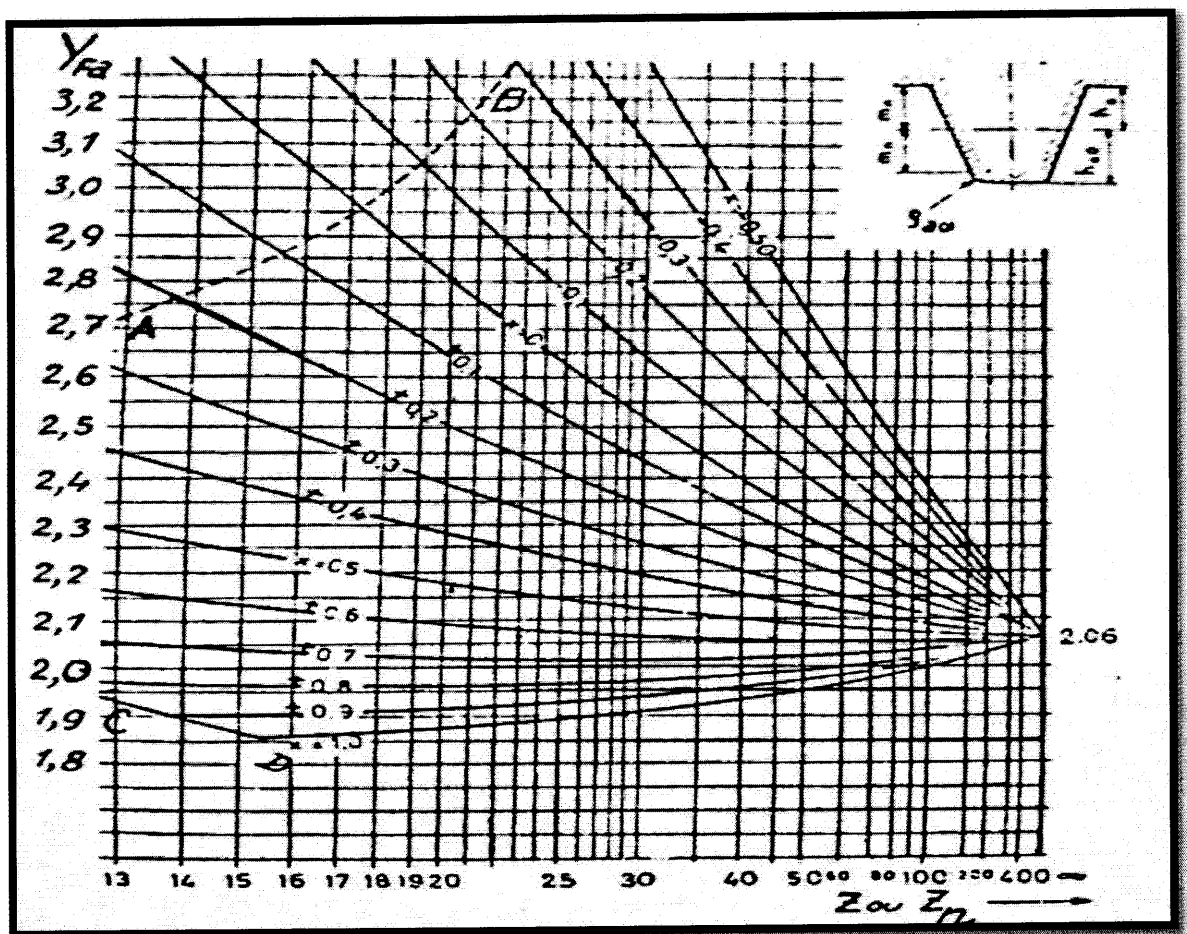


Figure 3 : Facteur de forme Y_{Fa} [14].

Pour un engrenage de caractéristiques : $\alpha = 20^\circ$, $Z = 24$ et $X = 0$

La valeur du facteur de forme est égale à : $Y_{Fa} = 2,65$

Annexe 12 : Facteur de concentration de contraintes Y_{Sa}

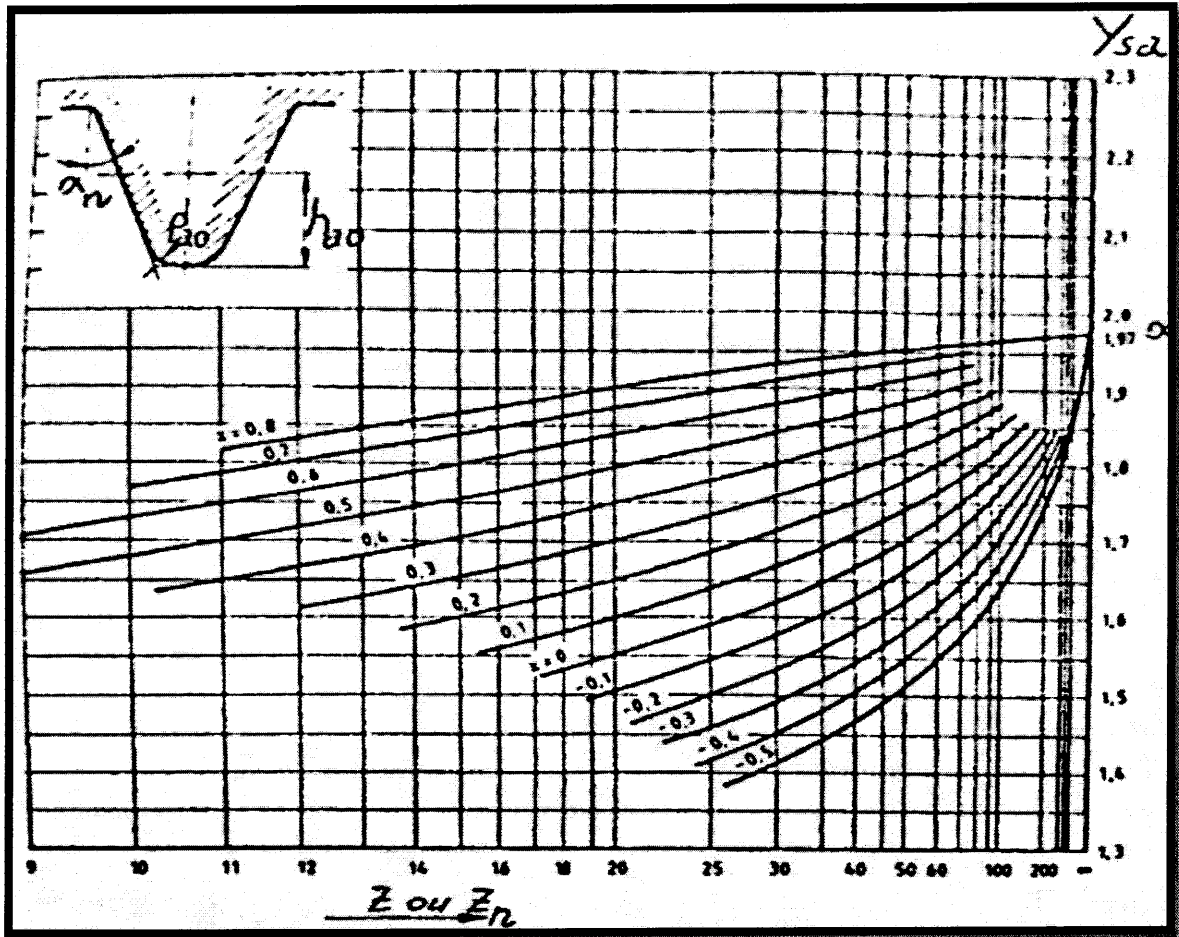


Figure 4 : Facteur de concentration de contraintes Y_{Sa} [14].

Pour un engrenage de caractéristiques : $\alpha = 20^\circ$, $Z = 24$ et $X = 0$

La valeur du facteur de forme est égale à : $Y_{Sa} = 1,58$

Annexe 13 : Facteur de durée Y_{NT}

Le facteur de durée rend compte du fait que dans le cas d'une durée (nombre de cycles) faible, une contrainte de rupture plus importante peut être admise au pied de la dent [14].

Les principaux facteurs d'influence sont :

- Le matériau et son traitement thermique
- Le nombre de cycle N_L

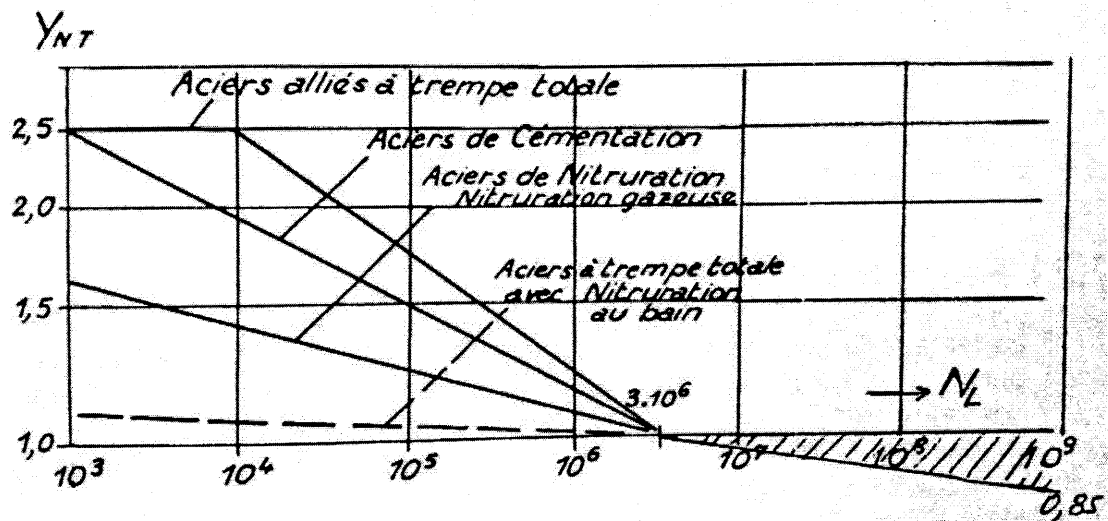


Figure 5 : Facteur de durée Y_{NT}

Pour un acier de cémentation :

$$N_L \leq 10^3 \quad ; \quad Y_{NT} = 2,5$$

Annexe 14 : Facteur Y

Ce facteur est le produit de 3 facteurs :

$$Y = Y_{\delta_{rel T}} \cdot Y_{R_{rel T}} \cdot Y_X$$

Avec :

- $Y_{\delta_{rel T}}$: facteur de sensibilité de l'entaille.
- $Y_{R_{rel T}}$: facteur de rugosité.
- Y_X : facteur de dimension.

Le facteur Y est donné en fonction du module de la denture et du matériau de l'engrenage par la courbe suivante [19] :

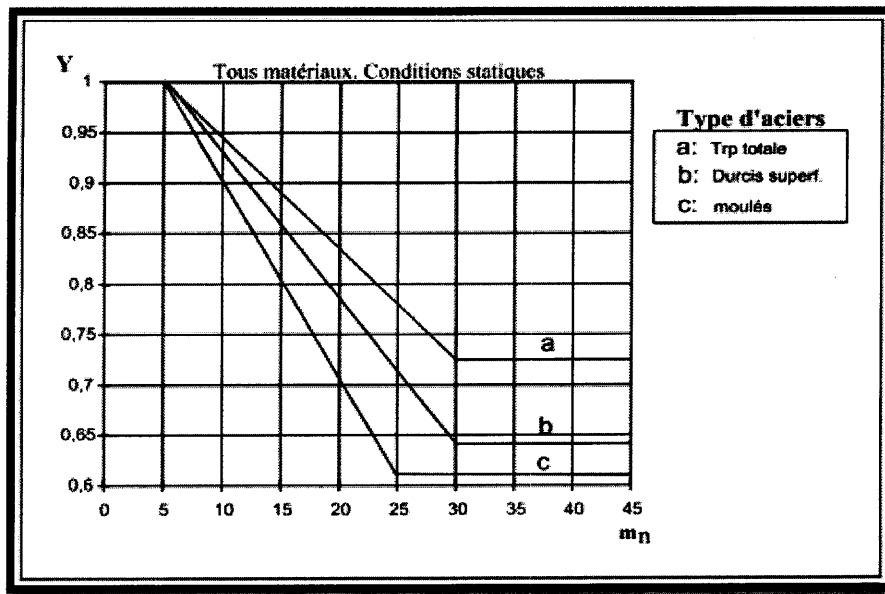


Figure 6 : Calcul du facteur Y.

Par le biais d'un programme informatique les valeurs du paramètre Y sont calculées avec une bonne précision à l'aide des formules données dans le tableau suivant [19] :

Tableau 4 : Valeurs du paramètre Y.

Module de taillage	Y	Type du matériau
$m_n \leq 5$	$Y = 1$	Quel que soit le type du matériau choisis
$m_n > 5$	$Y = 1,050 - 0,010 \cdot m_{n0}$	Pour les aciers à trempe totale
	$Y = 1,070 - 0,014 \cdot m_{n0}$	Pour les aciers durcis superficiellement
	$Y = 1,095 - 0,019 \cdot m_{n0}$	Pour les matériaux moulés
	$Y = 1$	Pour tous les autres matériaux

Annexe 15 : Facteur d'engrenage f_g

Les valeurs de ce facteur sont données par le tableau suivant :

Tableau 5 : Valeurs du facteur d'engrenage f_g [21].

Qualité des engrenages	f_g
Engrenage de précision	1 ~ 1.1
Engrenage courants	1.1 ~ 1.3

Annexe 16 : Facteur de durée de vie f_h

Condition d'utilisation	Facteur de durée de vie f_h				
	~3	2-4	3-5	4-7	6~
Utilisation occasionnelle ou seulement pour une courte durée	<ul style="list-style-type: none"> • Moteurs pour appareillage domestique • Outillage à main 	<ul style="list-style-type: none"> • Matériel agricole 			
Utilisation occasionnelle mais fiabilité nécessaire		<ul style="list-style-type: none"> • Moteurs pour radiateurs et climatiseurs domestiques 	<ul style="list-style-type: none"> • Convoyeurs • Poulies et câbles d'ascenseurs 		
Utilisation intermittente mais pour de longues périodes	<ul style="list-style-type: none"> • Cylindres de laminoirs 	<ul style="list-style-type: none"> • Petits moteurs • Grues de bord • Automobiles 	<ul style="list-style-type: none"> • Moteurs d'usines • Machines-outils • Transmissions • Tamis vibrants 	<ul style="list-style-type: none"> • Poulies de grue • Compresseurs d'air • Transmissions spéciales 	
Utilisation intermittente pour plus de 8h par jour		<ul style="list-style-type: none"> • Escaliers roulants 	<ul style="list-style-type: none"> • Séparateurs centrifuges • Climatiseurs • Machines à bois • Soufflerie • Gros moteurs • Boîtes d'essieux pour matériel ferroviaire roulant 	<ul style="list-style-type: none"> • Ascenseurs de mines • Moteurs de traction ferroviaire • Boîte d'essieux pour automobiles 	<ul style="list-style-type: none"> • Machine pour papeterie
Utilisation continue et fiabilité nécessaire					<ul style="list-style-type: none"> • Pompes et matériel hydraulique • Centrales électriques • Pompes de drainage dans les mines

Figure 7 : Facteur de durée de vie f_h d'un roulement dans diverses applications [21].

Pour une utilisation intermittente de longues périodes et pour une transmission, on prend :

$$f_h = 3$$

Annexe 17 : Facteur de vitesse f_n

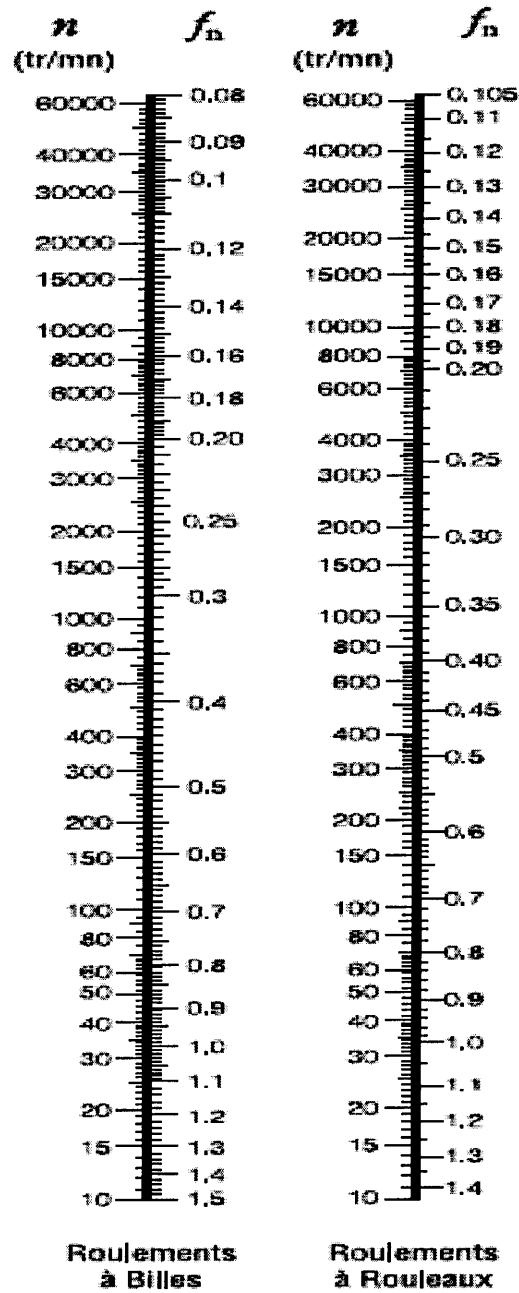


Figure 8 : Facteur de vitesse f_n en fonction de la vitesse de rotation [21].



Références bibliographiques

- [1] Dr Marwan Jarkas : Les énergies renouvelables.
- [2] Mr Mahri Zine labidine : Etude dynamique et optimisation des pales d un aérogénérateur- Université de Mentouri Constantine.
- [3] Cherfia Naim : Conversion d'énergie produite par des générateurs éoliens, université de Mentouri – Constantine, le 07/06/2010.
- [4] Site : http://www.technocalvisi.free.fr/dossier_éolienne_PDF_3
- [5] Samir Bencharif : Variation des paramètres mécaniques pour l'optimisation du rendement d'une éolienne, Université Mohamed Khider Biskra, Juin 2013.
- [6] Site : <http://www.les-energies-renouvelables.eu/conseils/eolienne>.
- [7] T. Grignoux, R. Gibert, P. Neau, C. Buthion, « Eoliennes en milieu urbain -État de l'art », janvier 2006, pp. 1-129.
- [8] S- El Aimani, « Modélisation des différentes technologies d'éoliennes intégrées dans un réseau de moyenne tension », thèse de doctorat, l'université des sciences et technologies de Lille (USTL)
- [9] Site : <http://energiesdemain.e-monsite.com>
- [10] Site : <http://eolienne.f4jr.org>.
- [11] Damir Jelaska -gears and gear drives, université de split-Croatie.
- [12] Cristina A. Bozan- Three step multipliers gear ratios for wind turbines from minimum volume condition, université de Transylvanie Brasov.
- [13] Site : http://www.get-couffignal.pagesperso-orange.fr/trains_engrenage.pdf .
- [14] G. Henriot. "Engrenages", Paris : Dunod, 8^{ème} édition.
- [15] Radu Velicu and Cristina Bozan- Gear ratios of planetary double step multipliers for wind turbines from minimum volume criterion, université de Transylvanie Brasov.
- [16] Nachida Kasbadji Merzouk "évaluation du gisement énergétique éolien contribution a la détermination du profil vertical de la vitesse du vent en Algérie, l'université Aboubekr Belkaid de Tlemcen 2006.
- [17] Gina Stoica et Bernard Leduc « Méthodologie de calcul et de conception d'un reducteur d'engrenage cylindrique ou conique », université POLITEHNICA de Bucarest, université Libre de Bruxelles.
- [18] Mr Kamel Mehdi « Automatisation des calculs normalises des engrenages cylindriques » Université C.BERNARD de Lyon U.E.R de Mécanique.
- [19] G. Henriot, "Traité théorique et pratique des engrenages", Paris : Dunod, 1979, 6^{ème} édition, Tome I : Théorie et technologie, XII – 662 p.

[20] R. le Borzec, "Cours de calcul des engrenages cylindriques", Lille : ENSAM (Fr), 31 p.

[21] Site : http://www.nskeurope.fr/cps/rde/dtr/eu_fr/literature_bearing/FR_Roulements.pdf