

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



**UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA 1 FACULTE DE
TECHNOLOGIE DEPARTEMENT DE MECANIQUE
LABORATOIRE STRUCTURES**

**PROJET DE FIN D'ETUDES POUR L'OBTENTION DE DIPLOME
MASTER EN FABRICATION MECANIQUE ET PRODUCTIQUE**

**Etude et Conception d'un
Réducteur de vitesse**

En cadré par :

Mr : BENMISRA ABDELKADER

Réalisés par :

LABZOUZI LOTFI

MADANI MOHAMMED

Année universitaire 2021/2022

Remerciements

Avant tout, on remercie Dieu le tout puissant, pour nous avoir donné la santé, le courage et la volonté d'étudier et pour nous avoir permis de réaliser ce modeste travail dans les meilleures conditions

On tient à remercier vivement tous ceux qui nous ont apporté leur soutien pour l'élaboration de ce Projet de fin d'étude, particulièrement :

*Notre promoteur monsieur **BENMISRA ABDELKADER** de nous avoir accompagné tout le long de la formation.*

Aux membres du jury qui auront à juger et à apprécier ce travail.

*Enfin, je remercie mes amies, **Lounes, Djilali, kourbali, Masinissa, Ismail, oukil, Oussama.***

qui ont participé avec nous de près ou de loin pour la concrétisation de ce mémoire.

Dédicace

J'ai l'honneur de dédie ce modeste travail à Ma famille **MADANI** Et aux personnes les plus chères au monde mes chers parents

Rien au monde ne vaut les efforts fournis jour et nuit pour mon éducation et mon bien être. Ce travail est fruit de tes sacrifices qui tu as consentis Pour mon éducation et ma formation.

A ma très chère mère

Tu es l'exemple de dévouement qui n'a pas cessé de m'encourager et de Prier pour moi. Et Puisse **Dieu**, le tout puissant, te préserver t'accorder Santé, longue vie et bonheur.

A mes chers **sœurs** et **frères**

A mes **enseignants**

A mes **camarades**

A mes **amis**

Dédicace

J'ai l'honneur de dédie ce modeste travail à Ma famille **LABZOUZI** Et **HADID**, aux personnes les plus chères au monde mes chers parents

A mon père : **ABDELLAH**

Rien au monde ne vaut les efforts fournis jour et nuit pour mon éducation et mon bien être. Ce travail est fruit de tes sacrifices qui tu as consentis Pour mon éducation et ma formation.

A ma très chère mère : **Yamina**

Tu es l'exemple de dévouement qui n'a pas cessé de m'encourager et de Prier pour moi. Et Puisse **Dieu**, le tout puissant, te préserver t'accorder Santé, longue vie et bonheur.

A mes chers **sœurs** et **frères**

A mes **enseignants**

A mes **camarades**

A mes **amis**

Résumé

Résumé

Le but de notre travail de mémoire de master est de faire une synthèse et l'apprentissage sur les caractéristiques des réducteurs des vitesses. En effet avec une charge utile et une vitesse de rotation qu'on a besoin, on doit déterminer les caractéristiques de réducteur utilisé dans notre machine.

Le moteur électrique est bien choisit [Catalogues], une simulation sur le fonctionnement des roues menantes et menées, nous donne une idée virtuelle sur le comportement réel, pour pouvoir proposer une conception autrement dite d'un réducteur de type épicycloïdale.

Au niveau de la denture de l'engrenage droit, les contraintes analytiques de contact ont des valeurs importantes qui contredisent avec les valeurs des contraintes obtenues après simulation. Dans notre cas nous avons appliqué la formule de **Lewis** qui détermine les contraintes de contact entre deux solides. Les facteurs de correction utilisés ont un effet remarquable sur ce type de contraintes, car les résultats sont proches de la simulation chose qui n'a pas été traité dans les mémoires des promotions antérieures de plus les contraintes de flexion sont calculées, et nous avons obtenu des résultats très proches des valeurs admissibles. Pour confirmer les résultats, nous avons introduit également les facteurs de correction dans le programme de SolidWorks, pour validé l'étude on le compare avec un exemple réel avec une machine équipée par autres réducteur de même type avec matériaux différent

Les zones de contacts entre les dents (obtenus en capture d'écran) de la simulation Solidworks, sont généralement les zones les plus chargées, cela est montré par les valeurs importantes des pressions de contact au niveau de ces zones. Un traitement de surface approprié est recommandé en vue d'améliorer la teneur en fatigue des engrenages.

Résumé

Abstract

The purpose of our master's thesis work is to synthesize and learn about the characteristics of speed reducers. Indeed, with a payload and a rotation speed that we need, we must determine the characteristics of the reducer used in our machine.

The electric motor is well chosen [Catalogs], a simulation of the operation of the driving and driven wheels, gives us a virtual idea of the real behavior, to be able to propose a design in other words of an epicyclic type reducer.

At the level of the toothing of the spur gear, the analytical contact stresses have significant values which contradict with the stress values obtained after simulation. In our case we applied the Lewis formula which determines the contact stresses between two solids. The correction factors used have a remarkable effect on this type of stress, because the results are close to the simulation, something that has not been treated in the memories of previous promotions, moreover the bending stresses are calculated, and we have obtained results very close to the admissible values. To confirm the results, we also introduced the correction factors in the SolidWorks program, to validate the study we compare it with a real example with a machine equipped with other reducers of the same type with different materials.

Résumé

ملخص

الغرض من هذا العمل هو التوليف والتعرف على خصائص مخفضات السرعة. في الواقع ، مع الحمولة وسرعة الدوران التي نحتاجها ، يجب أن نحدد خصائص المخفض المستخدم في التنا.

تم اختيار المحرك الكهربائي جيدًا [كتالوجات] ، وهي محاكاة لتشغيل عجلات القيادة والقيادة ، تعطينا فكرة افتراضية عن السلوك الحقيقي ، لنكون قادرين على اقتراح تصميم بعبارة أخرى لمخفض من النوع epicycliodal.

على مستوى أسنان الترس المحفز ، فإن ضغوط التلامس التحليلية لها قيم معنوية تتعارض مع قيم الإجهاد التي تم الحصول عليها بعد المحاكاة. في حالتنا طبقنا معادلة لويس التي تحدد ضغوط التلامس بين مادتين صلبتين. عوامل التصحيح المستخدمة لها تأثير ملحوظ على هذا النوع من الإجهاد، لأن النتائج قريبة من المحاكاة ، وهو شيء لم يتم معالجته في ذكريات الترقيات السابقة ، وعلاوة على ذلك يتم حساب ضغوط الانحناء ، وحصلنا على نتائج قريبة جدًا للقيم المقبولة. لتأكيد النتائج، قدمنا أيضًا عوامل التصحيح في برنامج SolidWorks ، للتحقق من صحة الدراسة التي نقارنها بمثال حقيقي بآلة مزودة بمخفضات أخرى من نفس النوع بمواد مختلفة.

Table Des Matières

Chapitre I : Généralité sur la Transmission par Engrenage

I.1 Introduction.....	2
I.2 Définition	4
I.3 Différents systèmes de transmission	4
I.4 Fonction globale.....	7
I.5 Eléments de transmission.....	8
I.6. Les différents modes de transmissions mécaniques.....	9
I.7. Synthèse des Transmission par engrenage.....	10
I.7.1 Définition	10
I.7.2 Rôle des engrenages.....	12
I.7.3 Avantages et inconvénients des engrenages	13
I.7.4 Les types d'engrenages	14
I.7.5 Matériaux pour engrenage	19
I.8. Conclusion	19

Chapitre II : Généralité d'un Réducteur De Vitesse

II.1 Introduction	20
II.2. Définition D'un Réducteur.....	20
II.3. Principe de fonctionnement des réducteurs	20
II.4. Les Types d'un réducteur	22
II.4.1 Réducteurs à engrenages cylindriques / à arbres parallèles.....	22
II.4.2 Réducteurs à couple conique	23
II.4.3. Réducteurs planétaires ou épicycloïdal	24
II.4.5 Les réducteurs poulies/courroies	30
II.5 L'lubrification du réducteur de vitesse.....	30
II.5.1 Lubrification par huile	31
II.5.2 Lubrification par graisse.....	31
II.5.3 Lubrifiants solides	31
II.6 Les types de défauts d'engrenages	31
II.6.1 Défauts répartis.....	32
II.6.2 Défauts localisés	33

Table Des Matières

Chapitre III : Dimensionnement

III.1 Introduction	34
III.2.2 Le rapporte de réduction	36
III.2.3 déterminer de la vitesse de rotation de moteur	36
III.2.4 : Déterminer de Moment transmission par les arbres moteur	36
III.3 Elément Géométrique des Roues et pignon	37
III.3.1 Détermination de module m	37
III.4 Calcul des forces dans les engrenages :	39
III.7 Calcul des contraintes dans les engrenages	41
III.7 1 Forme générale des contraintes.....	42
III.7 2 Concentration de contrainte au bord du trou.....	43
III.7 2 Champ de contraintes.....	43
III.7.4 Solution analytique en déformation plane	44
III.7.5 Contrainte de la fatigue de flexion.....	45
III.8 Définition de AGMA.....	46
III.8.1 formules de contrainte de Von-mises selon l'AGMA.....	47

Chapitre IV : Modélisation des engrenages D'un réducteur en SolidWorks

IV.1 Introduction	48
IV.2 Modélisation géométrique.....	48
IV.4 Gamme d'usinage	52
IV.4.1 Définition de gamme d'usinage	52
V. Conclusion Générale.....	54
VI. Référence bibliographique	55

Liste des Figures

Figure.I.1 : Schéma de principe d'une transmission mécanique.....	2
Figure.I.2 : Schémas cinématiques des réducteurs de vitesse utilisant des roues dentées cylindriques ou coniques.	3
Figure.I.3 : schéma d'un Système de transmission.	7
Figure.I.4 : fonction globale de transmission.	7
Figure.I.5 : Elément de transmission.....	9
Figure.I.6 : Transmissions par engrenages.	9
Figure.I.7 : Transmissions par poulie courroie	10
Figure.I.8 : transmissions par chaînes	10
Figure.I.9 : Schéma d'engrenage (roue et pignon).....	11
Figure.I.10 : Les engrenages	11
Figure.I.11 : Roue menée et menant.	12
Figure.I.12 : Les types de dentures.	12
Figure.I.13 : contact extérieur.	14
Figure.I.14 : Contact intérieur.	14
Figure.I.15 : Engrenage droit à dentures droites.	16
Figure.I.16 : Les caractéristiques d'un engrenage à dentures droites.	15
Figure.I.17 : engrenages gauche	16
Figure.I.18 : Caractéristiques d'engrenage gauche (système roue et vis sans fin)	17
Figure.II.1 : La position du réducteur par rapport au moteur et au récepteur	20
Figure.II.2 : roue cylindrique	22
Figure.II.3 : roue conique.	23
Figure.II.4 : réducteurs planétaires.....	24
Figure.II.5 : Configuration à trois satellites	25
Figure.II.6 : Schéma cinématique général du train épicycloïdal simple	25
Figure.II.7 : Schéma cinématique Différents cas de fonctionnement du train épicycloïdal simple.....	26
Figure.II.8 : Schéma cinématique des Différents cas de fonctionnement avec satellites à deux roues.....	26
Figure.II.9 : Schéma cinématique des Différents cas de fonctionnement avec satellites à deux roues.....	27
Figure.II.10 : Schémas cinématique d'un réducteur à vis sans fin	29
Figure.II.11 : réducteur poulie/courroie	30
Figure.II.12 : défaut des usure	31
Figure.II.13 : défaut les piqures	32
Figure.II.14 : défaut de fissure.	32
Figure.II.15 : Défaut de grippage	33
Figure.III.1 : schéma cinématique équivalent de réducteur train épicycloïdal.....	34
Figure III.2 : déferons de modules m sur les dente	37
Figure III.3.: les forces applique sur les dents d'engrènement.....	39
Figure III.4 : Sélection de la viscosité des engrenages selon des critères de l'AMGA.....	41

Liste des Figures

Figure III.5representation de force appliqué sur dente d'engrenage.....	42
Figur.III.6 : valeurs de facteur de proportionnalité J.....	43
Figure.IV.1 : Assemblage des éléments de réducteur (Solidworks).....	45
Figure.IV.2: Géométrie de deux rouets dents (Solidworks).	45
Figure.IV.3 : : maillage des deux engrenages.....	46
Figure.IV.4 : Contrainte équivalent Von. Mises pour un couple de (1.04 N.m).....	47
Figure.IV.5 : Contrainte de cisaillement de coefficient de sécurité $cs=22$	48

Liste des Tableaux

Tableau.I.1 : déferente system de transmissions.....	4
Tableau.I.2:: Les éléments de transmission.....	8
Tableau I. 3 : Avantages et Inconvénient d'un engrenage.	13
Tableau I. 4 : Caractéristiques d'engrenage cylindrique à denture droite extérieur.....	16
Tableau.I.5 Caractéristiques d'engrenage gauche (système roue et vis sans fin).....	17
Tableau.I.6 : schématisations des engrenages.....	18
Tableau.I.7 : Représentation normalisée	19
Tableau.II.1 : les avantages et les inconvénients Réducteurs à engrenages cylindriques / à arbres parallèles.	22
Tableau.II.2 : les avantages et les inconvénients des Réducteurs à couple conique.....	24
Tableau.II.3 : les avantages et les inconvénients des Réducteurs planétaire	28
Tableau.II.4 : les avantages et les inconvénients de réducteur à vis sans vin.	29
Tableau III.1 : rendement de quelques couples de frottements	35
Tableau.III.2 : Caractéristiques désignations et formules d'un pignon	38
Tableau.III.3 : Les caractéristique du matériau	42
Tableau.III.4 : Facteur de distribution de charge, k_a	43
Le tableau (III.5) récapitule la variation des valeurs des contraintes de contact (Lewis et AGMA).....	45
Tableau.III.6 : la variation des valeurs des contraintes de flexion (analytique et AGMA).....	48
Tableaux.IV.1 : les valeurs de contrainte équivalente de VM et contrainte de fatigue Lewis.....	49
Tableau.IV.2 : La gamme d'usinage d'un pignon	50

Liste De Symbole

ω : vitesse angulaire d'entrée.	Rad/s
N_s : La vitesse de rotation de l'arbre de sortie du réducteur	tr/min
P_s : puissance de l'arbre de sortie	KW
N : la vitesse de rotation à vide du moteur électrique d'entraînement	tr/min
P_m : puissance de moteur	KW
η : Rendement	
r : Rapports de transmission	
N_i : Vitesse de l'arbre.	tr/min
C : Moment transmis par les arbres.	N.mm
M : Module	
a : entre-axe	
α :L'angle de pression	
P : Le pas primitif	
d_{pj} = Le diamètre primitif	mm
Z : Nombre de dents	
F_T : la force tangentielle	N
F_R : La force radiale	N
F_N : la force normale	N
R_{Pg} : Résistance pratique admissible.	N/mm ²
R_P : Résistance pratique	N/mm ²
d_1 : Diamètre de l'arbre	mm
H_Z : hauteur de la dent	
l : longueur du linge de contact entre les cylindres.	
B : largeur de contact.	
F : force appliquée.	
σ_c :La contrainte de contact	
F_n : La force normale.	
E_i : Le module d'élasticité des matériaux des dents.	
ν_i : Coefficients de poisson.	
K_s : Facteur de forme	

Liste De Symbole

K_m : Facteur de distribution de charge

K_v : Facteur dynamique.

σ_f : Contrainte de flexion

Y : facteur de forme de Lewis

K_a : Facteur de surcharge.

Introduction Générale

Introduction Générale

Les réducteurs sont utilisés dans l'industrie mécanique comme moyen de transmission de puissance d'un moteur vers une machine réceptrice. Nous retrouvons les réducteurs notamment dans le monde d'automobile, ou plus généralement dans tous les types d'engins motorisés (aéronautique, robotique, aérospatial...etc.). Par exemple dans les mécanismes permettant l'ouverture des vitres des voitures, pour lever des barrières de parking ou même dans les ascenseurs. L'étude de ce mécanisme est donc source d'intérêt. Nous allons, dans ce projet, réaliser l'étude d'un réducteur de vitesse à entrée et sortie alignées comportant quatre roues. Notre travail s'est basé sur l'étude et la conception d'un réducteur de vitesse à train d'engrenage en prise avec les roues à dentures droites.

Notre mémoire est divisé en trois chapitres :

Dans le chapitre I, une recherche bibliographique introduira les différents types de transmission mécanique, ainsi que les éléments, et les systèmes, avec les engrenages en générale.

Le chapitre II une recherche bibliographique du réducteur. La définition, fonctionnement, les types, et L lubrification, ainsi de suite Les types de défauts d'engrenages.

Dans le chapitre III, un dimensionnement et calculer la Caractéristique cinématique d'un réducteur, en la dernier en va calculs Analytique les contraintes dans les engrenages selon la norme AGMA.

Le dernier chapitre est destiné à la simulation des roues dentées et l'assemblage d'un l'élément de réducteur de vitesse à train épicycloïdal. Dans le premier nous avons fait un Assemblage d'un réducteur, et en fait un maillage, et dans la deuxième partie en va vérifier La contrainte de flexion et La pression de contact est simulée est modélisée par logiciel **solidworks**.

Le travail est finalisé par une conclusion générale.

Chapitre I :
Généralité sur la Transmission par
Engrenage

Chapitre I : Généralité sur la Transmission par Engrenage

I.1 Introduction

La transmission est une des fonctions les plus courantes des éléments de la mécanique générale, c'est-à-dire des dispositifs mécaniques destinés à remplacer la main de l'homme on peut dire que la modélisation de transmission par mécanismes ou schéma cinématique est concerner par la détermination de position, mouvement, force et puissance. Ainsi les systèmes poulies-courroie, les chaînes ... Permettent de remplir une tâche plus particulièrement la suivante : Augmenter le couple transmis entre l'élément moteur et l'élément récepteur tout en diminuant la vitesse de plus, on souhaite également pouvoir identifier les caractéristiques dynamiques (couple, vitesse de rotation) entre l'élément moteur et l'élément récepteur en fonction de la configuration désirée : expo. Poids du véhicule voiture est prise en compte, pente de la route, aérodynamisme...

Les transmissions par engrenage sont très répandues dans l'industrie. Elles sont d'une grande utilité lorsqu'il s'agit de transmettre des couples importants, de produire de grandes vitesses de rotation, d'effectuer un changement de direction du mouvement de rotation. Le rapport de vitesses obtenu entre l'entrée et la sortie ne dépend que des nombres de dents des roues en contact. Ils sont transmis la puissance entre deux arbres rapprochés, avec modification du couple transmis et de la vitesse de rotation, le rapport des vitesses étant rigoureux et constant; les deux arbres peuvent être parallèles, concourants, orthogonaux, ou même occuper une position relative quelconque.

Le schéma de principe d'une transmission mécanique à réducteur est indiqué sur la figure1.

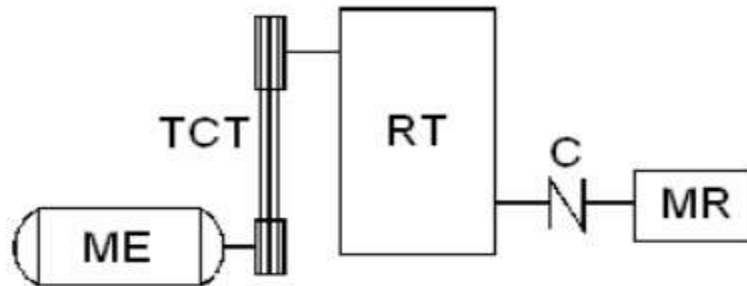


Figure.I.1 : Schéma de principe d'une transmission mécanique.

En partant de ce schéma simple, on peut obtenir beaucoup de variantes qui diffèrent par le positionnement dans l'espace des éléments de la transmission, par le type des roues dentées (cylindriques, coniques) et leur disposition à l'intérieur du réducteur de vitesse, par le nombre

Chapitre I : Généralité sur la Transmission par Engrenage

d'étages de réduction dans le réducteur, par le type de couplage utilisé (accouplement élastique à boulons, accouplement rigide) etc.

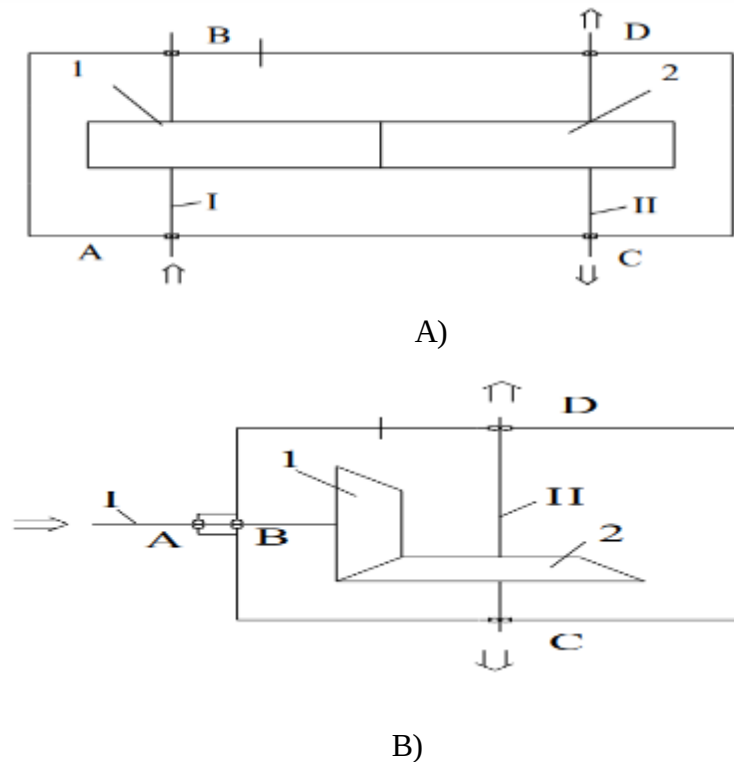


Figure.I.2 : Schémas cinématiques des réducteurs de vitesse utilisant des roues dentées cylindriques ou coniques.

- a) Réducteur à roues dentées cylindriques à denture hélicoïdale
- b) Réducteur à roues dentées coniques à denture droite

Dans ces schémas, les arbres sont notés I et II (de l'entrée vers la sortie), les roues dentées

Sont notées 1 et 2, les paliers sont respectivement A et B pour l'arbre I d'entrée, C et D

Pour l'arbre II de sortie.

Quand le mouvement provenant d'une force d'une composante mécanique est communiqué à une autre sans être transformé, il y a transmission du mouvement. Dans un système de transmission mécanique, l'organe moteur en mouvement transmet l'action à l'organe récepteur. Ces deux organes peuvent être directement en contact, mais la transmission du mouvement peut aussi se faire à l'aide d'un organe intermédiaire.

Chapitre I : Généralité sur la Transmission par Engrenage

I.2 Définition

Les systèmes de transmission servent à transmettre de la puissance dans le sens où les mouvements servent principalement à transférer de l'énergie mécanique d'une pièce à une autre.

I.3 Différents systèmes de transmission

Tableau.I.1 : différents systèmes de transmissions

Designation	Dessin - photo	Propriétés	Exemples
Poulies et courroies		Ce système est réversible (Rotation/Rotation). Système de transmission silencieux qui permet des vitesses élevées et des grandes entraxes. Il y a un risque de glissement pour les courroies non crantées et la durée de vie est relativement courte.	Alternateur de voiture Pompe à eau Machine à coudre
Pignons et chaîne		Ce système est réversible (Rotation/Rotation). Le rapport de transmission est constant, il n'y a pas de glissement mais nécessite un entretien.	Bicyclettes, Motos Chaîne de distribution
Engrenages		Ce système est réversible (Rotation/Rotation). Le rapport de transmission est constant, il n'y a pas de glissement mais nécessite un entretien constant. Il permet la transmission de couples élevés et la durée de vie est importante.	Chignole Essoreuse à salade Boîte de vitesse

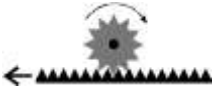
Chapitre I : Généralité sur la Transmission par Engrenage

Roues defriction		Ce système est réversible (Rotation/Rotation). Ce système est simple, silencieux mais il y a un risque de glissement (ne permet que la transmission de faible couple).	Dynamo de bicyclette Tourne-disque Solex
Roue dentée et vis sans fin		Ce système est généralement irréversible (Rotation / Rotation). Quand il est irréversible, la vis est en entrée, la roue dentée en sortie. Ce système est très réducteur, il permet d'avoir un couple élevé en sortie.	Batteur électrique, Clefs de tension des instruments à cordes
Cardan		Ce système est réversible (Rotation/Rotation). Ce système est fragile.	Volets roulants Voiture (direction & roues)

- Transmission d'un mouvement avec transformation mouvement : Ces systèmes permettent de transformer un mouvement circulaire (rotation) en mouvement rectiligne (translation) ou inversement.

Designations	Dessin – photo	Propriétés	Exemples
Bielle et manivelle		système est réversible avec un mouvement de rotation continue pour la manivelle et de l'autre côté du système un mouvement alterné dont le nature dépend guidage.	Moteurs à explosion Machine à coudre à pédale Machine à vapeur

Chapitre I : Généralité sur la Transmission par Engrenage

Roue dentée et Crémaillère		Ce système est réversible (Rotation ☐ Translation) si la crémaillère est fixe la roue est animée des deux mouvements.	Tire-bouchon, cuillère à glace, portail coulissant...
Came		Ce système est irréversible. Rotation continue en entrée et mouvement alterné en sortie (en fonction des combinaisons mécaniques).	Cames dans les moteurs à explosion, machine à coudre
Vis sans fin et crémaillère		Ce système est généralement irréversible (Rotation ☐ Translation)	Clé à molette, palmer
Vis et écrou		Ce système est généralement irréversible (Rotation ☐ Translation) Il y a différentes combinaisons de mouvements possibles, vis ou écrou en entrée ou en sortie. Quand le système est irréversible, la rotation est en entrée et la translation en sortie	Etau, cric de voiture, serre-joint

Chapitre I : Généralité sur la Transmission par Engrenage

I.4 Fonction globale

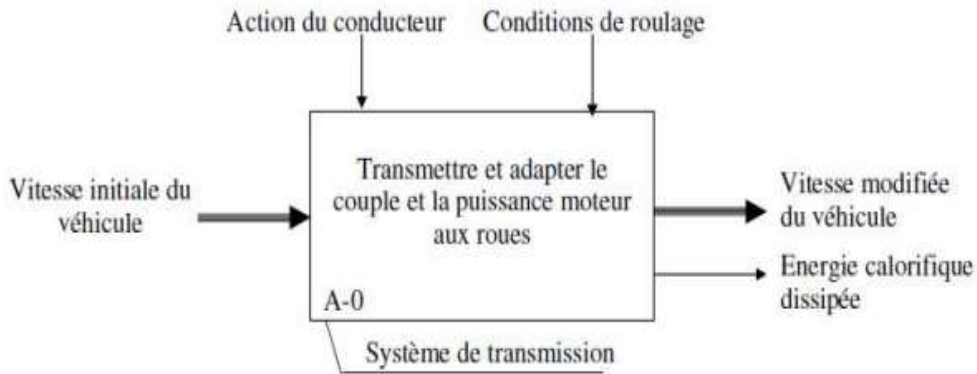


Figure.I.3 : schéma d'un Système de transmission.

D'une manière générale, la transmission désigne l'ensemble du système permettant de transmettre le couple et la puissance du moteur aux roues. Ce système est donc situé entre le moteur et les roues motrices du véhicule. En plus de son rôle de transmission du couple moteur aux roues, il possède d'autres fonctions cruciales :

Distribuer la puissance entre les deux ou quatre roues motrices en fonction de leur vitesse, et même lorsque celle-ci diffère d'une roue à l'autre ;

Ajuster la puissance motrice en fonction de la vitesse, les accélérations et les décélérations du véhicule.

La transmission se compose du volant moteur, de l'embrayage, de la boîte de vitesse, du différentiel ou pont autobloquant et des arbres de transmission.

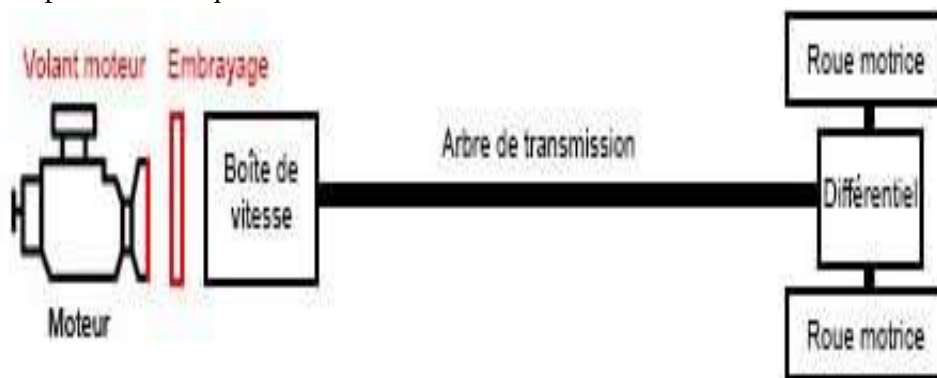


Figure.I.4 : fonction globale de transmission.

Chapitre I : Généralité sur la Transmission par Engrenage

I.5 Eléments de transmission

Le système de transmission doit être capable de :

- transmettre la puissance du moteur aux roues motrices
- distribuer la puissance aux roues quelque soient leur différence de vitesse
- adapter la puissance motrice à l'évolution souhaitée du véhicule

Tableau I.2 : Les éléments de transmission

	Il Transforme l'énergie chimique présente dans le carburant et l'air en énergie mécanique
	Il Permet d'accoupler ou désaccoupler le moteur de la transmission, il permet aussi en phase de patinage la mise en mouvement du véhicule
	Elle permet d'adapter le couple moteur au couple résistant (air, pente, roulement, charge).
	Il transmet le mouvement de la boîte de vitesses au pont différentiel.

Chapitre I : Généralité sur la Transmission par Engrenage



Pont
différentiel

Il Transformée le mouvement de rotation selon l'axe moteur /boite en mouvement de rotation selon l'axe de l'essieu. Il permet aussi d'obtenir une vitesse de roue droite/gauche différente afin d'éviter le ripage en virage.

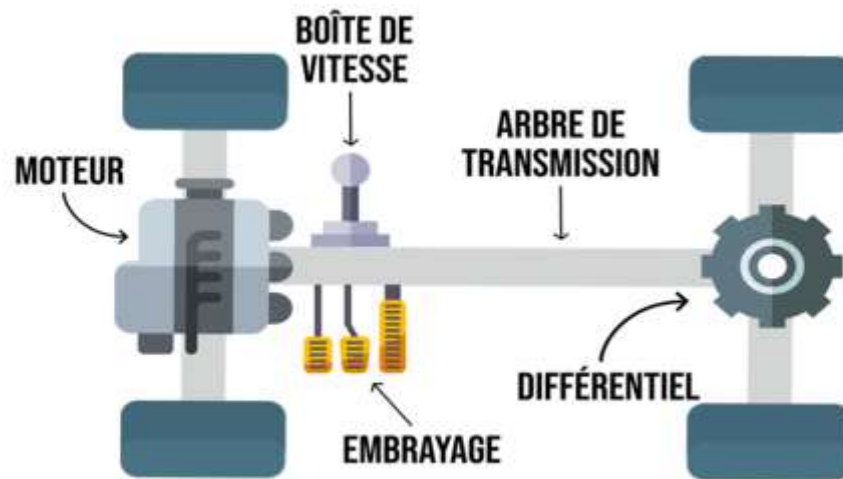


Figure.I.5 : Élément de transmission.

I.6. Les différents modes de transmissions mécaniques

La transmission est la communication du mouvement d'un organe à un autre. Il existe principaux modes

De transmissions mécaniques qui sont ;



Figure.I.6 : Transmissions par engrenages.

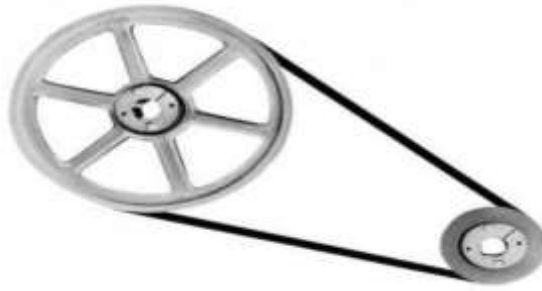


Figure.I.7 : Transmissions par poulie courroie



Figure.I.8 : transmissions par chaînes

I.7. Synthèse des Transmission par engrenage

Les transmissions par engrenage sont très répandues elles sont d'une grande utilité lorsqu'il s'agit de transmettre des couples importants, de produire de grandes vitesses de rotation, d'effectuer un changement de direction du mouvement de rotation. Le rapport de vitesses obtenu entre l'entrée et la sortie ne dépend que des nombres de dents des roues en contact. Ils sont transmis la puissance entre deux arbres rapprochés, avec modification du couple transmis et de la vitesse de rotation, le rapport des vitesses étant rigoureux et constant ; les deux arbres peuvent être parallèles, concourants, orthogonaux ou même occuper une position relative quelconque.

I.7.1 Définition

Un engrenage est composé d'organes mécaniques à denture ; il permet la transmission et la transformation du mouvement.

Un engrenage est un ensemble de deux roues dente ou plus assurant un entraînement positif (sans glissement possible) entre deux axes peu éloignés l'un de l'autre.

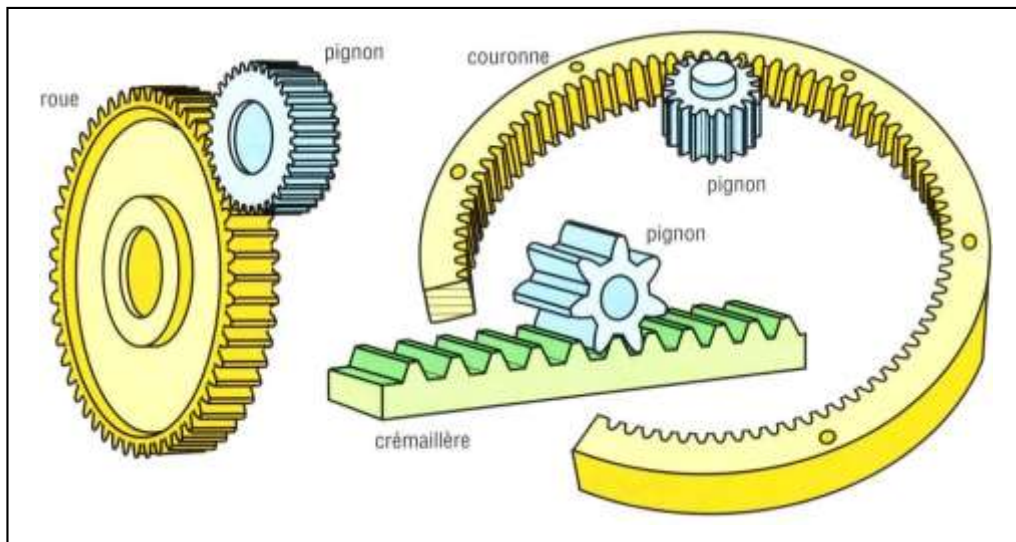


Figure.I.9 : Schéma d'engrenage (roue et pignon). [1]

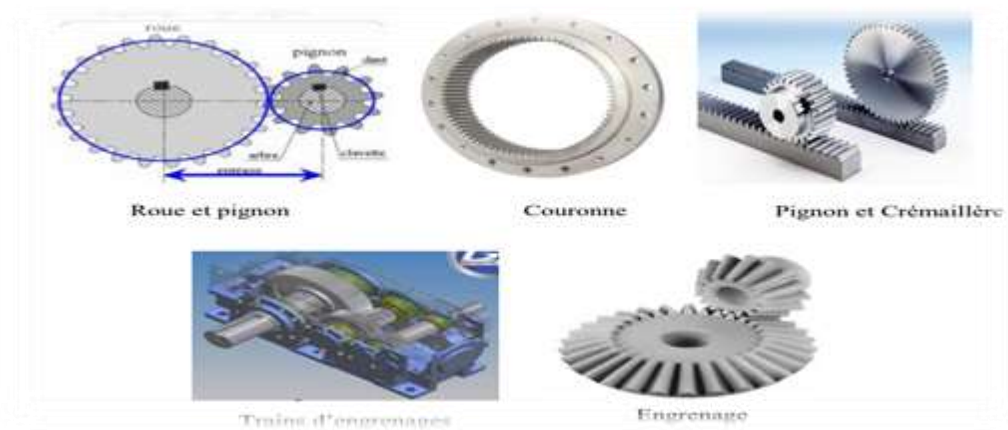


Figure.I.10 : Les engrenages

➤ Définitions générales

- Denture : Partie dentée d'une pièce mécanique.
- Engrenage : Ensemble de deux ou plusieurs pièces mécaniques comportant des dentures et destinés à engrener ensemble.
- Engrenage à axes parallèles : Engrenages dont les axes sont parallèles.
- Engrenage concourant : Engrenage dont les axes ne sont ni parallèles, ni concourants.
- Engrenage gauche : Engrenage dont les axes ne sont ni parallèles, ni concourants.
- Rapport de transmission : Rapport entre le nombre de dents de l'entrée (« Roue menant ») et le nombre de dents de la sortie de l'engrenage (« Roue menée »).
- Train réducteur : La roue menant (jaune) à 10 dents, lorsque celle-ci aura effectué 1 tour, la roue menée (rouge) n'aura effectué qu'un demi-tour.

Chapitre I : Généralité sur la Transmission par Engrenage

Si ce rapport est supérieur à 1 on parle de « multiplicateur », s'il est inférieur à 1 on parle de « réducteur. »



Figure.I.11 : Roue menée et menant. [2]

- Denture : Il existe plusieurs types de dentures : les dentures droites, Les dentures hélicoïdales, les dentures en chevrons...

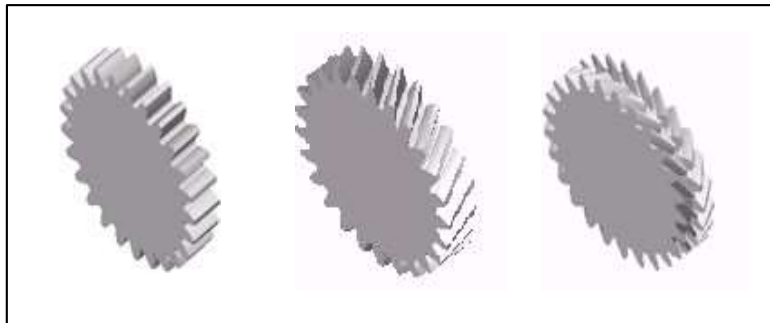


Figure.I.12 : Les types de dentures. [2]

I.7.2 Rôle des engrenages

Dans un contexte industriel, il est fréquent que les moteurs disponibles sur le commerce, qu'ils soient électriques, thermiques, pneumatiques ou hydrauliques, ne fournissent pas les couples/vitesses nécessaires au bon fonctionnement des systèmes développés (à moins de développer son propre moteur, ce qui a de fortes répercussions sur le coût du produit).

- Il est nécessaire dans ce cas d'adapter la vitesse de rotation et le couple. Ces deux paramètres étant liés l'un à l'autre car à puissance constante, si l'un augmente, l'autre diminue : $P = C \cdot \omega$.

Chapitre I : Généralité sur la Transmission par Engrenage

❖ Fonction

Les engrenages peuvent avoir diverses utilités :

- ✚ Réduction et/ou variation de la fréquence de rotation entre 2 arbres.
- ✚ Réduction/ augmentation du couple moteur.
- ✚ Transmission d'un mouvement de rotation.

I.7.3 Avantages et inconvénients des engrenages

Tableau I. 3 : Avantages et Inconvénient d'un engrenage.

Avantages	Inconvénient
• Transmission de puissances élevées sous fréquences de rotation élevées. • Transmission à rapport rigoureusement constante (transmission synchrone). • Transmission parfaitement homo cinétique. • Possibilités de transmissions entre plusieurs arbres. • Bon rendement général, suivant classe de qualité. • Durée de vie importante. • Bonne fiabilité.	• Nécessité d'un entraxe précis et constant. • Niveau sonore variable suivant type d'engrenage. • Transmission des à-coups et vibrations. • Nécessité d'une lubrification, souvent par fluide. • Réversibilité possible suivant type d'engrenage. • Coût très variable suivant type d'engrenage et classe de qualité.

I.7.4 Les types d'engrenages

❖ Type de contact

- Contact extérieur

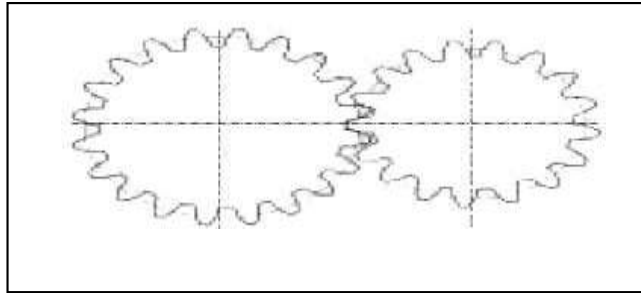


Figure.I.13 : contact extérieur. [3]

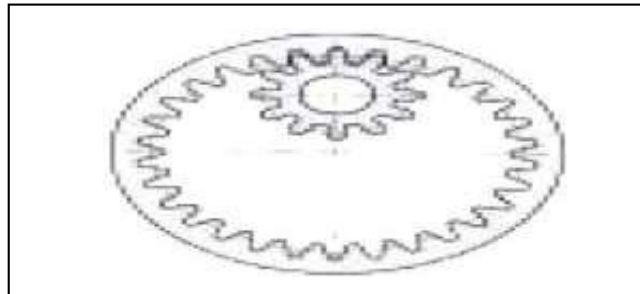


Figure.I.14 : Contact intérieur. [3]

Le sens de rotation d'un train d'engrenages extérieur est facilement déterminé en comptant le nombre de roues en contact. Si ce nombre est pair, la roue menée tourne dans le même sens que la roue menant. Si ce nombre est impair, la roue menée tourne dans le sens inverse de la roue menant.

Dans le cas de train d'engrenage intérieur, cette méthode est à inverser.

➤ Les engrenages droits à dentures droites

Ces engrenages permettent la transmission entre 2 axes parallèles (engrenages droits) ; leurs dents sont parallèles aux axes de rotation (dentures droites).

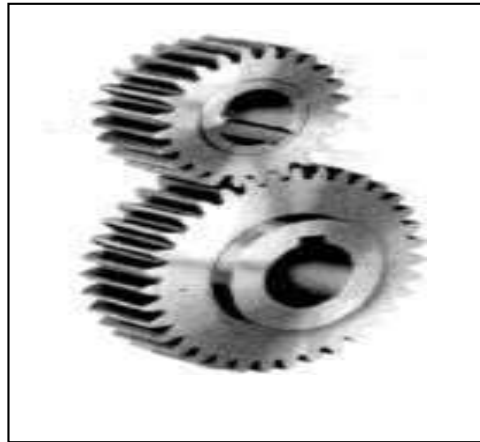


Figure.I.15 : Engrenage droit à dentures droites. [1]

Caractéristique des dentures

Les plus simples et les plus économiques, ils sont utilisés pour transmettre la puissance et le mouvement entre 2 arbres parallèles. Les dents des roues de l'engrenage sont parallèles à l'axe de rotation des arbres. Il y a engrènement « couple de dents » par « couple de dents » ce qui entraîne des chocs d'engrènement. Leur utilisation est généralement bruyante et génère des vibrations, la figure et le tableau suivant représente les caractéristiques.

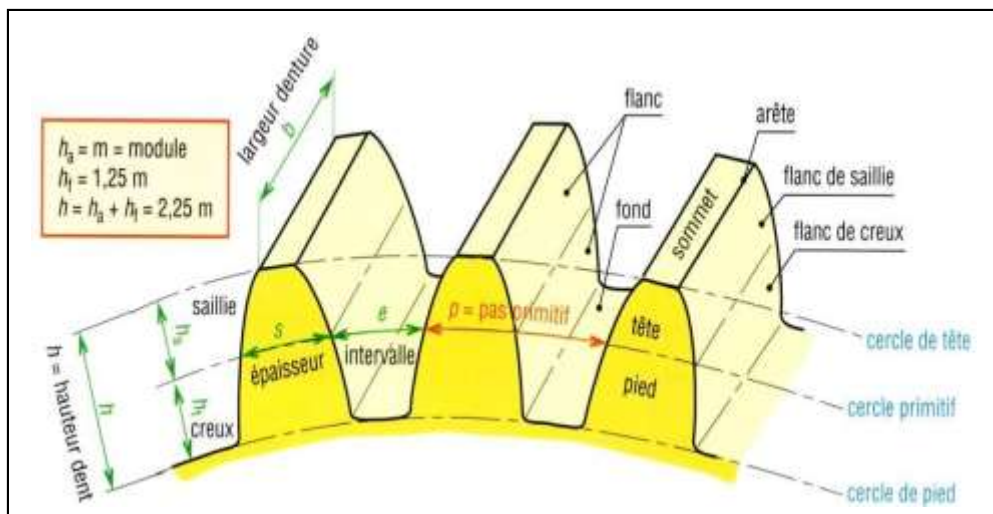


Figure.I.16 : Les caractéristiques d'un engrenage à dentures droites. [1]

Chapitre I : Généralité sur la Transmission par Engrenage

Tableau I. 4 : Caractéristiques d'engrenage cylindrique à denture droite extérieur.

Désignation	Symbole	Valeur
Module		déterminé par un calcul de résistance des matériaux
Nombre de dents		nombre entier positif lié aux conditions de fonctionnement et de fabrication
Pas		
Saillie de la dent	h_a	$h_a = m$
Creux de la dent	h_f	$h_f = 1,25 m$
Hauteur de la dent	h	$h = 2,25 m$
Largeur de denture	b	$b = k m$ (k compris entre 8 et 10, souvent 10)
Diamètre primitif		
Diamètre de tête	d_a	$d_a = d + 2 h_a = m (Z + 2)$
Diamètre de pied	d_f	$d_f = d - 2 h_f = m (Z - 2,5)$
Entraxe de l'engrenage		
Angle de pression	α	Généralement $\alpha = 20^\circ$

➤ Les engrenages cylindriques à denture hélicoïdale

C'est un engrenage dont les axes sont parallèles. Sur les cylindres primitifs de Référence, les lignes de flanc sont des hélices Les engrenages à denture hélicoïdale permettent Une transmission plus souple, plus progressive et moins bruyante que les engrenages à

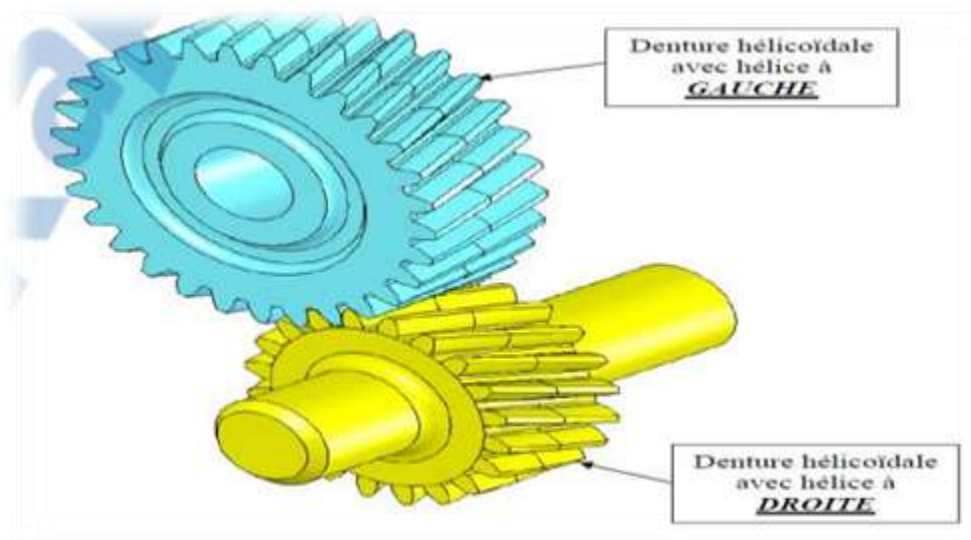


Figure.I.17 : engrenages gauche

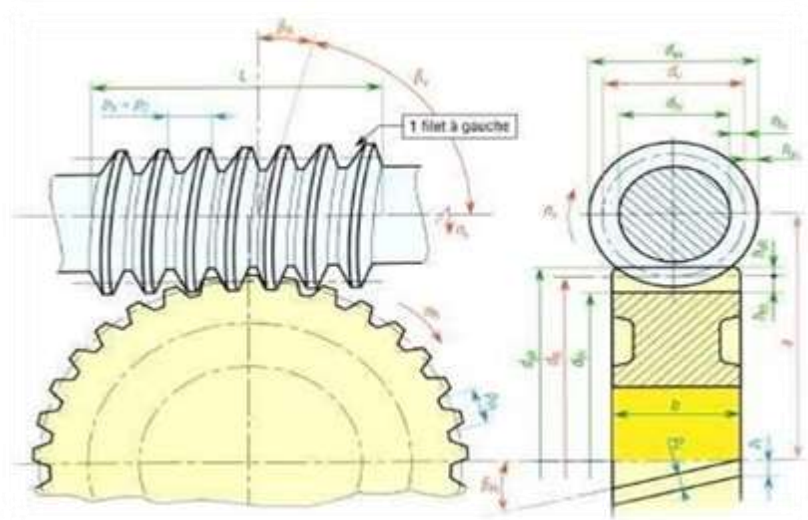


Figure.I.18 Caractéristiques d'engrenage gauche (système roue et vis sans fin) [6]

Tableau.I.5 : Caractéristiques d'engrenage gauche (système roue et vis sans fin). [7]

Désignation	Symbole	Valeur
Nombre de filets	Z_V	
Angle d'hélice	β_V	Fonction de la réversibilité de la transmission
Sens de l'hélice		
Module réel	m_n	Déterminé par un calcul de résistance des matériaux
Module axial	m_z	$m_z = m_n / \cos \gamma_{vis}$
Pas réel	p_n	$p_n = \pi \cdot m_n$
Pas axial	p_x	$p_x = p_n / \cos \gamma_{vis}$
Pas de l'hélice	p_z	$p_z = p_x \cdot Z_{vis}$
Diamètre primitif	d	$d = p_z / \pi \cdot \tan \gamma_{vis}$
Diamètre extérieur	d_a	$d_a = d + 2 m_n$
Diamètre intérieur (ou du noyau)	d_f	$d_f = d - 2,5 m_n$
Longueur de la vis	L	$L = 5 p_x$ environ

➤ Engrenage à roue crémaillère :

Le système de pignon-crémaillère est principalement utilisé pour transformer un mouvement rotatif en mouvement de translation ou le contraire. Il est constitué d'une roue dentée (Pignon) et d'une barre elle aussi dentée (Crémaillère). La roue dentée, en tournant, entraîne les dents de la barre qui se déplace, alors, en translation. Ce mécanisme est couramment utilisé dans les systèmes de direction d'automobiles.



Figure. I.19 : Engrenage à roue crémaillère

➤ Schématisation des engrenages

Les différents schémas des engrenages sont représentés dans le tableau suivant :

Tableau.I.6 : schématisations des engrenages

		Types de dentures*			
		Droite	Hélicoïdale	Chevron	Spirale
Roue à denture extérieure					
Roue à denture intérieure					
* Indication facultative.					
		Exemples d'applications			
Roue cônica					
Secteur denté					
Vis sans fin					
Crémaillère					

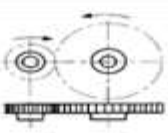
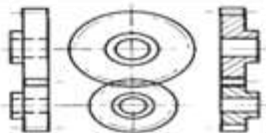
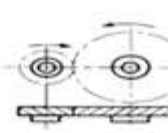
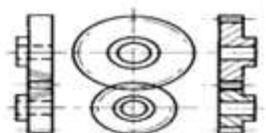
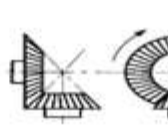
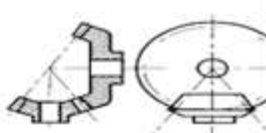
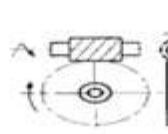
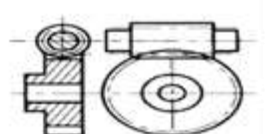
Chapitre I : Généralité sur la Transmission par Engrenage

I.7.5 Matériaux pour engrenage

Un grand nombre de matériaux sont utilisés pour la fabrication des engrenages, les aciers, fontes ordinaires et spéciales et bronze ; etc.....

- Le choix de matériaux dépend de plusieurs facteurs :
- Types d'engrenages.
- Vitesse de rotation.
- Résistance à la rupture et l'usure.
- Dimension de l'engrenage.
- Fonctionnement silencieuse

Tableau.I.7 : Représentation normalisée

Engrenages droits à denture droite			
Engrenages droits à denture hélicoïdale			
Engrenages coniques			
Engrenages à roue et vis sans fin			

I.8. Conclusion

Ce chapitre représente par une étude bibliographique consacrée à la Transmission des engrenages dans laquelle nous avons présenté les différents types d'engrenages et leurs caractéristiques géométriques des engrenages.

Chapitre II :

Généralité d'un Réducteur De Vitesse

II.1 Introduction

Les chaînes de production dans les sociétés industrielles, sont conçues pour assurer une continuité de la réalisation du produit, elles sont dotées de plusieurs équipements, tels que les réducteurs de vitesse. Ces derniers sont installés pour transmettre des mouvements de rotation et de réduire la vitesse des moteurs électriques.). Les multiplicateurs de vitesses sont aussi des transmetteurs de puissance que nous ne traiterons pas dans cette étude. Les réducteurs sont généralement composés d'organes mécaniques comprenant un générateur de puissance (moteur), des engrenages, des mécanismes entraînés (accouplements, frein), des structures servant de support (arbres, paliers) généralement incorporés dans un carter. Chacun des composants influe sur le comportement dynamique du réducteur.

Il existe différents types de réducteurs : mécaniques, hydrauliques, pneumatiques. Parmi les réducteurs mécaniques, on rencontre, les systèmes : poulies/courroies, trains d'engrenage ordinaire (parallèle, conique, gauche) et trains épicycloïdaux (plan, sphérique).

Dans ce chapitre, nous allons présenter une généralité sur le réducteur de vitesse (Les différents types de fonctionnement, les éléments, les avantages et les inconvénients et le reste trouvons dans le suivant...

II.2. Définition D'un Réducteur

Un réducteur est un organe mécanique à base d'engrenages très utilisé dans l'industrie mécanique, il entraîne aussi bien de grosses installations que de petits matériels, il possède deux arbres un arbre d'entrée et un arbre de sortie, si on inverse l'entrée et la sortie on obtient un multiplicateur, le nom de réducteur est réservé à un mécanisme s'intercalant entre le moteur et le récepteur. Lorsque le moteur est fixé sur le carter du réducteur, l'ensemble porte le nom de motoréducteur

II.3. Principe de fonctionnement des réducteurs

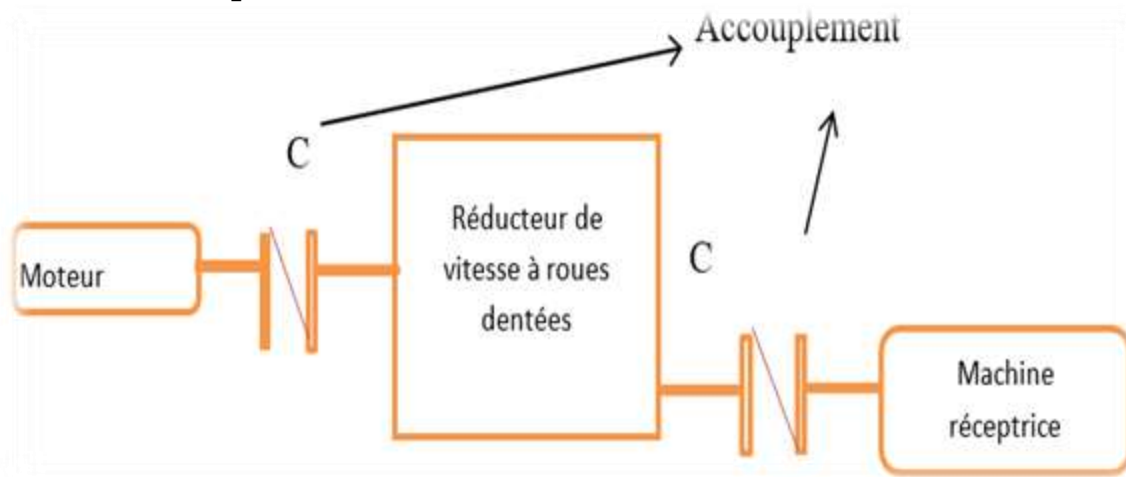


Figure.II.1 : La position du réducteur par rapport au moteur et au récepteur

Chapitre II : Généralité d'un Réducteur De Vitesse

Un réducteur sert à réduire la vitesse d'un moteur (hydraulique, pneumatique, thermique, électrique) avec transmission de la puissance motrice vers une machine réceptrice en absorbant moins d'énergie. Il permet aussi d'augmenter le couple moteur afin d'entraîner en rotation un organe récepteur sous l'effet d'un nouveau couple

Dans le cas d'un mouvement de rotation il faut avoir :

- La puissance de moteur : (KW)
- La vitesse motrice : (tr/min)
- La vitesse réceptrice : (tr/min)
- Rendement : η

La loi d'entrée et de sortie d'un point de vue cinématique revient à établir le rapport entre les vitesses angulaires pour avoir le rapport de réduction comme suit :

$$K = \frac{K_N}{K_M} \quad (1)$$

Si $K < 1$ $N_r < N_m$: Réducteur ;

Si $K > 1$ $N_r < N_m$: Multiplicateur ;

Raison d'un réducteur a traine de plusieurs engrenages :

$$r = (-1)^n \frac{\text{produit de nbr de dents des roues menante}}{\text{produit de nbr de dents des roues menees}} \quad (2)$$

Où n est le nombre de contacts extérieurs.

Si r est positif : même sens de rotation entre l'entrée et la sortie.

Si r est négatif : sens contraire de rotation entre l'entrée et la sortie.

II.4. Les Types d'un réducteur

II.4.1 Réducteurs à engrenages cylindriques / à arbres parallèles



Fig.II.2 : roue cylindrique

La fonction de ce réducteur est de relier un arbre moteur et un arbre à entraîner parallèles, en réduisant ou en multipliant la vitesse motrice.

❖ Caractéristiques techniques

- Les arbres d'entrée et de sortie sont parallèles ou coaxiaux.
- Arbre de sortie plein ou creux traversant (pour les arbres parallèles).

Tableau.II.1 : les avantages et les inconvénients Réducteurs à engrenages cylindriques / à arbres parallèles

Avantages	Inconvénient
• Adaptés pour les fortes puissances. • Charge radiale admissible élevée en sortie. • Rendement élevé proche de 1. • Simplicité de la technologie. • Facilité de maintenance.	• Faible rapport de réduction par train.

➤ **Principales applications :**

- Convoyeurs forte puissance
- Cimenterie
- Entraînements de compresseurs, d'agitateurs, de pompes...
- Utilisation possible en multiplicateur.

➤ **Dernières évolutions technologiques :**

- Mécatronique
- Evolution du design et des matériaux : Evolution favorable du rapport couple-poids.
- Evolution des machines-outils et des logiciels de conception.

II.4.2 Réducteurs à couple conique



Figure.II.3 : roue conique.

Les réducteurs à couple conique ont un rendement élevé quel que soit le sens du couple et la vitesse d'entrée. Ils sont peu gourmands en énergie et nécessitent peu d'entretien. D'une utilisation universelle, ils ont une grande longévité grâce à la robustesse de leur denture qui leur confère puissance et résistance à l'usure, tant avec des moteurs asynchrones triphasés qu'avec des servomoteurs asynchrones ou synchrones.

➤ **Caractéristiques techniques**

- Souvent constitué d'un couple conique et d'une autre technologie d'engrenages.
- Les arbres d'entrée et de sortie sont perpendiculaires.
- Rapport de réduction compris entre 1 et 5 du couple conique
- Rapport de réduction global composé, avec un ou plusieurs trains à

Chapitre II : Généralité d'un Réducteur De Vitesse

engrenages cylindriques

- Arbre de sortie plein ou creux traversant

Tableau.II.2 : les avantages et les inconvénients des Réducteurs à couple conique

AVANTAGES	INCONVENIENT
• Renvoi d'angle. • Adaptés également pour les fortes puissances. • Charge radiale admissible élevée en sortie. • Rendement élevé • Utilisation de ce type de réducteurs pour les applications les plus sévères : inversion de charge, cadences de démarrage/freinage élevées.	• Technologie plus onéreuse. • Maintenance délicate (réglage couple conique).

♦ Principales applications :

- Convoyeurs forte puissance.
- Agitation,
- Engins mobiles : Travaux Publics, Machinisme Agricole.

❖ Dernières évolutions technologiques :

- Mécatronique
- Machine et logiciel.

II.4.3. Réducteurs planétaires ou épicycloïdal



Figure.II.4 : réducteurs planétaires

L'orientation de l'axe moteur est dans l'axe de sortie pour le réducteur à engrenages planétaires. C'est la solution d'entraînement idéale pour les machines avec couples élevés et espacements réduits.

II.4.3.1. Les types de train épicycloïdal

1-Train épicycloïdal simple

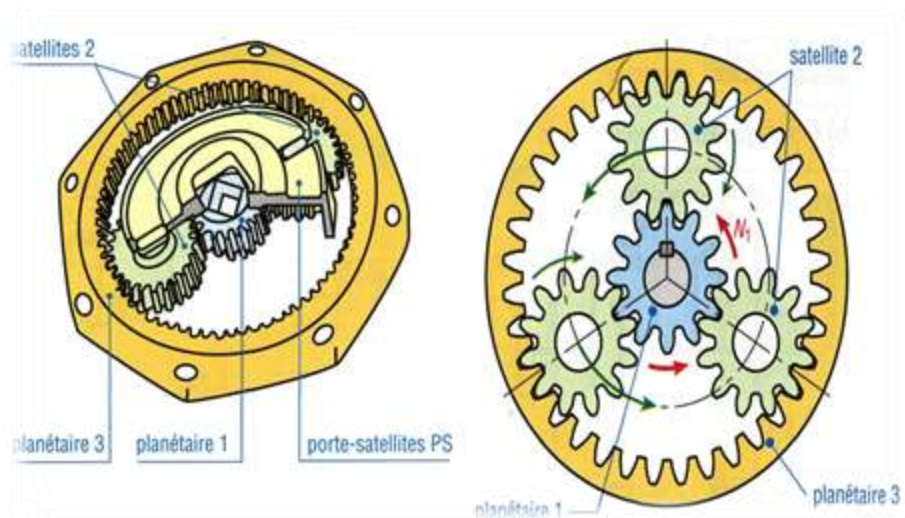


Figure.II.5 : Configuration à trois satellites

Cette configuration est la plus utilisée ; le rendement est bon et l'encombrement axial faible. On peut avoir 2, 3 ou 4 satellites ; leur nombre est sans influence sur le rapport de la transmission. Le fonctionnement n'est possible que si l'un des trois éléments principaux, planétaire 1, planétaire 3 ou porte-satellites PS, est bloqué ou entraîné par un autre dispositif.

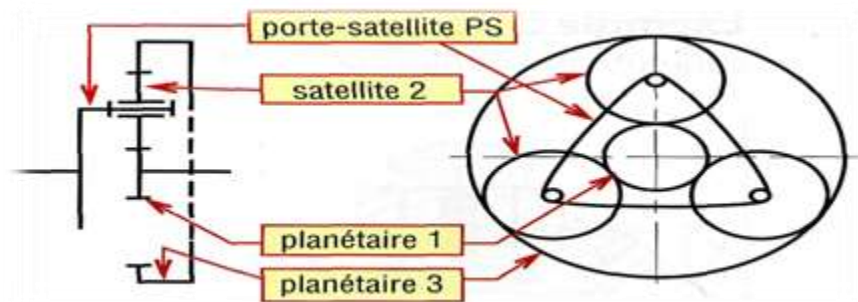


Figure.II.6 : Schéma cinématique général du train épicycloïdal simple

- Cas usuels de fonctionnement

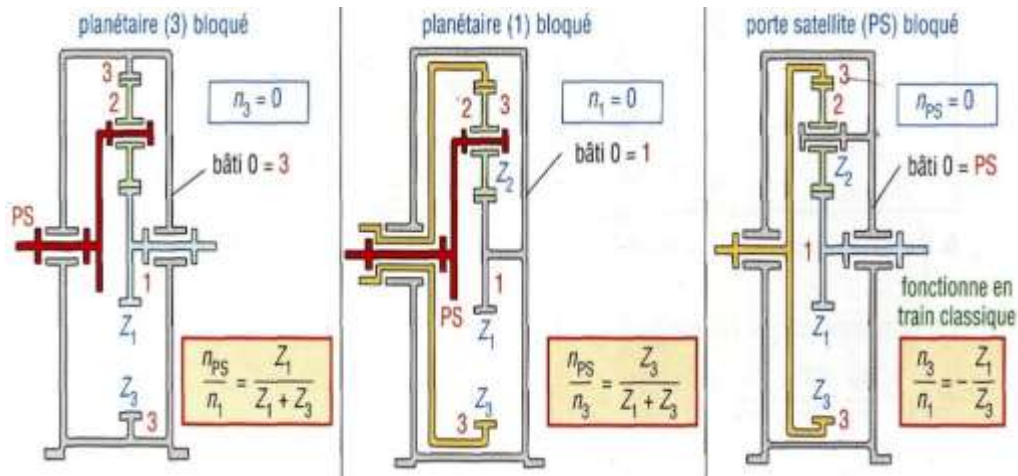


Figure.II.7 : Schéma cinématique Différents cas de fonctionnement du train épicycloïdal simple
La configuration avec planétaire 3, ou couronne bloquée, est de loin la plus utilisée : planétaire 1 en entrée et porte-satellites PS en sortie.

Si le porte-satellites est bloqué, l'ensemble fonctionne comme un train classique à un engrenage intérieur avec roue (satellite) d'inversion.

2- Trains épicycloïdaux avec satellites à deux roues

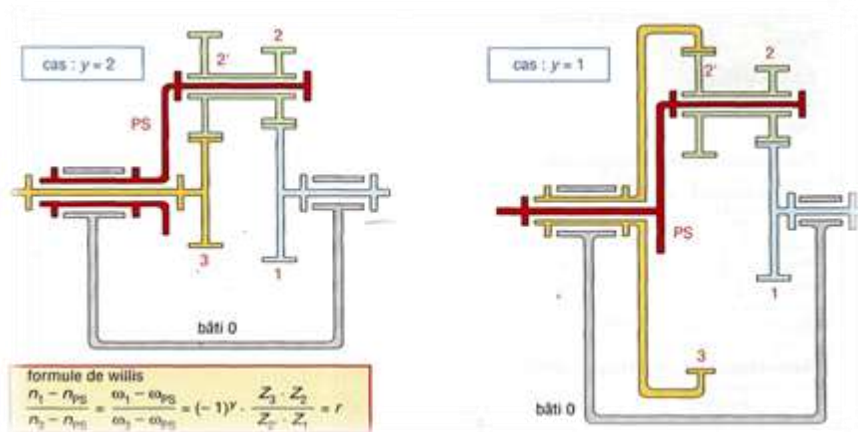


Figure.II.8 : Schéma cinématique des Différents cas de fonctionnement avec satellites à deux roues

Trains épicycloïdaux avec satellite à deux roues. Autre cas : $y = 0$ avec 1 et 3 roues intérieures

Cette variante du cas précédent permet de plus grands rapports de réduction. Le satellite est réalisé à partir de deux roues dentées 2 et 2' dont les nombres de dents Z_2 et Z_2' sont différents.

Chapitre II : Généralité d'un Réducteur De Vitesse

Les rapports de transmission se calculent avec la formule de Willis, r est appelé la raison du train de base, y est le nombre de contacts entre roues extérieures.

Comme précédemment, le fonctionnement n'est possible que si l'un des trois éléments de base (1, 3 ou PS) est bloqué ou entraîné par un autre dispositif.

- **Cas usuels de fonctionnement**

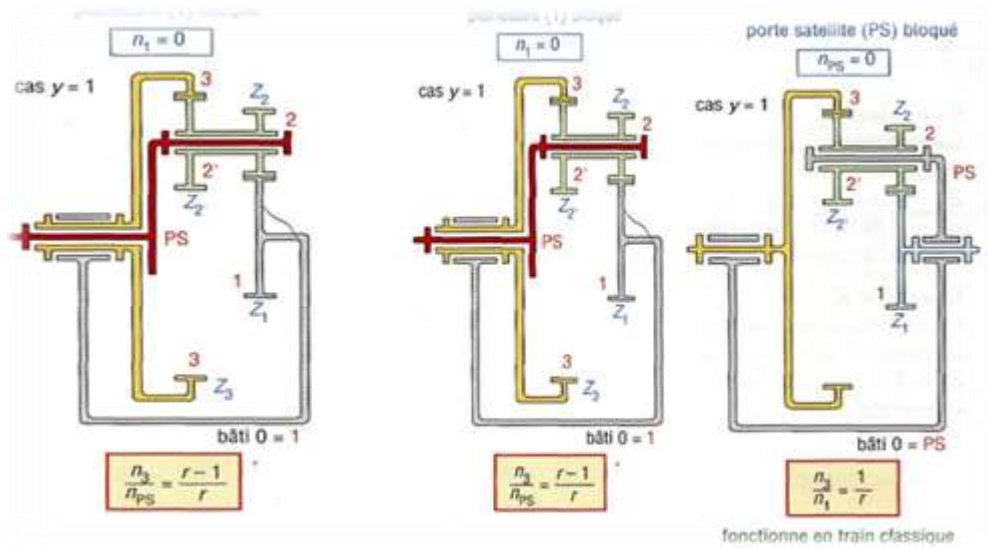


Figure.II.9 : Schéma cinématique des Différents cas de fonctionnement avec satellites à deux roues

Les configurations avec planétaires 3 ou 1 bloqués sont les plus utilisées (porte-satellites PS en sortie). Si le porte-satellites est bloqué, l'ensemble fonctionne comme un train classique à deux engrenages

- ❖ **Caractéristiques techniques**

- Epicycloïdaux.
- Coaxial
- Rapport par train : 3 à 10.
- Souvent plusieurs trains.
- Possibilité de carter tournant.
- Possibilité d'arbre creux.

Chapitre II : Généralité d'un Réducteur De Vitesse

Tableau.II.3 : les avantages et les inconvénients des Réducteurs planétaire

Avantages	inconvenient
• Compacité : rapport puissance/dimension très favorable. • Adaptés également pour les fortes puissances. • Rendement élevé • Faible inertie des éléments tournants.	• Technologie élaborée. • Maintenance plus spécialisée • Échauffement dû à la compacité

❖ Principales applications :

- Sucrerie.
- Engins mobiles : Travaux Publics, Machinisme Agricole.
- Cimenterie
- Énergie
- Robotisation et automatisation.
- Machines-Outils.
- Applications avec couples élevés et vitesses lentes : sècheurs, fours rotatifs industriels, Applications dynamiques : robotiques, motion.

♦ Dernières évolutions technologiques

- Mécatronique.
- Nombre de satellite qui permet la compacité et amélioration de rapport couplepuissance.

II.4.4 réducteur à vis sans fin

La forme de la denture d'un engrenage composé d'une vis cylindrique et d'une roue torique est imposée par le profil adopté sur la vis. Ce profil peut se définir soit dans la section axiale de la vis, soit dans la section normale.

Chapitre II : Généralité d'un Réducteur De Vitesse

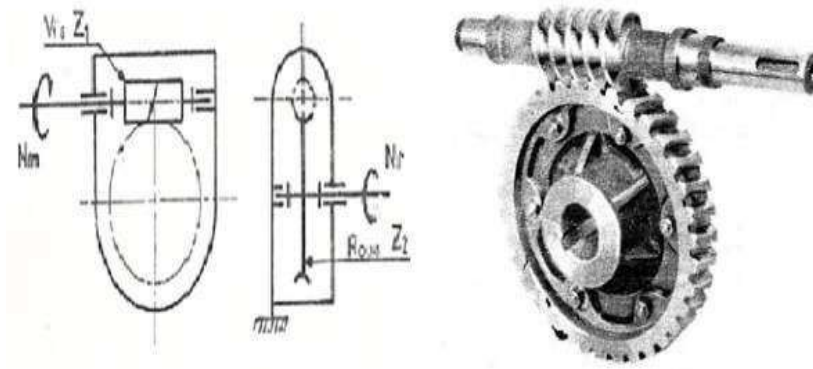


Figure.II.10 : Schémas cinématique d'un réducteur à vis sans fin

Tableau.II.4 : les avantages et les inconvénients de réducteur à vis sans vin.

Avantages	Inconvénient
• Compacité notamment pour les rapports élevés. • Niveau sonore réduit, exempt de vibration, donnant une bonne qualité d'entraînement. • Charge radiale admissible élevée en sortie. • Rapport performance/prix intéressant. • Bonne capacité d'absorption des sur couples. • grand rapports de réduction (vitesse très faible). • De plus en plus utilisés en combinaison avec d'autres réducteurs d'une part, et d'autres trains d'autre part afin d'améliorer le rendement.	• Rendement variable en fonction du rapport de réduction et de la vitesse. • Échauffement plus important que dans d'autres technologies. • Roue bronze pouvant engendrer une usure.

Chapitre II : Généralité d'un Réducteur De Vitesse

II.4.5 Les réducteurs poulies/courroies

Une poulie est une pièce en forme de roue servant à la transmission du mouvement. Elle est destinée à être utilisée avec une courroie, une corde, une chaîne ou un câble. Le système poulie/courroie est utile lorsque le moteur à entraîner est trop loin de la poulie. L'entraînement se fait alors par frottement. Les différents types de courroies sont les courroies plates, dentées et trapézoïdales.

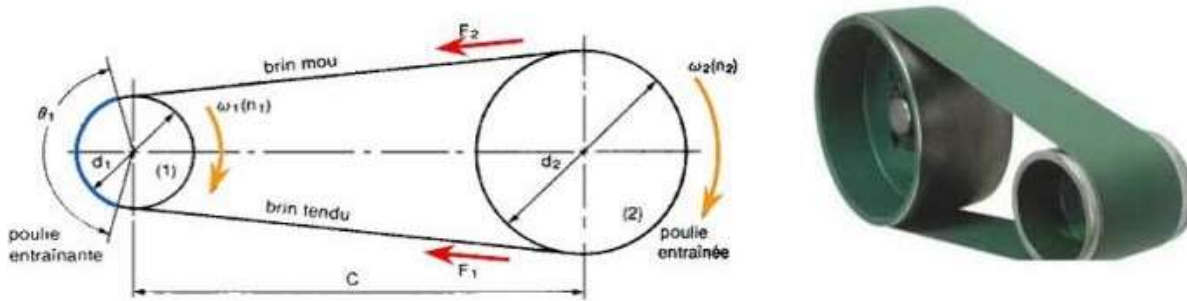


Figure.II.11 : réducteur poulie/courroie

Le rapport de réduction se calcule ainsi :

$$K = \frac{\omega_s}{\omega_e} = \frac{R_e}{R_s} \quad (\text{II.3})$$

Où

m_e : est vitesse angulaire d'entrée ;

m_s : est vitesse angulaire de sortie ;

II.5 L'lubrification du réducteur de vitesse

Les engrenages utilisés dans les réducteurs de vitesse sont généralement lubrifiés à l'huile (environ 90% engrenages).et aussi le graisse, L'huile refroidit la chaleur résultant du frottement entre les engrenages.

Le choix du lubrifiant pour les engrenages est réalisé en tenant compte des paramètres cinématiques, des paramètres de chargement des engrenages, du type d'engrenages et des caractéristiques des matériaux constitutifs.

Un paramètre important dans le choix du type de lubrifiant est la vitesse périphérique des roues dentées qui a la valeur suivante au niveau du cercle primitif: [9]

$$V = \frac{\pi d_{ini}}{60000} \quad \text{m/s} \quad (\text{II.4})$$

Chapitre II : Généralité d'un Réducteur De Vitesse

où:

d_i : est le diamètre du cercle primitif du pignon (en mm),

n_i : la vitesse du pignon (en tr/min).

On peut faire les recommandations suivantes au sujet du type du lubrifiant utilisé. Il dépend de la vitesse périphérique des roues dentées :

- pour $v = 0 \text{---} 0.4 \text{ m/s}$ ($\Rightarrow$ graphite ou bisulfure de molybdène;)

- pour $v = 0 \text{---} 0.8 \text{ m/s}$ $\Rightarrow$ graisse.

Pour $v = 0.8 \text{---} 4 \text{ m/s}$ $\Rightarrow$ graisse ou huile.

II.5.1 Lubrification par huile

Permet aux engrenages de fonctionner sous de lourdes charges en évacuant les particules et en réduisant la chaleur causée par l'usure et la friction entre les engrenages

II.5.2 Lubrification par graisse

C'est pour une Lubrification de longue durée et Permet de réduire les fuites d'huile lubrifiante (pour réduire les risques dans l'industrie alimentaire, etc...), avec moins d'entretien.

Ce type de lubrifiants est protégé efficacement contre l'usure et l'oxydation (surtout en fonctionnement intermittent) dans le temps, les joints en caoutchouc Moins dégradant que les huiles.

II.5.3 Lubrifiants solides

Peuvent fonctionner sous des températures très élevées (fours...). Solution possible pour les engrenages nus (sans carter de protection). Souvent utilisés comme additifs avec les huiles et les graisses.

II.6 Les types de défauts d'engrenages

Les engrenages sont globalement soumis à des couples élevés et des conditions de fonctionnement sévères provoquant ainsi des défaillances qu'il faut surveiller. A cet effet, il est nécessaire de connaître les différents types de défauts rencontrés

Les principales avaries qui surviennent au niveau des engrenages d'un réducteur simple sont des défaillances réparties sur toutes les dentures et des défauts localisés sur une partie des dentures.

Ce sont des dégradations qui apparaissent principalement lors de la transmission.

Les défauts de fabrication tels que l'erreur de profils des dents et l'excentricité de roues ainsi que les défauts d'installation comme les défauts de parallélisme ne feront pas partie de cette étude.

Chapitre II : Généralité d'un Réducteur De Vitesse

II.6.1 Défauts répartis

- **usure** : Cette usure se produit lorsque le produit lubrifiant est contaminé par des particules abrasives ou lorsqu'il est de nature corrosive. Le manque d'usure peut entraîner des dysfonctionnements dans le processus après le réglage anormal de la friction, ce qui conduit à entraver le mouvement.



Figure.II.12 : défaut des usures. [10]

- **Piqûres** : Les piqûres se produisent en raison de la rugosité des composés lubrifiants qui ne sont pas suffisants pour éviter le contact entre les engrenages

Cavités peu profondes, dont la profondeur ne dépasse pas 0,3 à 0,5 mm, pouvant affecter toutes les dents d'engrenage. Ce type de défaut affecte particulièrement les zones du cercle dentaire. Cette usure se produit généralement dans les engrenages en acier de construction relativement doux et donc plus sensibles aux effets cumulatifs des surcharges. Lorsque la viscosité du produit lubrifiant est suffisamment élevée, la couche d'huile séparant les surfaces de contact est épaissie et donc il y a moins de risque de piqûres.



Figure.II.13 : défaut les piqûres [10]

II.6.2 Défauts localisés

Fissure : Lorsque les dents sont rapprochées, elles sont pressées plus fermement, provoquant le développement de fissures et se détériorant progressivement jusqu'à ce que les fissures se produisent

Cette rupture se produit généralement dans les aciers trempés plus minces qui sont particulièrement sensibles aux concentrations de contraintes de traction dans les dents.



Figure.II.14 : défaut de fissure.[10]

Grippage : le grippage est provoqué par la destruction de la couche protectrice du produit lubrifiant sous l'action du frottement sous charge, et donc cette détérioration est provoquée par l'échauffement. Cet endommagement est lié au contact métal/métal qui se produit lors de la réticulation et conduit à l'élimination de la substance métallique dans les spots. La probabilité d'un phénomène de grippage dépend principalement de l'état du lubrifiant, Cette déformation entraîne des changements anormaux des vitesses angulaires et des angles de pression.

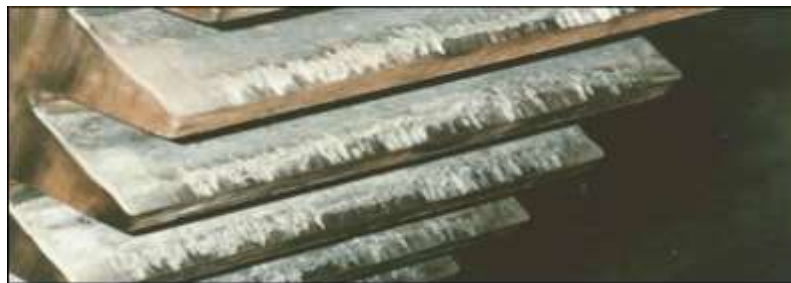


Figure.II.15 : Défaut de grippage[10]

Chapitre III :

Dimensionnement

III.1 Introduction

Ce chapitre est consacré aux calculs et dimensionnements du réducteur
On a déterminé les caractéristiques de notre réducteur

- ✚ Couple de fonctionnement sur la rentré et sortie de réducteur C_m et C_s (Nm)
- ✚ Vitesse de rotation de sortie n_m (tour/min)
- ✚ Report de transmission totale
- ✚ Puissance de fonctionnement P_2 (KW)
- ✚ Force appliqué et contrainte de contacte et flexion

On prend un exemple de réducteur tain épicycloïdal a denture droite avec planétaire 3 bloqué ($n_3=0$) le schéma équivalent dans la Fig. III.1

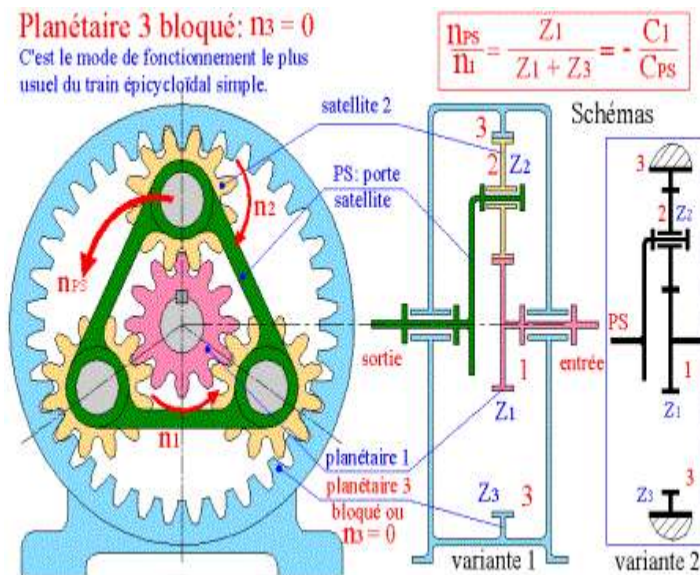


Figure.III.1 : Schéma cinématique équivalent de réducteur train épicycloïdal

-Condition de fonctionnement de ce train épicycloïdale

$n_3 = 0$ bloqué

La sorte par la porte satellite 2

L'entrée par planétaire 3

-Données initiales tableau III.2 :

Le module $m=1$

$d_1 = 20 \text{ mm}$ $d_1 = m * Z_1 \Rightarrow Z_1 = 20 \text{ dents}$

$d_2 = 25 \text{ mm}$ $d_2 = m * Z_2 \Rightarrow Z_2 = 25 \text{ dents}$

$d_3 = 70 \text{ mm}$ $d_3 = m * Z_3 \Rightarrow Z_3 = 70 \text{ dents}$

L'entraxe : $a = \frac{(d_1 + d_2)}{2} = 22,5 \text{ mm}$

On a besoin d'un réducteur par un tambour de 10 kg 10kg $\rightarrow$ 98 N et vitesse de rotation 600 tr/min

$$\Rightarrow F = \frac{F_T}{\cos \alpha}$$

Donc $F = 98$ Donc $F_T = F * \cos \alpha = 92,08 \text{ N}$

F_T : force tangentielle

α : L'angle de pression $\alpha = 20^\circ$

III.1 Caractéristiques cinématique d'un réducteur

Les principales caractéristiques de réducteur le rendement, couple et la vitesse de rotation aux sorties

III.1.1 : Calcul de couple Mécanique C_S

$$F_T = \frac{C}{R} \Rightarrow C = F_T * R$$

$$C = 92,08 * 0,0225 = 2,07 \text{ Nm}$$

III.1.2 : Calcul la puissance de Réducteur

$$P = C * \omega$$

$$\omega = \frac{\pi * n}{30} = \frac{\pi * 600}{30} = 62,83 \text{ rad/s}$$

$$P = 2,07 * 62,83 = 130 \text{ W}$$

III.2 : Choix de Moteur électrique pour le réducteur

$$\bullet \quad P_m = \frac{P_2}{\eta_{tot}} = \frac{P_2}{\eta_{TCT} * \eta_{eng}^2 * \eta_r} \quad (\text{III.1}) [11]$$

P_m = puissance de moteur

η_{eng}^2 : est le rendement de l'engrenage

η_r : est le rendement d'une paire de roulements

η_{tot} : est le rendement total de la transmission mécanique.

η_{tct} : est le rendement de la transmission par des courroies trapézoïdales

III.2.1 : Rendement de réducteur

Rendement total du moteur qui est donné selon le type de transmission.

Dans le tableau III.1 on donne l'ordre de grandeur de rendement de quelques couples de frottements présents dans une transmission mécanique

$$\eta_{tot} = \eta_{eng}^n * \eta_r^m * \eta_{TCT} \quad (\text{III.2})$$

n : Nombre de contacts d'engrenage

m : Nombre de roulement

$$\eta_{tot} = \eta_{TCT} * \eta_{eng}^2 * \eta_r^2 = 0,94 * 0,99^2 * 0,97^2 = 0,866$$

Chapitre III : Dimensionnement

Tableau III.1 : rendement de quelques couples de frottements

Couples de frottement	Rendement
Engrenage Cylindrique	0,97.....0,99
Paire de roulements	0,99.....0,995
Transmission de courroies trapézoïdales	0,94....0,97

$$P_m = \frac{130}{0.866} = 150W$$

Donc le moteur choisie est de puissance de 150 watts

III.2.2 Le rapporte de réduction

$$r = \frac{W_{sotre}}{W_{entr}} = \frac{W_{port\ sat\acute{e}lite}}{W_1} = \frac{1}{1-\lambda} \quad [12] \quad (III.3)$$

Si **r** est positif, même sens de rotation entre l’entrée et la sortie.

Si **r** est négatif, sens contraire de rotation entre l’entrée et la sortie.

n : nombre de contacts extérieurs

On écrit d'abord la formule de Willis

$$\lambda = (-1)^n \frac{Z_{meneant}}{Z_{meneé}} = \frac{25}{20} = -1.25 \quad (III.4)$$

$$r = \frac{1}{1+1.25} = 0.44$$

III.2.3 déterminer de la vitesse de rotation de moteur

$$r = \frac{N_s}{N_e} \quad N_e = \frac{N_s}{r} = 600/0.44 = 1364 \text{ tr/min} \quad (III.5)$$

N_e : vitesse de rotation moteur (entré de réducteur)

N_s : vitesse de rotation de sorte de réducteur

On prend la vitesse de rotation 1370 tour/mn (anaxse 1)

III.2.4 : Déterminer de Moment transmission par les arbres moteurs

$$M_t = \frac{P}{W} \quad \text{Avec } W = \frac{2\pi n}{60} \text{ rad/s} \quad (III.6)$$

$$M_t = \frac{P_1}{W_1} \Rightarrow W_1 = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi * 1370}{30} = 142.83 \text{ rad/s} \quad M_t = \frac{150}{142.83} = 1.04 \text{ Nm}$$

III.3 Elément Géométrique des Roues et pignon

Nombre de dents $Z_1=20$ dents, $Z_2=25$, $Z_3 = 70$

L'angle d'hélice primitive $Q = 10^\circ$

L'angle de pression de référence : $\alpha=20^\circ$

L'angle de pression apparent : $= 20.28^\circ$

L'angle de pression de fonctionnement : $\alpha_{wt}= 21.77^\circ$

Le module normal : $m=1\text{mm}$

Le pas normal : $p_n=\pi m_n$ $p_n=3.14\text{mm}$

Le module apparent : $m_j = \frac{m}{\cos Q}$

Diamètre primitive : $d_{pj} = m_j * Z_j = \frac{m * Z_j}{\cos Q}$

III.3.1 Détermination de module m

Quel que soit le nombre de dents, toutes les roues de même module et de même angle de pression α peuvent être fabriquées à partir de même outillage, est une valeur normalisée

$$m \geq 2.34 \sqrt{\frac{F}{K * R_{pe}}} \quad (\text{III.7}) \quad [13]$$

R_{pe} : la résistance pratique à la traction. Pour déterminer (R_{pe}) et calculer le module il faut d'abord choisir le métal donc choisi Acier Faiblement Allié 42CrMo4 ; $R_e = 750 \text{ MPa}$

On prend le coefficient de sécurité : $S=2$ / $R_{pe} = \frac{R_e}{S} = \frac{750}{2} = 375 \text{ MPa}$

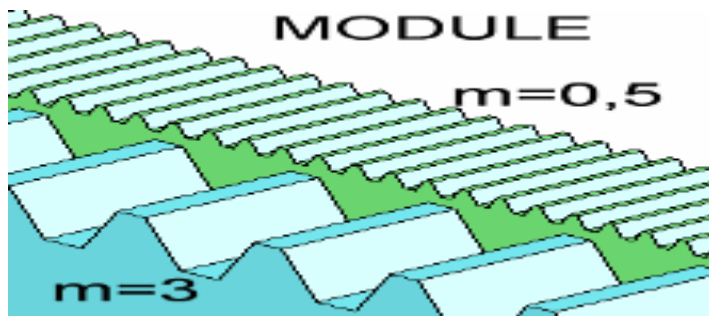


Figure III.2 : déferons de modules m sur les dents

On détermine m d'après le calcul on prend : $K = 10$ et la résistance pratique à la traction ($R_{pe} = 375 \text{ MPa}$) d'après l'équation (III.7) :

Chapitre III : Dimensionnement

$$m \geq 2.34 \sqrt{\frac{98}{10 \cdot 375}} \geq 0.38$$

Donc on prend **m= 1** Dans le tableau de module normalisé

$$d_{pj1} = m_j * Z_1 = \frac{m * Z_1}{\cos Q} = \frac{1 * 20}{\cos 10^\circ} = 20.30 \text{ mm}$$

$$d_{pj2} = m_j * Z_2 = \frac{m * Z_2}{\cos Q} = \frac{1 * 25}{\cos 10^\circ} = 25.38 \text{ mm}$$

$$d_{pj3} = m_j * Z_3 = \frac{m * Z_3}{\cos Q} = \frac{1 * 70}{\cos 10^\circ} = 71.07 \text{ mm}$$

le diamètre de cercle de base : $d_{bj} = d_j \cos a_t$

$$d_{b1} = d_1 \cos a_t$$

$$d_{b1} = d_1 \cos a_t = 20.30 * \cos 20.28^\circ = 19.04 \text{ mm}$$

$$d_{b2} = d_2 \cos a_t = 25.38 * \cos 20.28^\circ = 23.80 \text{ mm}$$

Tableau.III.2 : Caractéristiques désignations et formules d'un pignon

Caractéristiques désignations et formules	Pignon	Roue 1	Roue 2
L'angle de pression : α	20°		
Le module : m	1		
Le pas primitif : $p = \pi \cdot m$	3.14		
La saillie : $h_a = m$	1		
Le creux : $h_f = 1,25m$	1.25		
Epaisseur de la dent : $s = \pi \frac{m}{2}$	1.57		
La largeur de la denture : $B = m * k \ (k = 8)$	7		
La hauteur de la dent : $h = h_a + h_f$	2.25		
Nombre de dents : Z	20	25	70
Le diamètre primitif : $d_{pj} = m \cdot z_j$	20	25	70
Le diamètre de tête : $d_t = d_{pj} + 2m$	22	27	72
Le diamètre de pied : $d_p = d_{pj} - 2,5m$	19.5	24.5	69.5
Le diamètre de base : $d_b = d_j \cos \alpha$	18.79	23.49	65.77

III.4 Calcul des forces dans les engrenages :

Une force normale F_n apparaît au contact de deux dents. Celle-ci peut être décomposée selon deux orthogonales : la force tangentielle et la force radiale. On calcule les deux composantes sur le cercle primitif de la roue.

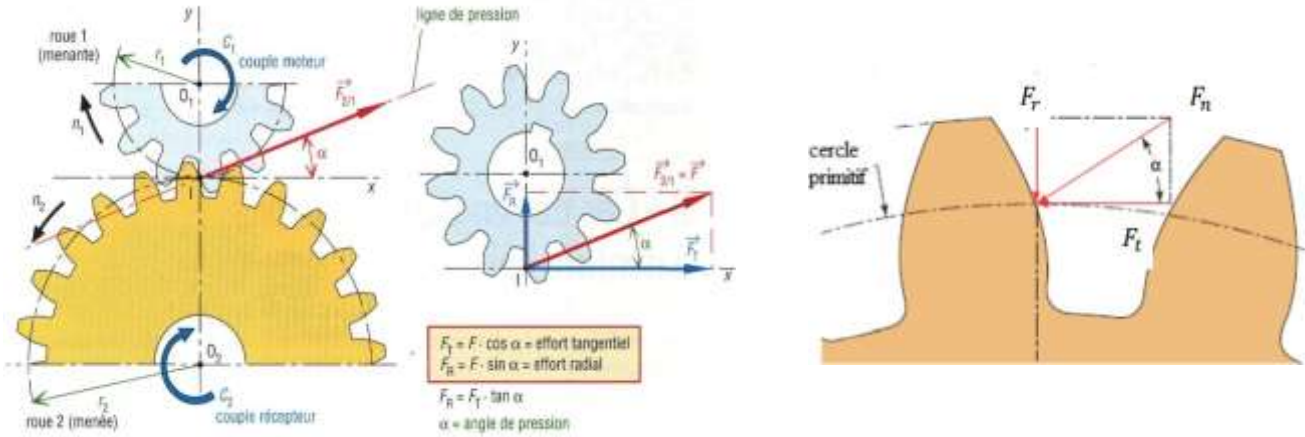


Figure III.3.: les forces applique sur les dents d'engrènement

Engrenage 1/2 : $F_{1/2} = F_{2/1}$

Force tangential :

$$F_T = \frac{C}{R} \quad (\text{III.8})$$

$$F_{T1} = \frac{1.04}{0.01} = 104.5 \text{ N}$$

Force Normal

$$F_N = \frac{F_{T1}}{\cos \alpha} = \frac{104.5}{\cos 20} = 111.2 \text{ N} \quad (\text{III.9})$$

Engrenage 2/3 :

➤ Force tangential :

$$F_{T3} = \frac{2.07 \cdot 10^3}{12.5} = 165.6 \text{ N}$$

➤ Force Normal :

$$F_N = \frac{165.6}{\cos 20} = 176.2 \text{ N}$$

Pour notre réducteur on a déterminera le moteur électrique (puissance et vitesse de rotation par minute. 150 w, 1364 tour/min)

Pour le tambour on peut utiliser dans une machine à laver d'une masse maximum (10 kg)

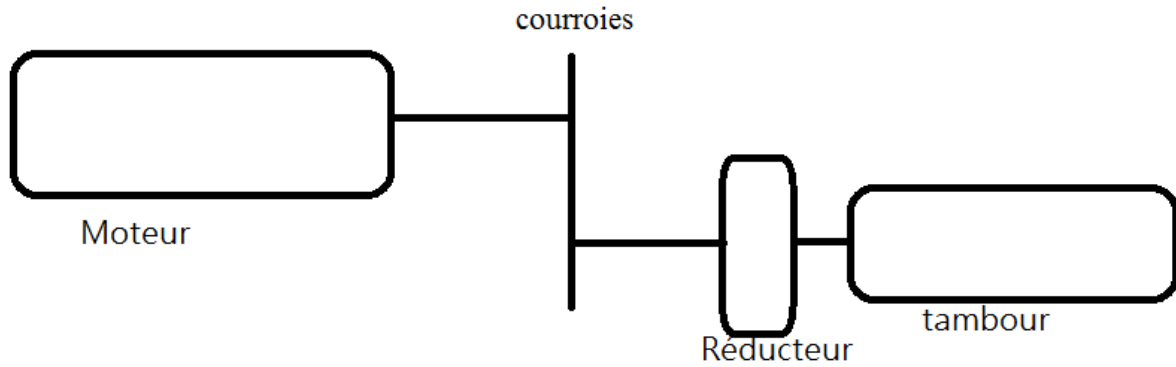


Figure.III.3 : schéma domaine de fonctionnement de notre réducteur

III.5 Choix de système de lubrification

Comme nous avons vu dans le chapitre II, il existe plusieurs modes de lubrification, Pour déterminer le type d'huile d'un réducteur de vitesse, On calcule la vitesse primitive de pignon et d'après la relation (II.4)

$$V = \frac{\pi d_i n_i}{60000} = \frac{3.14 * 20 * 1364}{60000} = 1.4 \text{ m/s}$$

Et selon le graphe de l'AGMA de la fig III

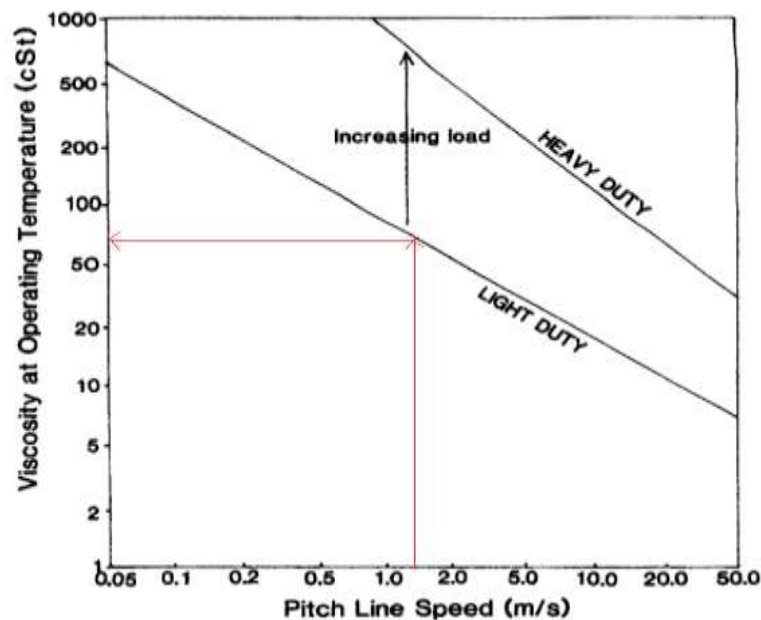


Figure III.4 : Sélection de la viscosité des engrenages selon des critères de l'AGMA

Donc on trouve une viscosité d'environ 75 Cts.

C'est pour éviter les défauts d'engrenage (Grippage)

III.6 Domaine d'application de ce réducteur

Ce réducteur utilisé dans une machine à laver, à la fonction d'essorage et par comparaison avec une machine à lave Mont-Blanc BU642 Noir

Tableau.III.3 : la comparaison des les deux machines à laver

caractéristique	Notre réducteur	Mont-Blanc BU642 Noir
Vitesse rotation d'essorage (tr/min)	600	600
Capacité (Kg)	9	5
Puissance moteur (w)	150	150
Défaut d'engrenage	Avec lubrification Pas défauts d'engrenage	pas de lubrifiant Défaut d'engrenage (Grippage)

Notre machine travaille avec une capacité de 9 kg avec un réducteur épicycloïdale en acier 42CrMo4.

Les résultats obtenus avec une autre machines de faible capacité et mêmes performances 600 tr/min et 150 w peuvent être améliorer avec l'utilisation de notre réducteur en augmentant la capacité et en gardant la même vitesse de rotation, les défaillances rencontrés sont de l'ordre de grippage ou manque de lubrification qui provoquent la diminution de durée de vie des organes de réducteur .

III.7 Calcul des contraintes dans les engrenages

III.7.1 Forme générale des contraintes

Le résultat précédent nous incite à rechercher, au sein de la collection répertoriée. La Fonction des contraintes, en tout point de la plaque trouée, sous la forme [14] :

$$\sigma(r, \theta) = A \log r + Br^2 \log r + Cr^2 + (A2r^2 + B2r^4 + \frac{C2}{r^2} + D2) \cos 2\theta \quad (\text{III.10})$$

où A, B, C, A2, B2, C2, D2 sont des constantes à déterminer.

III.7. 2 Concentration de contrainte au bord du trou

Le champ de contraintes troué précédemment indique que les contraintes ne sont pas homogènes dans une plaque trouée sollicitée en traction à ses extrémités.

Facteur de concentration de contrainte

Donner la valeur de la contrainte ortho radiale au bord du trou en fonction de l'angle θ .

Indiquer à quel endroit cette contrainte est maximale et quelle valeur elle y prend. Calculer le facteur de concentration de contrainte défini par [14]

$$K_t = \frac{\sigma_{\theta\theta}^{max}}{\sigma_{\infty}} \quad (\text{III.11})$$

$$\sigma_{\theta\theta}(r=a) = \sigma^{\infty} (1 - 2 \cos 2\theta)$$

Au bord du trou. On distingue deux situations :

- traction simple : la contrainte $\sigma_{\theta\theta}$ est maximale en $\theta = \pm\pi/2$ et vaut trois fois la contrainte appliquée. Le facteur de concentration de contraintes vaut donc :

$$K_t^{\text{traction}} = 3$$

- compression simple : la contrainte $\sigma_{\theta\theta}$ est maximale en $\theta = 0$ et $\theta = \pi$ et vaut $|\sigma^{\infty}|$. Le facteur de concentration de contraintes vaut donc :

$$K_t^{\text{compression}} = 1$$

Et puisque on a une compression sur les dents la concentration de contrainte allègement sera :

$$K_t^{\text{compression}} = 1$$

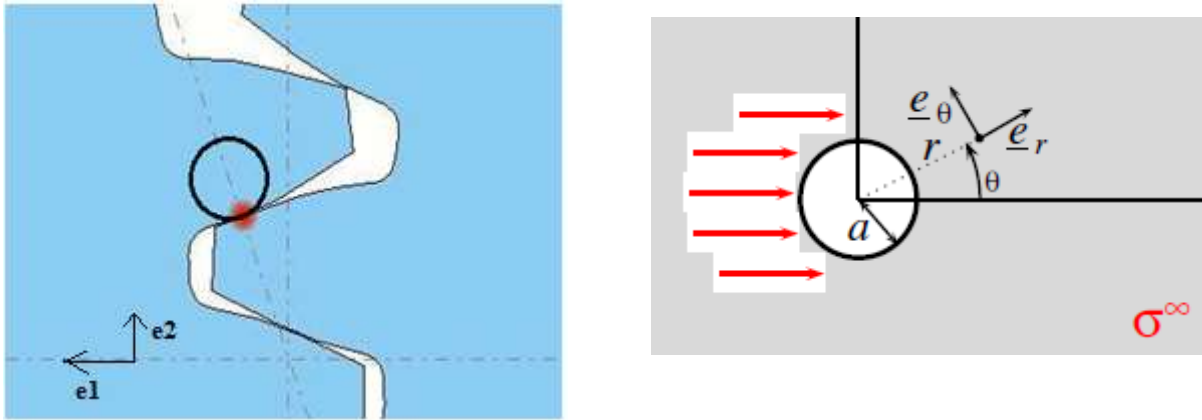


Figure III.5 : représentation de Champ de contraintes loin du trou sur le dente

La dente percée d'un trou circulaire de rayon a et soumise, loin du trou, à une sollicitation de compression simple d'intensité σ^{∞}

III.7.3 Champ de contraintes

trouve aussi l'expression générale du champ de contraintes [14]

$$\sigma_{rr} = \frac{A}{r_2} + 2B \log r + B + 2C + \left(-2A_2 - \frac{6C_2}{r^4} - \frac{4D_2}{r^2} \right) \cos 2\theta \quad (\text{III.12})$$

$$\sigma_{\theta\theta} = -\frac{A}{r_2} + 2B \log r + 3B + 2C + \left(2A_2 + 12B_2 r^4 + \frac{6C_2}{r^4} \right) \cos 2\theta \quad (\text{III.13})$$

$$\sigma_{r\theta} = 2 \sin 2\theta \left(A_2 + 3B_2 r_2 - \frac{3C_2}{r^4} - \frac{D_2}{r_2} \right) \quad (\text{III.14})$$

Loin du trou, i.e. lorsque r est suffisamment grand, le champ précédent prend la forme Asymptotique

Chapitre III : Dimensionnement

$$\sigma_{rr}^{\infty} = 2B \log r + B + 2C - 2A_2 \cos 2\theta \quad (\text{III.15})$$

$$\sigma_{\theta\theta}^{\infty} = 2B \log r + B + 2C + (2A_2 + 12B_2 r^2) \cos 2\theta \quad (\text{III.16})$$

$$\sigma_{r\theta}^{\infty} = 2 \sin 2\theta (A_2 + 3B_2 r^2) \quad (\text{III.17})$$

L'identification entre ce champ et celui de traction simple permet de déterminer les Constantes :

$$\text{Avec : } B=0 ; C=\frac{\sigma^{\infty}}{4} ; A_2 = -\frac{\sigma^{\infty}}{4} ; B_2 = 0$$

Les concentrations de contraintes représentent un danger majeur pour le Fonctionnement des structures puisqu'elles multiplient les risques d'amorçage local de la rupture ou de la plasticité. Le facteur 3 rencontre dans le cas du trou dans une plaque est, à ce titre, remarquable.

Le facteur de concentration de contrainte est indépendant de la taille a du trou, c'est un résultat important. Les petits trous sont aussi dangereux que les gros trous

III.7.4 Solution analytique en déformation plane :

Pour la mi- largeur de contact des deux cylindres de différents matériaux [15].

Et diamètres pressés l'un contre l'autre par une ligne de charge de F/l

$$b = \left[\frac{2F/l}{\pi} \cdot \frac{D_1 \cdot D_2}{D_1 + D_2} \cdot \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \right]^{1/2} \quad [15] \quad (\text{III.18})$$

F : est la force totale appliquée

L : largeur de dente

D1 et D2 : sont les diamètres des cylindres

ν_1 et ν_2 : sont les coefficients de Poisson

E1 et E2 : sont les modules d'élasticité

La pression de contact maximale est au niveau de la ligne de centre du Contact et est donnée par [15].

$$p_0 = \frac{2F/L}{b \pi} \quad (\text{III.19})$$

Les contraintes internes aux cylindres le long de l'axe y sont données par [16].

$$\sigma_z = -2VP_0 \left(\sqrt{1 + \frac{y^2}{b^2}} - \frac{y}{b} \right) \quad \text{III.20}$$

$$\sigma_x = -P_0 \left[\left(2 - \frac{1}{1 + \frac{y^2}{b^2}} \right) \cdot \sqrt{1 + \frac{y^2}{b^2}} - \frac{2y}{b} \right] \quad \text{III.21}$$

$$\sigma_y = \frac{-P_0}{\sqrt{1 + \frac{y^2}{b^2}}} \quad \text{III.22}$$

Chapitre III : Dimensionnement

Les équations (III.21) à (III.22) admettent la condition de déformation plane. Si C'est le cas, alors l'équation (III.20) tend vers 0, mais les équations (III.21) et (III.22) Restent identique

Les composants x, y et z de la contrainte sont aussi des Contraintes principales le long de l'axe y et le long de la surface de contact [15]. Elles peuvent, cependant être reliées à l'équation de contrainte de Von Mises Comme suit [15] :

$$\sigma_{vm} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x + \sigma_y)^2 - (\sigma_y + \sigma_z)^2 - (\sigma_z + \sigma_x)^2} \quad III.23$$

Application numérique :

b= 0.08 mm

p₀=85.21 Mpa

σ_{vm}=56.01 Mpa

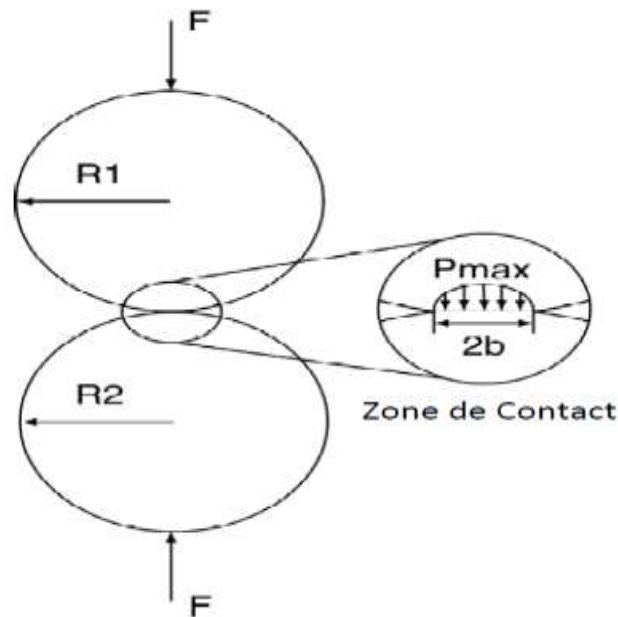


Figure III.6 Modèle de Hertz pour deux cylindres parallèles.

III.7.5 Contrainte de la fatigue de flexion (dentures droite)

Au début du siècle dernier, on ne dénombrait pas moins que 25 à 50 équations différentes pour calculer la capacité des engrenages. Les résultats variaient dans des proportions de 1 à 5.

C'est Sir *Wilfrid Lewis* qui a systématisé le calcul de la denture en l'assimilant à :

- offrant une concentration de contrainte au pied

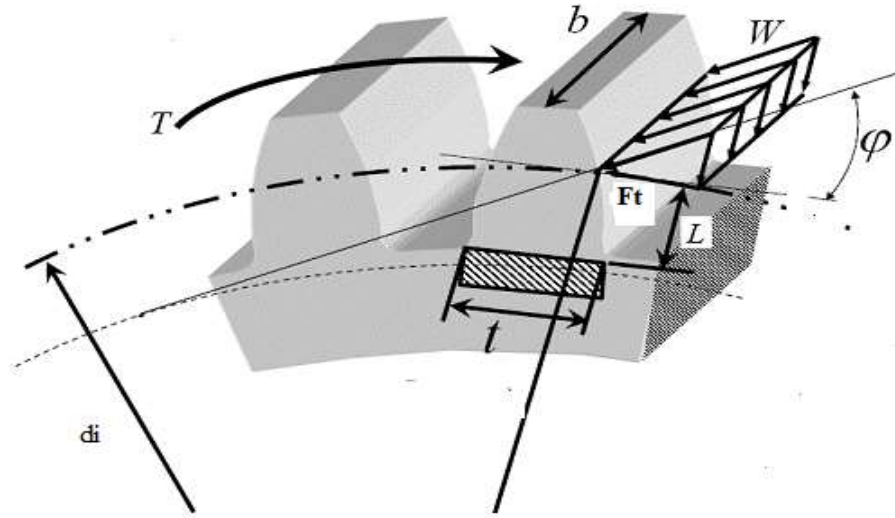


Figure III.6 représentation de force appliqué sur dent d'engrenage

L'équation de Lewis se lit :

$$\sigma = \frac{6F_t L}{bt^2} \quad (\text{III.14}) \quad [17]$$

F_t : force tangentielle

b : largeur de face de dent

Y : Facteur de forme de Lewis, qui dépend du nombre de dents dans l'engrenage.

$$\sigma = \frac{M_c}{I} = \frac{F_t L \left(\frac{t}{2}\right)}{b t^3/12} = \frac{F_t}{b t^2/6L} \quad [17] \quad (\text{III.24})$$

$$\frac{6L}{t^2} = \frac{1}{m} \frac{1}{J} \quad (\text{III.25})$$

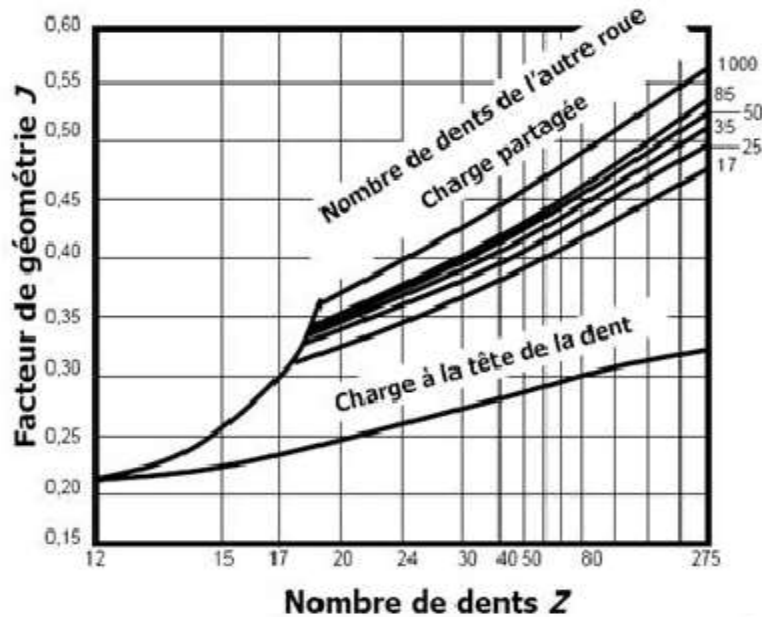
J :facteur de proportionnalité

Contrainte de Fatigue de flexion est :

$$\sigma = \frac{1}{m} \frac{F_t}{bJ} \quad (\text{III.26})$$

Les valeurs de j sont complétées pour différentes géométries et différents cas.

- Facteur de géométries J :



Figur.III.7 : valeurs de facteur de proportionnalité J [12]

$$\sigma_{c1} = \frac{1}{1} \frac{104.5}{10 \cdot 0.34} = 30.73 \text{ Mpa}$$

$J = 0.34$ dans le graphe de fig : III .7

III.8 Définition d'AGMA.

L'approche AGMA (American Gear Manufacturer Association) pour concevoir des dents d'engrenage pour résister à la rupture par fatigue de flexion, tout en étant basée sur l'équation de Lewis, implique une longue liste de facteurs d'ajustement empiriques (parfois appelés facteurs de déclassement) pour tenir compte de l'influence de diverses fabrications, variabilités d'assemblage, géométriques, de chargement et de matériaux.

III.8.1 formules de contrainte de Von-mises selon l'AGMA

D'autres modifications sont recommandées par l'AGMA pour une conception pratique prenant en compte la variété de conditions pouvant être rencontrée en fonctionnement. On utilise alors l'équation suivante développée par Mott (1992). [17]

$$\sigma_t = \frac{F_t P_d K_a K_s K_m}{b Y K_v} \quad \text{III.27}$$

$$P_d = \frac{F_t}{2D}$$

Chapitre III : Dimensionnement

K_a : Facteur de surcharge

K_s : Facteur de forme 1,00 pour la plupart des engrenages

K_m : Facteur de distribution de charge

K_v : Facteur dynamique.

AN : $\sigma_t = 21.71 \text{ Mpa}$

K_v : 1.15 (Annexe 3 Et 4 ... A_9 transmission automobile $v = (2 \cdot 0.01 \cdot \pi \cdot 1370) / 60 = 1.43 \text{ m/s}$

K_m : = 1.3 (tableaux III-4... $b = 10$ et contact probable sur toute la largeur de la face).

K_s : Facteur de forme K_s : AGMA indique que le facteur de forme peut être considéré comme étant de 1,00 pour la plupart des engrenages.

K_a : 1.25...chocs légers...tableau.III.5)

Tableau.III.5 : Facteur de distribution de charge, K_a

caractéristiques de la machine menante	Valeurs du coefficient d'application		
	Uniforme	Chocs modérés	Chocs importants
Uniforme	1,00	1,25	1,75
Chocs légers	1,25	1,50	2 ou plus
Chocs moyens	1,50	1,75	2,25 ou plus

Le tableau.III.6 : récapitule des valeurs des contraintes de contacts Lewis et AGMA.

Couple Nm	Contrainte de von-mises (Mpa)	Contrainte de VM AGMA (Mpa)
1.04	56.01	21.71

Le tableau montre que l'allure des contraintes AGMA est déférente de la contrainte analytique. Cette différence est due aux nombres de facteurs introduits dans la formule de la contrainte de contact analytique.

Chapitre IV :
Modélisation des engrenages
D'un réducteur en
SolidWorks

Chapitre IV : Modélisation des engrenages d'un réducteur en SolidWorks

N.B. : A partir des résultats de dimensionnement (chapitre III) nous procédons à la modélisation du réducteur pour deux roues dentées (motrice, réceptrice) sous le logiciel SolidWorks. On a choisi puissance et transmission dans Toolbox en tenant compte les données.

IV.1 Introduction

Le concepteur a besoin d'exprimer ses idées pour les présenter aux utilisateurs. Grâce au développement de la technologie, il existe plusieurs logiciels de modélisation et de simulation, on fait une par le SOLIDWORKS.

Nous allons à travers ce chapitre modéliser les engrenages avec le logiciel SolidWorks dans le but de vérifier les contraintes dans les pièces et d'étudier la résistance de pignon. La méthode des éléments finis (MEF) est une méthode numérique utilisée pour résoudre certains des problèmes de la physique. C'est une méthode qui permet de déterminer une solution approchée sur un domaine spatial, c'est-à-dire qui permet de calculer un champ (de scalaires, de vecteurs, de tenseurs) qui correspond à certaines équations et à certaines conditions imposées. La méthode consiste à découper le domaine spatial en petits éléments, également appelés mailles, et à rechercher une formulation simplifiée du problème sur chaque élément, c'est-à-dire à transformer le système d'équations quelconque en un système d'équations linéaires. En effet le logiciel Solidworks effectuera la théorie des éléments finis.

IV.2 Modélisation géométrique

Modélisation de la géométrie de notre travail, basés sur l'engrenage de réducteur, entre la Roue motrice et la roue réceptrice, en exploitant le logiciel Solidworks, où tous les paramètres sont pris suivant les caractéristiques de l'engrenage cylindriques à dentures droites. La fig. IV-1- montre la géométrie.

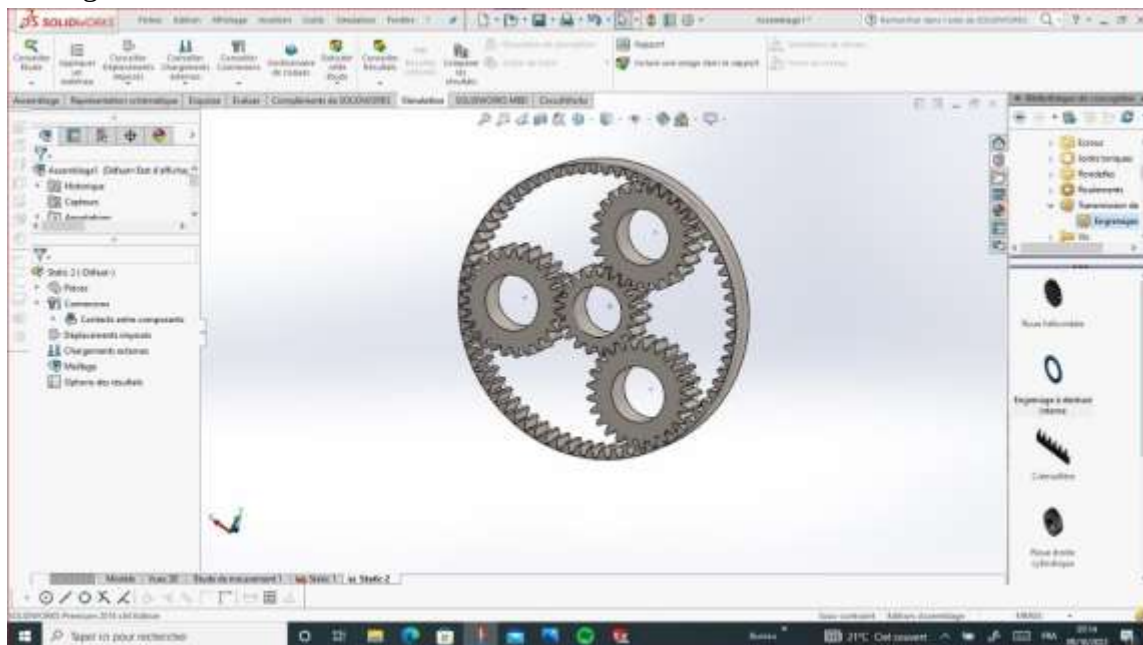


Figure.IV.1 Assemblage d'engrenage de réducteur (Solidworks).

Chapitre IV : Modélisation des engrenages d'un réducteur en SolidWorks

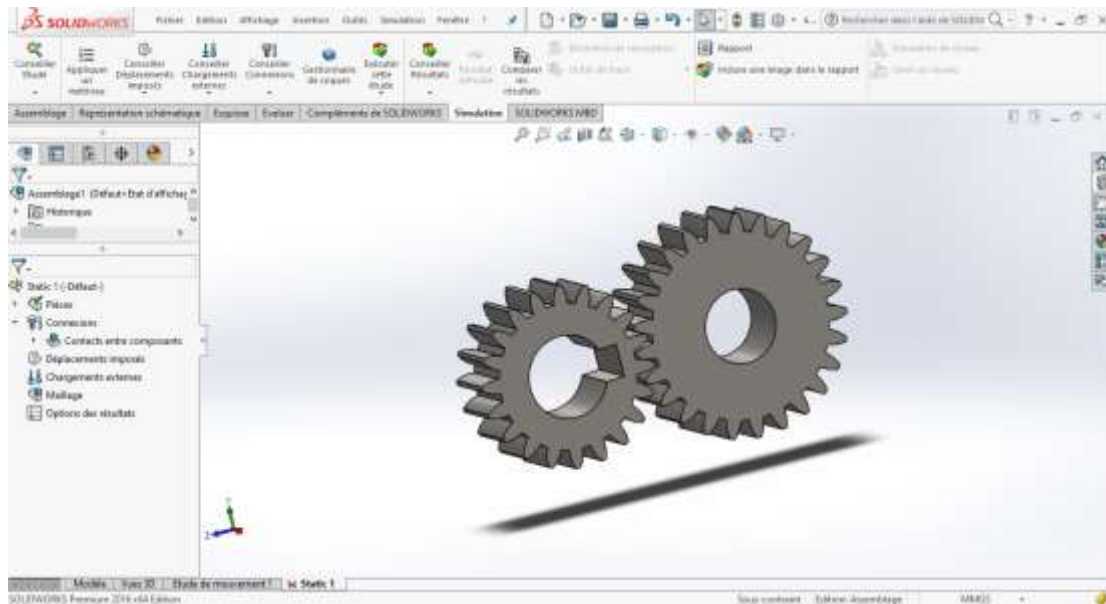


Figure (IV.2)- Géométrie de deux rouets dents (Solidworks).

IV.2.1 La contrainte de contact :

Afin de modéliser la pression de contact, nous avons utilisé logiciel solidworks pour ce faire nous avons suivre les démarches suivantes : Modélisation de la géométrie de deux d'engrenage en exploitante le logiciel Solidworks, ou tous les paramètres sont Pris suivant les caractéristiques de l'engrenage cylindriques à dentures droites.

IV.2.2 Maillage :

Transmettre la géométrie au SolidWorks et application d'un maillage des deux engrenages, la figure suivante montre le maillage.

Chapitre IV : Modélisation des engrenages d'un réducteur en SolidWorks

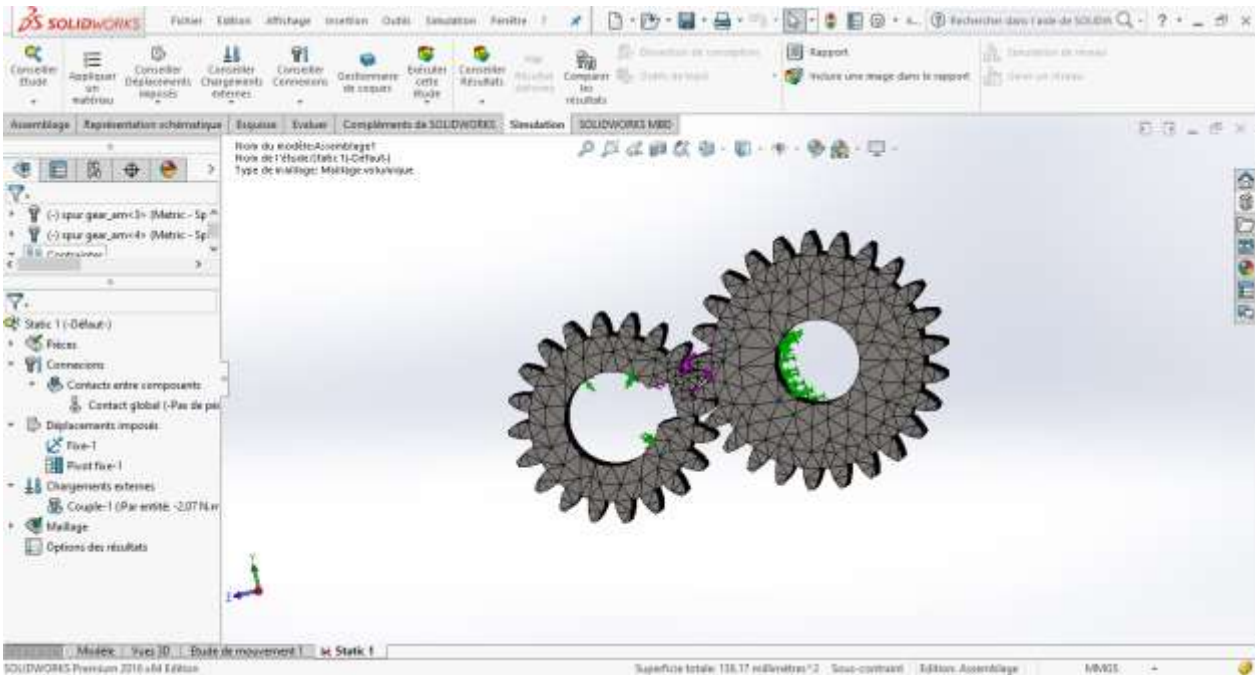


Figure.IV.3 : maillage de l'engrenage

IV.2.3 Les résultats De Solidworks de la contrainte de contact :

Les contraintes de VM sont représentées sur les figures au, pour différentes valeurs de couples.

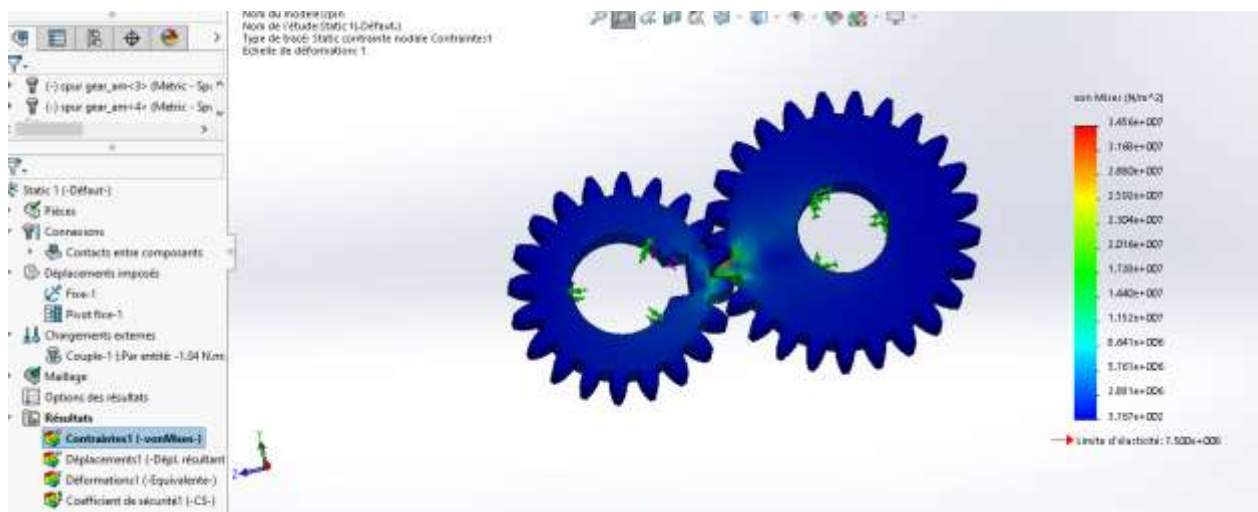


Figure.IV.4 : Contrainte équivalent Von. Mises pour couple de (1.04 N.m)

Chapitre IV : Modélisation des engrenages d'un réducteur en SolidWorks

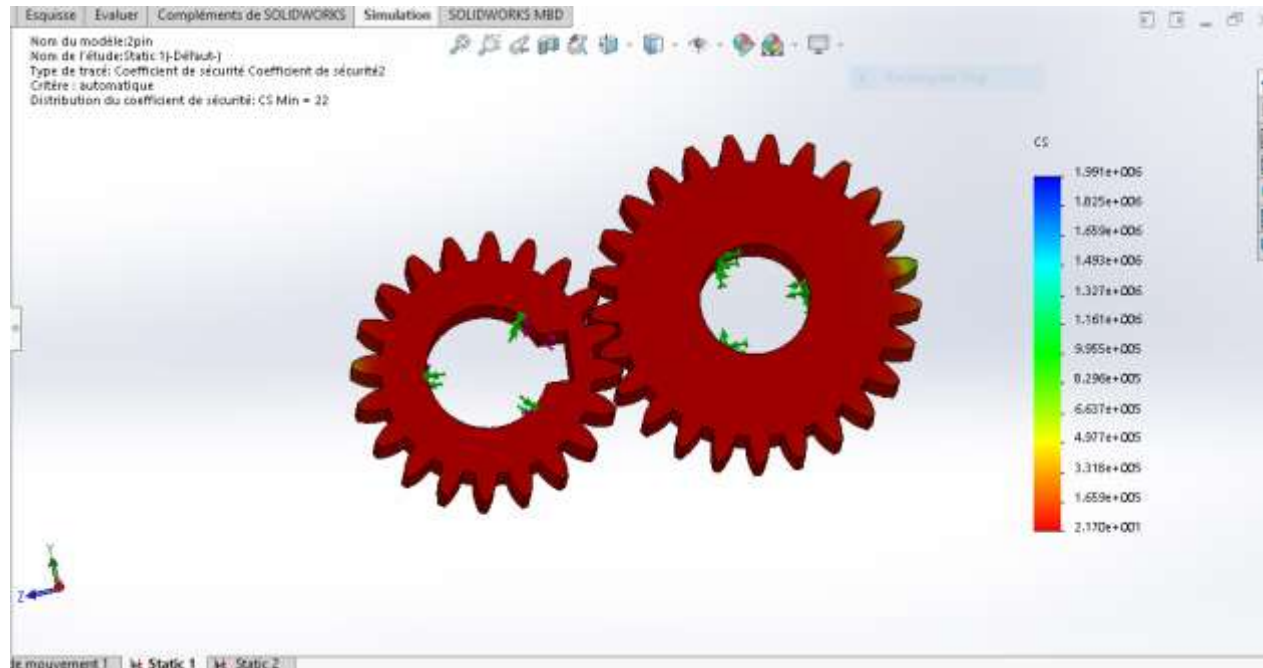


Figure.IV.5 : Contrainte de cisailment de coefficient de sécurité cs=22

Le coefficient de sécurité $CS = \frac{\sigma_{limite}}{\sigma_{max}} = \frac{750}{34.5} = 22$

$\sigma_{Vonmises}$: Contraintes Von mises

σ_{limite} : Limite d'élasticité

- ✚ Un coefficient de sécurité inférieur à 22 indique que le matériau s'est rompu à cet endroit.
- ✚ Un coefficient de sécurité égal à 22 indique que le matériau a commencé à se fissurer à cet endroit.
- ✚ Un coefficient de sécurité supérieur à 22 indique que le Matériaux est résistant à cet endroit.

Tableaux.IV.1 : les valeurs de contrainte équivalente de VM et contrainte de fatigue Lewis

Le couple (N .m)	Contrainte VM de SOLIDWORKS (MPa)	Contrainte VM de L'AGMA (MPa)	Pourcentage d'erreur %
1.04	34.5	21.71	1.5

Chapitre IV : Modélisation des engrenages d'un réducteur en SolidWorks

Après résolution du problème par le logiciel, et suivant l'application de valeurs de couples, nous avons déterminés les contraintes de VM pour. Le tableau (IV.1) montre les résultats obtenus par la simulation en comparaison avec Comparaison avec les résultats fournis par des formules de l'AGMA on a vu que Les résultats sont presque proches

IV.3 Conclusion :

Dans le présent chapitre, nous avons présenté une étude de deux roues dentées sur SOLIDWORKS pour estimer les contraintes de contact et les contraintes de flexion sur les dents d'engrenages droits en utilisant un modèle bidimensionnel. Nous avons aussi procédé à une comparaison avec les résultats obtenus par des formules de la norme AGMA et la marge de différence a montré que la précision de la méthode était assez bonne.

IV.4 Gamme d'usinage

IV.4.1 Définition de gamme d'usinage

L'objectif de la gamme d'usinage est de définir l'ordre des opérations d'usinage et les différentes prises de pièces associées. Les contraintes sont nombreuses :

- Nombres de pièces à fabriquer.
- Utilisation des outils présents
- Respect des spécifications du dessin de définition
- Coût minimum.

Avant d'élaborer une gamme d'usinage, il faut d'abord faire une analyse du dessin de définition :

- la matière : fonte grise
- les formes globales de la pièce
- repérer les surfaces usinées
- analyser les valeurs des intervalles de tolérances, les spécifications géométriques puis les surfaces fonctionnelles.

Une gamme d'usinage doit être utilisable ; pour cela, il est nécessaire :

Chapitre IV : Modélisation des engrenages d'un réducteur en SolidWorks

- ✓ que les procédés choisis soient réalisables et commodes à employer
 - ✓ que le prix de revient de l'usinage soit minimisé
 - ✓ que les tolérances du dessin soient respectées que le facteur humain soit respecté : sécurité assurée, fatigue non excessive.
- A partir du dessin de définition ci- dessous nous avons élaboré la gamme d'usinage suivante :

Tableau.IV.2 : La gamme d'usinage d'un pignon

Formulaire		N° :
Gamme de fabrication		
Machine : MOCN	Pièce : Pignon	Réalisé par : Labzouzi et Madani
Matériaux : Acier allie 42CrMo4	Nbr. : 03	Date :

N°	Désignations	Machines	Outillages/ Blocage
100	Ebauche forgée	tour	Mandrin dure
200	Tournage	tour	Mandrin à 4 mors
300	Taillage	Fraiseuse	Fraise disque
400	Ebavurage et chan freinage	Fraiseuse/ Rectifieuse	
500	Finition	Rectifieuse	Meule

V. Conclusion Générale

On a montré dans ce travail la modélisation d'engrenages cylindrique, par logicielle solidworks. Les roues dentées et pignon ont un matériau de nuance 4240, acier utilisé dans la conception de ce type d'engrenage.

Au cours de notre étude, nous avons calculé la contrainte de contact entre deux roues dente de réducteur

Les principales caractéristiques de cet engrenage ont été introduites dans le logiciel de CAO Solidworks. L'analyse et la vérification des contraintes dans les pièces ont donné des valeurs proches de celles calculées par la méthode classique (manuelle), cela est dû à la forme des dents, le raffinement du maillage. En dernier nous avons vérifié les résultats de calculs analytiques des pressions de contact, par ceux réalisés par solidworks (3D) selon la contrainte équivalente de Von-Misés selon AGMA. Une comparaison est établie pour vérifier l'analyse des contraintes entre les deux démarche.

VI. Référence bibliographique

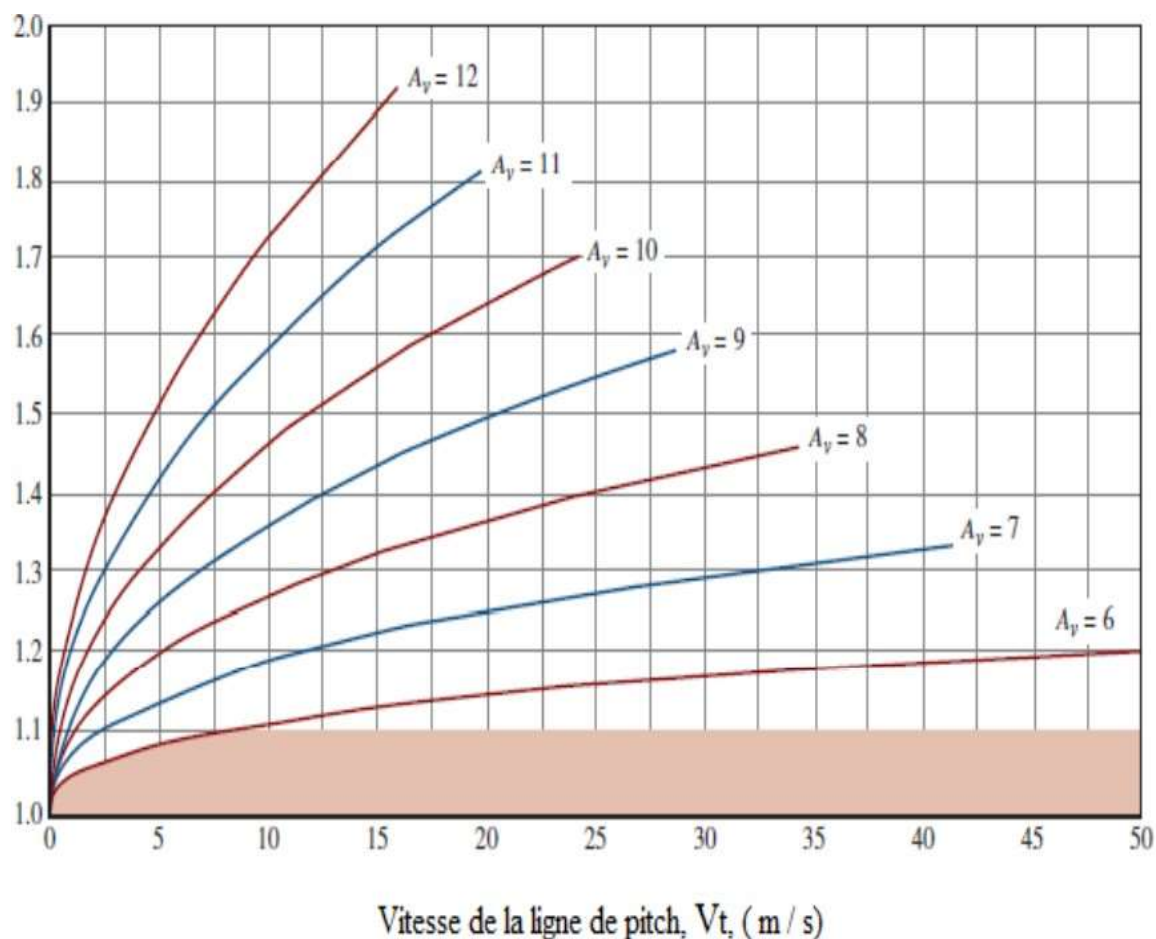
- [1] **M. Bernard**, « Les engrenages, Cours de construction », Décembre 2008.
- [2] **Maintenance** des Equipements Industriel du Lycée Latécoère d'ISTRES.
- [3] **G. HENRIOT**, « Engrenages : Conception et fabrication », Dunod, 1999.
- [4] **R. LEBORZEC**, « Etude générale de l'engrenage », (polycopie de cours), ENSAM, 1989, Lille, France. p.248-255
- [5] **G. HENRIOT**, « Traité théorique et pratique des engrenages », tome 1, Dunod, Paris, 1968.
- [6] **R. LEBORZEC**, « Etude générale de l'engrenage », (polycopie de cours), ENSAM, 1989, Lille, France. p.248-255.
- [7] **G. HENRIOT**, « Traité théorique et pratique des engrenages », tome 1, Dunod, 1979, Paris, France.
- [8] **Francis Esnault**, construction mécanique tome 2 Edition Dunod 2009
- [9] **Bernard Leduc** (Université Libre de Bruxelles Méthodologie de calcul et de conception d'un REDUCTEUR d'engrenage cylindrique ou conique -) p.56
- [10] **S. H. Kia, H. Henao et G.A. Capolino**, "Trends in gear fault detection using electrical signature analysis in induction machine-based systems", IEEE Workshop on Electrical Machines Diagnosis, pages 297-303, 2015.
- [11] **BERNARD LEDUC** (Université Libre de Bruxelles) Méthodologie de calcul et de conception d'un REDUCTEUR d'engrenage cylindrique ou conique (2009) p-3
- [12] Cours du Train épicycloïdal (La fonction Transmettre) pour les classes 2ème BAC Sciences mathématiques B, SMB, SSI, STI2D Les trains épicycloïdaux formule de Willis
- [13] **M. BOUAZIZ** cours transmissions de puissance par engrenages p13.
- [14] MMC. Paris corrige 2007 Concentration de contrainte dans une plaque trouée en traction
- [15] **Johnson, K.L.**, 1985, Contact Mechanics. Cambridge University Press.
- [16] **Lubkin, J. L.**, 1962, "Contact Problems" in Flugge, W. ed. Handbook of Engineering Mechanics, First Edition, by The McGraw-Hill Book Company, New York, pp. 42-4 to 42-6.
- [17] **Hamrock, B. J., Jacobson, S. R.**, 1999, "Fundamentals of Machine Elements".

Annexe 1 : Valeurs du facteur de forme de Lewis Y du nombre de dent.

Nombre de dents	Y	Nombre de dents	Y
12	0.245	28	0.353
13	0.261	30	0.359
14	0.277	34	0.371
15	0.290	38	0.384
16	0.296	43	0.397
17	0.303	50	0.409
18	0.309	60	0.422
19	0.314	75	0.435
20	0.322	100	0.447
21	0.328	150	0.460
22	0.331	300	0.472
24	0.337	400	0.480
26	0.346		

Annexe 2 : Facteur de distribution de charge K_m

Condition de support	Largeur de la face, <i>mm</i>			
	≤ 50	150	225	≥ 400
Précis, rigide, peu de jeux dans les paliers	1,3	1,4	1,5	1,8
Précision et rigidité moins bonne, contact probable sur toute la largeur de la face	1,6	1,7	1,8	2,0
Précision et rigidité telles que le contact ne se fait pas sur toute la largeur de la face	≥ 2,0			

Annexe 3 : Facteur dynamique, K_v (Adapté de la norme AGMA 2001)**Annexe 4** : numéro de la qualité AGMA recommandée

Application	Quality number	Application	Quality number
Cement mixer drum drive	A11	Small power drill	A9
Cement kiln	A11	Clothes washing machine	A8
Steel mill drives	A11	Printing press	A7
Grain harvester	A10	Computing mechanism	A6
Cranes	A10	Automotive transmission	A6
Punch press	A10	Radar antenna drive	A5
Mining conveyor	A10	Marine propulsion drive	A5
Paper-box-making machine	A9	Aircraft engine drive	A4
Gas meter mechanism	A9	Gyroscope	A2

Annexe 5

Norme iso 9001 : 2000 CE CCC

Modèle	La tension	Fréquence	R/min	L'alimentation	POLE
XD-45	220V	50-60 Hz	1370	45W	4
XD-60	220V	50-60 Hz	1370	60W	4
XD-70	220V	50-60 Hz	1370	70W	4
XD-80	220V	50-60 Hz	1370	80W	4
XD-120	220V	50-60 Hz	1370	120W	4
XD-135	220V	50-60 Hz	1370	135W	4
XD-150	220V	50-60 Hz	1370	150W	4
XD-180	220V	50-60 Hz	1370	180W	4