

REPUBLIQUE DE MADAGASCAR
Tanindrazana Fahafahana Fandrosoana
Ministère de l'Education Nationale et de la Recherche Scientifique



ECOLE NORMALE SUPERIEURE POUR L'ENSEIGNEMENT
TECHNIQUE (E.N.S.E.T.)

DEPARTEMENT MECANIQUE
Mémoire de fin d'études pour l'obtention du diplôme de
C.A.P.E.N.



PROMOTION : CRANE

Réalisé par : TILAHIZARA Romaric Hervé

Encadreurs :
RAKOTO HARRY NAIVO Oélison René
RAJAONAH Rabevala

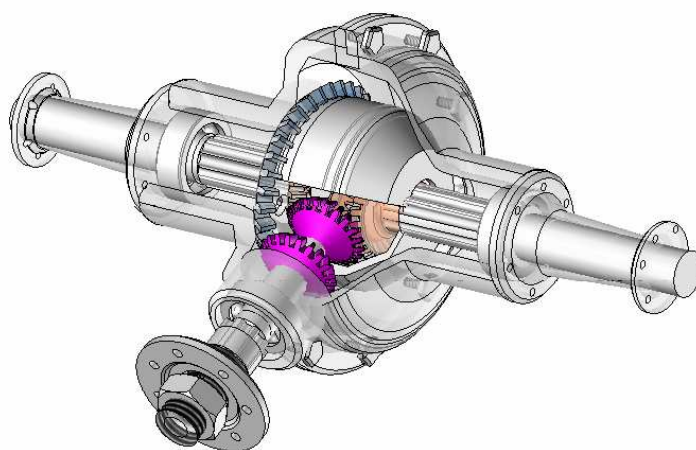
13 Octoobre 2006

REPUBLIQUE DE MADAGASCAR
Tanindrazana – Fahafahana - Fandrosoana
Ministère de l'Education Nationale et de la Recherche Scientifique



ECOLE NORMALE SUPERIEURE POUR L'ENSEIGNEMENT
TECHNIQUE (E.N.S.E.T.)

DEPARTEMENT MECANIQUE
Mémoire de fin d'études pour l'obtention du diplôme de
C.A.P.E.N.



ETUDE ET CONCEPTION D'UNE POND ARRIERE
PROMOTION : CRANE

Réalisé par : TILAHIZARA Romaric Hervé

Encadreur :

RAKOTO HARRY NAIVO Oélison René
RAJAONAH Rabevala

- OCTOBRE 2006 -

UNIVERSITE D'ANTSIRANANA
ECOLE NORMALE SUPERIEUR
POUR L'ENSEIGNEMENT TECHNIQUE
Filière : GENIE MECANIQUE
Année Universitaire 2005-2006
Mémoire de fin d'études.

ETUDE ET CONCEPTION D'UN PONT ARRIERE

Objectif :

Dans le but de compléter les organes de démonstrations et les supports pédagogiques en cours, on propose de réaliser l'étude d'un pont arrière d'un véhicule.

Quoique les véhicules circulent dans notre pays sont tous équipés d'un pont arrière. Il est alors important que l'étudiant se familiarise avec des différents types d'engrenage, différentiels et transmission de mouvement utilisés dans les systèmes.

Les simulations se feront sur le logiciel CAO TOP SOLID 2005.

Travail demandé :

A. Etude :

- Etude cinématique ;
- Etude technologique : engrenage, différentiels, transmission de mouvement ;
- calcul des différents rapports ;
- Etude des différentes pannes ;
- « Dimensionnement »

B. Pratique :(TOP SOLID 2005)

- Modéliser tous les éléments ;
- Effectuer l'assemblage ;
- Extraire le dessin d'ensemble (vue éclatée, perspective 3D, vue sur un plan de coupe)
- Donner sous forme de document numérique les dessins de définition.

Documentation :

- Laboratoire de la Mécanique Appliquée,
- Bibliothèques.

Encadreurs :

- RAKOTO HARRY NAIVO Oélison René
- RAJAONAH Rabevala

REMERCIEMENTS

Qu'il me soit permis de remercier l'Eternel Dieu de m'avoir donné santé, force et idées pour l'accomplissement de ce travail de mémoire.

- Je tiens à adresser très chaleureusement ma plus profonde gratitude à RAKOTO HARRY NAIVO Oélison René et RAJAONAH Rabevala enseignants responsables de ce travail de mémoire, pour ses conseils et ses aides durant la réalisation de ce travail.

J'adresse mes vifs remerciements à :

- Monsieur le président de jury et les membres de jury qui m'ont accepté de faire connaissance avec mon travail et de la juger ;

- Tous les enseignants qui m'ont communiqué leurs connaissances ;

- Toutes mes familles, surtout mes parents, mes frères, mes sœurs, qui m'ont soutenu financièrement et moralement pour achever ce travail ;

- Tous mes collègues de la même promotion qui m'ont su créer une atmosphère fraternelle durant toutes mes études ;

- Tous ceux qui, de loin ou de près, ont prié pour moi et contribué à l'accomplissement de cette présence travail.

Merci à tous et que Dieu vous bénisse.

RAKOTO HARRY NAIVO Oélison René
RAJAONAH Rabevala

INTRODUCTION

Actuellement l'automobile tient un rôle primordial dans la vie quotidienne de la société humaine (secteurs économique, industriel, culturel, etc....). C'est pourquoi la technologie et les industries de construction des automobiles se développent et se multiplient intensivement presque dans le monde entier. En plus l'utilisation des véhicules modernes a besoin des spécialistes compétents. C'est pour cela que notre Université a commencé de former des spécialistes dans ce profil.

Le renvoi d'angle et le pont moteur sont des parties importantes d'un véhicule, dont le but de notre projet de mémoire est de compléter les organes de démonstrations ou réaliser une maquette d'un pont moteur, cela est dans le but de faciliter l'explication de fonctionnement du renvoi d'angle et de différentiel par le logiciel CAO TOP SOLID 2005, ainsi que les supports pédagogiques en cours, suivi des études théoriques et de concevoir un pont arrière d'une voiture de tourisme tout terrain.

Ce présent travail se divise en trois grands chapitres :

- ❖ Chapitre I : dans ce chapitre, nous allons essayer de parler de généralités. Ensuite, nous y étudierons le phénomène cinématique et technologique, calcul des différentes rapports et enfin l'étude et dimensionnement d'un pont arrière.
- ❖ Chapitre II : sur ce chapitre, nous allons essayer de voir la modélisation tous les éléments, suivi de montage des tous les éléments, la présentation des différentes vues, et afin la démonstration par animation.
- ❖ Chapitre III : quand au dernier chapitre, nous aborderons l'implication pédagogique concernant l'étude des différentes pannes.

CHAPITRE : I

I- GENERALITES

1- Définition du mot « automobile » :

On appelle automobile, de auto : soi-même et de mobile : qui se déplace, tout véhicule pouvant se déplacer de lui-même grâce à moteur.

2 - Différent types de véhicules automobiles :

Les véhicules de tourisme ;
Les véhicules utilitaires ;
Les véhicules spéciaux ;
Les véhicules de compétition.

La plupart des véhicules qui circulent dans notre pays sont des véhicules de tourisme 4X4 ; équipés d'un pont arrière. C'est pour cela que je m'intéresse de concentrer sur l'étude des véhicules de tourisme.

II - Le pont arrière :

1 - **Différents types de ponts :**

Le terme « Pont » désigne l'ensemble du mécanisme différentiel. En fait, le pont est l'ensemble de carter relie les deux roues motrices.

Il y a lieu de distinguer deux types de ponts :

Le pont « banjo » et le pont « à trompettes »

➤ **Le pont banjo (Fig. :01)**

Ce pont, ainsi appelé en raison d'une certaine avec l'instrument de musique du même nom, est constitué de deux parties, en tôle emboutie, soudées entre elles et formant au centre un renferment ouvert sur sa face antérieure et sur sa face postérieure.

Ce type de pont permet accéder au différentiel après enlèvement du couvercle et la dépose du mécanisme différentiel sans qu'il soit nécessaire de déposer l'ensemble du pont.

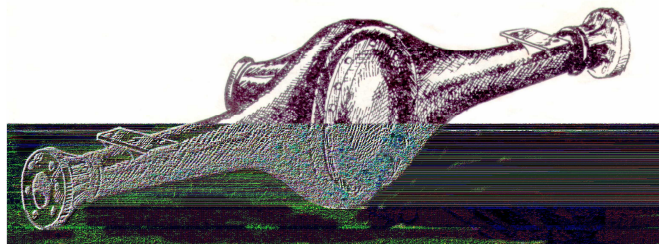


Fig. :01

➤ **Le pont à trompettes (Fig. : 02)**

Le carter de différentiel est en deux parties, en acier coulé, prolongées chacune par un tube parfois emmanché à force puis rivé ou soudé, parfois vissé.

Les deux parties ainsi constituées, ressemblent quelque peu à des « trompettes » musicales, d'où le nom de ce type de pont. Elles sont assemblées suivant un plan vertical par une série de boulons ou de goujons, un joint étant interposé entre les deux pièces pour l'étanchéité.

Sur certains modèles de véhicules, les deux trompettes se boulonnent sur un carter central à la façon du pont Peugeot précédemment étudié.

L'inconvénient des ponts à trompettes est qu'il faut les déposer, après avoir mis le véhicule sur cales, pour atteindre le différentiel.

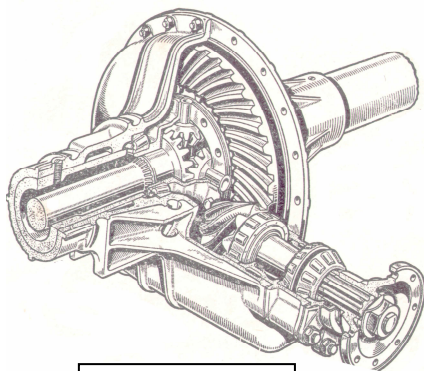


Fig. :02 a

Pont AR hypoïde type FPAH Berliet

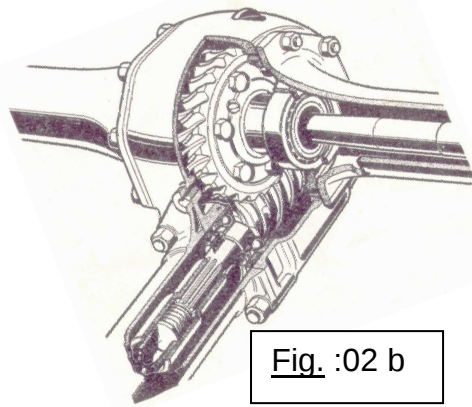


Fig. :02 b

Pont à vis sans fin Peugeot.

2 - Constitution du pont arrière d'un véhicule automobile :

Le pont moteur est constitué par le renvoi-d'angle, le différentiel, parfois également par les demi arbres des roues, le carter, de réducteur et la trompettes.

Le pont arrière se présente sous forme d'un corps rigide réalisé en deux pièces qui abritent le carter de renvoi d'Angle (Fig. : 02a, 02b).

Sur la majorité des camions et des voitures de tourisme modernes, le pont arrière est réalisé sous la forme d'un corps creux soudé en deux moitiés. Dans la partie centrale est fermé à l'arrière par un couvercle (Fig. : 01).

Les trompettes du corps renferment des demi-arbres des roues et portent à leurs extrémités des flasques soudés destinés à la fixation des plateaux Supports de frein.

CAPITRE : I

A- Etude :

I. Etude cinématique :

1.1 Relation cinématique

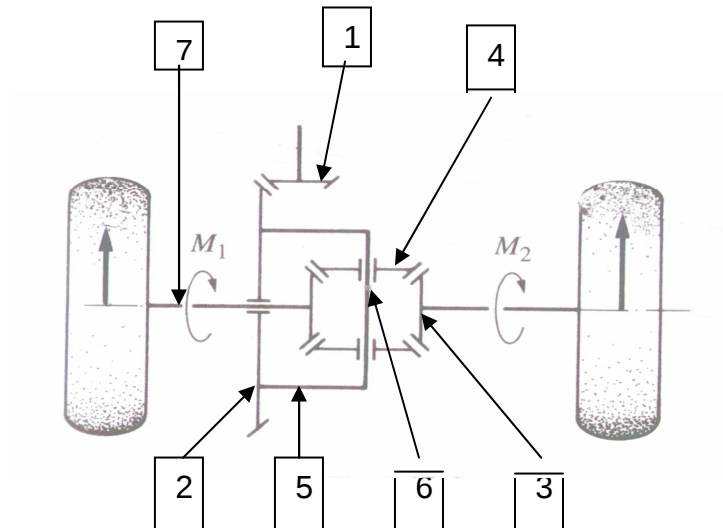


Fig. :03

1.2 Nomenclatures :

- 1- Pignon d'attaque,
- 2- Grand couronne ;
- 3- Planétaires ;
- 4- Satellites ;
- 5- Coquille du différentiel ou boîtier ;
- 6- Axe porte-satellites ;
- 7- Demi-arbre de roue.

II. Etude technologique :

2-1) Engrenage :

2.1.1-Généralités

Les engrenages sont utilisés dans toutes les branches de la mécanique pour transmettre des mouvements, de l'horlogerie jusqu'au réducteur de l'industrie lourde. La transmission se fait avec un très bon rendement énergétique (>95% sur un engrenage dans des conditions correctes de montage). La variation de vitesse obtenue entre l'entrée et la sortie ne dépend que du nombre de dents des pièces en contact.

Pour des transmissions à grand entraxe, en regard de la dimension des pièces, on préférera une chaîne ou une courroie, ou une cascade d'engrenages.

2.1.2- Terminologie

Les termes suivant sont employés dans la suite de l'article.

- Denture : partie dentée d'une pièce mécanique.
- Profil : c'est la forme, dans une section droite, du flan d'une dent.
- Module : paramètre dimensionnel générateur relatif à la périodicité des dents donc à leur taille.
- Engrenage : ensemble de deux ou plusieurs pièces mécaniques comportant des dentures et destinés à engrener ensemble.
 - o Engrenage à axes parallèles : engrenages dont les axes sont parallèles.
 - o Engrenage concourant : engrenages dont les axes ont un point d'intersection.
 - o Engrenage gauche : engrenage dont les axes ne sont ni parallèles, ni concourants.
- Rapport de transmission : rapport de la vitesse de sortie sur la vitesse d'entrée, soit aussi nombre de dents de l'entrée – dit *menant* – sur le nombre de dents de la sortie – dit *mené* – de l'engrenage. Si R est supérieur à 1 on parle de multiplicateur, si R est inférieur à 1 on parle de réducteur.

3. Les dents

2.1.3- Profil en développante de cercle

C'est le profil presque universellement utilisé pour la transmission de puissance.

La développante du cercle est la trajectoire d'un point d'une droite qui roule sans glisser sur un cercle. Ce cercle est appelé *cercle de base*, de diamètre

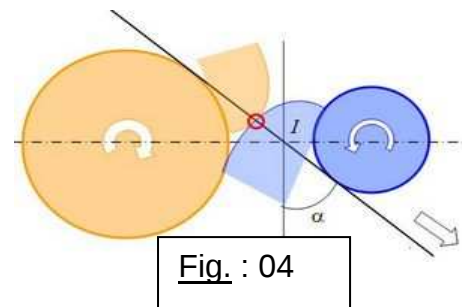
d_b . La zone d'existence de la développante se situe entre le cercle de base et l'infini. Il n'existe pas de développante à l'intérieur du cercle de base. Il ne faut donc pas chercher à faire fonctionner un engrenage à l'intérieur des cercles de base des dentures qui le constituent.

Si on considère deux cercles de base, associés à deux roues d'un même engrenage, il est possible de faire rouler sans glisser une droite simultanément sur les deux cercles. De ce fait la vitesse circonférentielle des points des cercles est la même que ceux de la droite. Un point de la droite (point d'engrènement) va générer, sur les deux pignons, le flan de dent.

2.1.3-1. Engrenage classique

Engrenage classique : la droite intérieure roule sans glisser simultanément sur les deux cercles de base

Si la droite passe entre les centres des cercles on obtient l'engrenage classique, les roues tournent alors en sens contraire, et le rapport de transmission dépend des diamètres. Lorsqu'elle est extérieure, l'engrenage est dit paradoxal et les roues tournent dans le même sens.

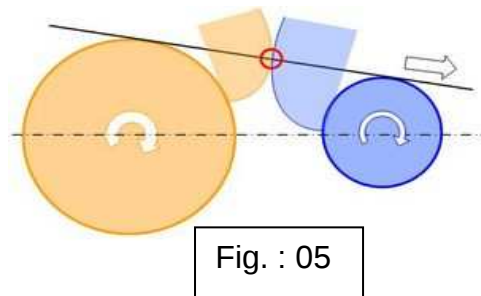


Dans le cas de l'engrenage classique, et plus particulièrement des engrenages standard, les cercles de base sont rapprochés de telle sorte que l'angle de pression α vaut 20° . Alors les dents sont limitées à une zone autour du point I, dit point d'engrènement, où les vitesses de glissement des dents sont infimes, ce qui contribue à un rendement optimal de l'engrenage. On obtient les deux flancs de dent en considérant les deux tangentes intérieures.

2.1.3-2. Engrenage paradoxal

Engrenage paradoxal : la tangente commune est extérieure aux deux cercles. Les deux roues tournent dans le même sens.

L'engrenage paradoxal est utilisé dans certains différentiels (différentiel Mercier ingénieur Renault). Les vitesses importantes de glissement relatif sur les dents permettent un « blocage » partiel du différentiel lorsque les roues du véhicule ne disposent pas de la même adhérence au sol. Il ne s'agit pas de blocage à proprement parler puisque la résistance au mouvement n'est pas obtenue par obstacle sinon par frottement. Pour assurer le relais de la prise des dents, il est souvent nécessaire de les disposer les dents dans des plans radiaux différents, ou avoir recours à une dent en hélice (solution continue).



2.1.4- *Génération des dents*

2.1.4-1. *Denture droite*

Denture droite et denture hélicoïdale. Les trois pignons ont le même module et les deux roues le même nombre de dents.

La génératrice de forme des dents est une droite parallèle à l'axe de rotation. C'est le type de denture le plus courant. Il est utilisé dans toutes les applications de mécanique générale. C'est ce système qui permet de transmettre le maximum d'effort. Son principal défaut est d'être bruyant.



Fig. : 06

2.1.4-2. *Denture hélicoïdale*

La génératrice de forme des dents est une ligne hélicoïdale de même axe que l'axe de rotation. Ce type de denture présente l'avantage d'être plus silencieux que de la denture droite, en créant moins de vibrations. En contrepartie elle engendre un effort axial dont l'intensité dépend de la valeur de l'angle d'inclinaison de denture. Les roulements ou les paliers doivent être dimensionnés pour reprendre cet effort

Les sens d'hélice sont obligatoirement inversés pour que les dentures puissent engrener.

2.1.4-3. *Engrenages à chevrons*

Une denture à chevrons, ou denture « Citroën » (d'où son sigle), est composée de deux dentures hélicoïdales mises en opposition de manière à annuler l'effort axial. Bien que séduisant du point de vue théorique, en pratique ce type de denture est compliqué, donc cher à réaliser. Les dentures à chevrons ne sont utilisées que dans l'industrie lourde, la plupart du temps il s'agit de deux engrenages (à hélices contraires) conjugués et pas des pignons monoblocs.

2.1.4-4. *Engrenages à vis*

Un engrenage à vis est un engrenage gauche constitué d'une vis et d'une roue à vis conjuguée. Le profil de la vis est (en général) trapézoïdal.

Dans de nombreux cas ce dispositif est irréversible, ce qui signifie que si la vis peut entraîner la roue, la roue ne peut pas, en raison des frottements, entraîner la vis. Ce cas est intéressant par exemple pour la commande d'un treuil qui ne peut pas se dérouler tout seul.

Différent types des engrenages :

Engrenage à vis sans fin :



Fig. : 07

La vis est le plus souvent taillée sur l'arbre ; la roue peut être pleine, ou comporter une toile, ou des bras, suivant ses dimensions ; la couronne dentée, en bronze, est quelquefois rapportée sur une roue en fonte ou en acier.

Engrenage conique à denture spiral :



Fig. : 08

On a utilisé pour la première fois le renvoi d'angle conique à denture spiral en 1913. L'utilisation de ce type de renvoi d'angle a pour but de diminuer la dimension du pont et de garde sol de la voiture, donc abaissement de la position de centre de gravité du véhicule et augmentation de la rigidité de dents du couple conique.

Le renvoi d'angle conique a pour rapport de réduction.

$$U_{rd} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

Les dimensions de renvoi d'angle conique à denture spirale sont plus petites par rapport à celles à denture droite, car pour le renvoi d'angle conique à denture spirale, le diamètre de pignon d'attaque est plus petit.

Le nombre de dents du pignon d'attaque de renvoi d'angle conique à denture spirale peut atteindre jusqu'à $Z_1 = 5$ à 6.

L'angle d'inclinaison de β varie entre 30° et 40° .

L'angle β permet d'augmenter les nombres des dents qui peuvent s'engrener en même temps.

Cette construction assure la diminution de la contrainte de contact et les charges dynamiques des dents.

Pour améliorer les rodages de dents, le nombre de dents de la couronne et celui du pignon d'attaque n'est pas multiple, c'est pourquoi le rapport de réduction de ce type de renvoi d'angle n'est pas un entier naturel.



Fig. : 09 (Engrenage en action)



Fig. : 10 (Ensemble d'engrenages dans un différentiel (Porsche Cayenne))

Un engrenage est composé de deux roues dentées servant à la transmission du mouvement de rotation.

Ces deux roues dentées sont en contact l'une avec l'autre et se transmettent de la puissance par obstacle. Un engrenage est composé d'un pignon (c'est ainsi que l'on nomme la seule roue ou la roue la plus petite) et d'une roue : une roue, une crémaillère ou une couronne. Quand il y a plus de deux roues dentées, on parle de train d'engrenages.

Le profil le plus répandu, en mécanique générale, est le profil en développante de cercle.

Il existe plusieurs types de dentures : les dentures droites et les dentures hélicoïdales (de hélice).

Il existe plusieurs types d'engrenages : les engrenages à axes parallèles, les engrenages concourants, les engrenages à roue et vis sans fin et les engrenages à roue et crémaillère.

2.2. Etude géométrique

2.2.2- Pour les engrenages à axes parallèles

Les formules ci-dessous sont valables pour une denture normalisée.

- diamètres primitifs :

$$d_i = m \cdot z_i$$

- entraxe :

$$a = \frac{(d_1 + d_2)}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}$$

- rapport d'engrenage (z_1 : pignon, z_2 : roue) :

$$u = \frac{z_2}{z_1}$$

- rapport de transmission (vitesses) depuis un arbre d'entrée e vers un arbre de sortie (s) à travers 1 engrenage extérieur :

$$i = \frac{\omega_s}{\omega_e} = \frac{N_s}{N_e} = (-1) \frac{z_e}{z_s} = (-\eta) \frac{C_e}{C_s}$$

Avec :

- z : le nombre de dents,
- N : (ω) : la fréquence de rotation exprimée en tr/min (rad/s),
- C : couple à la roue exprimée en N.m,
- η : le rendement de l'engrenage (95 à 98%)

Si la vitesse d'entrée est plus petite que la vitesse de sortie, le rapport est inférieur à 1 : c'est un réducteur.

- rapport de transmission d'un train d'engrenages :

$$i_{\text{tot}} = i_I \cdot i_{II} \cdot i_{III} \dots \cdot i_n$$

2.2.3- *Taillage des pignons*

Les dentures sont réalisées principalement par enlèvement de matière (usinage). Il s'agit le plus souvent d'un engrènement simulé entre un outil (pignon, crémaillère, ou fraise) et la roue à tailler. De ce fait, le module de denture est imposé par l'outillage.

- Répartition des usures.

Les nombres de dents doivent être si possible choisis premiers entre eux (ce qui permet à chaque dent d'une roue de rencontrer toutes les dents de l'autre).

- Rapport de conduite.

Il faut optimiser le nombre de dent en prise pour mieux répartir les charges, et ainsi à la fois diminuer les effets de fatigue sur les dents, et réduire le bruit.

- Déport de denture et modification d'entraxe

Un couple de pignons donnés peut fonctionner dès lors que les dentures sont suffisamment imbriquées. Même s'il y a du jeu, l'entraxe étant alors plus grand. Dans ce cas, il est possible d'annuler le jeu en gonflant les dents d'un ou

des deux pignons (ce qui revient à réduire la saillie au profit de la dent). Le rapport de transmission est inchangé mais les diamètres primitifs sont modifiés.

La plupart des engrenages standard sont sans déport de denture (la dent étant alors aussi grosse que la saillie), mais dans des cas très pointus (boîte de vitesses) cela est pratiqué pour deux raisons principalement :

- il n'existe pas de couple (Z_1, Z_2) permettant d'assurer à la fois le rapport (Z_1/Z_2) et l'entraxe (Z_1+Z_2), il faut donc faire varier (artificiellement) sa valeur en déportant au moins une denture.
- les dents du petit pignon, plus souvent sollicitées, sont grossies, et celles du grand pignon réduites, afin de leur conférer une même durée de vie (notion de fatigue).

En règle générale, s'il y a déport de denture, il n'est pas toujours possible de ne changer qu'un seul pignon dans un engrenage.

2.3. Types d'engrenages :

Comme chaque roue (à développante de cercle) peut être considérée comme ayant été engendrée par une crémaillère de référence, le premier type est l'engrenage à roue et crémaillère.

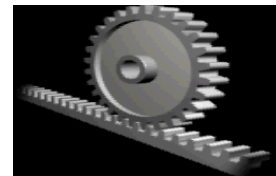


Fig. : 11 Pignon sur une crémaillère

2.3.1 Engrenages parallèles ou cylindriques

Les axes des deux roues dentées sont parallèles.

2.3.2 Engrenages concourants ou coniques

Les axes des deux roues dentées sont concourants.

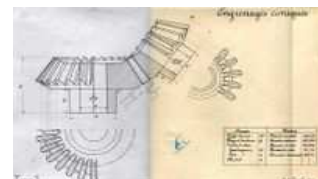


Fig. : 12

2.3.3 Engrenages gauches

Les axes des deux roues dentées ne sont pas dans le même plan. Par exemple :

- Engrenages gauches hélicoïdaux
- Engrenages hypoïdes (à ne pas confondre avec les engrenages coniques)
- Roue et vis avec engrenage restreint

2.4. Trains d'engrenages

Un train d'engrenages est une combinaison d'engrenages.

2.4.1 Train simple

Le rapport de transmission est le produit des nombres de dents des roues menant divisé par celui des roues menées.



Fig. : 13

2.4.2 Train planétaire (ou épicycloïdal)

Ce sont des systèmes composés de satellites montés sur un porte-satellite tournant autour de deux planétaires. Ils présentent donc trois éléments mobiles par rapport à un autre fixe. Ils sont utilisés tels quels dans les systèmes différentiels.

En bloquant un élément, on obtient, avec la même géométrie, différents rapports de réduction entre les éléments encore mobiles. C'est d'ailleurs le principe utilisé dans les boîtes de vitesses « automatiques ».

Ces trains sont très utilisés en mécanique car ils peuvent fournir des rapports de réduction énormes, avec des pièces de taille raisonnable, et des rendements acceptables. De plus leur géométrie aboutit souvent à une configuration où l'arbre d'entrée est coaxial avec l'arbre de sortie. On trouve facilement des réducteurs épicycloïdaux dans le commerce compatibles avec des moteurs électriques.



Fig. : 14

2.4.3 Train sphérique

Sur le principe le train sphérique se rapproche du train épicycloïdal. Les engrenages sont coniques et semblent donc disposés sur une sphère. C'est la géométrie du différentiel des essieux moteurs des véhicules automobiles. Ils combinent aisément la fonction renvoi d'angle, la réduction, et la fonction différentielle.

2.4.4 Détérioration des dentures

Les dentures peuvent être détériorées de deux manières :

- par rupture d'une ou plusieurs dents,
- par usure des surfaces de contact.

3 - DIFFERENTIELS

3-1 - Principe de fonctionnement

Les différentiels attaquent les deux demi arbres entraînant respectivement les roues motrices droite et gauche, par l'intermédiaire de deux engrenages coniques, ou planétaires, montés à leurs extrémités. Ces deux planétaires sont placés à l'intérieur d'une cage rotative solidaire du mouvement à transmettre, provenant du moteur. Cette cage porte plusieurs engrenages coniques, ou satellites, en prise avec les planétaires (leurs axes sont perpendiculaires). Lorsque la cage tourne et que la voiture est engagée en ligne droite, l'ensemble constitué par la cage, les satellites et les planétaires se comporte comme un ensemble monobloc : les satellites suivent le mouvement de la cage mais ne tournent pas sur eux-mêmes, les deux planétaires tournent à la même vitesse. Si la voiture s'engage dans un virage, les trajectoires suivies par les deux roues motrices sont différentes et leur adhérence sur le sol les oblige à tourner à des vitesses également différentes. Les satellites tournent alors sur eux-mêmes. Le mouvement de la cage est toujours transmis aux planétaires, mais la rotation des satellites permet d'adapter le dispositif aux vitesses de rotation différentes des roues, dont la moyenne arithmétique reste alors égale à celle de la cage.

Lorsque la voiture roule en ligne droite, la couronne, entraînée par l'arbre de transmission, fait tourner les arbres des roues à la même vitesse. Le satellite est immobile. Quand le véhicule aborde un virage, une des deux roues tourne plus vite que l'autre: le satellite se met en rotation.

En virage, les deux roues opposées d'un même train avant ou arrière d'une automobile ne parcourent pas la même distance, la roue intérieure au virage roulant sur une distance plus courte que la roue extérieure. Pour qu'une automobile puisse tourner dans un virage, les roues opposées d'un même train doivent donc tourner à des vitesses différentes. Cela est rendu possible grâce à un dispositif mécanique appelé différentiel. Ce dispositif se compose d'une grande couronne dentée qui transmet le mouvement aux pignons sur lesquels sont fixés les arbres de roue gauche et droite, par l'intermédiaire d'un pignon satellite.

- Différentiel conique symétrique :

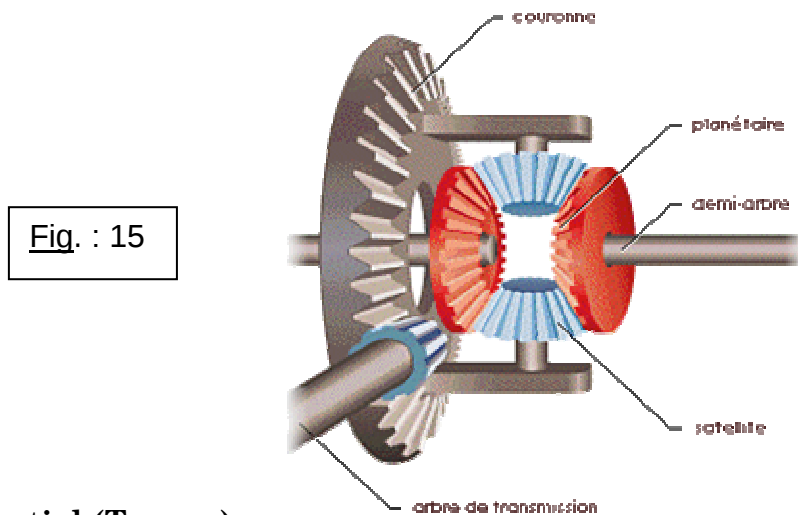
Avantages du couple conique hypoïde

- Une plus grande régularité de fonctionnement, puisque un plus grand nombre de dents sont en contact.
- Une plus haute charge limite, puisque le diamètre et la largeur des dents du pignon d'attaque sont plus grands.

Moins d'encombrement, puisque la couronne possède un plus petit diamètre pour une charge égale. Ainsi, l'arbre de transmission articulé peut être placé plus bas dans les véhicules à moteur avant et traction arrière. Le tunnel de transmission du plancher est moins haut et le centre gravité plus bas.

Le décentrage des axes provoque, lors du fonctionnement, des contraintes de glissement plus fortes entre les flancs des dents en contact que dans le couple conique à axes concourants. C'est pour cela, qu'il est nécessaire d'utiliser de l'huile hypoïde particulièrement résistante à la pression. On utilise comme types d'engrenage « Gleason » ou l'engrenage « Klingelnberg ».

- *Schéma du principe de fonctionnement ;*



Différentiel (Torsen)

- *Schéma du principe de fonctionnement ;*

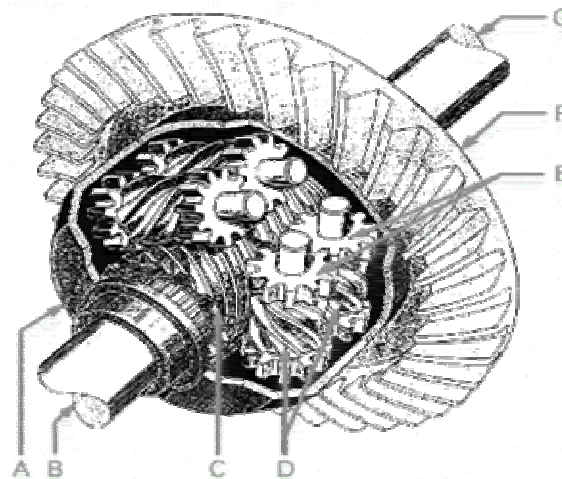


Fig. : 16

- **Différentiel cylindrique symétrique :**

Schéma du principe de fonctionnement :

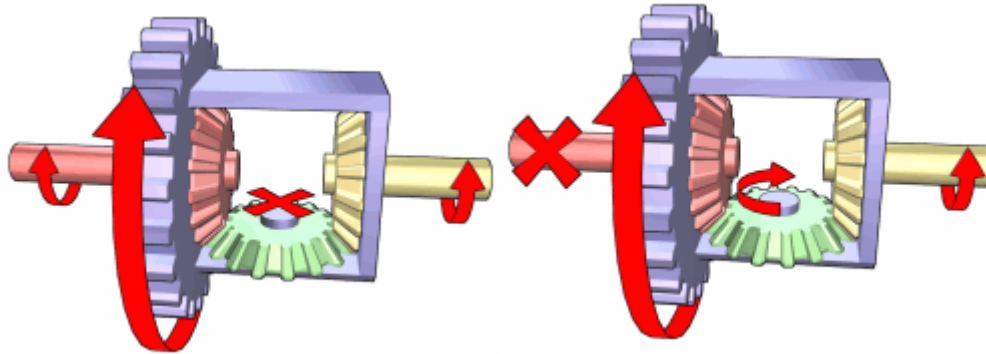


Fig. : 17

Fig. :18

- Sur ces deux images la motricité provient de la grande flèche rouge
- Sur l'image de gauche, les deux arbres de sortie (à droite et à gauche) tournent à la même vitesse, l'effort de rotation est donc réparti équitablement.
- Sur l'image de droite, un des arbres est bloqué (croix rouge). Grâce au pignon intermédiaire situé dans la cage, l'autre arbre continue de tourner, et à une vitesse supérieure.

Le système fonctionne de manière adaptative : si l'on bloque « légèrement » un des deux arbres (pincement, frottement...), la vitesse de cet arbre se trouve alors ralentie, la vitesse de l'autre augmentant d'autant.

Par contre, ce procédé présente le désavantage de transférer le couple, c'est-à-dire l'effort en rotation, dans le même sens, car dans la plupart des cas d'utilisation, il serait plutôt souhaitable d'appliquer un couple supérieur sur l'arbre opposant la plus grande résistance.

Sous sa forme la plus fréquente le différentiel est composé d'un pignon conique (solidaire de l'arbre moteur) entraînant perpendiculairement une couronne dentée conique supportant une cage de pignons satellites, ceux-ci entraînant deux pignons planétaires solidaires des arbres entraînés.

Le différentiel mécanique fut inventé en 1827 par le mécanicien français Onésiphore Pecqueur (1792-1852). Il fut employé dès 1860 sur les premiers véhicules routiers à vapeur.

o Cas d'utilisation

Fig. : 19 Boîte de vitesses de différentiel



Différentiel du Porsche Cayenne

Malheureusement, lorsqu'une roue quitte le sol, ou si l'adhérence au sol diminue, il n'y a plus de motricité (annulation des couples). Pour remédier à cela, certains différentiels peuvent être bloqués, cette manœuvre est intéressante sur les véhicules tout-terrain. Les différentiels dits autobloquants automatisent cette opération dès que le glissement relatif des roues motrices est trop important.



Fig. : 20

Il a aussi existé des véhicules sans différentiel, choix dicté souvent par économie de poids : la Lancia Lambda de 1921, la Voisin Laboratoire de 1923, l'Isetta de 1953. Dans ces deux derniers cas, le problème était résolu par une voie arrière (distance transversale entre les roues d'un même essieu) très réduite.

1.10. Blocages du différentiel

On distingue :

- Blocage du différentiel avec embrayages multi disques.
- Différentiel « Torsen »,
- Visco-coupleur,
- Différentiel à blocage automatique,
- Différentiel électronique à auto blocage,
- Embrayage Haldex.

Nécessité:

Sur un terrain difficile (neige, boue, sable) les roues motrices doivent tourner à la même vitesse de rotation afin d'assurer la propulsion du véhicule

Rôle: Supprimer temporairement l'action du différentiel

Blocage de la compensation

- Les roues d'un essieu moteur (blocage transversal),
- Et les deux essieux moteurs pour véhicules à transmission intégrale (blocage longitudinal).

Si, par exemple, une roue motrice patine sur une chaussée verglacée ou sur sol mou, cette roue transmet trop peu de force motrice à la chaussée pour déplacer le véhicule.

Le différentiel a ici un effet désavantageux, puisque la roue motrice ayant la meilleure adhérence au sol reçoit la même couple. Le blocage du différentiel supprime ce désavantage. La roue ayant la meilleure adhérence au sol reçoit plus de couple. Mais elle n'en reçoit que ce que le permettent les conditions d'adhérence et la valeur de blocage du différentiel installé.

3.9.1. Blocage du différentiel à commande manuel

Le blocage du différentiel représenté se compose d'une fourchette de commande et du baladeur de crabotage. La commande du blocage du différentiel peut se faire mécaniquement, à la main ou par commande pneumatique.

Lorsqu'il est engagé, le baladeur relie l'arbre de roue droite de manière rigide à la cage du différentiel et à la couronne du différentiel.

Par l'intermédiaire des cannelures intérieures du baladeur de crabotage et des crabots extérieurs situés sur la côté droit de la cage du différentiel.

En solidarisant l'arbre de roue droite avec la cage du différentiel, les satellites ne peuvent plus rouler sur les planétaires des arbres de roue, ils fonctionnent comme des « clavettes ». Le différentiel est bloqué à 100%.

Les différentiels à commande manuelle doivent être débloqués en cas d'adhérence normale des roues motrices sur le sol pour éviter des dégâts.

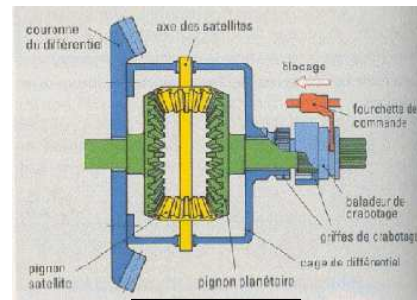


Fig. : 21

3.9.2 Blocages automatiques du différentiel

Ils provoquent le blocage automatique de la différentiation du régime entre les roues motrices d'un essieu.

La roue motrice ayant les meilleures conditions d'adhérence reçoit plus de couple.

Les valeurs de blocage habituelles sont comprises entre 25 % et 70 %.

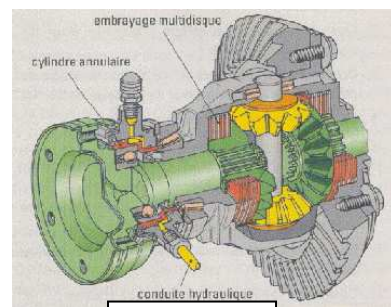


Fig. : 22

4 - Etude technologique de transmission de mouvement :

Pour obtenir une transmission du mouvement, il est nécessaire d'avoir :

- Un élément moteur;
- Un élément récepteur.

Dans le cas du différentiel, les deux planétaires servent de point d'appui et sont également récepteur de mouvement.

En fonction de la réaction des planétaires dues à l'adhérence des roues sur le sol, l'un ou l'autre planétaire deviendra plus récepteur que l'autre et inversement.

En ligne droite, si les résistances des deux planétaires sont identiques, le train est bloqué et l'ensemble boîtier différentiel tourne à la vitesse imposée par la couronne du différentiel.

Tab :

Rép.	Désignation	Rôle remarques
1	Pont moteur	Assure la transmission du mouvement aux roues
2	Renvoi d'angle (pignon d'attaque couronne)	Entraîne le boîtier de différentiel
3	Boîtier de différentiel	Solidaire de la couronne, il entraîne l'axe des satellites
4	Axe des satellites	Libre en rotation, fixe en translation
5	Satellites	Pignon libre en rotation, fixe en translation sur leur axe
6	Planétaires	Pignon des demi arbres en prise avec les satellites
7	Demi arbres de roue	Solidaire des roues

PARAMETRES INITIAUX

Moteur :

- ♦ Cylindrée 2792 [cm³] ;
- ♦ Puissance maximale : (DIN) : 174 CH (128 [kW]) à 5 800 [tr/min] ;
- ♦ Couple maximale (DIN) : 24,5 [kgm] (24 [mdaN]) à 4200 [tr / min].

III - CALCUL DES DIFFERENTS RAPPORTS :**1- Paramètre des calculs :**

L'arbre de pignon d'attaque tourne à la vitesse $N_1 = 4\,200$ [tr/min], donc, c'est la vitesse de rotation correspondante au couple maximal, alors on peut écrire la relation suivante :

$N_1 : N_{CM} = 4200$ [tr/min], vitesse de rotation de pignon d'attaque,

Tableau : Condition de mouvement dans le différentiel :

<i>Couronne du différentiel</i>	<i>Pignon planétaire Gauche</i>	<i>Cage différentielle</i>	<i>Pignons satellite</i>	<i>Pignon planétaire droite</i>
1 tour	1 tour en avant	1 tour	Ne tourne pas	1/2 tours en avant
1 tour	1/2 tours en avant	1 tour	tourne	1/2 tours en avant
1 tour	arrête	1 tour	tourne	2 tours en avant
arrête	1 tour en avant	arrête	tourne	1 tours en arrière

Le calcul se fait au moment où les véhicules en rétrograde au partiellement freiné.

D'après le tableaux ci-dessus on peut écrire que :

$N_2 : 1\,377,05$ [tr/min], vitesse de rotation de Grande Couronne ;

$N_3 : 2203,27$ [tr/min], vitesse de rotation des demi-arbres de la roue motrice c'est la vitesse correspond au planétaire.

2 - On va calculer d'abord les différents rapports:

Calcul de rapport de réduction des arbres primaire et secondaire : U_2

$$U_2 = \frac{N_1}{N_2}$$

A.N

$$U_2 = \frac{4200[tr / min]}{1377,05[tr / min]}$$

D'où $U_2 = 3,05$: rapport de réduction des arbres primaire et secondaire

3 - Calcul de rapport de réduction de renvoi d'angle : U_1

$$U_1 = \frac{N_3}{N_2}$$

A.N

$$U_1 = \frac{2203,27[tr / min]}{1377,05[tr / min]}$$

D'où $U_1 = 1,6$: rapport de réduction de renvoi d'angle.

IV - CALCUL DES ELEMENTS DE TAILLAGE DE RENVOI D'ANGLE :

Indice 1 : pour le pignon d'attaque ;

Indice 2 : pour la Grand Couronne.

1 – Calcul du demi-angle primitif :

$$\gamma_1 = \text{Arctg}\left(\frac{1}{U_2}\right)$$

AN :

$$\gamma_1 = 18,15[^\circ]$$

$$\gamma_1 + \gamma_2 = 90[^\circ] \quad \text{D'où}$$

$$\gamma_2 = 71,85[^\circ]$$

$$D_{1m} = K \times m \times 5 \sin \gamma_1$$

Avec $K=10$, coefficient de largeur de la denture

$$D_{1m} = 50 \times m \times \sin 18,15[^\circ]$$

Supposons :

$D_1 = 77,4[\text{mm}]$: diamètre primitive du pignon d'attaque normalisé.

$$m = \frac{50 \sin 18,15[^\circ]}{D_1}$$

$$m = 4,97[\text{mm}]$$

2 - Les modules normalisés :

On prend la valeur $m = 5$.

▪ Conditions d'engrènement

Il n'est pas possible de réaliser n'importe quel engrènement. Les bonnes conditions d'engrènement limitent le choix du nombre de dents de chaque pignon. Les critères à considérer sont :

- Interférence entre les dents :

Nombre minimal de dents (pour éviter l'interférence)					
Z_A	13	14	15	16	17
Z_B	de 13 à 16	de 13 à 26	de 13 à 45	de 13 à 101	de 13 à ∞

En considérant le couple est recevoir par le pignon d'attaque :

$$N_1 = 4\,200 \text{ tr/min}$$

IV- DIMENSIONNEMENTS DES ELEMENTS DE RENVOI D'ANGLE CONIQUE :

Supposons :

$Z_1 = 13$ dents : nombre de dents du pignon d'attaque correspond au diamètre primitif $D_1 = 77,4$ [mm] d'après le tableaux de caractéristique des roues (Manutention Mécaniques et Organes Mécaniques (SIMPLEX)), pages : 162.

1 - Calcul de module apparent :

$$D_1 = m_t Z_1 = m_t = \frac{D_1}{Z_1}$$

$$\text{A.N. : } \boxed{m_t = 5,95 [\text{mm}]}$$

2 - Calcul de module réel :

Comme titre de vérification :

$$m_r = m_t \cos \beta$$

Ou β : angle d'hélice (on prend $\beta = 30^\circ$)

A.N. :

$$m_r = 5,15 [\text{mm}]$$

On prend $m_r = 5$ [mm] d'après la série des modules normalisés.

3 - Calcul de diamètre primitif de la grande couronne :

$$U_2 = \frac{D_2}{D_1} \Rightarrow D_2 = D_1 \times U_2$$

On a :

A.N. :

$$\Rightarrow D_2 = 77,4 [\text{mm}] \times 3,05 = 236,07 [\text{mm}]$$

$$\boxed{D_2 = 236,07 [\text{mm}]}$$

On prend $\boxed{D_2 = 238,2 [\text{mm}]}$ d'après la série des diamètres normalisés.

4 - Calcul de nombre de dent de la grande couronne :

$$D_2 = m_t Z_2 \Rightarrow Z_2 = \frac{D_2}{m_t}$$

$$Z_2 = \frac{238,2[mm]}{5}$$

$$Z_2 = 47,64[mm]$$

On prend $Z_2 = 40[mm]$ d'après la série des nombres des dents normalisés

5 - Correction de rapport de réduction :

$$U'_2 = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{D_2}{D_1}$$

D'où $U'_2 = 3,07$

6 - Calcul de rayon primitif de cône :

$$R_C = \frac{D_2}{2 \sin \gamma_2}$$

A.N. :

$$R_C = 125,41[mm]$$

7 - Calcul de la largeur de denture :

$$b_r = 0,285 \times R_C$$

A.N. :

$$b_r = 35,73[mm]$$

8 - Nombre de dents fictives :

$$Z_{f1} = \frac{Z_1}{\cos \gamma_1}$$

$$Z_{f2} = \frac{Z_2}{\cos \gamma_2}$$

Il y a correction de denture si : $Z_{f1} \leq 14$ et $Z_{f1} + Z_{f2} \leq 28$

A.N. :

$$Z_{f1} = \frac{13}{\cos 18,15[^\circ]} \Rightarrow Z_{f1} = 13,68 \leq 14$$

$$Z_{f2} = \frac{40}{\cos 71,85[^\circ]} \Rightarrow Z_{f2} = 129,03 \geq 28$$

$$Z_{f1} \leq 14$$

$Z_{f1} + Z_{f2} \geq 28 \rightarrow$ Donc il n'y a pas de déport.

9 - Calcul de saillie :

$$S_{1,2} = \frac{6}{5} m_r$$

$$S_{1,2} = 6[mm]$$

10 - Calcul des creux :

$$C_{1,2} = \frac{6}{5} \times 1,25 m_r$$

AN :

$$C_{1,2} = 7,5[mm]$$

11 - Calcul des angles de saillie :

$$tg \xi_{s1} = \frac{2S_1 \sin \gamma_1}{D_1} m_r \Rightarrow \xi_{s1} = tg^{-1} \left(\frac{2S_1 \sin \gamma_1}{D_1} \right)$$

$$\xi_{s1} = 2,76[^\circ]$$

$$tg \xi_{s2} = \frac{2S_2 \sin \gamma_2}{D_2} m_r \Rightarrow \xi_{s2} = tg^{-1} \left(\frac{2S_2 \sin \gamma_2}{D_2} \right)$$

$$\xi_{s2} = 1,37[^\circ]$$

12 - Calcul des angles de creux :

$$tg \xi_{c1} = \frac{2C_1 \sin \gamma_1}{D_1} m_r \Rightarrow \xi_{c1} = tg^{-1} \left(\frac{2C_1 \sin \gamma_1}{D_1} \right)$$

$$\xi_{c1} = 0,048[^\circ]$$

$$tg \xi_{c2} = \frac{2C_2 \sin \gamma_2}{D_2} m_r \Rightarrow \xi_{c2} = tg^{-1} \left(\frac{2C_2 \sin \gamma_2}{D_2} \right)$$

$$\xi_{c2} = 0,059[^\circ]$$

13 - Calcul des angles de tête :

$$\theta_1 = \gamma_1 + \xi_{s1} \quad \underline{\text{AN:}} \quad \boxed{\theta_1 = 20,91[^\circ]}$$

$$\theta_2 = \gamma_2 + \xi_{s2} \quad \boxed{\theta_2 = 76,87[^\circ]}$$

14 - Calcul des angles de pied :

$$\varphi_1 = \gamma_1 - \xi_{s1} \quad \underline{\text{AN:}} \quad \boxed{\varphi_1 = 15,39[^\circ]}$$

$$\varphi_2 = \gamma_2 - \xi_{s2} \quad \boxed{\varphi_2 = 70,48[^\circ]}$$

15 - Calcul des diamètres de tête :

$$D_{t1} = D_1 + 2S_1 \cos \gamma_1 \quad \boxed{D_{t1} = 88,80[mm]}$$

$$D_{t2} = D_2 + 2S_2 \cos \gamma_2$$

$$D_{t2} = 241,93[mm]$$

16 - Calcul des diamètres de pied :

$$D_{p1} = D_1 - 2S_1 \cos \gamma_1$$

$$D_{p1} = 65,99[mm]$$

$$D_{p2} = D_2 - 2S_2 \cos \gamma_2$$

$$D_{p2} = 234,46[mm]$$

17 - Pas de l'hélice :

$$H_1 = \frac{\pi D_1}{tg \beta}$$

$$H_1 = 426,37[mm]$$

$$H_2 = \frac{\pi D_2}{tg \beta}$$

$$H_2 = 1312,187[mm]$$

18 - Angle de pression apparent :

$$tg \alpha_t = \frac{tg \alpha_r}{tg \beta}$$

Où $\alpha_r = 20[^\circ]$, angle de pression réelle ;

Et $\beta = 30[^\circ]$, angle d'inclinaison d'hélice.

AN : $\alpha_t = 22,79[^\circ]$

19 - Pas réel :

$$P_r = \pi m_r \quad P_r = 3,14 \times 3[mm]$$

$$P_r = 9,42[mm]$$

Tableau récapitulatif :

Paramètre de	Pignon d'attaque	Grande couronne	Unité
$Z_{1,2}$	13	40	dents
$D_{1,2}$	77,4	238	[mm]
R_c	125,4	125,4	[mm]
b_r	35,73	35,73	[mm]
$S_{1,2}$	6	6	[mm]
$C_{1,2}$	7,5	7,5	[mm]
$\xi_{S1,2}$	2,76	1,37	[mm]
$\xi_{C1,2}$	0,048	0,059	[mm]
$\theta_{1,2}$	20,91	76,87	[°]
$\phi_{1,2}$	15,39	70,48	[°]
$D_{t1,2}$	88,80	241,93	[mm]
$D_{p1,2}$	65,99	234,46	[mm]
$H_{1,2}$	426,37	1312,18	[mm]
P_r	9,42	9,42	[mm]

Réalisation de principe de différentiel

En ligne droite : $\Omega = \omega_1 = \omega_2$

En virage : $\Omega = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2}$

En patinage : $\omega_1 = 2\Omega$ et $\omega_2 = 0$

V - DIMENSIONNEMENT DES ELEMENTS DU DIFFERENTIEL :

Indice 1 : pour le satellite

Indice 2 : pour le planétaire

1 - Calcul des rapports de réduction

N_2 : 1 377,05 [tr/min], vitesse de rotation de Grande Couronne ;

N_3 : 2203,27 [tr/min], vitesse de rotation des demi-arbre de la roue motrice c'est la vitesse correspond à planétaire.

On va calculer d'abord les différents rapports:

$$U_1 = \frac{N_3}{N_2}$$

A.N

$$U_1 = \frac{2203,05[tr / min]}{1377,05[tr / min]}$$

D'où $U_1 = 1,6$: rapport de réduction de renvoi d'angle.

Remarques:

Dans tous les cas N = vitesse du boîtier et P = vitesse des planétaires

$$N = \frac{P_1 + P_2}{2}$$

2 - Calcul des éléments de taillage de renvoi d'angle :

$$\gamma_1 = \arctg\left(\frac{1}{U_1}\right) \text{ et } \gamma_1 + \gamma_2 = 90$$

A.N

$$\gamma_1 = 32[^\circ] \text{ et } \gamma_2 = 58[^\circ]$$

Supposons que : le nombre de dents de satellite du est $Z_1 = 10$

Le diamètre primitif du satellite est $D_1 = 40[\text{mm}]$

3 - Calcul de module apparent

$$D_1 = m_t \times Z_1 \text{ d'où } m_t = \frac{D_1}{Z_1}$$

A.N

$$m_t = 4 [\text{mm}]$$

4 - Calcul de module réel

$$m_r = m_t \cos \beta$$

A.N

$$m_t = 3,46[\text{mm}]$$

On prend $m_r = 3,5[\text{mm}]$ d'après la série des modules normalisés

5 - Calcul de nombre de dents de planétaires

$$U = \frac{Z_2}{Z_1} \Rightarrow Z_2 = U \times Z_1$$

On a

A.N

$$Z_2 = 16$$

6 - Calcul de diamètre du planétaires

$$D_2 = m \times Z_2$$

A.N

$$D_2 = 64[\text{mm}]$$

7- Calcul des saillies

$$S_{1,2} = \frac{6}{5} m_r$$

$$S_{1,2} = 4,2[\text{mm}]$$

8 - Calcul de creux

$$C_{1,2} = \frac{6}{5} (1,25 m_r)$$

A.N

$$C_{1,2} = 5,25[\text{mm}]$$

9 - Calcul des angles de saillie :

$$\text{tg} \xi_{s1} = \frac{2S_1 \sin \gamma_1}{D} m_r \Rightarrow \xi_{s1} = \text{tg}^{-1} \left(\frac{2S_1 \sin \gamma_1}{D_s} \right)$$

$$\xi_{s2} = \text{tg}^{-1} \left(\frac{2S_1 \sin \gamma_1}{D_p} \right)$$

A.N

$$\xi_{S1} = 6,05[^\circ]$$

$$\xi_{S2} = 6,05[^\circ]$$

Angle de creux

$$\xi_{C1} = tg^{-1}\left(\frac{2C_1 \sin \gamma_1}{D_s}\right)$$

$$\xi_{C2} = tg^{-1}\left(\frac{2C_2 \sin \gamma_2}{D_p}\right)$$

A.N

$$\xi_{C1} = 7,92[^\circ]$$

$$\xi_{C2} = 7,92[^\circ]$$

10 - Calcul des angles de tête :

$$\theta_1 = \gamma_1 + \xi_{S1} \quad \underline{\text{AN}}: \quad \boxed{\theta_1 = 16,31[^\circ]}$$

$$\theta_2 = \gamma_2 + \xi_{S2} \quad \boxed{\theta_2 = 76,87[^\circ]}$$

11 - Calcul des angles de pied :

$$\varphi_1 = \gamma_1 - \xi_{S1} \quad \underline{\text{AN}}: \quad \boxed{\varphi_1 = 13,1[^\circ]}$$

$$\varphi_2 = \gamma_2 - \xi_{S2} \quad \boxed{\varphi_2 = 73,71[^\circ]}$$

12 - Calcul des diamètres de tête :

$$D_{a1} = D_1 + 2S_1 \cos \gamma_1 \quad \boxed{D_{a1} = 66,38[mm]}$$

$$D_{a2} = D_2 + 2S_2 \cos \gamma_2 \quad \boxed{D_{a2} = 232,67[mm]}$$

13 - Calcul des diamètres de pied :

$$D_{a1} = D_1 - 2S_1 \cos \gamma_1 \quad \boxed{D_{a1} = 53,6[mm]}$$

$$D_{a2} = D_2 - 2S_2 \cos \gamma_2 \quad \boxed{D_{a2} = 229,32[mm]}$$

14 - Pas de l'hélice :

$$H_1 = \frac{\pi D_1}{tg \beta} \quad \boxed{H_1 = 326,32[mm]}$$

$$H_2 = \frac{\pi D_2}{tg \beta} \quad \boxed{H_2 = 1256,32[mm]}$$

15 - Angle de pression apparent :

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha_r}{\operatorname{tg} \beta}$$

Ou $\alpha_r = 20[^\circ]$, angle de pression réelle et $\beta = 30[^\circ]$, angle

16 - Pas réel :

$$P_r = \pi m_r \quad P_r = 3,14 \times 3[mm] \quad \boxed{P_r = 10,99[mm]}$$

17 - Pas de l'hélice :

$$H_1 = \frac{\pi D_1}{\operatorname{tg} \beta} \quad \boxed{H_1 = 326,32[mm]}$$

$$H_2 = \frac{\pi D_2}{\operatorname{tg} \beta} \quad \boxed{H_2 = 1256,32[mm]}$$

18 - Angle de pression apparent :

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha_r}{\operatorname{tg} \beta}$$

Ou $\alpha_r = 20[^\circ]$, angle de pression réelle et $\beta = 30[^\circ]$, angle d'inclinaison d'hélice.

AN :

$$\alpha_t = 22,79[^\circ]$$

19 - Pas réel :

$$P_r = \pi m_r \quad P_r = 3,14 \times 3[mm] \quad \boxed{P_r = 9,42[mm]}$$

Paramètre de taillage	Satellite	Planétaire	Unité
$N_{1,2}$	1 377,05	2203,27	[tr/min]
$m_{r1,2}$	3,5	3,5	[mm]
$m_{t1,2}$	4	4	[mm]
$Z_{1,2}$	10	16	dents
$D_{1,2}$	40	64	[mm]
R_C	125, 4	125,4	[mm]
b_r	35,73	35,73	[mm]
$S_{1,2}$	4,2	4,2	[mm]
$C_{1,2}$	5,25	5,25	[mm]
$\xi_{S1,2}$	6,05	6,05	[mm]
$\xi_{C1,2}$	7,92	7,92	[mm]
$\theta_{1,2}$	38,05	64,05	[°]
$\varphi_{1,2}$	24,08	50,08	[°]
$D_{a1,2}$	47,12	68,45	[°]
$D_{f1,2}$	53,6	229,32	[°]
$H_{1,2}$	326,32	1256,32	[mm]
P_r	10,95	10,95	[mm]
P_t	12,65	12,56	[mm]

VI - DIMENSIONNEMENT DE DEMI-ARBRES DES ROUES :

1 - Généralités :

Par dépendance des charges agissant sur les demi-arbres par convention, on peut classer les demi-arbres en demi-arbre à moitié déchargé et en demi-arbre à trois quart déchargé et en demi-arbre totalement déchargé. Mais véhicules automobiles lourd sont équipés de demi-arbres totalement déchargés.

Le demi-arbre totalement déchargé théoriquement transmet seulement le moment de torsion provenant du différentiel vers les roues motrices, mais pour lui, peut y avoir la déformation due à la flexion, provoqués par les déformations de la trompette du pont, la non coaxialité du moyeu de la roue et de l'axe du pignon planétaire du différentiel, le gauchissement et le décalage des extrémités cannelées de demi-arbre par rapport au pignon et en cas de présence de jeux sur la liaison à cannelure.

On calcul de diamètre de demi-arbre est suivant la base de fléxion et torsion et le trois cas de chargement de trompette du pont, pour le déplacement rectiligne, le dérapage et le chargement dynamiques de la voiture.

Voici les caractéristiques d'une voiture tout terrain (4x4) :

Poids total en charge	3000	[kg]
Empattement	2960	[mm]
Longueur totale	4920	[mm]
Largeur totale	1655	[mm]
Garde au sol (à vide)	225	[mm]

La répartition aux ponts est 1500[kg] à l'avant et 1500[kg] à l'arrière.

2 - Calcul de moment fléchissant résultant de demi-arbre suivant le plan vertical et horizontal :

On a $M_f = b\sqrt{R_{zi}^2 + T^2}$

Où b : distance entre l'axe du roulement et le flasque de la roue, b = 140[mm]

T : effort tangentiel des surfaces de contact des roues avec le sol

R_{Z1} : effort normal de contact de la roue gauche ou droite

Or $R_{Z1} = R_{Z2} = \frac{K_2 G_2}{4}$

Où G_2 : charge totale sur le pont arrière

K_2 : coefficient de la répartition de charges entre les roues

En ligne droite $k_2 = 1$ mais pendant le virage $k_2 \neq 1$.

Considérons que la voiture est en ligne droite, alors $k_2 = 1$.

Or $G_2 = \frac{1}{4}P$ avec P : la charge totale du véhicule

On a $P = 3000[\text{kg}] \cdot 9,81 = 29430[\text{N}]$

D'où

$$R_{z1} = R_{z2} = \frac{29430}{4} = 7357,5[N]$$

Or $T = R_{z1} \times \varphi$ avec $\varphi = 0,8$: coefficient d'adhérence maximal du pneu au sol.

D'où $T = 5886[N]$

Alors on a $M_f = 140\sqrt{(7357,5)^2 + (5886)^2}$

D'où $M_f = 1319107,62[mmN]$

3 - Calcul de moment de torsion de demi-arbres :

$$M_t = T \times r_d$$

ou $r_d = r_{st}$ pour la route goudronnée en bon état, et si on néglige la déformation du pneu gonflé pour l'Automobile chargée, on prend $r_i = r_{st}$ (r_i = rayon libre du pneu).

On prend alors $r_d = r_{st} = r_i = 342[mm]$ (pour voiture NISSAN), le pneu a pour référence : 215/75/R15

D'où $M_t = 2013012[mmN]$

4 - Calcul de diamètre de demi-arbres des roues motrices :

Vérification de la contrainte de GUEST 1900

$$\sigma = \sqrt{\left(\frac{M_f}{W_f}\right)^2 + 4\left(\frac{M_t}{W_t}\right)^2} \leq [\sigma_N] \quad \text{Avec } W_f = \frac{W_t}{2} = \frac{\pi d^3}{32}$$

$$\text{On obtient alors } d \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi[\sigma_N]} \sqrt{M_t^2 + M_f^2}}$$

$$\text{AN : } d \geq 36,82[mm]$$

On prendra alors comme diamètre à la torsion de demi-arbres des roues $d_{\min} = 45[mm]$.

CALCUL DE DIAMETRE DE PIGNON D'ATTAQUE :

5 - Calcul des efforts sur les paliers :

T : effort tangentiel ;

F_r = effort radial ;

F_a = effort axial ;

6 - Moment de torsion de pignon d'attaque

$$M_p = C_m \times \eta_1 \times \eta_2 \times \eta_r \times U_1$$

$$M_p = 24[daNm] \times 0,98 \times 0,98 \times 0,99 \times 1,6$$

$$M_p = 365,10[Nm]$$

Avec $U_1 = 1,6$: Rapport de réduction des arbres primaires et secondaire ;

$\eta_1 = 0,98$: Rendement de l'embrayage à friction mécanique ;

$\eta_2 = 0,98$: Rendement de l'engrenage cylindrique (Une paire de pignon en contact) ;

$\eta_3=0,99$: Rendement d'une paire de roulement ;
 $\eta_r=0,97$: Rendement des trois paires de roulements ;
 $\eta_4=0,97$: Rendement d'un renvoi d'angle (engrenage conique)
 Moment de torsion de la grande couronne $M_c = M_p U_2 = 1113,56$ [Nm]
 D'où $U_2 = 3,05$: rapport de réduction de renvoi d'angle.

7 - Effort tangentiel

$$T = \frac{2M_c}{0,857D_2} = \frac{2M_p}{0,857D_1}$$

$$T = \frac{2M_c}{204,14}$$

$$T = 1090,98[N]$$

$$D_{m2} = 0,857D_2$$

Avec $D_2 = 238,2[mm]$: diamètre moyen de la grande couronne.

8 - Effort radial et axial F_r et F_a :

➤ Effort axial du pignon d'attaque :

$$F_{a1} = T_1 \gamma_a$$

$$F_{a1} = T_1 \times [0,44 \sin \gamma_1 + 0,7 \cos \gamma_1]$$

$$F_{a1} = 864,124[N]$$

➤ Effort radial du pignon d'attaque :

$$F_{r1} = T_1 \gamma_r$$

$$F_{r1} = T_1 \times [0,44 \sin \gamma_1 - 0,7 \cos \gamma_1]$$

$$F_{r1} = 565,12[N]$$

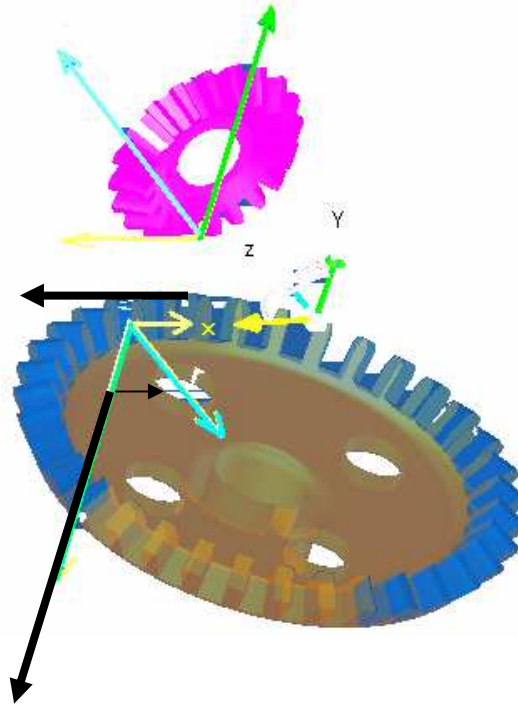
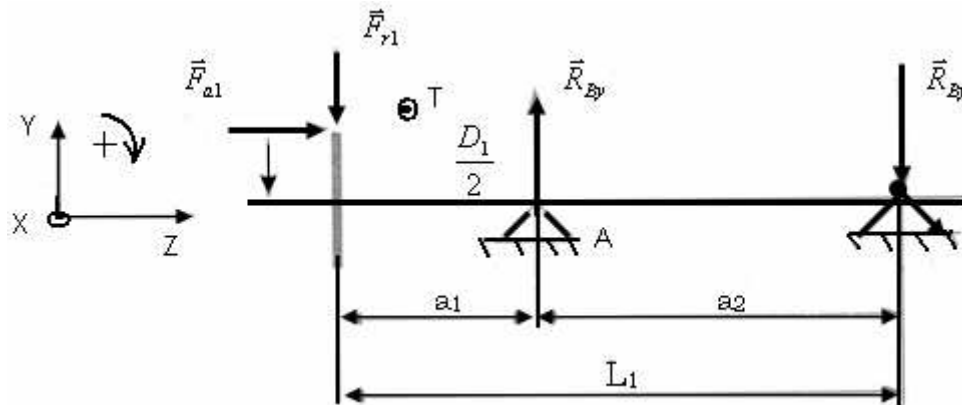


Fig. : 23

9 - Effort sur le palier de pignon d'attaque



$D_{1m} = 77,4$ [mm]: diamètre primitif du pignon d'attaque;

$a_1 = 13$ [mm]

$a_2 = 60$ [mm]

$L_1 = 83$ [mm]

$F_{a1} = 864,124$ [N]

$F_{r1} = 565,12$ [N]

Calcul des réactions aux appuis:

$$\sum \vec{P}_j (\vec{F}_{ext}) /_{OZ} = \vec{0}$$

$$\vec{F}_{r1} + \vec{R}_{Ay} + \vec{R}_{By} = \vec{0}$$

$$-F_{r1} + R_{Ay} - R_{By} = 0$$

$$R_{AY} = R_{BY} + F_{r1}$$

$$\Sigma \vec{M}_B = a_2(\vec{z}) \wedge R_{Ay}(\vec{y}) + L_1(\vec{z}) \wedge F_{r1}(-\vec{y}) + \frac{D_{1m}}{2}(\vec{y}) \wedge F_{a1}(\vec{z}) = \vec{0}$$

$$\left(a_2 R_{AY} - L_1 F_{r1} - \frac{D_{1m}}{2} F_{a1} \right) = 0$$

$$R_{Ay} = F_{r1} \frac{L_1}{a_2} + F_{a1} \frac{D_{1m}}{2a_2}$$

$$R_{AY} = 1337,72[N]$$

$$\Sigma \vec{M}_A = a_2(-\vec{x}) \wedge R_{By}(-\vec{y}) + a_1(\vec{x}) \wedge F_{r1}(-\vec{y}) + \frac{D_{1m}}{2}(\vec{y}) \wedge F_{a1}(\vec{x}) = \vec{0}$$

$$\left(a_2 R_{BY} - a_1 F_{r1} - \frac{D_{1m}}{2} F_{a1} \right) = 0$$

$$R_{By} = F_{r1} \frac{a_1}{a_2} + F_{a1} \frac{D_{1m}}{2a_2}$$

$$R_{BY} = 679,599[N]$$

Expression des efforts tranchants et des moments fléchissant:

$$-F_{r1} + R_{AY} - R_{BY} = 0$$

Effort tranchant sur le plan (YZ) :

(Section I) :

$$(0 < Z < 0,013) [m]$$

$$T_{IY}(0) = -565,12[N]$$

(Section II) :

$$(0,013 < Z < 0,073) [m]$$

$$T_{IY}(0,013) = 114,48[N]$$

Moments fléchissant sur le plan (YZ) :

(Section I):

$$(0 < Z < 0,013) [m]$$

$$(a_1 T - a_2 R_{BZ}) \times \vec{x} = \vec{0}$$

$$\left(a_2 R_{AY} - L_1 F_{r1} - \frac{D_{1m}}{2} F_{a1} \right) = 0$$

$$M_{1Z}(y) = -(z)F_{r1} - F_{a1} \frac{D_{1m}}{2}$$

$$M_{1Z}(0) = -(0)F_{r1} - F_{a1} \frac{D_{1m}}{2} = -33,441[mN]$$

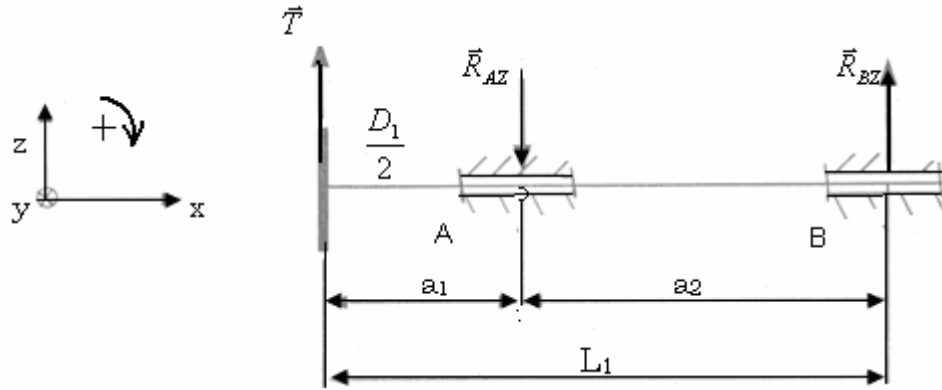
$$M_{1Z}(0,013) = -(0,013)F_{r1} - F_{a1} \frac{D_{1m}}{2} = -40,78[mN]$$

(Section II):

$$(0,013 < Z < 0,073) [m]$$

$$M_{1z}(x) = -(L_1 - z)F_{r1} - F_{a1} \frac{D_{1m}}{2} + R_{BY}(L_1 - z)$$

$$M_{1z}(0,013) = -(a_1 - z)F_{r1} - F_{a1} \frac{D_{1m}}{2} + R_{BY}(L_1 - z)$$



Calcul des réactions aux appuis:

$$\sum \vec{P}_j (\vec{F}_{ext}) /_{0x} = \vec{0}$$

$$\vec{T} + \vec{R}_{AZ} + \vec{R}_{BZ} = \vec{0}$$

$$T - R_{AZ} + R_{BZ} = 0$$

$$R_{AZ} = R_{BZ} + T$$

$$\sum \vec{M}_B = a_2(\vec{x}) \wedge R_{AZ}(-\vec{z}) + L_1(\vec{x}) \wedge T(\vec{z}) = \vec{0}$$

$$(-a_2 R_{AZ} + L_1 T) = 0$$

$$R_{AZ} = T \frac{L_1}{a_2}$$

$$R_{AZ} = 1509,189[N]$$

$$\sum \vec{M}_A = a_1(\vec{x}) \wedge T(\vec{z}) + a_2(-\vec{x}) \wedge R_{BZ}(\vec{z}) = \vec{0}$$

$$(a_1 T - a_2 R_{BZ}) \times \vec{x} = \vec{0}$$

$$R_{BZ} = T \frac{a_1}{a_2}$$

$$R_{BZ} = 236,379[N]$$

Expression des efforts tranchants et des moments fléchissant:

Effort tranchant sur le plan (XZ) :

(Section I):

$(0 < Z < 0,013)$ [m]

$$T_{1z}(X) = T \Rightarrow T_{1z}(0) = 1090,98[N]$$

(Section II):

(0, 013 < Z < 0,073) [m]

$$T_{1Z}(X) = T - R_{AZ} \Rightarrow T_{1Z}(0,013) = -418,21[N]$$

Moments fléchissant sur le plan (XZ) :

(Section I):

(0 < Z < 0,013) [m]

$$M_{1Z}(x) = T_{a1}(x)$$

$$M_{1Z}(0) = 00[mN]$$

$$M_{1Z}(0,013) = 14,18[mN]$$

(Section II):

(0, 013 < Z < 0,073) [m]

$$M_{1Z}(x) = T_{a1}(x) + R_{BZ}(x - a_1)$$

$$M_{1Z}(0,013) = 14,18[mN]$$

$$M_{1Z}(0,073) = 2[mN]$$

♣ Moment fléchissant résultante :

$$Mf_1 = \sqrt{(Mf_{1x})^2 + (Mf_{1y})^2}$$

Mf₁ = moment fléchissant résultant ;

Mf_{1y} = moment fléchissant maximal sur le plan (YZ) ;

Mf_{1x} = moment fléchissant maximal sur le plan (XZ) ;

Sont données :

Mf_{1y} = 15,41[Mn] et Mf_{1x} = 44,87[Mn]

D'où Mf₁ = 47,44[Mn]

♣ Calcul de moment de torsion :

$$Mt_1 = T_1(x) \times \frac{D_1}{2}$$

T₁ = 1058[N] : Effort tangentiel sur le pignon d'attaque;

D₁ = 125[mm] : diamètre primitif du pignon d'attaque ;

Mt₁ = 67,183[Mn]

♣ Calcul de diamètre de l'arbre du pignon d'attaque:

Hypothèse de GUEST (1900) donne :

$$\sigma_r = 2\tau_1 = \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4(\tau_{xy})^2}$$

$$\sigma_r = \sqrt{\left(\frac{Mf_1}{Wf}\right)^2 + \left(\frac{Mt_1}{Wt}\right)^2} \leq R_p$$

Mf₁ = moment fléchissant résultant ;

Mt₁ = 67,483[Mn] ; moment de torsion ;

W_f = moment de résistance à flexion ;

W_t = moment de résistance à la torsion ;

$$W_t = \frac{I_{zz'}}{D_1 12} = \frac{\pi d_a^3 164}{32} = \frac{W_t}{2}$$

$I_{zz'}$ = moment quadratique ;

D'après cette relation on tire la valeur de diamètre d_a .

$$d_a \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi \times R_p} \times \sqrt{(M_{f1})^2 + (M_{t1})^2}}$$

$$d_a \geq 20,2 [mm]$$

Avec

$M_{f1} = 47,44 \cdot 10^{-3} [Mn]$ et $M_{t1} = 67,183 [Mn]$ d'où finalement, on désigne que le diamètre normalisé de l'arbre du pignon est de $d_a = 25 [mm]$.

♣ Vérification à la rigidité de l'arbre du pignon d'attaque:

θ_1 = angle de torsion de l'arbre du pignon ;

$[\theta_{ad}] > \theta_1$ = angle de torsion admissible ;

Calcul de l'angle de torsion de l'arbre du pignon d'attaque:

$$\theta_1 = \frac{M_{t1}}{G I_{p1}}$$

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

$$I_{p1} = \frac{\pi d_a^4}{32}$$

I_{p1} = moment d'inertie ; $d_a = 25 [mm]$: diamètre de l'arbre ;

G = module d'élasticité transversale ;

$E = 2,1 \cdot 10^{-5} [Nmm^2]$: Module d'YOUNG ;

$\nu_p = 0,25$: coefficient de POISSON ; d'après le calcul, on obtient

$$\theta_1 = 0,78 \cdot 10^{-5} [rd / mm] < [\theta_{ad}] = 1,75 \cdot 10^{-5} [rd / mm]$$

Conclusion : l'arbre du pignon de diamètre $d_a = 25 [mm]$ est admissible à la torsion.

2.19. Choix du type de roulements :

Après l'analyse, le choix de roulement repose sur l'étude des efforts qu'il devra supporter et des conditions de fonctionnement.

Possibilité de fonctionnement :

Les montages comportent généralement un palier « fixe » qui assure la maintenance axiale, et un palier « libre » permettant un déplacement axial relatif entre arbre et logement de façon à éviter un coincement des roulements, si l'arbre se dilate longitudinalement par exemple.

- **Capacité de charge et durée :**

Lorsque la vitesse est constante, il est généralement plus pratique d'exprimer la durée nominale en heures de fonctionnement L_{10h} , d'après (tableaux : 1, SKF page30) montre que la durée normalement souhaitable pour différents types de machines. Machine pour service de huit heures par en fonctionnement continu : $L_{10h}=20000$ à 30000 [heure de fonctionnement].

- **Calcul de la valeur de charge axiale et radiale appliqué sur les paliers :**

$F_a=272,25[N]$: effort axial crée par l'engrenage, c'est le palier fixe assure le maintien axial ;

F_r = effort radial équivalent ;

$R_{BY}=226,71[N]$

$R_{AY}=466,14[N]$

$R_{DX}=689,79[N]$

$R_{CX}=745,11[N]$

D'où $F_{ai}=272,25[N]$ et $F_{Rr}=878,91[N]$

- **Charge dynamique équivalente (P_1) :**

Elle est donnée par la relation :

Avec $e=0,31$: jeu

A titre de l'essai et sous réserve de vérification on prend : $X_1=1$ et $Y_1=0$

(Tableau 40-63) nous donnons les roulements à une de billes à contact radial appropriés au fonctionnement.

Il est alors possible de calculer P_1 :

$P_1=878,91[N]$

$V=1$; est facteur de rotation pour intérieur tournante par à la charge.

d	D	B	C	C_0	N	m	désignation
20	62	17	17600	11800			

d_1	D_1	r	$D_{a \min}$	$D_{a \max}$	$R_a \max$
32,4	47,4	2	23,5		

Détermination de la charge dynamique de base : (C1)

La formule :

$$L_{10h} = \frac{16666}{n} \left(\frac{C_1}{p_1} \right)$$

Permet d'écrire :

$$C_1 = P_1 \sqrt[3]{\frac{L_{10h} \times n}{16666}}$$

$n = 6000 [\text{tr/min}]$: vitesse de rotation de bague intérieure tournante ;

$P_1 = 878,91 [\text{N}]$: charge dynamique équivalente ;

$K=3$: roulement à billes.

En remplaçant la lettre par leur valeur, on obtient :

$$C_1 = 878,91 [\text{N}] \sqrt[3]{\frac{20000 [\text{h}] \times 6000 [\text{tr} / \text{mm}]}{16666}}$$

$$C_1 = 16971,79 [\text{N}]$$

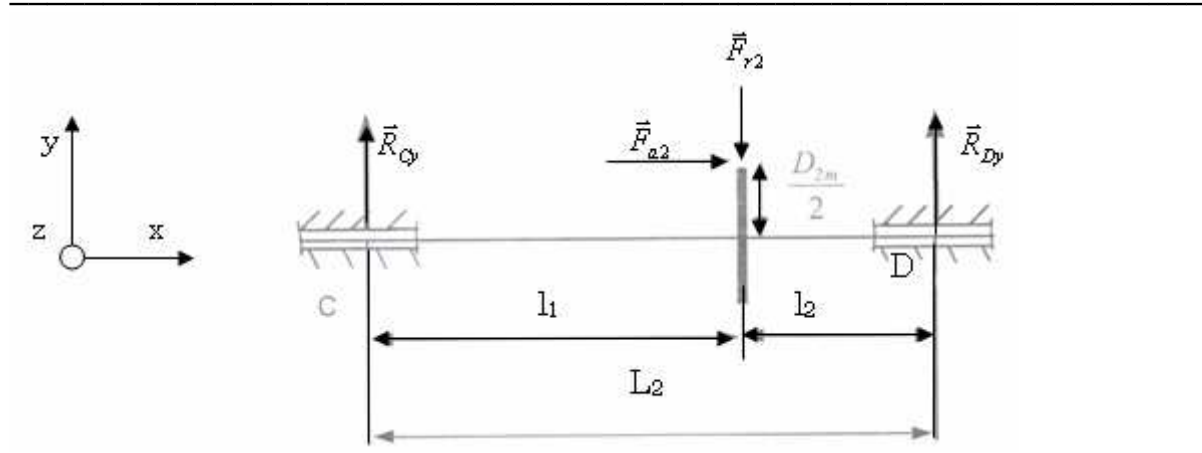
$$= 1697,179 [\text{daN}]$$

$$C_1 = 16971,79 [\text{N}] = 1697,179 [\text{daN}]$$

• **Dimensions du roulement:**

La charge dynamique de base C du roulement choisi devra être supérieure à $C_1 = 16971,18 [\text{N}]$.

Si l'on considère la série de dimension 10 (tableaux 40-70) on trouve $C = 2120 [\text{daN}]$ et (SKF, page 135) nous donnons $C = 17600 [\text{N}]$.



Calcul des réactions aux appuis:

$$\sum \vec{P}_j (\vec{F}_{ext}) /_{0X} = \vec{0}$$

$$\vec{F}_{r2} + \vec{R}_{Cy} + \vec{R}_{Dy} = \vec{0}$$

$$-F_{r2} + R_{Cy} + R_{Dy} = 0$$

$$R_{Cy} + R_{Dy} = F_{r2}$$

$$l_1 = 13 \text{ [mm]}$$

$$l_2 = 60 \text{ [mm]}$$

$$L_2 = 83 \text{ [mm]}$$

$$F_{a2} = 864,124 \text{ [N]}$$

$$F_{r2} = 565,12 \text{ [N]}$$

$$D_2 = 238 \text{ [mm]}$$

$$\sum \vec{M}_C = l_1 (-\vec{x}) \wedge F_{r2} (-\vec{y}) + F_{a2} (\vec{x}) \wedge \frac{D_{2m}}{2} (-\vec{y}) + L_2 (-\vec{x}) \wedge R_{Dy} (\vec{y}) = \vec{0}$$

$$\left(-L_2 R_{Dy} + l_1 F_{r2} + \frac{D_{2m}}{2} F_{a2} \right) \times \vec{x} = \vec{0}$$

$$R_{Dy} = F_{r2} \frac{l_1}{L_2} + F_{a2} \frac{D_{2m}}{2L_2}$$

$$R_{Dy} = 1327,34 \text{ [N]}$$

$$\sum \vec{M}_D = l_2 (\vec{x}) \wedge F_{r2} (-\vec{y}) + F_{a2} (\vec{x}) \wedge \frac{D_{2m}}{2} (-\vec{y}) + L_2 (\vec{x}) \wedge R_{Cy} (\vec{y}) = \vec{0}$$

$$\left(L_2 R_{Cy} - l_2 F_{r2} - \frac{D_{2m}}{2} F_{a2} \right) \times \vec{x} = \vec{0}$$

$$R_{Dy} = F_{r2} \frac{l_2}{L_2} + F_{a2} \frac{D_{2m}}{2L_2}$$

$$R_{Dy} = 1647,35 \text{ [N]}$$

Chapitre : II

B- Pratique : Top Solid

Introduction :

I- MODELISATION DES TOUS LES ELEMENTS D'UN POND ARRIERE DE VOITURE :

Les éléments à modéliser sont :

- Pignon d'attaque
- Grand Couronne ;
- Boit de différentiel ;
- Satellites ;
- Planétaires ;
- Demi arbre des roues (Gauche et droite)
- Carter ;
- Trompettes ;
- Bride pour fixer l'arbre de transmission.

Principe de construction des tous les éléments d'un pont arrière du véhicule Automobile :

➡ Pignon d'attaque :

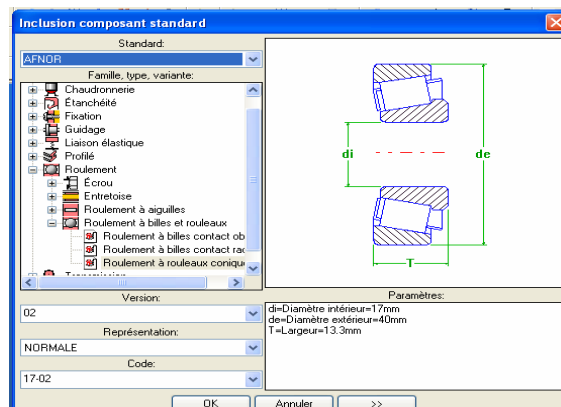
Sur le pignon d'attaque on observe qu'ils sont des plusieurs accessoires qu'on peut trouver, se sont les suivants :

- ♦ Deux roulements coniques monter en « O » ;
- ♦ Un écrou de serrage ;
- ♦ Un axe incorpore avec l'engrenage du pignon d'attaque qui assure l'influence de la position relatif du pignon et de la couronne.

Principe de construction de pignon d'attaque :

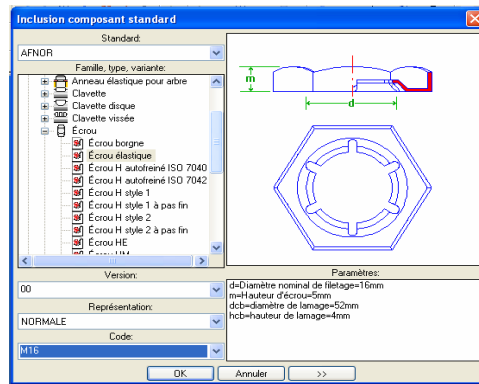
- ♦ Deux roulements coniques monter en « O » :

Fig. : 24



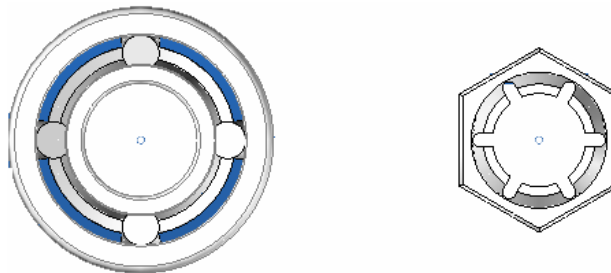
- ◆ Un écrou de serrage :

Fig. : 25



Lorsqu'on clique sur ok voici le résultat obtenu :

Fig. : 26

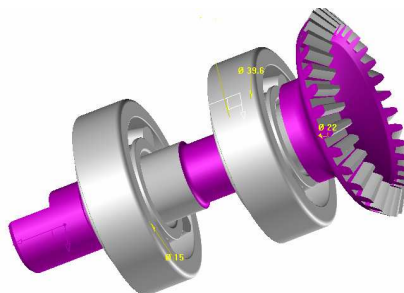


Les deux roulements et l'écrou de serrage se trouvent dans les pièces standards.

Mode de construction d'un axe et l'engrenage Conique du pignon d'attaque :

Les engrainages sont des composants standard disponibles dans la bibliothèque Top Solid.

Fig. : 27



➡ Principe de construction de Grand Couronne :

- Grand Couronne :

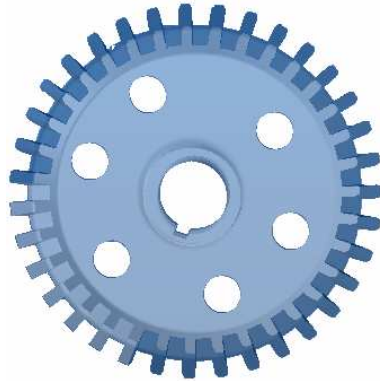


Fig. : 28

➡ Planétaires :

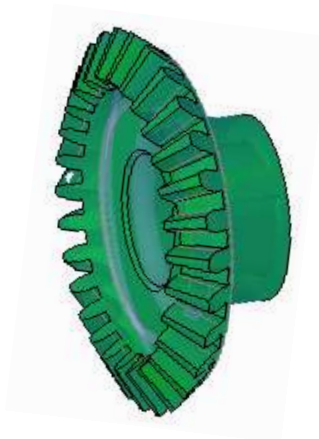


Fig. : 29

➡ Satellites :

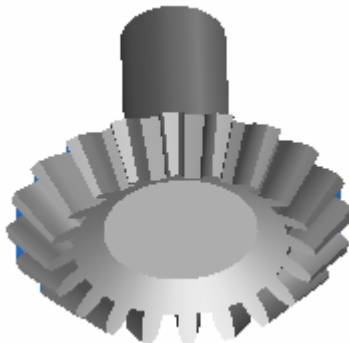


Fig. : 30

CREATION D'UN PROFIL STANDARD :**➡ Boit de différentiel :**

Ils existent deux méthodes pour la création de contours, la création par points et la création d'un contour s'appuyant sur des lignes d'esquisse. Nous allons déterminer le contour d'une pièce en utilisant la méthode : contours par points.

DEMARCHE :

- A partir de document support intitulé : Boit de différentiel ;

- Ouvrez un nouveau document  (ou par le menu Fichier), Niveau 9.
- Créer un contour par points  représentant la section de la pièce ;
- Cotez le contour. 

Note : pour les cotes le diamètre utilisez la fonction « cotation demi-pièce » se trouvant dans le menu : outil (9 cotation demi-pièce) ;

- Modifier la valeur des cotes .
- Ajustez l'affichage .
- Ajustez le plan d'esquisse  en cliquant sur le coin du plan puis déplaçant la souris pour le dimensionnement ;
- Créez le volume  à partir du contour.
- Faite tourner la pièce en : appuyant la touche ctrl dans le clavier et appuyant sur le bouton gauche de votre souris tout en la déplaçant ;
- Modifier la couleur de la pièce ;
- Sauvegardez le fichier  sous le nom : Boit de différentiel ;

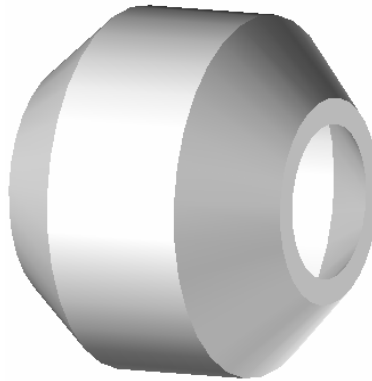
Voici le plus court chemin :

Voir aussi: **Profil | Contour 3D | Repère de définition (Repère courant) | Repère de départ (Point):**

- ♦ Dans la construction d'un axe du pignon d'attaque ci-dessous, nous allons nous intéresser à la création d'un profil oblong. Cliquer le point de départ, en suite, on trace tous les demi-pièces avant d'utiliser **(Forme | Créer forme tournée | profil ou textes générateurs | Axe de révolution et enfin il faut Cliquer sur la flèche (rouge) pour inverser.** Cliquer sur « OK » pour valider.

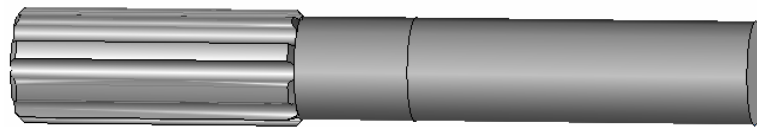
Boit de différentiel :

Fig. : 31



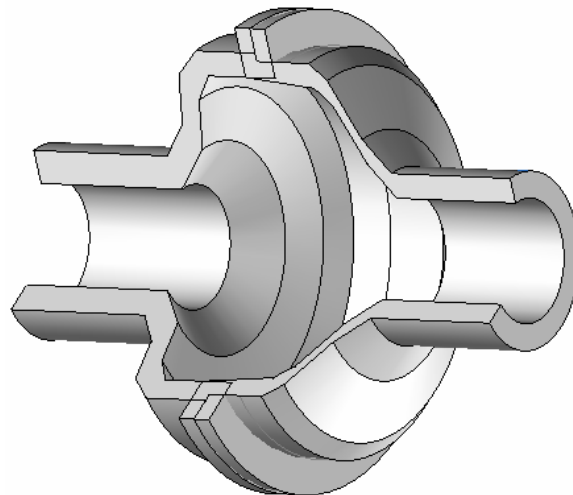
➡ **Demi- arbre des roues :**

Fig. : 32



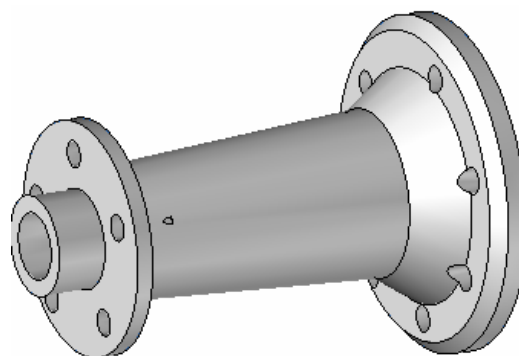
➡ **Carter :**

Fig. : 33



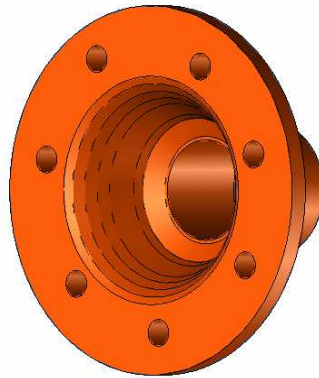
➡ **Trompette :**

Fig. : 34



➡ **Bride :**

Fig. : 35



Nous pouvons envisager 3 insertions possibles pour ce type de profil, par :

- 2 points + épaisseur
- longueur intérieure + épaisseur
- longueur extérieure + épaisseur

II- EFFECTUER L'ASSEMBLAGE :

Assemblage :

La nouvelle fonction **Assemblage | Inclusion partielle | Parcourir | Modèle** permet de définir des contraintes de positionnement dans un sous-ensemble (en place ou pas) et de les utiliser dans l'assemblage pour positionner ou animer le sous-ensemble en faisant jouer les contraintes de positionnement.

Exemple : Extrait d'un dessin d'ensemble

Un pont arrière d'un véhicule Automobile qui sort lorsqu'on le met en position ou lorsqu'on la déplace dynamiquement. On conserve ainsi les contraintes de positionnement à chaque niveau de l'assemblage.

Dans les contraintes **PLAN SUR PLAN,**
PLAN SUR POINT,
POINT SUR PLAN et
PLAN SUR AXE,

Il est maintenant possible de définir le plan, ou les deux plans, le cas échéant, comme étant le plan médian de deux autres plans. Ceci permet de centrer directement un bloc sur un autre bloc en sélectionnant deux paires de faces planes, sans avoir recours à des éléments auxiliaires (plans médians).

III- EXTRAIT D'UN DESSIN D'ENSEMBLE :

1)- Perspective 3D :

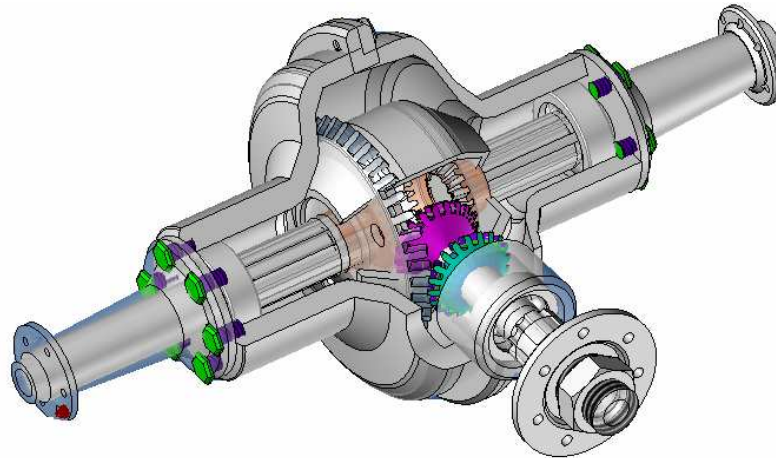


Fig. : 36 Extrait de dessin d'ensemble

2- Vue éclatée : Éclater des éléments

Accès menu : Édition | Éclater

Description :

Récupération des constituants d'un ou de plusieurs éléments.

Philosophie générale :

Désignez les éléments à éclater, vous pouvez sélectionner plusieurs éléments avec .

Option(s) disponible(s) :

Lorsque votre document contient un ensemble principal, l'option ENSEMBLE permet de le vider de son contenu.

Lorsque les éléments sélectionnés sont complexes (forme, profil construit,...), vous pouvez ensuite choisir : Éclater=LA DERNIÈRE OPÉRATION ou Éclater=TOUTES LES OPERATIONS

Point(s) particulier(s) :

Résultat de la fonction :

La fonction Édition | Éclater n'a aucun effet sur les éléments suivants :

- Point, Repère, Forme extrudée, Forme tournée, Forme profilée, Bloc, Cylindre.
- Toutes les formes créées par le menu Formes | Autres formes.
- Zone, Texte et Vue 2D.
- Les autres éléments seront éclatés de la façon suivante (liste non exhaustive) :

Créer axes d'éclaté :

Accès menu : Assemblage | Créer axe d'éclaté

Description :

Permet de créer, dans un document contenant un éclaté, les axes relatifs aux transformations des différentes pièces pour créer l'éclaté.

Philosophie générale:

1. Sélectionnez une pièce (ensemble du pont arrière) dont vous souhaitez créer l'axe d'éclaté. La face de la pièce sélectionnée est utilisée pour positionner l'axe par rapport à la pièce.
2. L'axe apparaît alors. Vous pouvez si vous le souhaitez définir des conditions de début et de fin pour l'axe ou bien sélectionner un autre axe pour utiliser les mêmes conditions que celui-ci.
3. Validez l'axe avec OK.

Option(s) disponible(s):

Deux modes de création des axes sont disponibles:

- Mode= TOUTES LES TRANSFORMATIONS : les axes créés retracent toutes les transformations subies par la pièce par rapport à sa position d'origine dans le document.
- Mode= UNIQUEMENT LES TRANSFORMATIONS JUSQU'A LA PIÈCE DE RÉFÉRENCE : seules les transformations par rapport à la première pièce de référence de l'élément sont utilisées pour tracer les axes.

Créer éclaté

Accès menu : Assemblage | Créer éclaté

Description :

Permet de créer, dans un document, un éclaté associatif de l'ensemble d'un autre document.

Philosophie générale:

1. Désignez le document contenant l'ensemble ou utiliser le bouton PARCOURIR
 2. Utilisez l'indicateur de déplacement pour indiquer une arête autour de laquelle vous allez effectuer une rotation ou une translation.
- Cliquez sur le bouton pour déplacer le modifieur et sélectionnez une nouvelle arête donnant la direction de translation ou de rotation.
 - Cliquez sur l'extrémité pointue de la flèche droite pour basculer du mode rotation au mode translation et sur l'extrémité de la flèche circulaire pour l'inverse. La flèche la plus volumineuse indique le mode actif (rotation ou translation).
 - Une fois que vous avez commencé à déplacer les composants, il est également possible d'utiliser le bouton CHANGER DE TRANSFORMATION pour changer de mode de déplacement (rotation ou translation).

3. Sélectionnez une pièce de référence. Les déplacements seront relatifs à celle-ci. Les transformations apportées à une pièce de référence modifieront les positions des pièces transformées relativement à la pièce de référence.
4. Cliquez les pièces à transformer puis validez avec le bouton OK
5. Utilisez le bouton VALIDER DÉPENDANCE pour valider la pièce de référence choisie et mettre à jour l'arbre symbolique contenant l'historique de réalisation de l'éclaté.

Option(s) disponible(s):

Dans le fichier de l'éclaté, pour avoir de nouveau accès aux fonctions de déplacement propres à la réalisation d'un éclaté, il suffit d'utiliser la fonction Édition | Modifier ou l'icône et de cliquer n'importe quelle pièce de l'éclaté.

Pour déplacer une pièce ayant déjà subi une transformation, il suffit d'utiliser

2 - VUE ECLATEE :

3-Vue sur un plan de coupe :

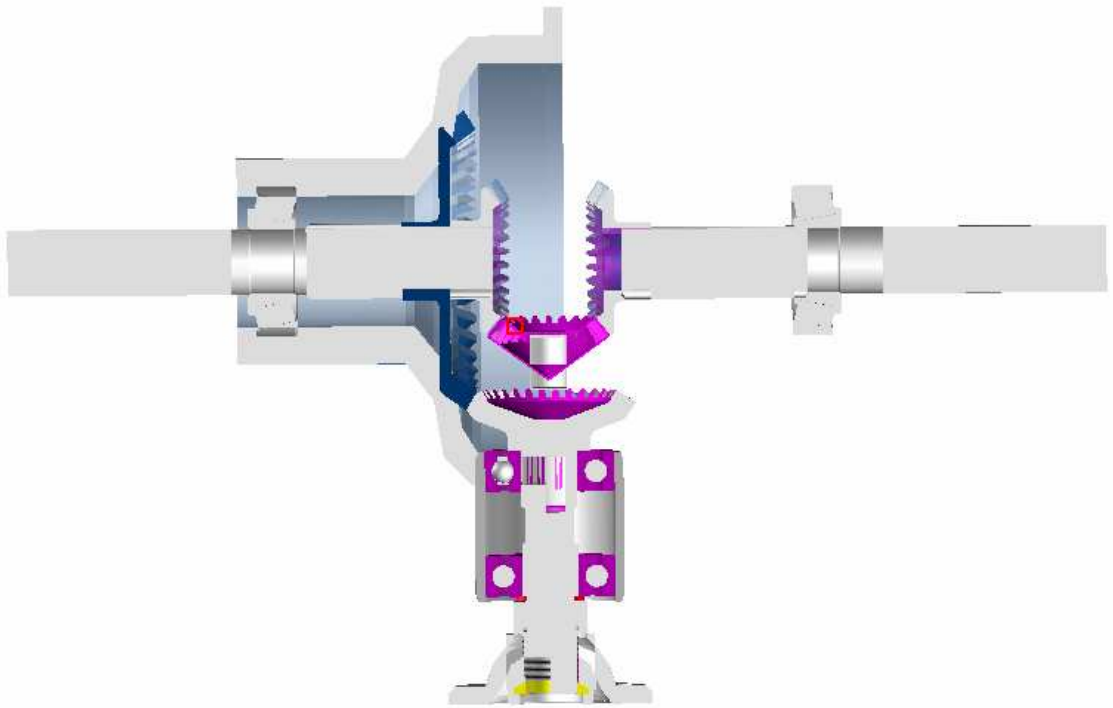


Fig. : 37(Extrait de dessin d'ensemble)

Liaison

Accès menu: Cinématique | Liaison

Description:

Permet de créer une liaison entre deux éléments.

Philosophie générale:

Choisissez le type de liaison à créer:

• **Bâti**

Liaison Bâti

Description :

Permet d'immobiliser les éléments qui devront rester fixe. Elle ne comporte pas d'élément de base.

Ce type de liaison est utilisée dans les liaisons entre les deux trompettes et les roulements monter sur l'axe des demi-arbres, entre le carter et les cages intérieurs des roulements montée sur l'arbre de pignon d'attaque.

Philosophie générale:

1. Appuyez sur le bouton BÂTI.
2. Désignez l'élément à rendre fixe:une pièce, un repère...

La ou les liaisons pilotes doivent être les seules nommées avant création du scénario. Elles seront ainsi les seules à apparaître dans l'éditeur de scénario.

Application :

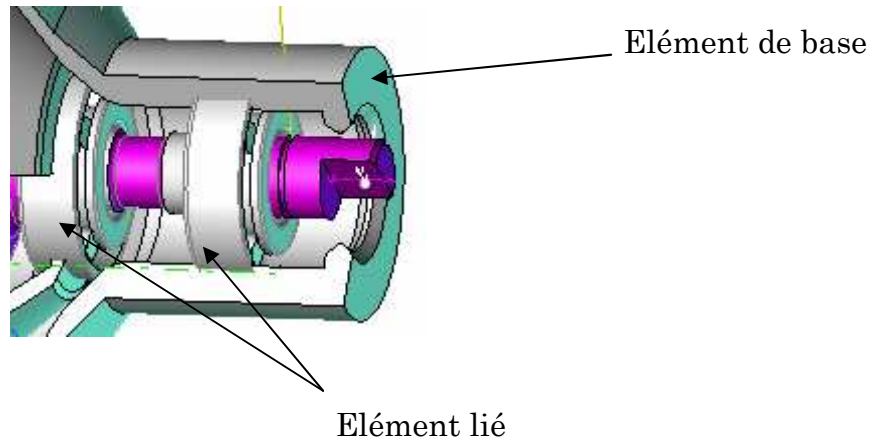


Fig. : 38

• Pivot

Liaison pivot

Description:

Permet de créer une liaison pivot entre deux éléments.

On appelle liaison pivot toute liaison dont le degré de liberté est une rotation autour d'un axe donné.

Philosophie générale:

1. Appuyez sur le bouton PIVOT.
2. Désignez l'élément de base.
3. Désignez l'élément lié.
4. Donnez l'axe (orienté) du pivot.
5. Entrez le nom de la liaison, ou bien cliquez ANONYME.

Point(s) particulier(s):

1 degré de liberté : rotation autour de l'axe.

La ou les liaisons pilotes doivent être les seules nommées avant création du scénario. Elles seront ainsi les seules à apparaître dans l'éditeur de scénario.

Application:

• Pivot glissant.

Liaison pivot glissant

Description:

Permet de créer une liaison pivot glissant entre deux éléments.

On appelle liaison pivot glissant toute liaison dont les degrés de liberté dans le repère sont : une rotation et une translation de même axe (O,X), ces deux libertés étant indépendantes.

Philosophie générale:

1. Appuyez sur le bouton PIVOT GLISSANT.
2. Désignez l'élément de base.
3. Désignez l'élément lié.
4. Donnez l'axe de rotation et translation (orienté) de la liaison.
5. Entrez le nom de la liaison, ou bien cliquez ANONYME.

Point(s) particulier(s):

2 degrés de liberté :

- Rotation autour de l'axe.

Translation selon la direction de l'axe

La ou les liaisons pilotes doivent être les seules nommées avant création du scénario. Elles seront ainsi les seules à apparaître dans l'éditeur de scénario.

• **Glissière.**

Liaison glissière

Description:

Permet de créer une liaison glissière entre deux éléments.

On appelle liaison glissière toute liaison dont le degré de liberté est une translation selon une direction donnée.

Philosophie générale:

1. Appuyez sur le bouton GLISSIÈRE.
2. Désignez l'élément de base (demi-arbre).
3. Désignez l'élément lié (cages intérieures des roulements).
4. Donnez la direction (orientée) de la glissière (axe de demi-arbre).
5. Entrez le nom de la liaison, ou bien cliquez ANONYME.

Point(s) particulier(s):

1 degré de liberté : translation suivant la direction.

La ou les liaisons pilotes doivent être les seules nommées avant création du scénario. Elles seront ainsi les seules à apparaître dans l'éditeur de scénario.

Application:

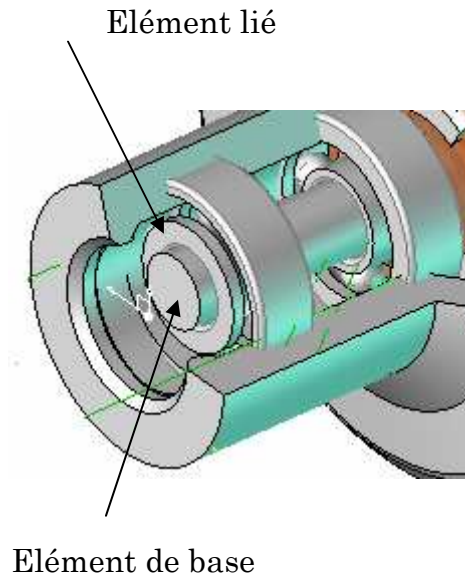


Fig. : 39

• **Engrenage :**

Liaison engrenage

Description:

Permet de créer une liaison engrenage entre deux éléments :

- pignon d'attaque et Grand Couronne ;
- satellites et planétaires ;

Philosophie générale:

1. Dans le menu déroulant, choisissez:
 2. Désignez l'élément de base.
 3. Désignez l'élément lié.
 4. Donnez l'axe de rotation de la première roue dentée (orienté) de la liaison.
 5. Donnez l'axe de rotation de la deuxième roue dentée (orienté) de la liaison.
- Donnez le rapport de transmission.

Point(s) particulier(s):

Dans le cas d'un engrenage parallèle extérieur, les deux axes de rotation doivent être de sens opposés ou bien le rapport de transmission doit être négatif.

Dans le cas d'un engrenage intérieur, les deux axes de rotation doivent être de même sens.

La liaison engrenage permet également de créer une liaison courroie (les poulies tournant alors dans le même sens).

Les engrenages sont des composants standard disponibles dans la bibliothèque Top Solid.

La ou les liaisons pilotes doivent être les seules nommées avant création du scénario. Elles seront ainsi les seules à apparaître dans l'éditeur de scénario.

Elément lié

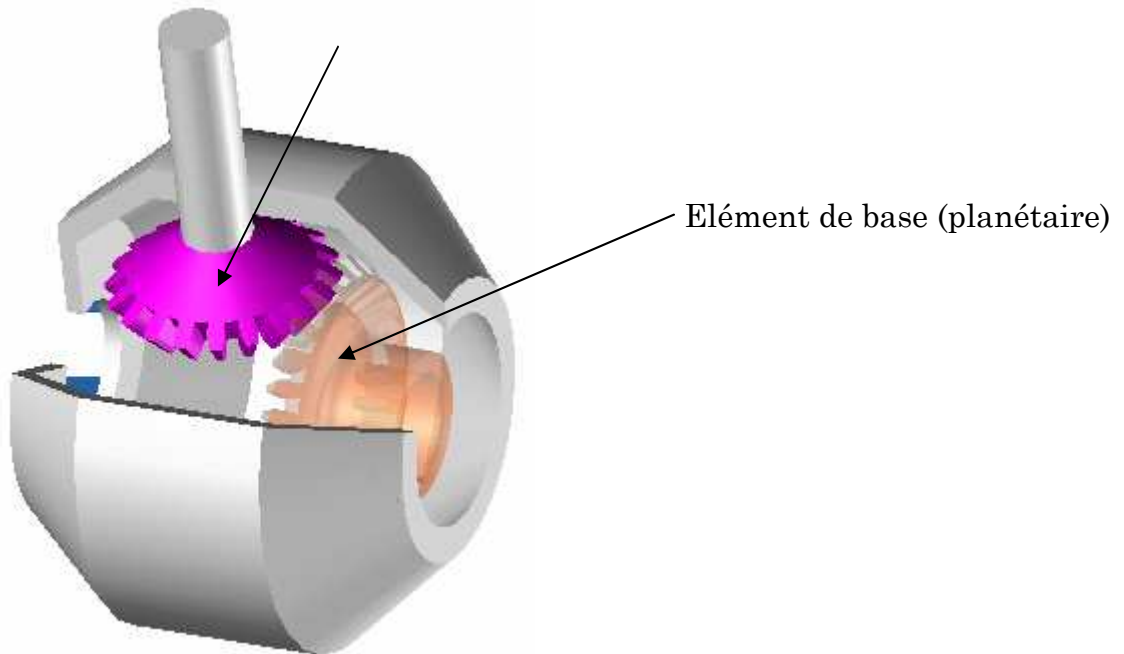
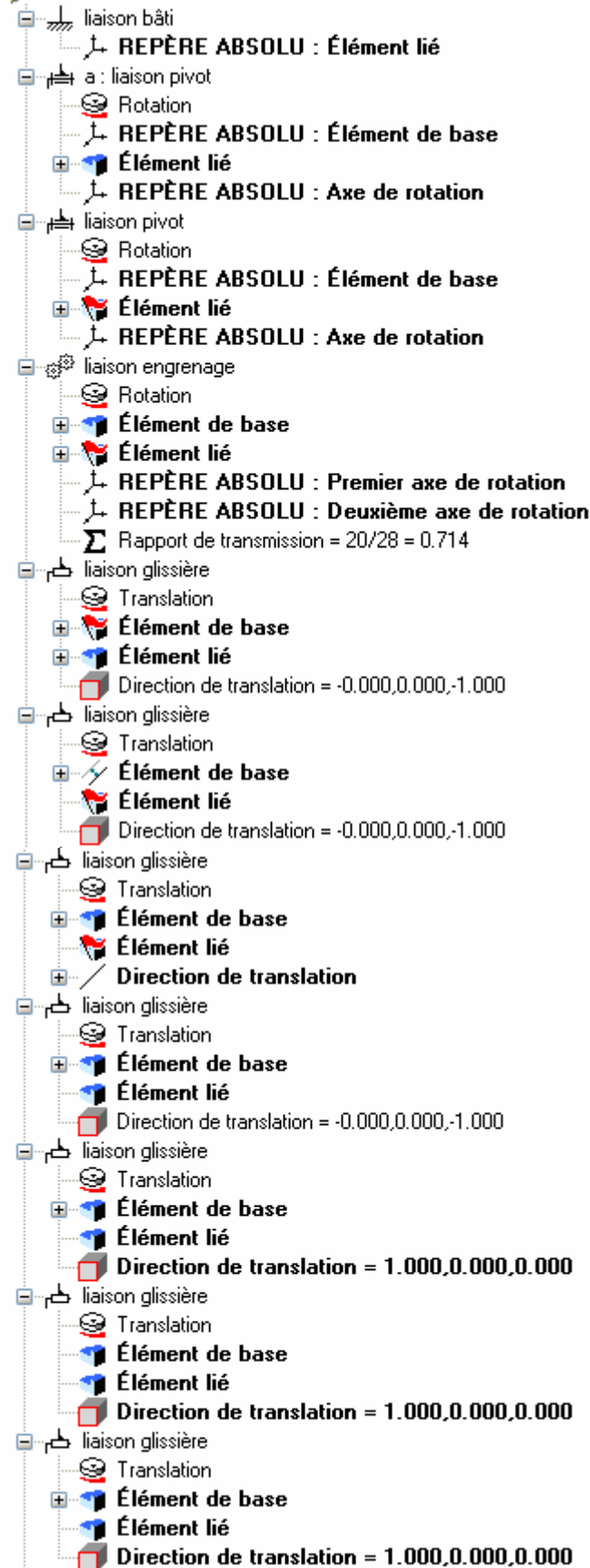
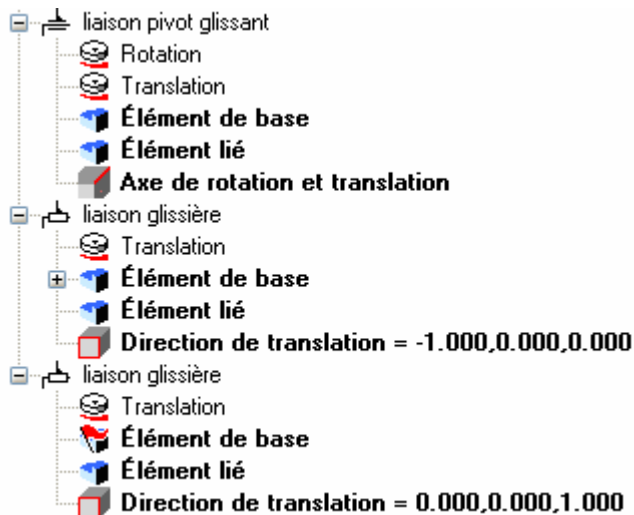


Fig. : 40

En conclusion, voici les ensembles de liaison qui appartient au pont arrière :

 ENSEMBLE DES LIAISONS :





Animer

Accès menu: Dynamique | Animer

Description:

Permet d'animer le mécanisme en fonction des forces et vitesses appliquées.

Il est également possible d'activer des mesures préalablement définies dans la fonction "Mesures".

Philosophie générale:

L'animation du mécanisme **prend en considération le positionnement contraint** qui a été défini lors de l'assemblage. Seule les pièces qui font parti d'un **système de contrainte** sont prises en compte. Si le fichier contient plusieurs systèmes de contraintes, il vous est demandé de choisir lequel vous souhaitez animer.

La boîte de dialogue qui apparaît permet de lancer l'animation et d'utiliser certaines fonctionnalités décrites dans le chapitre suivant.

Option(s): disponible(s):



Le lecteur.



Dans l'ordre, on trouve les fonctionnalités suivantes:

- **Éjecter:** ferme la boîte de dialogue et quitte la fonction.

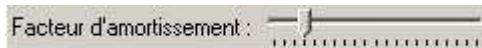
- **Début:** revient en début de l'animation.
- **Reculer:** l'animation est lue en sens inverse (plus on clique sur le bouton plus la lecture se fait rapidement).
- **Arrêter:** interrompt la lecture et revient au début de l'animation.
- **Enregistrer:** permet d'enregistrer l'animation (création d'un fichier AVI).
- **Lire:** lance l'animation (ou le calcul de l'animation si c'est la première lecture avec le paramétrage saisi).
- **Suspendre:** met l'animation en pause. Cliquer à nouveau sur "suspendre" ou "lire" pour reprendre l'animation.
- **Avancer:** l'animation est accélérée (plus on clique sur le bouton plus la lecture se fait rapidement).
- **Fin:** va à la fin de l'animation.
- **Répéter:** si le bouton est activé, l'animation est lue en boucle.
- **Le curseur:** en déplaçant le curseur, on contrôle manuellement l'animation.

Le pas de calcul:



Le pas de calcul est défini en fonction du temps. Il représente l'intervalle de temps entre deux calculs de position du mécanisme. Plus le pas de calcul est faible plus les trajectoires seront précises.

Le facteur d'amortissement:



Permet de donner une notion d'amortissement au mécanisme (frottements, perte d'énergie...). Le facteur d'amortissement s'applique de façon globale sur tout le mécanisme.

Les mesures:



Cette option permet d'activer les mesures pour un ensemble de mesure défini au préalable par la fonction "**Dynamique | Mesures**".

La liste déroulante permet de choisir l'ensemble pour lequel vous souhaitez obtenir les mesures.

Le bouton Parcourir permet de définir l'emplacement et le format de sauvegarde du fichier. Le fichier généré peut être un fichier Excel ou un fichier texte.

Le pas pour le relevé des valeurs (en fonction du temps) est le même que le pas de calcul.

Pas autoadaptatif:

Le pas autoadaptatif permet d'utiliser un pas de calcul qui varie de façon à ce qu'entre chaque intervalle de calcul, les déplacements des pièces ne dépassent pas les valeurs définies.

La valeur du pas de calcul défini est utilisée par défaut. Mais si entre deux pas, le déplacement d'une pièce est supérieur à la valeur définie, le pas est ponctuellement modifié sur cet intervalle de temps pour que la condition soit respectée.

Le calcul est cependant plus long avec un pas autoadaptatif. Ce mode de calcul n'est à utiliser que si on constate des déplacements incohérents de certaines pièces (une pièce qui bascule d'un coup ou qui sort complètement du mécanisme par exemple).

Point(s) particulier(s):

Il est possible d'interrompre le calcul de l'animation à tout moment en pressant la touche "Echap".

Il est possible d'utiliser la rotation dynamique pendant l'animation.

Les unités utilisées pour la dynamique peuvent être modifiées dans le menu **"Outils | Options"**.

Cinématique | Animer

Accès menu : Cinématique | Animer

Description :

Permet d'animer une cinématique.

Philosophie générale :

Cliquez directement sur les différentes zones de l'image.

Le bouton "Enregistrer" permet d'enregistrer l'animation (création d'un fichier AVI). Une fois activé, une boîte de configuration de l'enregistreur s'ouvre et permet de donner l'emplacement du fichier AVI qui sera créé, la couleur du fond, le nombre de couleurs, le nombre d'images par secondes...

Une fois la configuration terminée, (en gardant le bouton "Enregistrer" enfoncé) lancez l'animation en utilisant le bouton lecture ou le curseur. Vous pouvez mettre en pause l'animation, zoomer ou faire tourner vos pièces à l'écran puis reprendre l'enregistrement en relançant l'animation.

Vous pouvez lire le fichier AVI créé avec n'importe quel lecteur vidéo. Windows Media Player par exemple, présent en standard dans toutes les versions de Windows.

Option(s) disponible(s) :

La case "vérifier les collisions" permet d'activer la détection de collision si elle est cochée.

La case "Stop" permet de stopper l'animation si une collision est détectée (par défaut, les pièces entrant en collision passent en rouge sans arrêter la simulation).

Le menu déroulant permet de choisir le groupe de pièces dans lequel vous désirez tester les éventuelles collisions.

Les groupes de pièces sont définis grâce à la fonction **Cinématique | Contrôle de collision**.

Point(s) particulier(s):

Il est possible d'interrompre l'animation à tout moment en pressant la touche Echap.

Il est possible d'utiliser la rotation dynamique pendant l'animation.

Animer un scénario de montage :

Accès menu : Assemblage | Animation de montage | Animer un scénario de montage

Description :

Cette fonction permet d'animer le scénario de montage/démontage et donne accès aux options avancées.

Philosophie générale:

Cliquez directement sur l'image pour obtenir plus de détails

Le bouton "Enregistrer" permet d'enregistrer l'animation (création d'un fichier AVI). Une fois activé, une boîte de configuration de l'enregistreur s'ouvre et permet de donner l'emplacement du fichier AVI qui sera créé, la couleur du fond, le nombre de couleurs, le nombre d'images par secondes...

Une fois la configuration terminée, (en gardant le bouton "Enregistrer" enfoncé) lancez l'animation en utilisant le bouton lecture ou le curseur. Vous pouvez mettre en pause l'animation, zoomer ou faire tourner vos pièces à l'écran puis reprendre l'enregistrement en relançant l'animation.

Vous pouvez lire le fichier AVI créé avec n'importe quel lecteur vidéo. Windows Media Player par exemple, présent en standard dans toutes les versions de Windows.

CHAPITRE III

IMPLICATION PEDAGOGIQUE

ETUDES DES DIFFERENTES PANNES :

1- CONSTATATION :

Bruit permanent lorsque le véhicule est en charge et qu'il se déplace en marche avant

Causes probables :

Glissement anormal des dents venant :

- Du mauvais état de surface des parties en contact qui entraîne des vibrations.
- D'un défaut de graissage qui entraîne un échauffement (les dents sont devenues manquées).
- Emploi de lubrification non-conformité aux prescriptions des constructeurs.

Remèdes :

- Rectifier ou changer les pièces jugées défectueuses.
- Graissage de nouveau et réglage d'engrènement des pièces défectueuses si nécessaire.

2- CONSTATATION

- Bruit permanent de roulement pour un véhicule chargé et qui se déplace en marche arrière.

Causes probables :

- Le renvoi d'angle tournant en sens inverse par rapport à la marche avant du véhicule, qui peut entraîner
 - Le déplacement du pignon d'attaque dans le sens longitudinaux dû aux poussées axial augmente avec l'usure, les portées de dents ces bruits.
 - Carter du pont fissuré ;
 - Joint pare d'huile défectueux ;
 - Niveau d'huile trop élevé
 - Canaux d'évacuation d'huile bouchés.

Remèdes :

- Régler la distance conique ou changer les pièces défectueuses si le jeu est très excessif. Fig. : 41 ;
- Préparer ou changer le carter du pont ;
- Changer les pièces défectueuses ;
- Parfaire le niveau d'huile ;
- Nettoyer et déboucher les canaux d'évacuation d'huile.



Fig. : 41

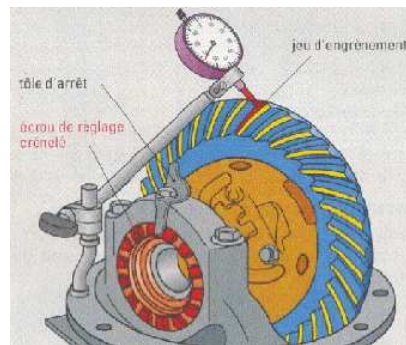


Fig.: 42 Jeu d'engrènement, écrou de réglage.

3- CONSTATATION

Ronronnement périodique lorsque le véhicule est en tirage.

Causes probables :

La pression normale exercée sur la denture est devenue irrégulière car :

- La couronne est voilée et le contact entre les dents n'est pas constant
- Toutes les dents n'offrent pas le même état de surface ; certaines peuvent être piquées ou écaillées
- Les roulements qui supportent le pignon d'attaque sont défectueux.

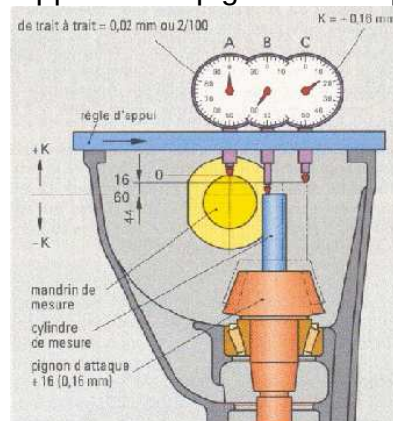


Fig.:43 Mesure d'un pignon d'attaque monté.

Remèdes :

- Rectifier la grande couronne
- Montage avec cale de réglage
- Changer la grande couronne
- Changer les roulements

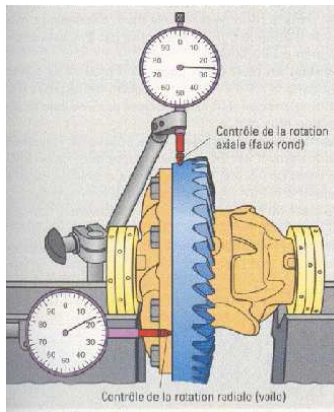


Fig.: 44 Contrôle de la rotation axiale et radiale de la Couronne du différentiel.

4- CONSTATATION

Des bruits se font entendre seulement dans le visage.

Causes probables :

Problèmes du différentiel, et en particulier des satellites qui sont en action il peut y avoir :

- D'usure de la denture des satellites et des planétaires ;
- Des mauvais états de surface des dents ;
- Du jeu excessif des satellites sur leurs axes.

Remèdes :

- Régler le jeu d'engrènement des satellites et planète ou changer les pièces jugées défectueuses ;
- Changer les pièces défectueuses ;
- Changer l'axe des satellites.

CONCLUSION

En guise de conclusion, nous avons vu que le pont arrière d'une voiture tout terrain est constitué par le différentiel et le renvoi d'angle. Elle a pour rôle de transmettre la puissance aux roues d'un véhicule.

Le logiciel CAO TOP SILID 2005 est le meilleur logiciel de démonstration. Il est très important pour les supports pédagogiques, par exemple sur la matière de dessin industrielle, car ce logiciel est capable de modéliser tous les éléments nécessaires pour réaliser un bloc des pièces, et il contient aussi des éléments standards, sauf l'engrenage conique à denture hélicoïdale. Effectivement, mon travail de recherche se divise en trois parties.

Le calcul de dimensionnement du renvoi d'angle, de différentiel et les demi-arbres d'un pont arrière hypoïde type FPAH Berliet constituent la première partie de mon travail. J'ai également y analysé l'étude technologique de l'engrenage qui est utilisée dans toutes les branches de la mécanique permettant de transmettre des mouvements particulièrement dans le pont de tous les véhicules automobiles. Quand à la deuxième partie de mon mémoire, elle est orientée sur la réalisation de ce type de pont en engrenage conique à denture droite qui se présente sous forme d'un corps rigide réalisé en deux pièces qui abritent le carter de renvoi d'angle. Et dans la dernière partie de ce travail de recherche, j'ai analysé l'implication pédagogique, dans laquelle j'ai étudié dans laquelle l'origine des différentes pannes ainsi que les solutions probables par rapport à ces pannes. Malgré les difficultés rencontrées au cours de mes recherches particulièrement au niveau de la documentation, j'ai pu recueillir des documents pertinents grâce à l'Internet qui est disponible pour tous les étudiants.

Bref, je suis entièrement satisfait de mon travail qui est basé sur le logiciel CAO TOP SOLID 2005. Et je profite cette occasion d'affirmer que j'ai vraiment l'intention de continuer mes recherches.

D'ailleurs, compte tenu de la branche d'étude que j'ai choisie, j'aimerais contribuer au développement de cette Université au cas où l'institution s'intéresse à ce présent travail de recherche qui selon mon point d'une mérite d'être approfondi.

BIBLIOGRAPHIES

1- Manutention Mécaniques et Organes Mécaniques (SIMPLEX)
48, Boulevard des BATIGNOLLES Paris ;
Maison fondée en 1885.

2- Mémoire de fin d'études : Conception d'une transmission classique
d'une voiture tout terrain ;
Réaliser par : RAZAFIMANDIMBY Felamandefitra Ary ;
Année 2005.

1. Mémoire de fin d'études : Réalisation d'une simple maquette d'un
pont moteur d'un véhicule Automobile tout terrain ;
Réaliser par : CASSAM SAÏDE ;
Année 2000.

2. Technologie des véhicules automobiles à moteur ;
R. Gscheidle, Professeur hors classe, Wnnden, Stuttgart (Allemagne)
Edition : 22216.

3. T.C.M. III Cours et exercices PETGM4 2005, M. VIAL. LUCET.

4. TOPSOLID DESIGN 2005 : Aide (sommaire).

5. Cours de technologie Automobile N°3; par Yves DHERMY ;
DUNOD Paris 1971.

6. Encyclopédie Microsoft® Encarta® 2003. © 1993-2002
Microsoft Corporation

7. <http://fr.wikipedia.org/wiki/image:differentialgetriebe2.jpg>

ANNEXES

TABLE DES MATIERES

INTRODUCTION.....	1
CHAPITRE : I.....	2
I- GENERALITES.....	
1- Définition du mot « automobile »	
2 - Différent types de véhicules automobiles	
II - Le pont arrière	
2.1.1 2 - Constitution du pont arrière d'un véhicule automobile	
CHAPITRE : I.....	
A- Etude	
I. Etude cinématique	
1.1 Relation cinématique.....	
1.2 Nomenclatures	
II. Etude technologique	
3 2.1.1-Généralités.....	
2.1.2- Terminologie.....	
2.1.3- Profil en développante de cercle.....	
3.1.1 2.1.4- Génération des dents.....	
Différent types des engrenages	
3.2 2.2. Etude géométrique.....	
3.2.1 2.2.2- Pour les engrenages à axes parallèles.....	
3.2.2 2.2.3- Taillage des pignons.....	
3.3 2.3. Types d'engrenages	
4 2.3.1 Engrenages parallèles ou cylindriques.....	
4.1.1 2.3.2 Engrenages concourants ou coniques.....	
4.1.2 2.3.3 Engrenages gauches.....	
4.2 2.4. Trains d'engrenages.....	
4.2.1 2.4.1 Train simple.....	
4.2.2 2.4.2 Train planétaire (ou épicycloïdal).....	
4.2.3 2.4.3 Train sphérique.....	
4.3 2.4.4 Détérioration des dentures.....	

3 - DIFFERENTIELS.....	
3-1 - Principe de fonctionnement.....	
1.10. Blocages du différentiel.....	
3.9.1. Blocage du différentiel à commande manuel.....	
3.9.2 Blocages automatiques du différentiel.....	
4 - Etude technologique de transmission de mouvement	
PARAMETRES INITIAUX.....	
III - CALCUL DES DIFFERENTS RAPPORTS	
1- Paramètre des calculs	
2 - On va calculer d'abord les différents rapports:.....	
3 - Calcul de rapport de réduction de renvoi d'angle	
IV - CALCUL DES ELEMENTS DE TAILLAGE DE RENVOI D'ANGLE	
1 – Calcul du demi-angle primitif	
2 - Les modules normalisés	
IV- DIMENSIONNEMENTS DES ELEMENTS DE RENVOI D'ANGLE CONIQUE ...	
1 - Calcul de module apparent	
5 2 - Calcul de module réel	
3 - Calcul de diamètre primitif de la grande couronne	
4 - Calcul de nombre de dent de la grande couronne	
5 - Correction de rapport de réduction	
6 - Calcul de rayon primitif de cône	
7 - Calcul de la largeur de denture	
8 - Nombre de dents fictives	
9 - Calcul de saillie	
10 - Calcul des creux	
11 - Calcul des angles de saillie	
12 - Calcul des angles de creux.....	
13 - Calcul des angles de tête	
14 - Calcul des angles de pied	
15 - Calcul des diamètres de tête	
16 - Calcul des diamètres de pied.....	
17 - Pas de l'hélice	
18 - Angle de pression apparent	
19 - Pas réel	
Tableau récapitulatif	
V - DIMENSIONNEMENT DES ELEMENTS DU DIFFERENTIEL	
1 - Calcul des rapports de réduction.....	
2- Calcul des éléments de taillage de renvoi d'angle	
3 - Calcul de module apparent.....	
4 - Calcul de module réel.....	
5 - Calcul de nombre de dents de planétaires.....	
6 - Calcul de diamètre du planétaires.....	
7- Calcul des saillies.....	
8 - Calcul de creux.....	
9 - Calcul des angles de saillie	
10 - Calcul des angles de tête	
11 - Calcul des angles de pied.....	
12 - Calcul des diamètres de tête	

13 - Calcul des diamètres de pied	
14 - Pas de l'hélice	
15 - Angle de pression apparent	
16 - Pas réel	
17 - Pas de l'hélice	
18 - Angle de pression apparent	
19 - Pas réel	
VI - DIMENSIONNEMENT DE DEMI-ARBRES DES ROUES	
1 - Généralités	
2 - Calcul de moment fléchissant résultant de demi-arbre suivant le plan vertical et horizontal	
3-Calcul de moment de torsion de demi-arbres	
4-Calcul de diamètre de demi-arbres des roues motrices	
CALCUL DE DIAMETRE DE PIGNON D'ATTAQUE	
5 - Calcul des efforts sur les paliers	
6-Moment de torsion de pignon d'attaque.....	
7 - Effort tangentiel	
8 - Effort radial et axial F_r et F_a	
9 - Effort sur le palier de pignon d'attaque	
♣ Moment fléchissant résultante	
♣ Calcul de moment de torsion	
♣ Calcul de diamètre de l'arbre du pignon d'attaque.....	
♣ Vérification à la rigidité de l'arbre du pignon d'attaque.....	
Calcul de l'angle de torsion de l'arbre du pignon d'attaque.....	
2.19. Choix du type de roulements.....	
Détermination de la charge dynamique de base	
Dimensions du roulement.....	
Chapitre : II.....	
B- Pratique : Top Solid.....	
I- MODELISATION DES TOUS LES ELEMENTS D'UN POND ARRIERE DE VOITURE	
Mode de construction d'un axe et l'engrenage Conique du pignon d'attaque	
CREATION D'UN PROFIL STANDARD	
II- EFFECTUER L'ASSEMBLAGE	
Assemblage	
III- EXTRAIT D'UN DESSIN D'ENSEMBLE	
1)- Perspective 3D	
2- Vue éclatée	
Créer axes d'éclaté	
Créer éclaté.....	
2 - VUE ECLATEE	

6	3-Vue sur un plan de coupe
	Liaison.....
	• Bâti.....
	• Pivot.....
	• Pivot glissant.....
	• Glissière.....
	• Engrenage
	Animer.....
	Cinématique
	Animer.....
	Animer un scénario de montage
	CHAPITRE
	IIIIMPLICATION PEDAGOGIQUE.....
	ETUDES DES DIFFERENTES PANNES
	CONCLUSION.....
	..
	BIBLIOGRAPHIES