

I'm not robot  reCAPTCHA

I am not robot!

Exercice corrigé sur les engrenage

Un engrenage est un ensemble de deux roues dentées complémentaires, chacune en liaison (pivot ou glissière) par rapport à un support (souvent le bâti). La petite roue se nomme le pignon, la grande roue extérieure s'appelle la roue, la grande roue intérieure s'appelle la couronne. L'une des roues peut avoir un rayon infini, elle s'appelle alors une crémaillère. Les engrenages ont pour fonction de transmettre une puissance d'un arbre en rotation à un autre arbre tournant à une vitesse généralement différente, les deux vitesses restant dans un rapport constant. Le rapport de transmission i est par définition : 1-3 Profil de la denture: Une courroie enroulée croisée sur deux disques de rayon $Rb1$ et $Rb2$ transmet un mouvement uniforme entre ces deux disques parce qu'elle coupe la ligne des centres $O1-O2$ en deux segments de longueur invariable. Nous allons démontrer que la courbe de développante d'un cercle reproduit exactement ce type de mouvement. Une développante est la courbe décrite par l'une des extrémités d'un fil d'abord enroulé sur une courbe à laquelle il est fixé par son autre extrémité et que l'on déroule de manière qu'il soit toujours tendu. LA DEVELOPPANTE DE CERCLE Si la courbe sur laquelle le fil est enroulé est un cercle, on appelle cette courbe une développante de cercle. GENERATION DE LA DEVELOPPANTE DE CERCLE PROPRIETE DE LA DEVELOPPANTE 1-4 Principe de l'engrènement: Si deux cercles de base munis de courbes en développante de cercle sont espacés d'un entraxe Δ , on constate que pendant l'engrènement, les deux développantes restent en contact suivant une droite appelée ligne d'action inclinée d'un angle α par rapport à la tangente commune à deux cercles appelés cercles primitifs. L'engrènement est équivalent à un entraînement entre deux roues de friction de diamètres respectifs les diamètres des cercles primitifs. On peut montrer que si r est le rayon primitif, on a la relation : Cet angle α est appelé angle de pression et vaut dans le cas général 20° . Il peut cependant varier (15° à 30°), ce qui permet de définir des dentures spécifiques pour certaines applications. 2-1 Dimensions normalisées: La relation permettant un calcul de ce module T : effort tangentiel sur la dent k : coefficient de largeur de denture Rpe : résistance pratique à l'extension Le nombre de dents Z de chaque roue dentée permettant de définir le rapport des vitesses r de l'engrenage. Il existe un nombre minimal de dents pour avoir un engrènement correct pignon A / roue B : Caractéristique de la roue dentée ($b = k.m$ avec k compris entre 6 et 10) ha : saillie de dent ($ha = m$) hf : creux de dent ($hf = 1.25m$) h : hauteur de dent ($h = ha + hf$) da : diamètre de tête ($da = d + 2m$) df : diamètre de pied ($df = d + 2.5m$) Note: Deux roues dentées doivent avoir même module pour pouvoir engrener ensemble. n : nombre de contact extérieurs entre roues Roue menante : roue motrice dans un engrenage Roue menée : roue réceptrice dans un engrenage Les engrenages brisent de deux façons : Au début du siècle dernier, on ne dénombrait pas moins que 25 à 50 équations différentes pour calculer la capacité des engrenages. Les résultats variaient dans des proportions de 1 à 5. C'est Sir Wilfrid Lewis qui a systématisé le calcul de la denture en l'assimilant à : une poutre triangulaire encastrée, chargée en porte à faux et offrant une concentration de contrainte au pied L'équation de Lewis se lit : POUTRE COURTE EN PORTE FAUX FACTEUR KO POUR LES SURCHARGES KM (CM) POUR LA RPARTITION DE LA CHARGE KV (CV) = POUR LES CHARGES DYNAMIQUES RSISTANCE EN FLEXION SELON AGMA FACTEUR DE FIABILITE KR(CR) RESISTANCE EN FATIGUE DE FLEXION CALCULS DES CONTRAINTES DE SURFACE (AGMA) RESISTANCE DE LA SURFACE (Sfe') FACTEUR DE RAPPORT DE DURETE (CH) 2-4 Inconvénient de ce type d'engrenage: Durant l'engrènement, les dents en prise fléchissent, de plus leur nombre varie (2 - 3), ce qui engendre du bruit et des vibrations. Le diaporama ci-dessous met en évidence ce phénomène. Fonte à graphite sphéroïdal FGS : Roues de grandes dimensions. Aciers ordinaires type XC : Engrenages peu chargés. Aciers au nickel-chrome (10 NC 12) : Engrenages fortement chargés. Matières plastiques : Nylon, Téflon. 2-6 Cotation d'une roue dentée: Sur le dessin ci-contre figurent les cotes devant figurer sur le dessin de définition de la roue. Le diamètre primitif est en cote encadrée car il s'agit d'une valeur théorique non mesurable. Doit également figurer sur le dessin de définition un tableau indiquant les principales caractéristiques de la denture comme sur l'exemple ci-contre. 2-7 Systèmes d'engrenages cylindriques à denture droite: Les deux roues à dentures hélicoïdales doivent avoir leurs hélices de sens opposés pour engrener ensemble. 3-1 Avantage - Inconvénient: Les engrenages cylindriques à denture hélicoïdale ont un engrènement plus progressif que les engrenages à denture droite, et de ce fait réduisent notablement les bruits et vibrations engendrés durant l'engrènement.

16- Transmission de puissance

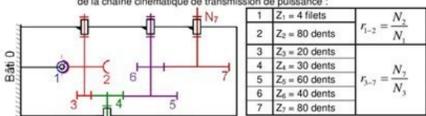
2 SM-B; 2 STM; 2 STE; (Doc : élève)

EX4 : Un moteur électrique (Vitesse de rotation $N_m = 2400$ tr/min) entraîne une vis sans fin 1. Le mouvement de rotation de la vis sans fin 1 est transmis à l'arbre de sortie de la roue dentée 7 par la chaîne cinématique composée de 2 sous-ensembles A et B.

A : Un engrenage roue et vis sans fin 1 et 2

B : Un train d'engrenages droits à denture droite 3, 4, 5, 6, 7

On donne : Le schéma cinématique et les caractéristiques des différents éléments de la chaîne cinématique de transmission de puissance :

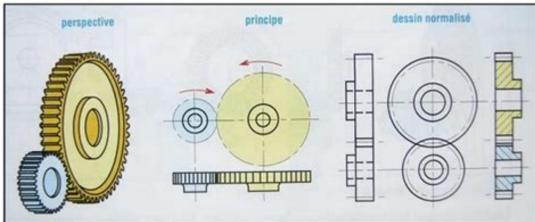


- On demande :**
- Exprimer littéralement puis **calculer** le rapport de transmission du sous-ensemble A, $r_{1,2} = N_1/N_2$.
 - Donner le repère des roues menantes et des roues menées du sous-ensemble B.
 - Exprimer littéralement puis **calculer** le rapport de transmission du sous-ensemble B, $r_{3,7} = N_3/N_7$.
 - La roue intermédiaire 4 a-t-elle une influence sur la valeur du rapport de transmission $r_{3,7}$? Justifier.
 - En fonction du nombre de contacts extérieurs du train d'engrenages B, donner le sens de rotation de 7 par rapport à 3 (inverse ou identique).
 - Conclure sur le rôle de la roue intermédiaire 4.
 - Exprimer puis calculer le rapport de transmission global $r_{1,7} = N_1/N_7$ en fonction de $r_{1,2}$ et de $r_{3,7}$.
 - La chaîne cinématique de transmission de mouvement composée des sous-ensembles A et B, est-elle un réducteur ou un multiplicateur de vitesse ? Justifier.
 - Exprimer littéralement la vitesse de rotation de l'arbre de sortie N_7 en fonction de N_1 , N_m et $r_{1,7}$ puis calculer N_7 en tr/min, en prenant $r_{1,7} = 1/120$.
 - Exprimer littéralement la vitesse de rotation angulaire ω_7 en fonction de N_7 puis calculer ω_7 .

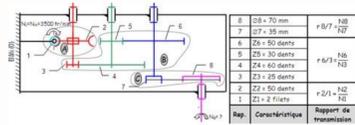
INDICATEUR TRANSPARENT

16

Le rapport de transmission i est par définition : 1-3 Profil de la denture: Une courroie enroulée croisée sur deux disques de rayon $Rb1$ et $Rb2$ transmet un mouvement uniforme entre ces deux disques parce qu'elle coupe la ligne des centres $O1-O2$ en deux segments de longueur invariable. Nous allons démontrer que la courbe de développante d'un cercle reproduit exactement ce type de mouvement. Une développante est la courbe décrite par l'une des extrémités d'un fil d'abord enroulé sur une courbe à laquelle il est fixé par son autre extrémité et que l'on déroule de manière qu'il soit toujours tendu. LA DEVELOPPANTE DE CERCLE Si la courbe sur laquelle le fil est enroulé est un cercle, on appelle cette courbe une développante de cercle. GENERATION DE LA DEVELOPPANTE DE CERCLE PROPRIETE DE LA DEVELOPPANTE 1-4 Principe de l'engrènement: Si deux cercles de base munis de courbes en développante de cercle sont espacés d'un entraxe Δ , on constate que pendant l'engrènement, les deux développantes restent en contact suivant une droite appelée ligne d'action inclinée d'un angle α par rapport à la tangente commune à deux cercles appelés cercles primitifs. L'engrènement est équivalent à un entraînement entre deux roues de friction de diamètres respectifs les diamètres des cercles primitifs. On peut montrer que si r est le rayon primitif, on a la relation : Cet angle α est appelé angle de pression et vaut dans le cas général 20° . Il peut cependant varier (15° à 30°), ce qui permet de définir des dentures spécifiques pour certaines applications. 2-1 Dimensions normalisées: La relation permettant un calcul de ce module T : effort tangentiel sur la dent k : coefficient de largeur de denture Rpe : résistance pratique à l'extension Le nombre de dents Z de chaque roue dentée permettant de définir le rapport des vitesses r de l'engrenage. Il existe un nombre minimal de dents pour avoir un engrènement correct pignon A / roue B : Caractéristique de la roue dentée ($b = k.m$ avec k compris entre 6 et 10) ha : saillie de dent ($ha = m$) hf : creux de dent ($hf = 1.25m$) h : hauteur de dent ($h = ha + hf$) da : diamètre de tête ($da = d + 2m$) df : diamètre de pied ($df = d + 2.5m$) Note: Deux roues dentées doivent avoir même module pour pouvoir engrener ensemble. n : nombre de contact extérieurs entre roues Roue menante : roue motrice dans un engrenage Roue menée : roue réceptrice dans un engrenage Les engrenages brisent de deux façons : Au début du siècle dernier, on ne dénombrait pas moins que 25 à 50 équations différentes pour calculer la capacité des engrenages. Les résultats variaient dans des proportions de 1 à 5. C'est Sir Wilfrid Lewis qui a systématisé le calcul de la denture en l'assimilant à : une poutre triangulaire encastrée, chargée en porte à faux et offrant une concentration de contrainte au pied L'équation de Lewis se lit : POUTRE COURTE EN PORTE FAUX FACTEUR KO POUR LES SURCHARGES KM (CM) POUR LA RPARTITION DE LA CHARGE KV (CV) = POUR LES CHARGES DYNAMIQUES RSISTANCE EN FLEXION SELON AGMA FACTEUR DE FIABILITE KR(CR) RESISTANCE EN FATIGUE DE FLEXION CALCULS DES CONTRAINTES DE SURFACE (AGMA) RESISTANCE DE LA SURFACE (Sfe') FACTEUR DE RAPPORT DE DURETE (CH) 2-4 Inconvénient de ce type d'engrenage: Durant l'engrènement, les dents en prise fléchissent, de plus leur nombre varie (2 - 3), ce qui engendre du bruit et des vibrations. Le diaporama ci-dessous met en évidence ce phénomène. Fonte à graphite sphéroïdal FGS : Roues de grandes dimensions. Aciers ordinaires type XC : Engrenages peu chargés. Aciers au nickel-chrome (10 NC 12) : Engrenages fortement chargés.



Il peut cependant varier (15° à 30°), ce qui permet de définir des dentures spécifiques pour certaines applications. 2-1 Dimensions normalisées: La relation permettant un calcul de ce module T : effort tangentiel sur la dent k : coefficient de largeur de denture Rpe : résistance pratique à l'extension Le nombre de dents Z de chaque roue dentée permettant de définir le rapport des vitesses r de l'engrenage. Il existe un nombre minimal de dents pour avoir un engrènement correct pignon A / roue B : Caractéristique de la roue dentée ($b = k.m$ avec k compris entre 6 et 10) ha : saillie de dent ($ha = m$) hf : creux de dent ($hf = 1.25m$) h : hauteur de dent ($h = ha + hf$) da : diamètre de tête ($da = d + 2m$) df : diamètre de pied ($df = d + 2.5m$) Note: Deux roues dentées doivent avoir même module pour pouvoir engrener ensemble. n : nombre de contact extérieurs entre roues Roue menante : roue motrice dans un engrenage Roue menée : roue réceptrice dans un engrenage Les engrenages brisent de deux façons : Au début du siècle dernier, on ne dénombrait pas moins que 25 à 50 équations différentes pour calculer la capacité des engrenages. Les résultats variaient dans des proportions de 1 à 5. C'est Sir Wilfrid Lewis qui a systématisé le calcul de la denture en l'assimilant à : une poutre triangulaire encastrée, chargée en porte à faux et offrant une concentration de contrainte au pied L'équation de Lewis se lit : POUTRE COURTE EN PORTE FAUX FACTEUR KO POUR LES SURCHARGES KM (CM) POUR LA RPARTITION DE LA CHARGE KV (CV) = POUR LES CHARGES DYNAMIQUES RSISTANCE EN FLEXION SELON AGMA FACTEUR DE FIABILITE KR(CR) RESISTANCE EN FATIGUE DE FLEXION CALCULS DES CONTRAINTES DE SURFACE (AGMA) RESISTANCE DE LA SURFACE (Sfe') FACTEUR DE RAPPORT DE DURETE (CH) 2-4 Inconvénient de ce type d'engrenage: Durant l'engrènement, les dents en prise fléchissent, de plus leur nombre varie (2 - 3), ce qui engendre du bruit et des vibrations. Le diaporama ci-dessous met en évidence ce phénomène. Fonte à graphite sphéroïdal FGS : Roues de grandes dimensions. Aciers ordinaires type XC : Engrenages peu chargés. Aciers au nickel-chrome (10 NC 12) : Engrenages fortement chargés. Matières plastiques : Nylon, Téflon. 2-6 Cotation d'une roue dentée: Sur le dessin ci-contre figurent les cotes devant figurer sur le dessin de définition de la roue. Le diamètre primitif est en cote encadrée car il s'agit d'une valeur théorique non mesurable. Doit également figurer sur le dessin de définition un tableau indiquant les principales caractéristiques de la denture comme sur l'exemple ci-contre.



On peut montrer que si r est le rayon primitif, on a la relation : Cet angle α est appelé angle de pression et vaut dans le cas général 20° . Il peut cependant varier (15° à 30°), ce qui permet de définir des dentures spécifiques pour certaines applications. 2-1 Dimensions normalisées: La relation permettant un calcul de ce module T : effort tangentiel sur la dent k : coefficient de largeur de denture Rpe : résistance pratique à l'extension Le nombre de dents Z de chaque roue dentée permettant de définir le rapport des vitesses r de l'engrenage. Il existe un nombre minimal de dents pour avoir un engrènement correct pignon A / roue B : Caractéristique de la roue dentée ($b = k.m$ avec k compris entre 6 et 10) ha : saillie de dent ($ha = m$) hf : creux de dent ($hf = 1.25m$) h : hauteur de dent ($h = ha + hf$) da : diamètre de tête ($da = d + 2m$) df : diamètre de pied ($df = d + 2.5m$) Note: Deux roues dentées doivent avoir même module pour pouvoir engrener ensemble. n : nombre de contact extérieurs entre roues Roue menante : roue motrice dans un engrenage Roue menée : roue réceptrice dans un engrenage Les engrenages brisent de deux façons : Au début du siècle dernier, on ne dénombrait pas moins que 25 à 50 équations différentes pour calculer la capacité des engrenages. Les résultats variaient dans des proportions de 1 à 5.



Il peut cependant varier (15° à 30°), ce qui permet de définir des dentures spécifiques pour certaines applications. 2-1 Dimensions normalisées: La relation permettant un calcul de ce module T : effort tangentiel sur la dent k : coefficient de largeur de denture Rpe : résistance pratique à l'extension Le nombre de dents Z de chaque roue dentée permettant de définir le rapport des vitesses r de l'engrenage. Il existe un nombre minimal de dents pour avoir un engrènement correct pignon A / roue B : Caractéristique de la roue dentée ($b = k.m$ avec k compris entre 6 et 10) ha : saillie de dent ($ha = m$) hf : creux de dent ($hf = 1.25m$) h : hauteur de dent ($h = ha + hf$) da : diamètre de tête ($da = d + 2m$) df : diamètre de pied ($df = d + 2.5m$) Note: Deux roues dentées doivent avoir même module pour pouvoir engrener ensemble. n : nombre de contact extérieurs entre roues Roue menante : roue motrice dans un engrenage Roue menée : roue réceptrice dans un engrenage Les engrenages brisent de deux façons : Au début du siècle dernier, on ne dénombrait pas moins que 25 à 50 équations différentes pour calculer la capacité des engrenages. Les résultats variaient dans des proportions de 1 à 5. C'est Sir Wilfrid Lewis qui a systématisé le calcul de la denture en l'assimilant à : une poutre triangulaire encastrée, chargée en porte à faux et offrant une concentration de contrainte au pied L'équation de Lewis se lit : POUTRE COURTE EN PORTE FAUX FACTEUR KO POUR LES SURCHARGES KM (CM) POUR LA RPARTITION DE LA CHARGE KV (CV) = POUR LES CHARGES DYNAMIQUES RSISTANCE EN FLEXION SELON AGMA FACTEUR DE FIABILITE KR(CR) RESISTANCE EN FATIGUE DE FLEXION CALCULS DES CONTRAINTES DE SURFACE (AGMA) RESISTANCE DE LA SURFACE (Sfe') FACTEUR DE RAPPORT DE DURETE (CH) 2-4 Inconvénient de ce type d'engrenage: Durant l'engrènement, les dents en prise fléchissent, de plus leur nombre varie (2 - 3), ce qui engendre du bruit et des vibrations. Le diaporama ci-

dessus met en évidence ce phénomène.
* Fonte à graphite sphéroïdal FGS : Roues de grandes dimensions.
* Aciers ordinaires type XC : Engrenages peu chargés.
* Aciers au nickel-chrome (10 NC 12) : Engrenages fortement chargés.
* Matières plastiques : Nylon, Téflon.
2-6 Cotation d'une roue dentée:
* Sur le dessin ci-contre figurent les cotes devant figurer sur le dessin de définition de la roue. Le diamètre primitif est en cote encadrée car il s'agit d'une valeur théorique non mesurable.
* Doit également figurer sur le dessin de définition un tableau indiquant les principales caractéristiques de la denture comme sur l'exemple ci-contre.

2-7	Cotation de roue d'Z	Figure
Exemple 1 : Engrenage		
1. Indiquer en abrégé et par son nom le mode de cotation de :		
2. Donner les cotes de cotation de :		
3. Donner les cotes de cotation de :		
4. Indiquer en abrégé les noms des diamètres de base des roues A et B.		
5. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
6. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
7. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
8. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
9. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
10. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
11. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
12. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
13. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
14. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
15. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
16. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
17. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
18. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
19. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
20. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
21. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
22. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
23. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
24. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
25. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
26. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
27. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
28. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
29. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
30. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
31. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
32. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
33. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
34. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
35. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
36. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
37. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
38. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
39. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
40. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
41. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
42. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
43. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
44. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
45. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
46. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
47. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
48. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
49. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
50. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
51. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
52. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
53. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
54. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
55. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
56. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
57. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
58. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
59. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
60. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
61. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
62. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
63. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
64. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
65. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
66. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
67. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
68. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
69. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
70. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
71. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
72. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
73. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
74. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
75. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
76. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
77. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
78. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
79. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
80. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
81. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
82. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
83. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
84. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
85. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
86. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
87. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
88. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
89. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
90. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
91. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
92. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
93. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
94. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
95. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
96. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
97. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
98. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
99. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		
100. Donner les cotes de cotation de base des roues A et B.		

* Nous allons démontrer que la courbe de développante d'un cercle reproduit exactement ce type de mouvement.

Une développante est la courbe décrite par l'une des extrémités d'un fil d'abord enroulé sur une courbe à laquelle il est fixé par son autre extrémité et que l'on déroule de manière qu'il soit toujours tendu. LA DEVELOPPANTE DE CERCLE Si la courbe sur laquelle le fil est enroulé est un cercle, on appelle cette courbe une développante de cercle.
* GENERATION DE LA DEVELOPPANTE DE CERCLE
* PROPRIETE DE LA DEVELOPPANTE 1-4 Principe de l'engrènement:
* Si deux cercles de base munis de courbes en développante de cercle sont espacés d'un entraxe A, on constate que pendant l'engrènement, les deux développantes restent en contact suivant une droite appelée ligne d'action inclinée d'un angle α par rapport à la tangente commune à deux cercles appelés cercles primitifs. L'engrènement est équivalent à un entraînement entre deux roues de friction de diamètres respectifs des diamètres des cercles primitifs.
* On peut montrer que si r est le rayon primitif, on a la relation : Cet angle α est appelé angle de pression et vaut dans le cas général 20°. Il peut cependant varier (15° à 30°), ce qui permet de définir des dentures spécifiques pour certaines applications.

2-1 Dimensions normalisées:
* La relation permettant un calcul de ce module T : effort tangentiel sur la dent k : coefficient de largeur de denture Rpe : résistance pratique à l'extension
* Le nombre de dents Z de chaque roue dentée permettant de définir le rapport des vitesses r de l'engrenage. Il existe un nombre minimal de dents pour avoir
* un engrènement correct pignon A / roue B : Caractéristique de la roue
Autres caractéristiques de la roue dentée (b = k.m avec k compris entre 6 et 10) ha : saillie de dent (ha = m) hf : creux de dent (hf = 1.25m) h : hauteur de dent (h = ha + hf) da : diamètre de tête (da = d + 2m) df : diamètre de pied (df = d + 2.5m) Note: Deux roues dentées doivent avoir même module pour pouvoir engrener ensemble, n : nombre de contact extérieurs entre roues Roue menante : roue motrice dans un engrenage Roue menée : roue réceptrice dans un engrenage Les engrenages brisent de deux façons : Au début du siècle dernier, on ne dénombrait pas moins que 25 à 50 équations différentes pour calculer la capacité des engrenages. Les résultats variaient dans des proportions de 1 à 5. C'est Sir Wilfrid Lewis qui a systématisé le calcul de la denture en l'assimilant à :
* une poutre triangulaire encastrée,
* chargée en porte à faux et
* offrant une concentration de contrainte au pied L'équation de Lewis se lit :
POUTRE COURTE EN PORTE
[] FAUX
FACTEUR KO POUR LES SURCHARGES KM (CM) POUR LA RaPARTITION DE LA CHARGE KV (CV) = POUR LES CHARGES DYNAMIQUES RaSISTANCE EN FLEXION SELON AGMA
FACTEUR DE FIABILITe KR(CR) RESISTANCE EN FATIGUE DE FLEXION CALCULS DES CONTRAINTES DE SURFACE (AGMA) RESISTANCE DE LA SURFACE (Stf/)
FACTEUR DE RAPPORT DE DURETE (CH) 2-4 Inconvénient de ce type d'engrenage:
* Durant l'engrènement, les dents en prise fléchissent, de plus leur nombre varie (2 – 3), ce qui engendre du bruit et des vibrations.
* Le diaporama ci-dessous met en évidence ce phénomène.
* Fonte à graphite sphéroïdal FGS : Roues de grandes dimensions.
* Aciers ordinaires type XC : Engrenages peu chargés.
* Aciers au nickel-chrome (10 NC 12) : Engrenages fortement chargés.
* Matières plastiques : Nylon, Téflon.
2-6 Cotation d'une roue dentée:
* Sur le dessin ci-contre figurent les cotes devant figurer sur le dessin de définition de la roue. Le diamètre primitif est en cote encadrée car il s'agit d'une valeur théorique non mesurable.
* Doit également figurer sur le dessin de définition un tableau indiquant les principales caractéristiques de la denture comme sur l'exemple ci-contre.
2-7 Systèmes d'engrenages cylindriques à denture droite:
* Les deux roues à dentures hélicoïdales doivent avoir leurs hélices de sens opposés pour engrener ensemble.

3-1 Avantage – Inconvénient:
* Les engrenages cylindriques à denture hélicoïdale ont un engrènement plus progressif que les engrenages à denture droite, et de ce fait réduisent notablement les bruits et vibrations engendrés durant l'engrènement.

* L'inclinaison de l'effort entre les dentures du fait de l'hélice engendre un effort axial durant l'engrènement. Les dimensions d'une roue à denture hélicoïdale sont déterminées à partir:
* du module normalisé, appelé ici module normal (ou réel) et désigné par mn, (Calculé par la R.d.M.)
* Développée d'une roue à denture hélicoïdale du nombre de dents Z
* de l'angle d'inclinaison de l'hélice β
La relation entre pas normal Pn et pas tangentiel Pt permet de définir un module tangentiel (ou apparent) mt.

* Les dimensions de la roue dépendent alors de ce module tangentiel.
* Développée d'une roue à denture hélicoïdale Relations:
d = mt * Z
Pn = Pt cosβ
mn = mt cosβ
On constate que le diamètre primitif varie avec l'angle d'hélice β, il en est de même pour les diamètres de tête et de pied. La composante normale à la denture donne ici trois forces:
* Effort tangentiel T, souvent déterminé à partir du couple (T = 2 * C / d)
* Effort radial R, déterminé par la relation: R = (T / cos β) * tan α
* Effort axial A, déterminé par la relation: A = T * tan β
3-4 Compensation de l'effort axial dans les réducteurs à engrenages hélicoïdaux:
2 dentures hélicoïdales sont taillées en sens inverse sur la même roue. Ces roues ont donné le sigle des usines Citroën, de la société des engrenages Citroën exploitant un brevet polonais sur la taille des engrenages à chevrons en 1913. Roues à dentures inversées accolées: Les roues sont fixées entre-elles, un positionnement angulaire précis entre les deux roues accolées doit être réalisé.
* Inclinaison des dentures sur les arbres intermédiaires des réducteurs: Les dentures sur les arbres intermédiaires doivent être inclinées dans le même sens pour que les efforts axiaux se compensent (dirigés en sens inverses). Le moto-réducteur ci-contre en montre une application.

* Soient N1 et N2 les vitesses respectives des roues coniques 1 et 2 Soient β1 et β2 les demi-angles aux sommets des cônes primitifs.
* Soit un point M sur la génératrice de contact des cônes primitifs.
* Soit S le sommet commun des cônes primitifs.
* Soient r1 et r2 les rayons des cônes primitifs au point M. Or r1 = SM sin β1 et r2 = SM sin β2
Le rapport des vitesses détermine donc les demi-angles au sommet.
4-2 Dimensions normalisées:
* Elles doivent être mesurées sur la partie de la denture la plus éloignée du sommet des cônes.
4-3 Efforts sur la denture:
* L'effort normal à la denture (F) donne ici trois efforts en projection sur les trois directions principales de la roue dentée (tangentielle, axiale et radiale).

Si T est l'effort tangentiel déterminé à partir du couple, les relations s'écrivent:
A = T * tan α * sin β
R = T * tan α * cos β
4-4 Autres types d'engrenages coniques:
On rencontre fréquemment deux autres types d'engrenages coniques:
* Les engrenages coniques hélicoïdaux
* Les engrenages hypoides
4-5 Disposition constructive:
Le fonctionnement correct d'un engrenage conique nécessite la coïncidence des sommets des cônes primitifs.
* Ces sommets sont virtuels, le réglage s'en trouve difficile à réaliser, de ce fait, on ne règle en général q'un des deux sommets afin d'avoir un engrènement avec un minimum de jeu et sans précontrainte (serrage) des dentures.
* Ce réglage est souvent réalisé par l'intermédiaire de cales de réglage lors du montage des roues.

* La figure ci-contre montre une application d'un réglage des sommets des cônes dans un renvoi d'angle.
* Cas particulier des engrenages gauches hélicoïdaux, un système roue-vis sans fin est tel que l'une des roues a un très petit nombre de dents (1 à 8) et est appelée vis.
* Pour engrener ensemble, la roue et la vis doivent avoir leurs hélices de même sens.
5-2 Avantages – Inconvénients:
* Ce mécanisme permet d'obtenir un grand rapport de réduction avec seulement deux roues dentées (1/200°).

* Les systèmes roue-vis sans fin sont presque toujours irréversibles d'ou sécurité anti-retour.
* L'engrènement se fait avec beaucoup de glissement entre les dentures, donc usure et rendement faible (60%)
La vis supporte un effort axial important.
* On constate en examinant la figure ci-contre représentant un système à roue et vis sans fin (vis à 4 filets), que l'effort tangentiel sur la roue est transmis comme effort axial sur la vis.
5-4 Suppression de l'effort axial sur la vis:
* L'exemple de ce moto-réducteur d'essuie-glace permet de constater que le fabricant a choisi d'opter pour une vis à deux filets inverses, engrenant avec deux roues à dentures hélicoïdales placées de chaque coté de l'axe de la vis. Cette solution permet d'annuler l'effort axial supporté par le guidage de la vis sans fin, celle-ci supportant deux efforts axiaux directement opposés, et accessoirement d'avoir deux dentures en prises pour augmenter le couple transmissible.
5-5 Différents types de systèmes roue-vis sans fin:
* Afin d'augmenter la surface de contact des dentures, on utilise très souvent des systèmes à roue creuse.
* L'utilisation d'une vis globique permet d'augmenter encore cette surface, mais le coût de la vis est important.
5-6 Dispositions constructives:
Du fait de l'usure importante due au glissement des dentures pendant l'engrènement, il convient de choisir correctement les matériaux des deux pièces : La vis sera choisie dans le matériau le plus dur, son prix de revient étant plus élevé, son usure devra être réduite au minimum. En général la vis est en acier dur. La roue sera choisie dans un matériau plus tendre afin de supporter la majeure partie de l'usure. En général la roue est en bronze.
* Pour des roues de grands diamètres, il convient de prévoir à la conception une denture rapportée .
- L'utilisation d'une roue creuse impose souvent un réglage axial de celle-ci pour assurer la portée correcte
Le dessin ci-contre montre une solution pour ce réglage par l'intermédiaire de cales sous les couvercles d'appui des roulements des dents. La forme des dents en développante de cercle favorise la formation d'un coin d'huile durant l'engrènement. Deux grands principes sont employés en fonction de la puissance à transmettre et de la chaleur à dissiper.
Lubrification par barbotage
Lubrification sous pression