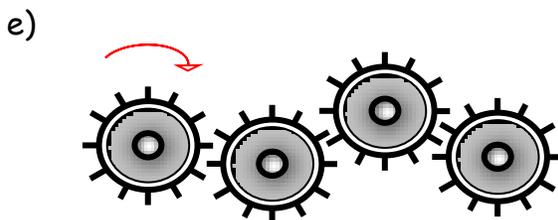
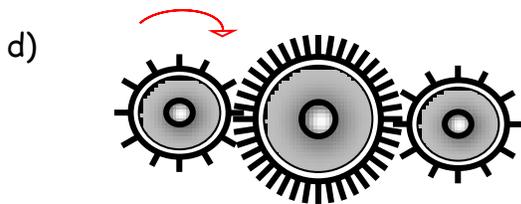
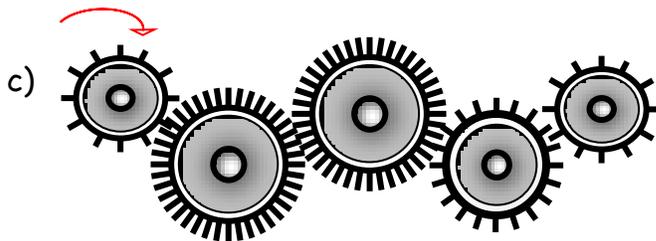
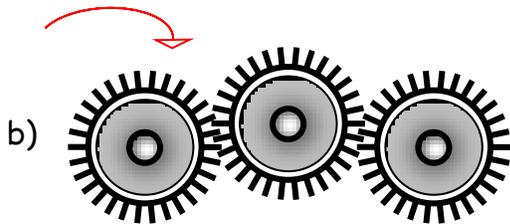
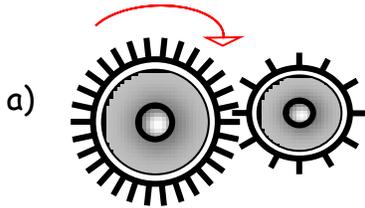


Les engrenages

Découverte des engrenages

1. Indique le sens de rotation de chaque roue dentée.

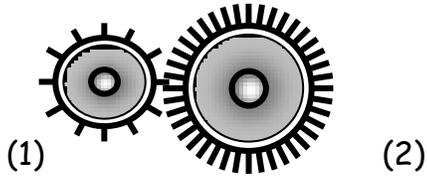


2. Énonce la règle en rapport au nombre de roue contenu dans un engrenage et le sens de rotation de la roue menée.

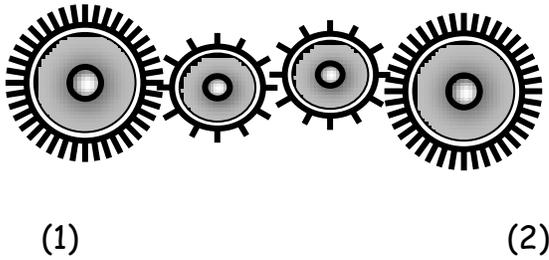
Les engrenages

3. Précise pour chaque engrenage le sens de rotation de chaque roue ainsi que la vitesse de rotation de la roue **menée(2)** par rapport à la roue

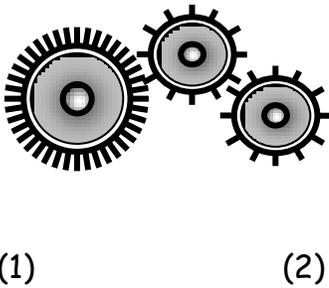
a)



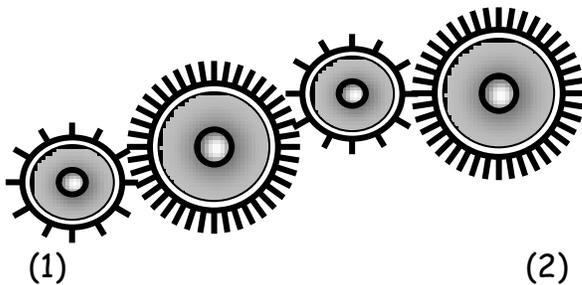
b)



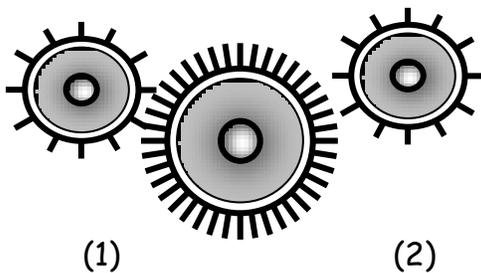
c)



d)

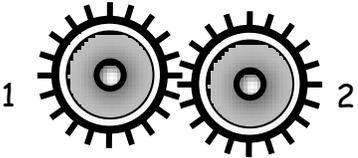
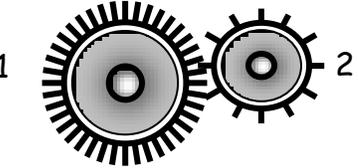
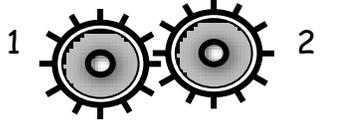
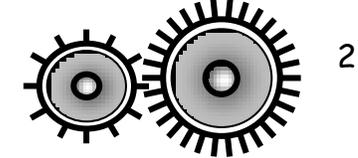
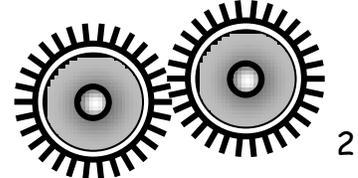


e)



Les engrenages

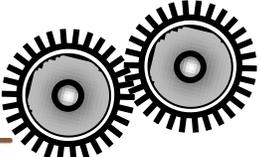
4. Pour chaque montage, compare le nombre de tours de la roue **menée** 2) par rapport à la **menante** 1), et établis un lien avec le nombre de dents.

Engrenages	Roue menée(2) par rapport à la menante(1)		
	Nombre de tours (+) (-) (=)	Nombre de dents (+) (-) (=)	Vitesse (+) (-) (=)
			
			
			
			
			

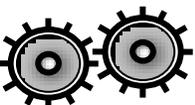
Observe les modèles d'engrenages simples suivants :

Modèles d'engrenages simples

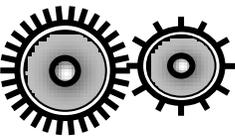
Modèle 1



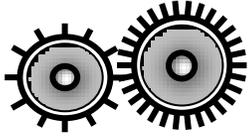
Modèle 2



Modèle 3

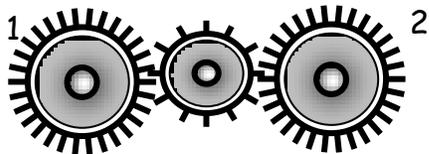
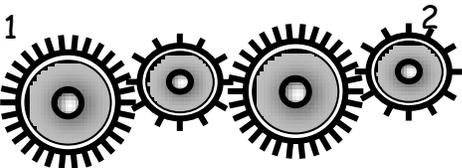
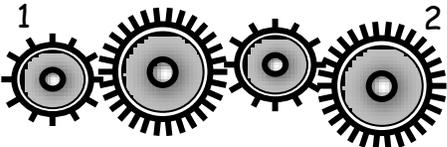
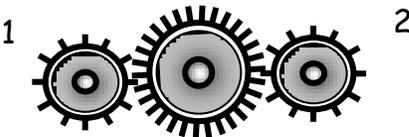
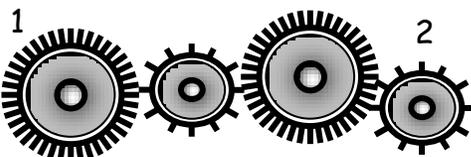
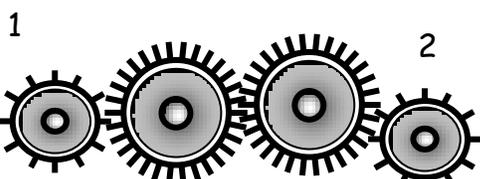


Modèle 4



Les engrenages

5. En tenant compte que du nombre de tours de la roue **menée (2)** par rapport à la **menante(1)**, indique à quel modèle d'engrenage simple chaque montage correspond.

Engrenages	Roue menée(2) par rapport à la roue menante(1)		
	Nombre de tours (+) (-) (=)	Nombre de dents (+) (-) (=)	Correspondance avec les modèles simples
			
			
			
			
			
			

Les engrenages

6. 1. Complète la première colonne de ce tableau.
2. Calcule les nombres de tours de la deuxième colonne.

	Roue menante (1)	Roue menée(2)	Nombre de tours de la menée(2) par rapport à la menante(1) (+) (-) (=)	Nombre de tours ou de fractions de tours effectués par la menée(2) quand la menante(1) fait 1 tour.
N O M B R E D E N T S	50	10		
	30	10		
	10	30		
	10	50		
	40	20		
	20	40		

7- A l'aide de la vidéo, établis la relation mathématique (rapport de vitesse) qui te permet de calculer le nombre de tours ou de fraction de tours effectués par la **roue menée(2)** lorsque la **roue menante (1)** fait 1 tour.

$$\frac{\boxed{}}{\boxed{}} = \frac{\text{Nombre de tours de la menée (2)}}{1 \text{ tour de roue menante(1)}}$$

Les engrenages

I - INTRODUCTION :

Les transmissions par engrenages entre deux (ou plus) arbres sont les transmissions les plus utilisées. Elles présentent de très nombreux avantages : nombreuses possibilités d'utilisation, excellentes fiabilité et longévité, très bons rapports puissance / coût et puissance / encombrement.

II : PRÉSENTATION GÉNÉRALE DU PROBLÈME :

La transmission de l'énergie mécanique entre deux (ou plus) arbres relativement proches, animés de mouvements de rotation, est assurée par un engrenage comportant toujours au moins deux éléments :

- une roue dentée de la plus petite taille désignée sous le terme de **pignon**,
- une roue dentée identique ou plus grande désignée sous le terme de **roue dentée**.



Rapport de transmission

Rendement :

III : LES FONCTIONS TECHNIQUES À ASSURER :

FP :
TRANSMETTRE
L'ENERGIE
MECANIQUE
ENTRE DEUX
ARBRES
PROCHES

FT1 :

FT2 :

FT3 :

FT 31 :

FT 31 :

FT 31

FT 31 :

FT 31 :

FT 31 :

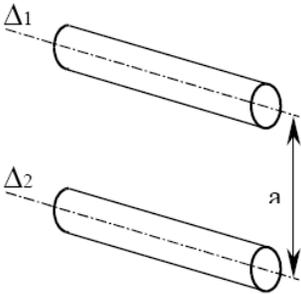
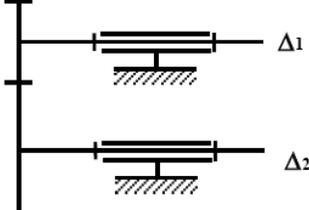
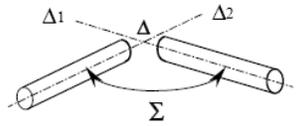
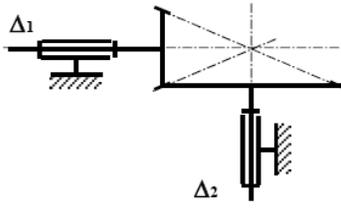
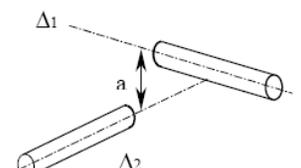
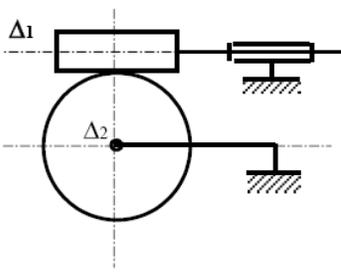
* Ce cas comporte également la transmission de puissance par pignon – crémaillère puisque la crémaillère est considérée comme une roue dentée de rayon infini. Dans ce cas, il y a transformation d'un mouvement de rotation en mouvement de translation avec réversibilité.

Les engrenages

IV : LA TYPOLOGIE DES ENGRENAGES :

Les engrenages sont classés en différentes catégories caractérisées par :

- la position relative des axes des arbres d'entrée et de sortie ;
- la forme extérieure des roues dentées ;
- le type de denture.

Position relative des axes	Type d'engrenage	Schéma de principe	Rapport de transmission
<p>Δ_1 et Δ_2 parallèles</p> 			
<p>Δ_1 et Δ_2 perpendiculaires et concourants</p> 			
<p>Δ_1 et Δ_2 perpendiculaires et non concourants</p> 			

V : LES PRINCIPALES CARACTÉRISTIQUES DES TRANSMISSIONS PAR ENGRENAGES :

Avantages
<ul style="list-style-type: none"> • Transmission de puissances élevées sous fréquences de rotation élevées. • Transmission à rapport rigoureusement constant (transmission synchrone). • Transmission parfaitement homocinétique. • Possibilités de transmissions entre plusieurs arbres. • Bon rendement général, suivant classe de qualité. • Durée de vie importante. • Bonne fiabilité.

Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> • Nécessité d'un entraînement précis et constant. • Niveau sonore variable, suivant type d'engrenage. • Transmission des à-coups et vibrations. • Nécessité d'une lubrification, souvent par fluide. • Réversibilité possible suivant type d'engrenage. • Coût très variable suivant type d'engrenage et classe de qualité.

Les engrenages

VI : Principe:

Un engrenage est l'association d'une roue dentée et d'un pignon (roue dentée de plus petit diamètre)} roulant sans glisser au niveau de leurs diamètres primitifs ce qui définit l'engrènement. 2 roues lisses roulent sans glisser l'un sur l'autre ; la vitesse de rotation de la première est appliquée à la seconde par adhérence. On définit l'entraxe « a », et les rayons r_1 et r_2 ($2a = r_1 + r_2$). Pour transmettre le mouvement, il est nécessaire d'appliquer un effort radial entre les 2 roues afin de créer un effort tangent au point de contact. Si la puissance à transmettre devient grande, il y a un risque de glissement entre les roues et le rapport de transmission (rapport entre les vitesses de rotation) varie. L'idée d'interposer des obstacles (denture) est venue rapidement, mais cela a créé avec des contraintes géométriques.

VI-1 : Propriété de la développante de cercle :

Définition

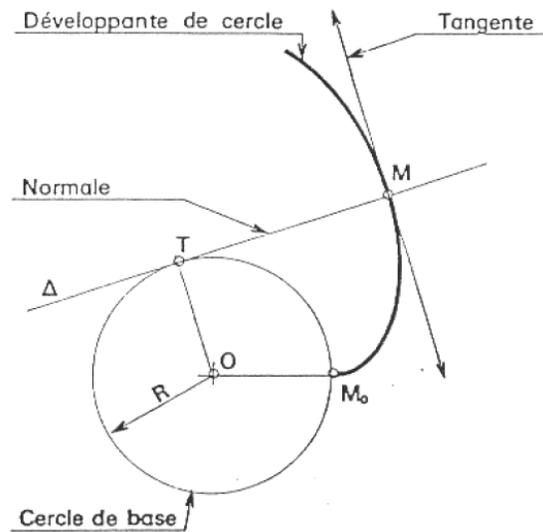
Une développante de cercle est une courbe plane. Elle représente la courbe décrite par un point M d'une droite Δ qui roule sans glisser sur un cercle fixe (O, R).

Par définition :

$$TM = \text{arc}(TM_0)$$

Le RAYON DE COURBURE de la développante en M est égal au segment TM. Autrement dit l'arc de cercle (T, M_0) est celui qui se rapproche le plus de l'arc de développante en M.

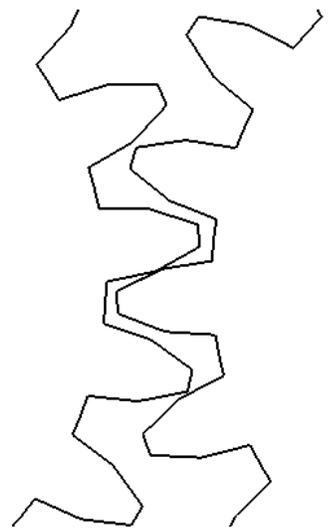
TM est la NORMALE en M à la développante.
Le cercle (O, R) est appelé CERCLE DE BASE.



Si l'on interpose 2 dents à profil en développante de cercle, leur normale commune définie la ligne d'action ; qui sera le support de l'effort de transmission entre les 2 roues. Cette ligne d'action garde une inclinaison constante (généralement 20°) notée α appelé « angle de pression de l'engrenage ».

L'avantage fondamental de cette forme en développante de cercle, réside dans cette propriété : la direction constante de l'effort de transmission ne crée pas (ou peu) de vibrations.

Sur une même dent, les profils sont symétriques par le taillage (voir plus loin) permettant ainsi à l'engrenage de tourner indifféremment dans un sens ou dans l'autre.



Les engrenages

VI-2 : Géométrie d'une roue dentée à développante de cercle :

Cas d'une denture extérieure :

- Les diamètres primitifs (notés d) sont les diamètres des roues lisses de friction qui donneraient le même rapport de transmission. C'est un diamètre fictif représenté par un trait mixte sur les dessins techniques.
- Le cylindre de tête (diamètre de tête noté d_a) correspond au cylindre passant par le sommet des dents (tête) ; c'est le diamètre initial de la roue avant taillage.
- Le cylindre de pied (diamètre de pied noté d_f) correspond au cylindre passant par la base des dents (pied) ; c'est le diamètre obtenu après taillage de la roue.
- La hauteur de la dent (noté h) est la différence entre le pied et la tête de la dent.
- Les profils de chaque dent sont des développantes du même cercle (appelé cercle de base), ils sont décalés de la même valeur appelée pas de denture (mesuré sur le cercle primitif) sur la roue et sur le pignon pour permettre l'engrènement.

Relation de base :

Soit Z_i le nombre de dents (entier !) de la roue i et d_i le diamètre primitif : il vient $p \cdot Z_i = p \cdot d_i$

Le rapport $m = p/p$ commun aux 2 roues s'appelle le module de la denture ;

Pour engrener, il faut et il suffit que les 2 roues aient le même module.

Les valeurs des modules normalisés (en mm) et toutes les dimensions utiles à l'engrènement en sont déduites :

Pas primitif: $p = \pi m$

Diamètre primitif: $d = mZ$

Entraxe: $a = (d_1 + d_2) / 2 = (m/2)(Z_1 + Z_2)$

Hauteur de dent : $h = 2,25m$

Saillie: $h_a = m$ (partie de la dent saillante du diamètre primitif)

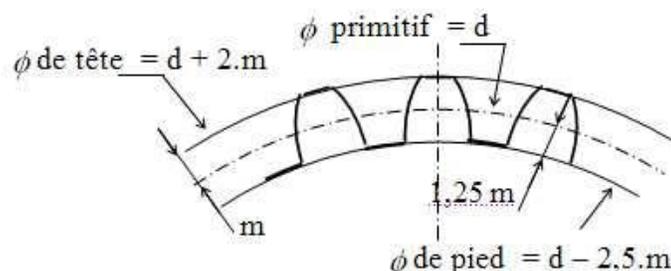
Creux: $h_f = 1,25m$ (partie de la dent située sous le diamètre primitif)

Diamètre de tête : $d_a = m(Z+2)$

Diamètre de pied : $d_f = m(Z-2,5)$

Largeur de denture: $b = k \cdot m$ ($k=10$ à 20 déterminé par résistance des matériaux voir m)

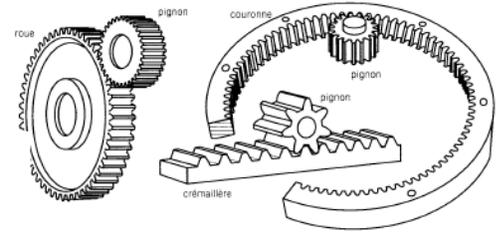
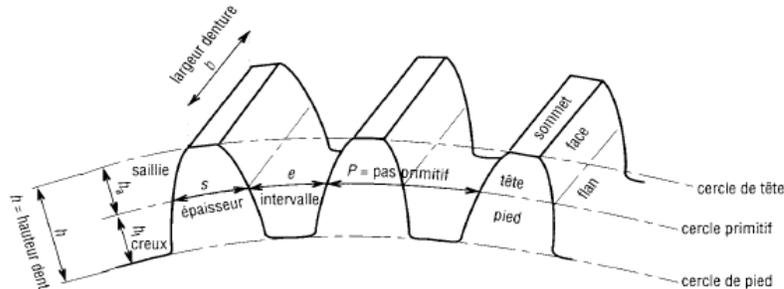
Largeur de denture au primitif: $s = p/2 = \pi m/2$ (la dimension de la denture est proportionnelle au module)



Les engrenages

VI : LES ENGRENAGES CYLINDRIQUES À DENTURE DROITE :

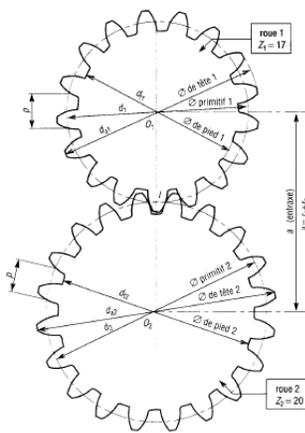
VI - a : Définitions, terminologie :



VI - b : Tableau des principales caractéristiques d'une roue à denture droite :

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

VI - c : Exemple de détermination des caractéristiques :



Caractéristiques	Roue 1	Roue 2
m	4 mm	4 mm
Z	17 dents	20 dents
P		
h_a		
h_f		
h		
b		
d		
d_a		
d_f		
a		
α	20°	20°
i		

Les engrenages

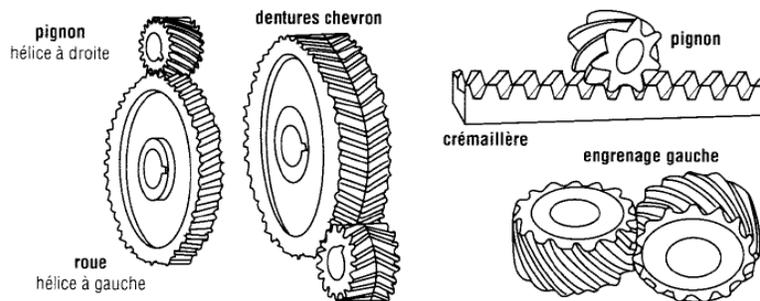
Le module se détermine par deux relations prenant en compte de nombreux facteurs : type de denture, matériaux utilisés, traitements thermiques adoptés, rapport de transmission, nombre de dents, vitesse périphérique, facteurs de services, etc. Une première relation permet de calculer le module à la limite de l'usure admissible pour l'engrenage. Une deuxième relation permet de calculer le module à la rupture de l'engrenage.

Valeurs normalisées du module m									
valeurs principales en mm					valeurs secondaires en mm				
0,06	0,25	1,25	5	20	0,07	0,28	1,125	5,5	22
0,08	0,30	1,5	6	25	0,09	0,35	1,375	7	28
0,10	0,40	2	8	32	0,11	0,45	1,75	9	36
0,12	0,50	2,5	10	40	0,14	0,55	2,75	11	45
0,15	0,75	3	12	50	0,18	0,7	3,5	14	55
0,20	1,0	4	16	60	0,22	0,9	4,5	18	70

VI – d : Caractéristiques et propriétés du profil en développante de cercle :

Le profil en développante de cercle est le plus utilisé ; il est insensible aux variations d'entraxes et son usinage est relativement simple. Le profil cycloïdal, également utilisé est surtout employé en micromécanique.

VII : LES ENGRENAGES CYLINDRIQUES À DENTURE HÉLICOÏDALE :



VII – a : Éléments de comparaison entre dentures droites et dentures hélicoïdales :

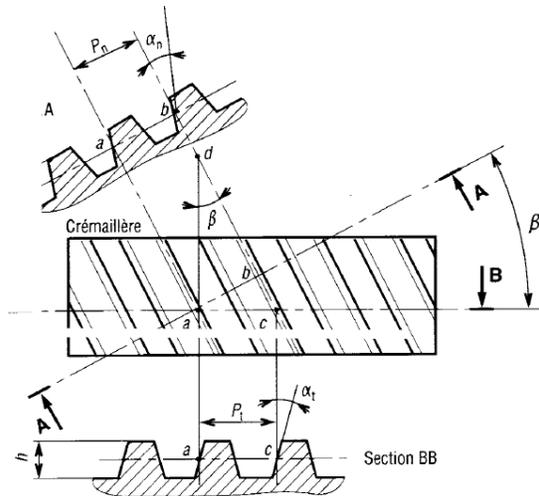
Avantages
• Transmission plus progressive et sans à-coups
• Transmission avec vibrations moins importantes
• Transmission de couples importants sous fréquences de rotation élevées
• Niveau sonore réduit
• Durée de vie plus importante
• Réalisation possible de tout entraxe avec une grande précision.

Inconvénients
• Présence d'efforts axiaux dans la denture se répercutant sur les paliers
• Rendement légèrement inférieur
• Coût de fabrication plus important



Les engrenages

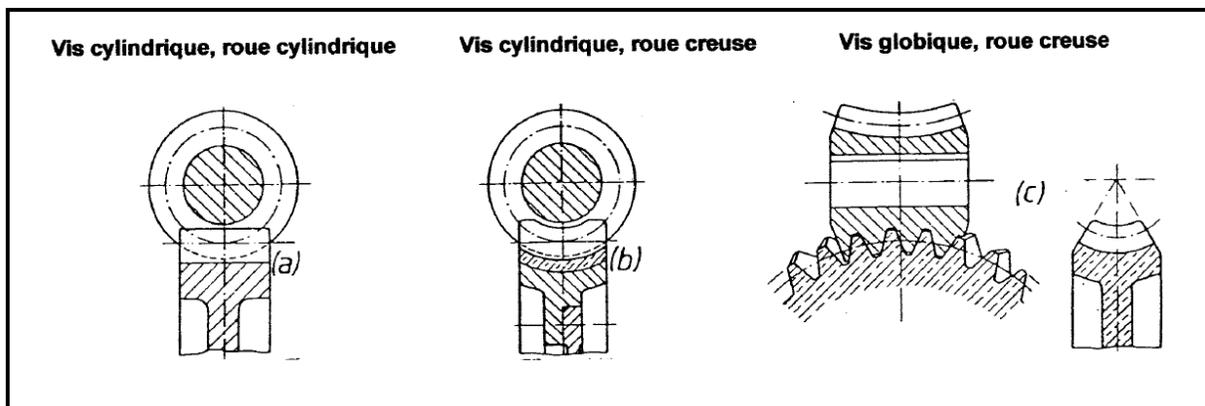
VII – b : Les éléments caractéristiques des dentures hélicoïdales :



VII – c : Tableau des caractéristiques particulières d'une roue à denture hélicoïdale

Désignation	Symbole	Valeur
Angle d'hélice		Valeur comprise entre 15° et 30°
Sens de l'hélice		Si le pignon à une hélice à gauche, la roue aura une hélice à droite
Nombre de dents	Z	Nombre entier positif lié aux conditions de fonctionnement et de fabrication
Module réel	m_n	Déterminé par un calcul de résistance des matériaux et choisi parmi les valeurs normalisées
Pas réel	p_n	$p_n = \pi \cdot m_n$
Module apparent	m_t	$m_t = m_n / \cos \beta$
Pas apparent	p_t	$p_t = \pi \cdot m_t$
Diamètre primitif		
Entraxe de l'engrenage		
Angle de pression		Généralement, $\alpha = 20^\circ$

VIII : LES ENGRENAGES ROUE ET VIS SANS FIN :



Les engrenages

VII – a : Caractéristiques de la transmission par roue et vis sans fin :

La transmission est réalisée à l'aide d'une vis à un ou plusieurs filets de forme trapézoïdale engrenant avec une roue cylindrique à denture hélicoïdale. La vis et la roue ont des sens d'inclinaison identiques. Le frottement important établi au contact roue et vis entraîne les conséquences décrites dans le tableau suivant :

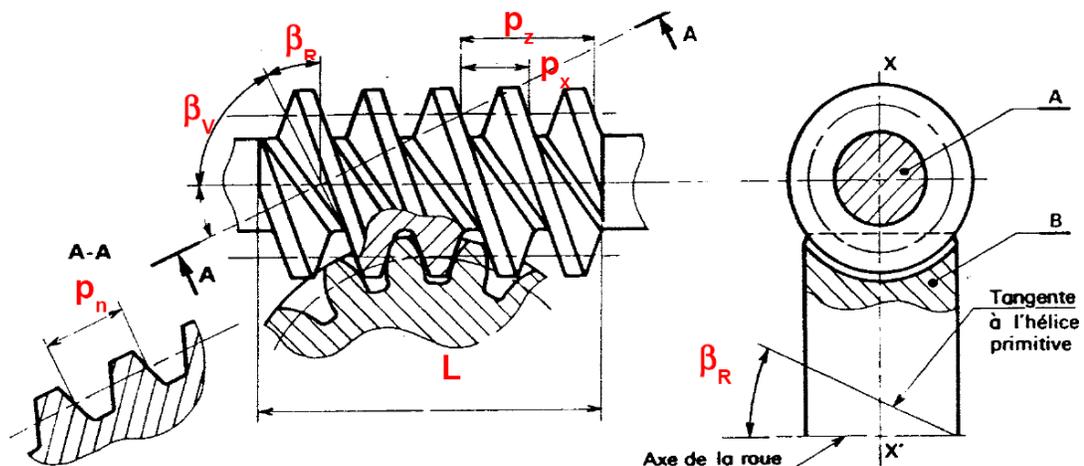
Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> • Transmission sans à-coups ni vibrations • Niveau sonore le plus faible des engrenages • Transmission de couples importants sous fréquence de rotation élevées • Durées de vie plus importantes • In réversible très fréquente • Rapport de transmission très important sous un encombrement très réduit. 	<ul style="list-style-type: none"> • Un rendement plus faible que pour les autres types d'engrenages - $0,35 \leq \eta < 0,5$ • La nécessité de retenir des matériaux à faibles facteurs de frottement acier / bronze dur • Échauffement lors du fonctionnement continu en charge • Nécessité absolue d'une lubrification abondante souvent par huile • Présence d'un effort axial très important sur la vis se répartissant sur les paliers de guidage

VIII – b : Irréversibilité du système roue et vis sans fin :

Si la vis peut toujours entraîner la roue, l'inverse n'est qu'exceptionnellement possible. La condition d'irréversibilité du système vis-écrou est directement fonction de l'angle d'inclinaison de l'hélice R de la roue. Si la valeur de R est inférieure à 6 à 10° (valeur dépendant des caractéristiques tribologiques des matériaux utilisés), l'irréversibilité est réalisée.

Cette propriété est très souvent utilisée pour certains mécanismes de levage et pour les réducteurs.

VIII – c : Tableau des caractéristiques particulières d'une roue à denture hélicoïdale



Les engrenages

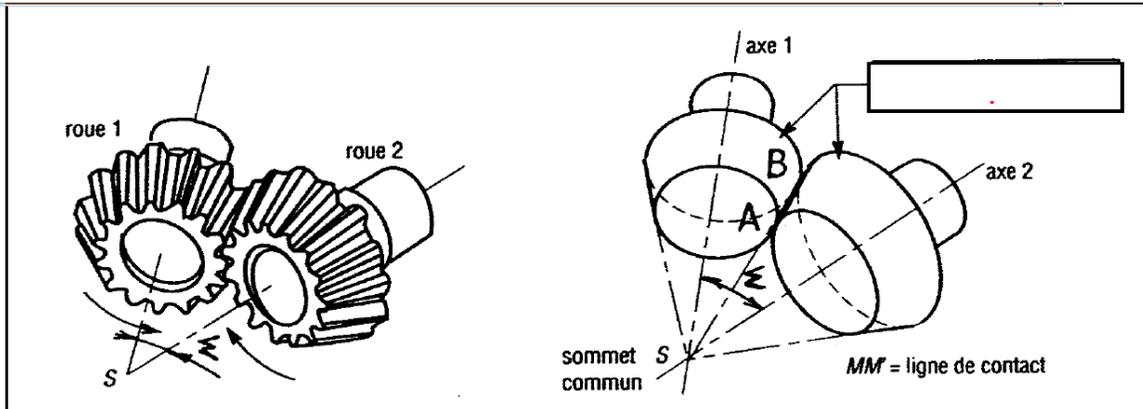
Caractéristiques de la vis :

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

Caractéristiques de la roue :

Désignation	Symbole	Valeur
Mêmes caractéristiques que pour une roue cylindriques à denture hélicoïdale		
Rapport de transmission	i	
Entraxe	a	

IX : LES ENGRENAGES CONIQUES OU À AXES CONCOURANTS :



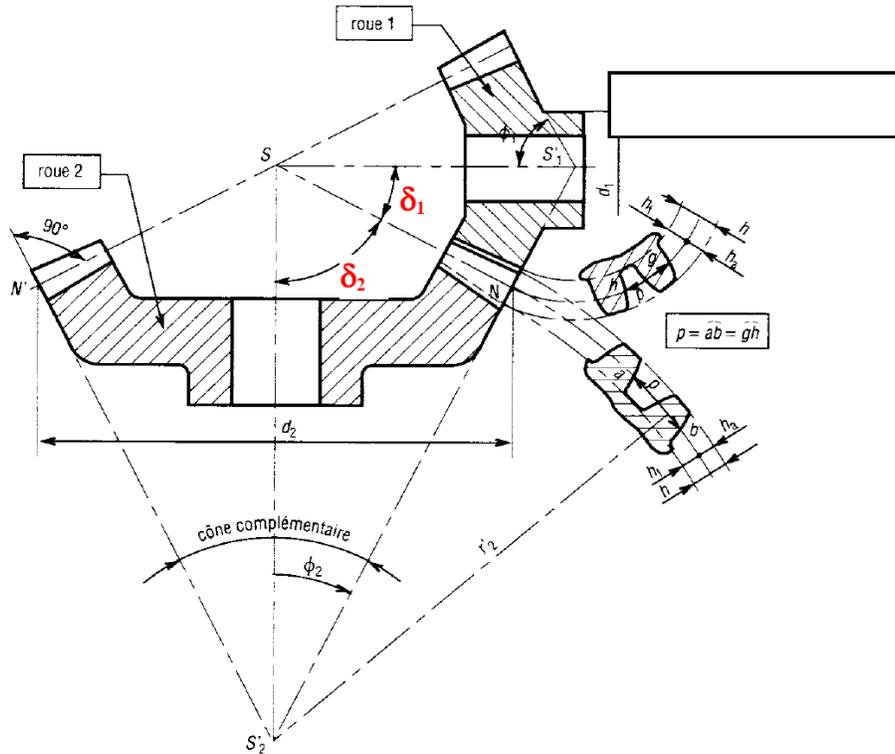
La transmission est réalisée à l'aide de deux roues dentées coniques dont les axes sont généralement concourants et forment un angle (SIGMA). De très nombreuses dentures sont disponibles avec ce type d'engrenage. Le rapport de transmission est fonction du nombre de dents mais également des angles primitifs des deux roues.

IX – a : Les différents types d'engrenages coniques :



Les engrenages

IX – b : Caractéristiques des engrenages coniques à denture DROITE :



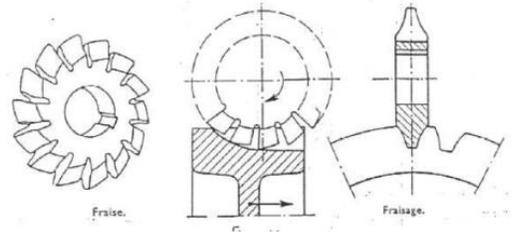
Désignation	Symbole	Valeur
Module	m	Déterminé par un calcul de résistance des matériaux
Nombre de dents	Z	Nombre entier positif lié aux conditions de fonctionnement et de fabrication
Pas	p	$p = \pi \cdot m$
Angle entre les arbres	Σ	fonction de l'architecture du système
Rapport de transmission	i	$i = N_1 / N_2 = \omega_1 / \omega_2 = Z_2 / Z_1 = d_2 / d_1$
Diamètre primitif	d	$d = m \cdot Z$
Angle primitif	δ	$\tan \delta_1 = Z_1 / Z_2 = N_2 / N_1$ $\tan \delta_2 = Z_2 / Z_1 = N_1 / N_2$
Saillie de la dent	h_a	$h_a = m$
Creux de la dent	h_f	$h_f = 1,25 m$
Hauteur de la dent	h	$h = 2,25 m$
Épaisseur de la dent	s	$s = p / 2 = \pi \cdot m / 2$
Intervalle de la dent	e	$e = p / 2 = \pi \cdot m / 2$
Largeur de denture	b	$b = k m$ (k compris entre 8 et 10, souvent 10)
Diamètre de tête	d_a	$d_a = d + 2 h_a \cdot \cos \delta = m (Z + 2 \cos \delta)$
Diamètre de pied	d_f	$d_f = d - 2 h_f \cdot \cos \delta = m (Z - 2,5 \cos \delta)$
Angle de pression	α	Généralement, $\alpha = 20^\circ$
Etc		

Les engrenages

X GENERATION DE LA DENTURE (TAILLAGE) :

Pour fabriquer une denture à développante de cercle, plusieurs méthodes sont disponibles

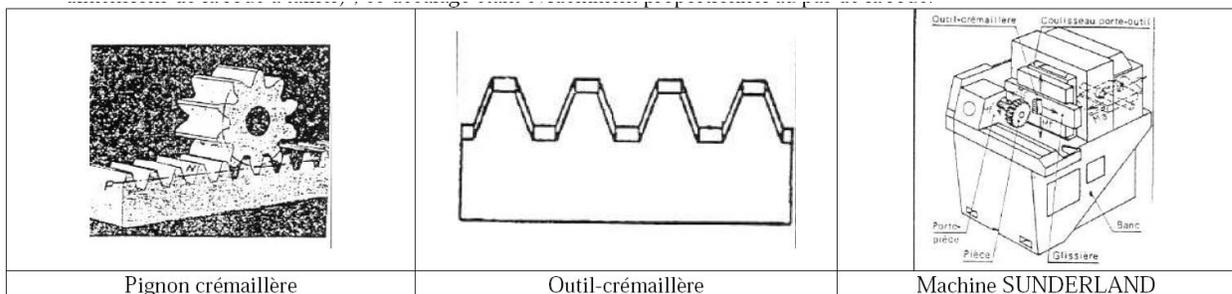
1) Fraise module : une fraise de forme réalise le creux entre chaque dent ; à l'aide d'un plateau diviseur, on fait tourner la pièce de $1/Z$ ème de tour. Les 2 roues sont obtenues de la même manière ; ce procédé long et couteux n'est utilisé que pour une fabrication unitaire et réservé aux dentures extérieures.



2) Taillage par outil-crémaillère : ce procédé utilise le principe d'un engrenage entre une roue et une crémaillère (roue de diamètre infini). Les profils de l'outil-crémaillère sont des segments de droites (faciles à réaliser) munis d'arêtes de coupe. La machine-outil (type SUNDERLAND) crée 3 mouvements :

- Le mouvement de coupe (translation alternative de la crémaillère)
- Le mouvement d'avance (rapprochement de l'axe de la pièce et de la crémaillère jusqu'au diamètre de pied)
- Le mouvement de génération (rotation coordonnée de la pièce avec la translation de l'outil) pour reproduire l'engrènement pignon/crémaillère.

Les outils-crémaillères étant de longueur limitée, un retour de l'outil à sa position initiale est nécessaire (plusieurs selon les dimensions de la roue à tailler) ; ce décalage étant évidemment proportionnel au pas de la roue.

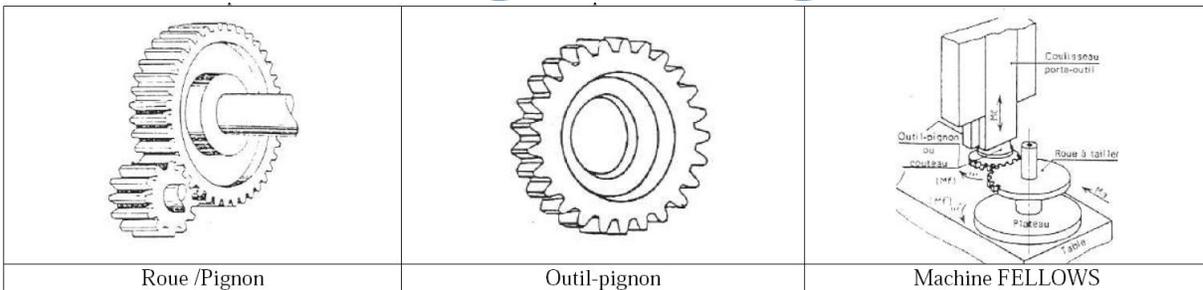


3) Taillage par outil-pignon : ce procédé utilise le principe d'un engrenage entre deux roues dentées. L'outil est obtenu à partir d'un pignon muni d'arêtes de coupe. La machine-outil (type FELLOWS) crée 3 mouvements :

- Le mouvement de coupe (translation alternative du pignon)
- Le mouvement d'avance (rapprochement de l'axe de la pièce et de l'outil jusqu'au diamètre de pied)
- Le mouvement de génération (rotation coordonnée de la pièce et de l'outil) pour reproduire l'engrènement pignon/roue.

La réalisation complète de la denture nécessite un tour complet de la roue à tailler.

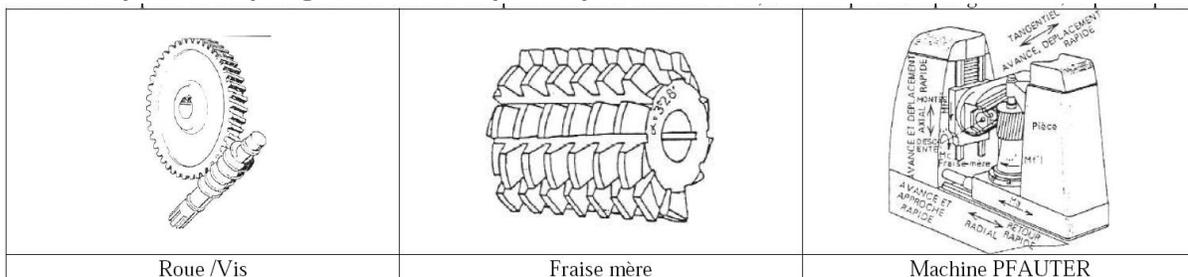
Les engrenages



4) Taillage par fraise mère : ce procédé utilise le principe d'un engrenage entre une roue et une vis sans fin. L'outil (appelée fraise-mère) est obtenu à partir d'une vis munie d'arêtes de coupe (c'est un outil complexe à obtenir !). La machine-outil (type PFAUTER) crée 3 mouvements :

- a) Le mouvement de coupe (rotation de la fraise-mère)
- b) Le mouvement d'avance tangentiel (rapprochement de l'axe de la pièce et de l'outil jusqu'au diamètre de pied)
- c) Le mouvement de génération (rotation coordonnée de la pièce et de l'outil) pour reproduire l'engrènement vis/roue.

La réalisation complète de la denture nécessite un tour complet de la roue à tailler. C'est, des trois procédés par génération, le plus rapide.

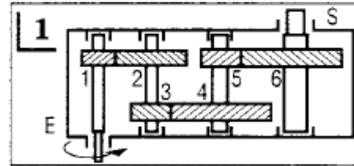


Les engrenages

Applications :

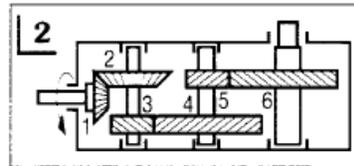
Exercice 1

Le réducteur représenté schématiquement se compose de trois trains d'engrenages à roues hélicoïdales ($Z_1 = 32$, $Z_2 = 64$, $Z_3 = 25$, $Z_4 = 80$, $Z_5 = 18$, $Z_6 = 50$ dents). Si $n_1 = 1\ 500$ tr/min, déterminer la vitesse de sortie n_6 et le sens de rotation.



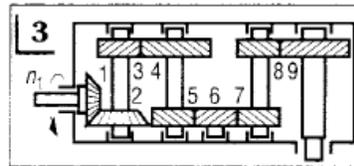
Exercice 2

Le réducteur spiroconique à trois trains proposés a les caractéristiques suivantes : $Z_1 = 26$, $Z_2 = 52$, $Z_3 = 26$, $Z_4 = 82$, $Z_5 = 18$, $Z_6 = 48$ dents. Si $n_1 = 1\ 500$ tr/min, déterminer la vitesse de sortie n_6 et le sens de rotation.



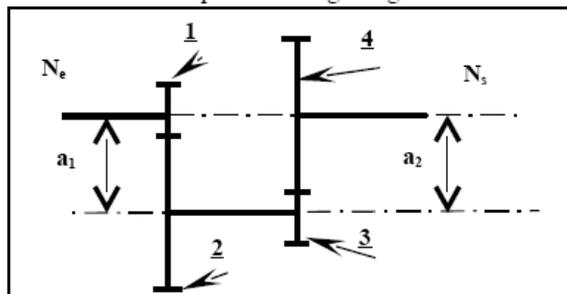
Exercice 3

Le réducteur spiroconique proposé a les caractéristiques suivantes : $Z_1 = 32$, $Z_2 = 40$, $Z_3 = 18$, $Z_4 = 72$, $Z_5 = 22$, $Z_6 = 24$, $Z_7 = 30$, $Z_8 = 17$ et $Z_9 = 34$ dents. Si $n_1 = 1\ 500$ tr/min, déterminer la vitesse de sortie n_9 et le sens de rotation.



Exercice 4

Le schéma ci-dessous représente la transmission par deux engrenages dans le réducteur d'un tambour moteur :



1 : Complétez le tableau ci-dessous en déterminant les rapports i_1 , i_2 et i . Vérifiez si les entraxes a_1 et a_2 des deux engrenages sont identiques.

Repères	Nombre de dents Z	Module m	Rapports	Rapport i	Entraxes
Pignon 1	17	1,5	$i_1 =$	$i =$	$a_1 =$
Roue 2	89				$a_2 =$
Pignon 3	21	3	$i_2 =$		
Roue 4	32				

2 : Le réducteur du tambour - moteur est maintenant doté d'engrenages à denture hélicoïdale.

Pour des raisons économiques, il est impératif de conserver les mêmes valeurs pour le rapport de transmission général i et pour les entraxes a_1 et a_2 .

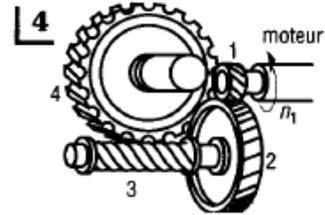
Complétez le tableau ci-dessous en déterminant les rapports i_1 , i_2 et i . Concluez.

Repère	Nombre de dents Z	Module m_n	Angle d'hélice β	Rapports	Rapport i	Entraxes
Pignon 1	18	1,5	23,81°	$i_1 =$	$i =$	$a_1 =$
Roue 2	79					$a_2 =$
Pignon 3	18	3	15,79°	$i_2 =$		
Roue 4	33					

Les engrenages

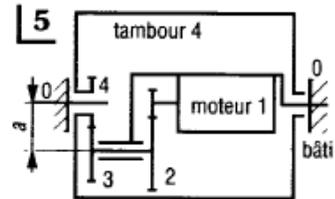
Exercice 5

Le réducteur à axes orthogonaux se compose de deux roues hélicoïdales ($Z_1 = 24$, $Z_2 = 84$ dents) et d'un système roue et vis sans fin (vis 3 à 4 filets, $Z_4 = 36$ dents). Indiquer, d'après la figure, le sens des hélices de toutes les roues et vis. Calculer le rapport global de réduction et la vitesse de sortie n_4 si $n_1 = 1\,500$ tr/min.



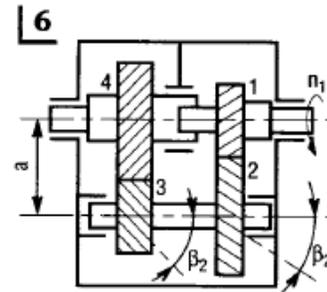
Exercice 6

Le tambour moteur de tapis roulant proposé schématiquement a les caractéristiques suivantes : $n_1 = 1\,500$ tr/min, deux trains à dentures droites, $Z_4 = 40$, $Z_2 = 67$, rapport de réduction $[n_4/n_1 = 0,1\,015]$, entraxe commun $a = 42$ mm et module du couple de roues (3-4) $m_2 = 1,5$ mm. Déterminer Z_3 , Z_1 et le module m_1 du couple de roue (1,2).



Exercice 7

Le réducteur à deux trains d'engrenages hélicoïdaux proposé présente la particularité d'avoir l'arbre d'entrée coaxial à l'arbre de sortie. Engrenage (1,2) : $Z_1 = 30$, $Z_2 = 60$, angle d'inclinaison de l'hélice $\beta_1 = 30^\circ$, module normal $m_n = 5$ mm. Engrenage (3,4) : $Z_3 = 22$, $Z_4 = 35$, module normal 8 mm. Si l'entraxe est le même pour les deux engrenages, déterminer l'angle de l'hélice β_2 du deuxième train. Calculer le rapport de la transmission et la valeur de n_4 si $n_1 = 1\,500$ tr/min. Préciser le sens de rotation.



Exercice 8

Le vérin à vis proposé schématiquement est utilisé pour lever une charge : engrenage roue et vis couplé avec un système vis-écrou. La vis de levage 4 (pas 8 mm, filet à droite, ne peut pas tourner : $n_4 = 0$) est entraînée en translation verticale à la vitesse V par l'écrou 3 solidaire de la roue 2 (25 dents). Le mouvement moteur est fourni par la vis sans fin 1 (un filet à gauche). Si $n_1 = 1\,500$ tr/min, déterminer la vitesse V (en m/s) de sortie de la vis 4.

