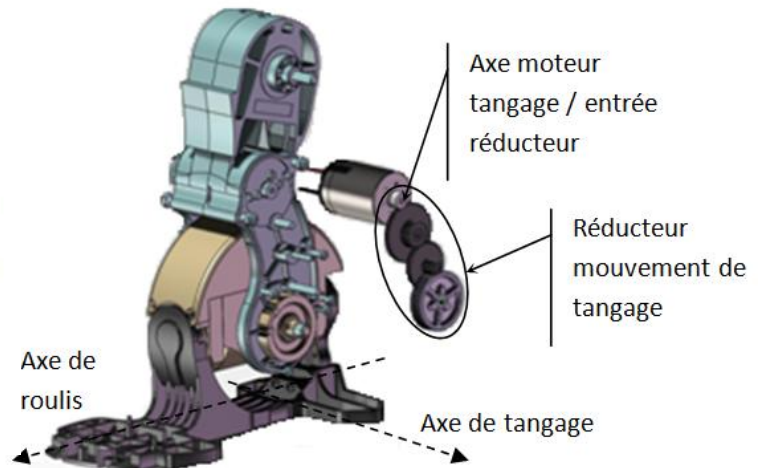


Les ADAPTATEURS



Boite de vitesses automobile



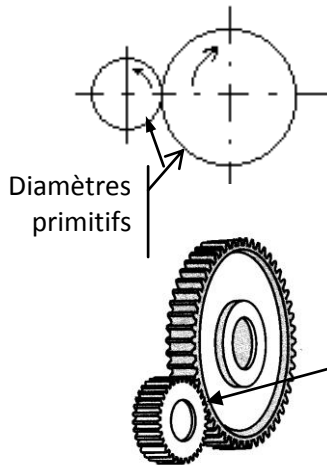
Cheville robot Nao, éclaté du réducteur mouvement de tangage

Contenu

- I. Les engrenages 2
 - 1. Les principaux types d'engrenages 2
 - 1.1 Engrenages droits (ou parallèles) à denture droite 2
 - 1.2 Engrenages droits (ou parallèles) à denture hélicoïdale 2
 - 1.3 Engrenages coniques 3
 - 1.4 Engrenages roue et vis sans fin 3
 - 2. Caractéristiques principales des engrenages droits à denture droite 3
 - 2.1 Terminologie utilisée 3
 - 2.2 Autres caractéristiques 3
- II. Trains simples d'engrenages 5
 - 1. Trains à un engrenage 5
 - 2. Trains à « n » engrenages 5
- III. Roue et vis sans fin 6
 - 1. Principales familles 6
 - 2. Caractéristiques géométriques et cinématiques 6
 - 3. Irréversibilité du système roue et vis 6
 - 4. Performances d'un système roue et vis 6
- IV. Trains épicycloïdaux 7
 - 1. Vocabulaire associé 7
 - 2. Cas usuels de fonctionnement 7
- V. adaptateurs : critères de choix 8

I. Les engrenages

Il est rare que l'on puisse accoupler directement un organe moteur à un ensemble que l'on désire entraîner. Il convient, en général, de disposer entre eux un ensemble réducteur ou multiplicateur de vitesse.



Dans le cas des *roues de friction*, l'entraînement se fait par *adhérence* ; par conséquent le couple à transmettre se trouve très limité.

Les solutions par *engrenages* (fabrication d'obstacles (denture) sur les roues de friction) s'imposent le plus souvent grâce, à leur *fiabilité*, à leur capacité à transmettre des *couples*, des *vitesse*s et des *puissances importantes*, et à leur *excellent rendement* ($\approx 0,95$).

Le contact entre les dentures de l'engrenage se fait au niveau des diamètres primitifs.

Définition : on appelle *engrenage* l'ensemble des 2 roues dentées engrénant l'une avec l'autre.

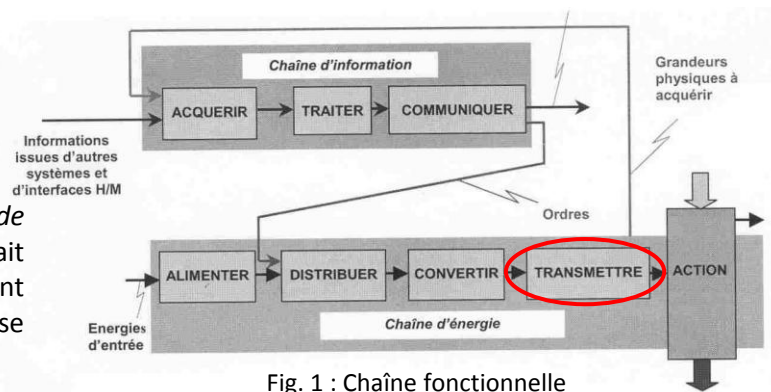
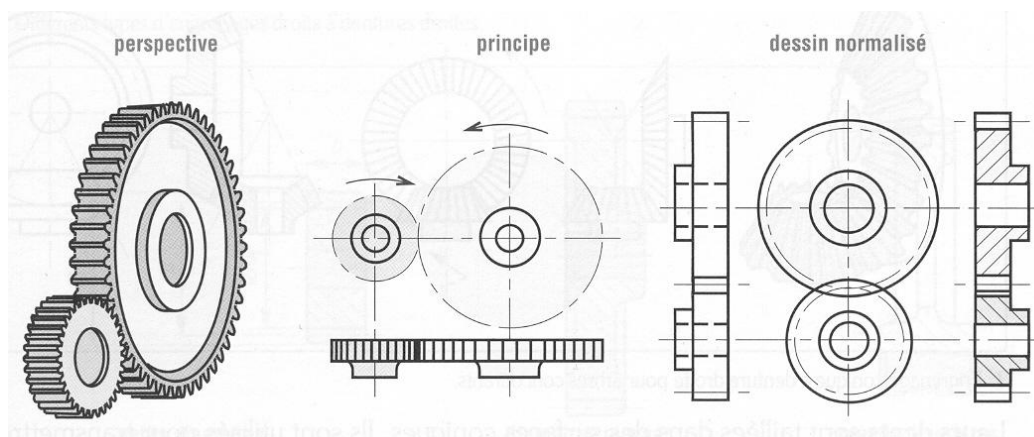


Fig. 1 : Chaîne fonctionnelle

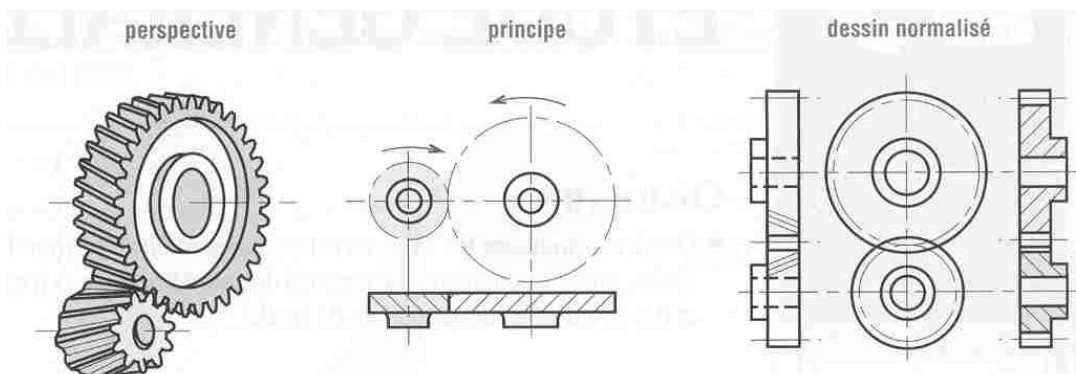
1. Les principaux types d'engrenages

1.1 Engrenages droits (ou parallèles) à denture droite



Les plus simples et les plus économiques, ils sont utilisés pour transmettre le mouvement et la puissance entre 2 arbres parallèles. Les dents des 2 roues de l'engrenage sont parallèles à l'axe de rotation des arbres.

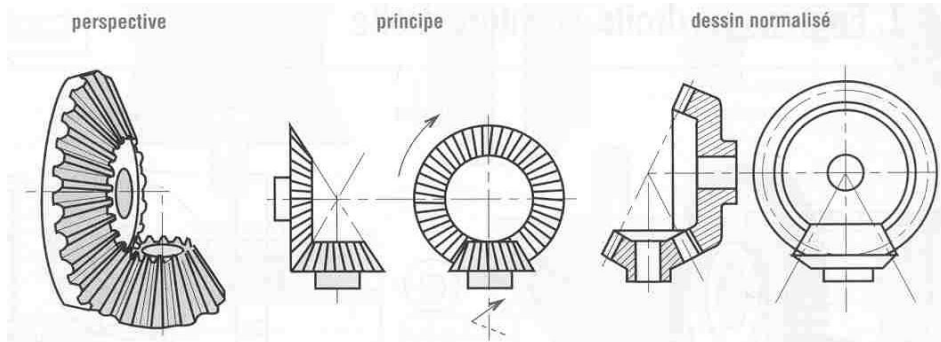
1.2 Engrenages droits (ou parallèles) à denture hélicoïdale



De même usage que les précédents, ils sont très utilisés en transmission de puissance ; les dents des roues sont inclinées par rapport à l'axe de rotation des 2 arbres.

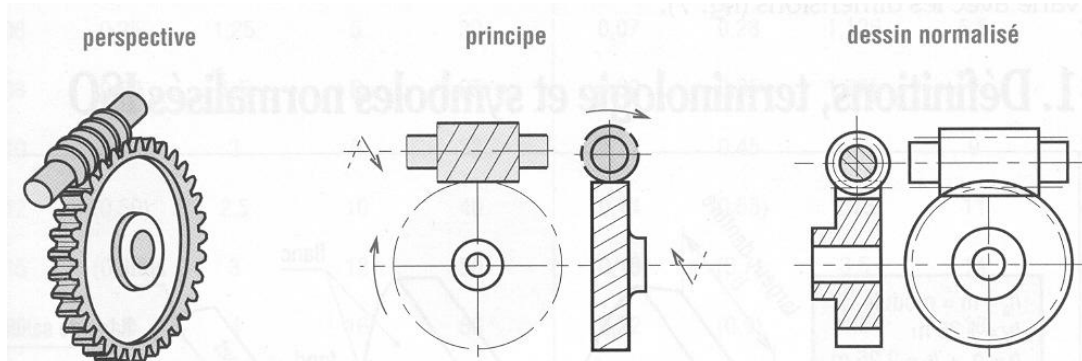
À taille égale, ils sont plus performants (et plus silencieux) que les précédents pour transmettre puissance et couple (2 ou 3 couples de dents en prise simultanément).

1.3 Engrenages coniques



Leurs dents sont taillées dans des surfaces coniques. Ils sont utilisés pour transmettre le mouvement entre des arbres concourants, perpendiculaires ou non. La denture peut être droite, mais aussi hélicoïdale ou spirale.

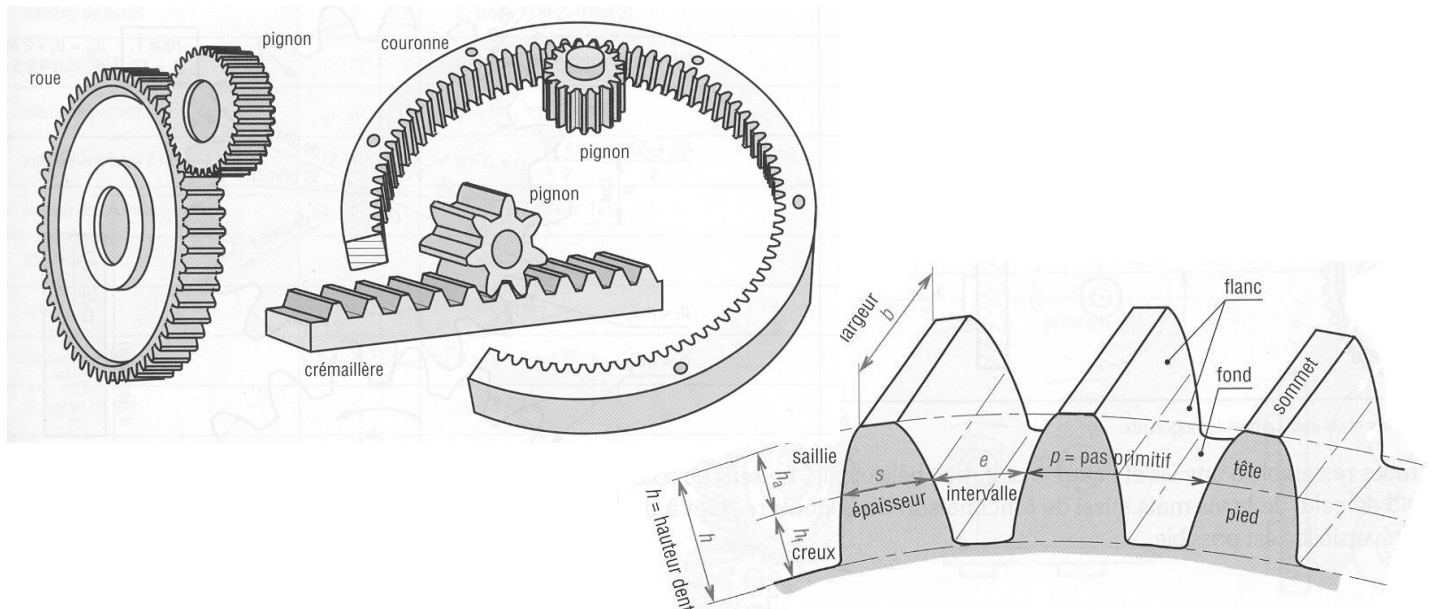
1.4 Engrenages roue et vis sans fin



L'une des roues ressemble à une vis et l'autre à une roue hélicoïdale. Le sens de rotation de la roue dépend de celui de la vis mais aussi de l'inclinaison de la denture, filet à droite ou à gauche. L'irréversibilité est possible.

2. Caractéristiques principales des engrenages droits à denture droite

2.1 Terminologie utilisée

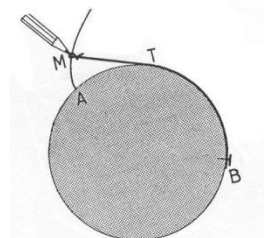


2.2 Autres caractéristiques

- **Forme de la denture**

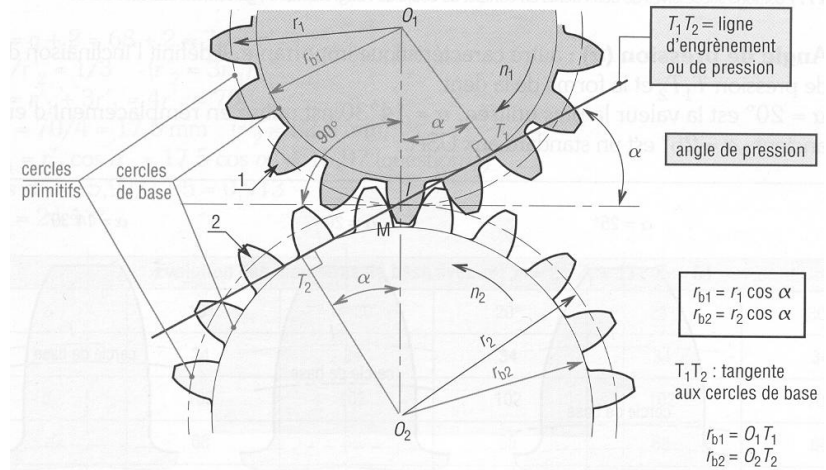
Parmi les profils qu'il est possible de donner à une denture, on utilise essentiellement le *profil en développante de cercle* :

- Tolérance notable sur l'entraxe des roues sans que le fonctionnement soit troublé.
- L'usure des surfaces est plus régulièrement répartie.
- Les vibrations sont atténuées.



- **Angle de pression α ($\alpha = 20^\circ$)**

La ligne de pression porte en permanence l'effort de contact s'exerçant entre les 2 roues.



- **Remarques concernant le bon fonctionnement des engrenages**

⇒ Pour que l'engrènement (conduite) soit correct, un couple de dents doit entrer en contact avant que le précédent ne perde contact.

⇒ Lorsque le nombre de dents du pignon est faible (le fond du creux de la dent est étroit) et qu'en même temps le nombre de dents de la roue est grand (le sommet des dents est large), le fonctionnement de l'engrenage peut devenir impossible, la tête des dents de la roue n'ayant pas la possibilité de se déplacer dans le creux des dents du pignon. On dit que les dents sont en **interférences**.

Remède : C'est pour éviter ces interférences que des **corrections de denture** (déports) ont été introduites dans la construction des engrenages. En fait, on décale la denture par rapport au cercle primitif (le rapport de transmission reste inchangé).

On peut faire soit des **déports sans variation d'entraxe** (distance entre les axes de la roue et du pignon) d'où un déport positif (augmentation de la résistance de la denture (→ pignon)) et l'autre négatif (affaiblissement de la denture) ; soit des **déports avec variation d'entraxe** (ce qui permet d'augmenter la résistance des dentures du pignon et de la roue).

II. Trains simples d'engrenages

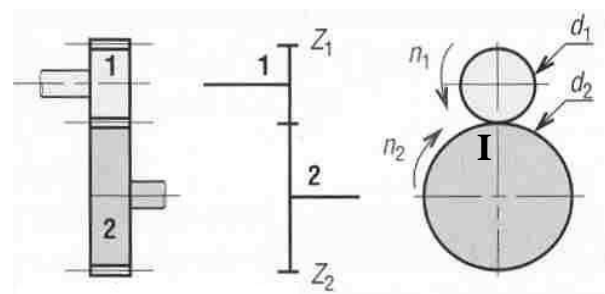
1. Trains à 1 engrenage

⇒ L'engrènement est possible uniquement si les pas de la roue et du pignon sont égaux.

⇒ Le nombre de pas (sur le cercle primitif) doit être entier (Pas = Largeur denture + intervalle).

Soient d_1 : diamètre primitif du pignon 1
 Z_1 : nombre de dents du pignon 1
 p_1 : pas de la denture
 On a $Z_1 \times p_1 = \pi \times d_1 \Leftrightarrow p_1 = \pi d_1 / Z_1$

Soient d_2 : diamètre primitif de la roue 2
 Z_2 : nombre de dents de la roue 2
 p_2 : pas de la denture



Pour que l'engrènement soit possible, il faut avoir : $p_1 = p_2 \Leftrightarrow \pi d_1 / Z_1 = \pi d_2 / Z_2$

On appelle **module "m"** le rapport suivant : $m = d / Z = p / \pi$

$$d = m \times Z \quad \text{ou} \quad \frac{d_1}{d_2} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

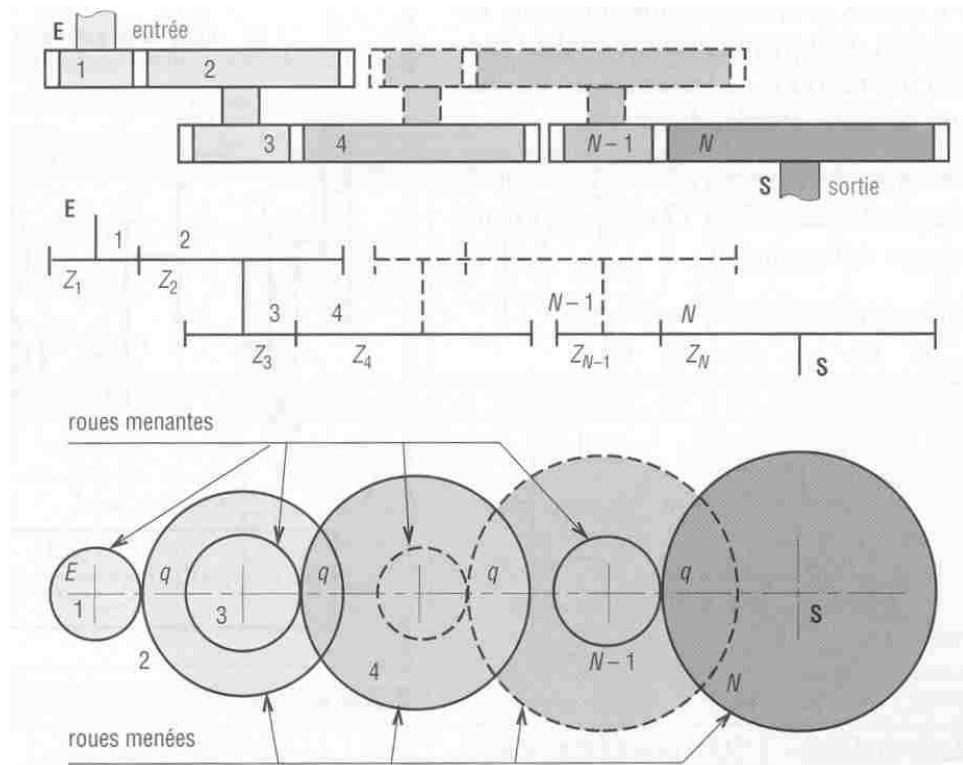
d (diamètre primitif) en mm ; Z (nombre de dents) et m (module) en mm

Calcul du rapport de transmission

Au point de contact entre les 2 roues dentées, la vitesse est identique (sinon il y a glissement) : $\vec{V}_{I \in 1/2} = \vec{0}$ ou $\vec{V}_{I \in 1/0} = \vec{V}_{I \in 2/0}$ (avec $V = r \omega$; r : rayon primitif d'une roue dentée et ω : vitesse de rotation de cette roue dentée)

d'où $r_1 \times \omega_1 = r_2 \times \omega_2 \Leftrightarrow d_1 \times \omega_1 = d_2 \times \omega_2 \Leftrightarrow r_{transmission} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{Z_1}{Z_2}$

2. Trains à « n » engrenages



Motoréducteur NORD

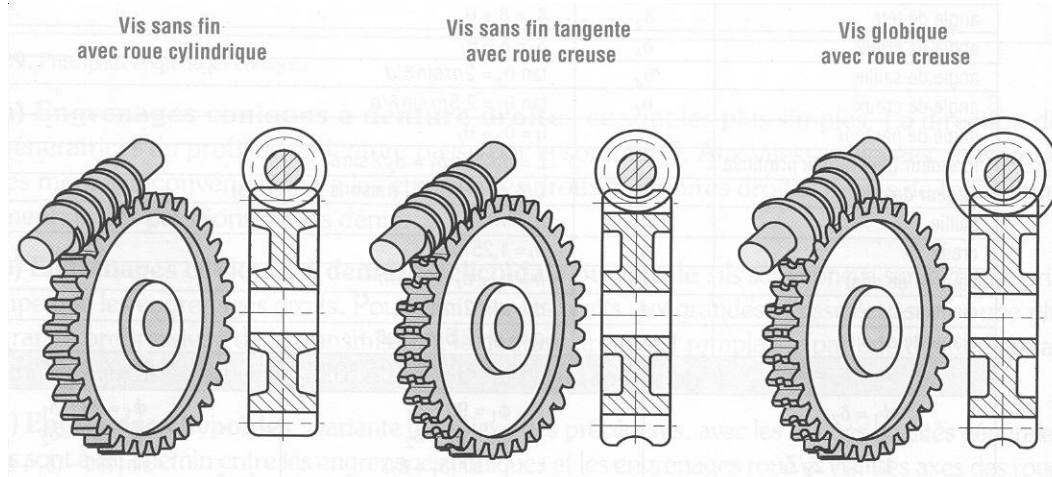
- Les roues menantes sont les roues motrices de chaque couple de roues. Les roues menées sont les roues réceptrices.
- "p" = nombre de contacts entre les dentures extérieures des engrenages. $(-1)^p$ permet de savoir s'il y a ou non inversion du sens de rotation entre l'entrée et la sortie.
- "Π" = produit (multiplication).

Rapport de transmission (réduction) :

$$r = \frac{\omega_{sortie}}{\omega_{entrée}} = (-1)^p \frac{\prod Z_{roues\ menantes}}{\prod Z_{roues\ menées}} = (-1)^p \cdot \frac{Z_1 \times Z_3 \times \dots \times Z_{n-1}}{Z_2 \times Z_4 \times \dots \times Z_n}$$

III. Roue et vis sans fin

1. Principales familles

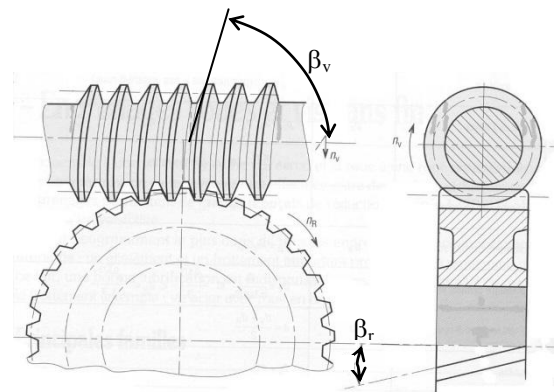


2. Caractéristiques géométriques et cinématiques

Ces engrenages permettent de grands rapports de réduction (jusqu'à 1/200) et offrent des possibilités d'irréversibilité.

Ils donnent l'engrènement le plus doux de tous les engrenages, silencieux et sans chocs.

Contrepartie : un glissement et un frottement important provoquent un rendement médiocre. De ce fait, une bonne lubrification est indispensable ainsi que des couples de matériaux à faible frottement (ex : vis acier avec roue en bronze).



- Condition géométrique à respecter : $\beta_v + \beta_r = 90^\circ$

- Le rapport de transmission d'un tel mécanisme : $r = \frac{\omega_{roue}}{\omega_{vis}} = \frac{Z_{vis}}{Z_{roue}}$

Avec Z_{vis} = nombre de filets de la vis et Z_{roue} = nombre de dents de la roue

3. Irréversibilité du système roue et vis

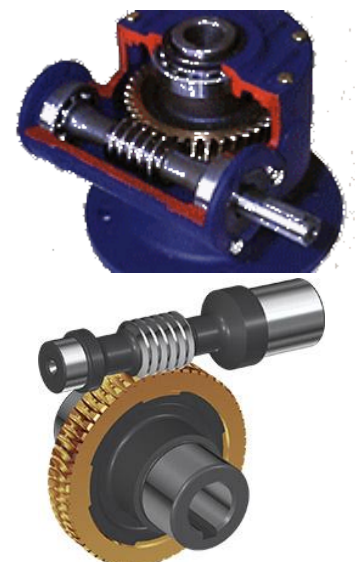
Si la vis peut toujours entraîner la roue, l'inverse n'est pas toujours possible. Lorsque l'angle d'inclinaison de l'hélice β_r est suffisamment petit (moins de 6 à 10°) le système devient irréversible et la roue ne peut entraîner la vis, il y a blocage en position. Cette propriété est intéressante pour des dispositifs exigeant une position mécanique stable sous charge (ex : mécanismes de levage). Les engrenages roue et vis sont les seuls à posséder cette propriété.

Cf : DC5 Les actions mécaniques

4. Performances d'un système roue et vis

Ex : réducteur roue et vis P40, couple jusqu'à 18 Nm

Références	Rapport	Rendement pour 1000 t/min	Moment d'Inertie en entrée (kg.m²)	Irréversibilité	Stock*	Prx Uni. 1 à 2	
P40-10	10:1	89%	$2,94 \times 10^6$	NON	✓	402,38 €	
P40-12	12:1	87%	$2,69 \times 10^6$	NON	-	402,38 €	
P40-15	15:1	85%	$2,49 \times 10^6$	NON	-	402,38 €	
P40-20	20:1	83%	$2,33 \times 10^6$	NON	✓	402,38 €	
P40-30	30:1	76%	$2,22 \times 10^6$	NON	-	402,38 €	
P40-60	60:1	65%	$2,15 \times 10^6$	OUI	✓	402,38 €	
P40-120	120:1	41%	$2,10 \times 10^6$	OUI	-	402,38 €	
P40-SP	5:1 - 120:1	Rapports spéciaux de 5:1 à 120:1 ou denture à gauche				-	sur demande
P40-A		Jeu réduit en sortie $\approx 0^\circ 8'$				-	sur demande
P40-A		Jeu réduit en sortie $\approx 0^\circ 4'$				-	sur demande



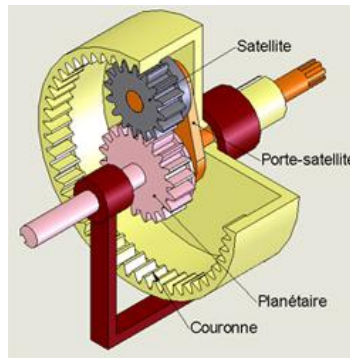
IV. Trains épicycloïdaux

1. Vocabulaire associé

Ils autorisent de grands rapports de réduction sous un faible encombrement.

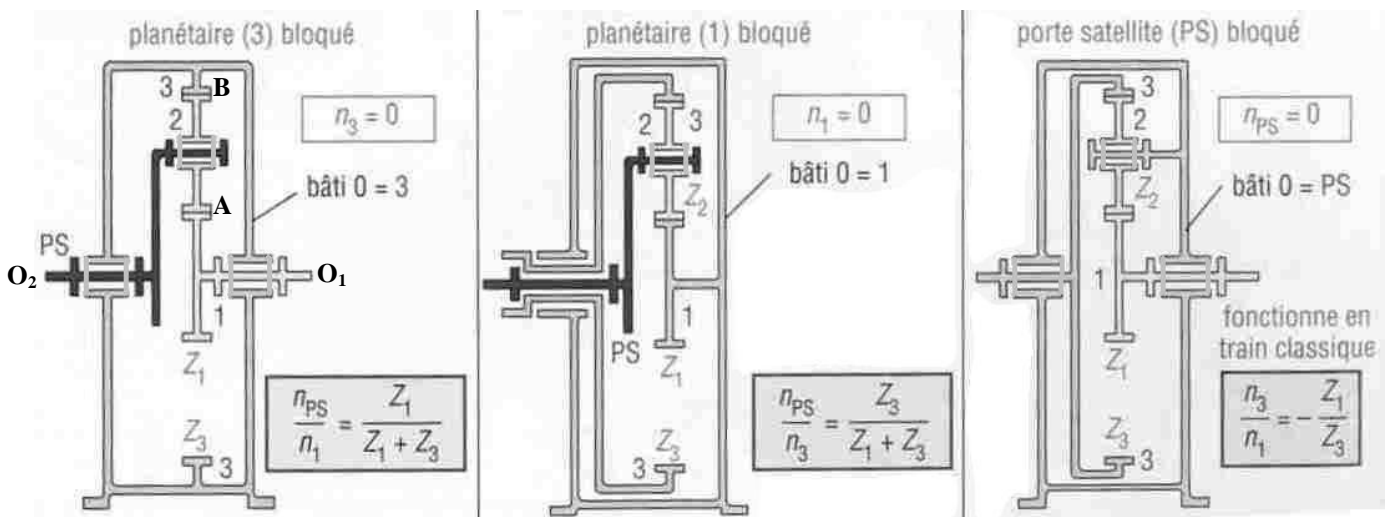
Les puissances transmises sont modérées et les rendements diminuent quand le rapport de réduction augmente.

Une particularité permet de les identifier : les axes de rotation des roues appelées « satellites » ne sont pas fixes dans le bâti mais « tourbillonnent » par rapport aux autres roues.



Satellite (n=3)
Porte satellites

2. Cas usuels de fonctionnement



- Le rapport de transmission est obtenu grâce à la « formule de willis » : $r = \frac{\omega_P - \omega_{PS}}{\omega_C - \omega_{PS}} = -\frac{Z_C}{Z_P}$

Démonstration : on a $\vec{V}_{A \in P/S} = \vec{V}_{B \in S/C}$

RSG en A : $\vec{V}_{A \in P/S} = \vec{V}_{A \in P/PS} + \vec{V}_{A \in PS/S} = \vec{V}_{O_1 \in P/PS} + \overrightarrow{O_1 A} \wedge \vec{\Omega}_{P/PS} + \vec{V}_{O_2 \in PS/S} + \overrightarrow{O_2 A} \wedge \vec{\Omega}_{PS/S} = \vec{0}$

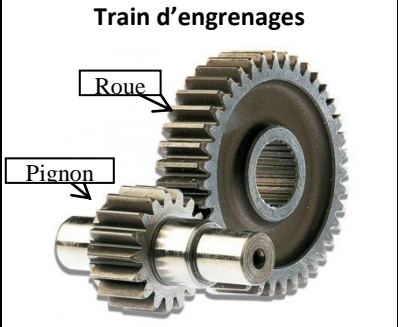
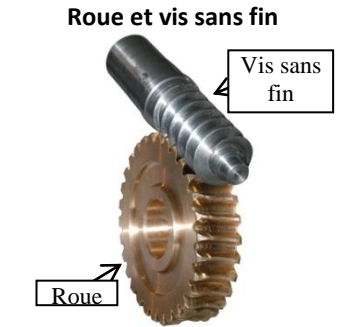
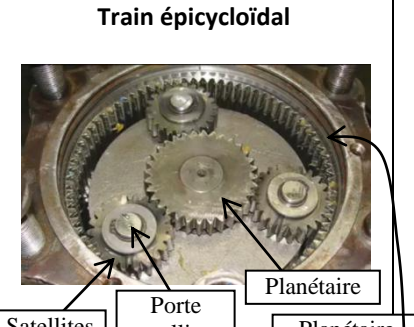
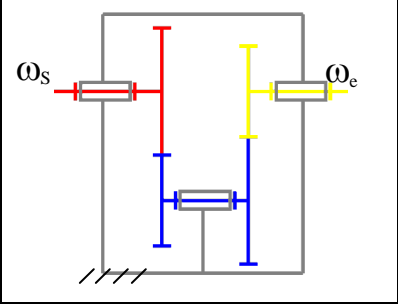
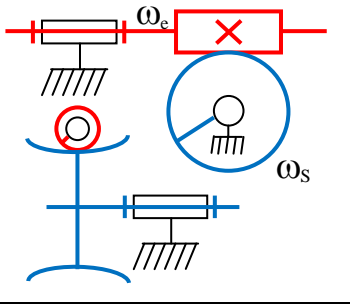
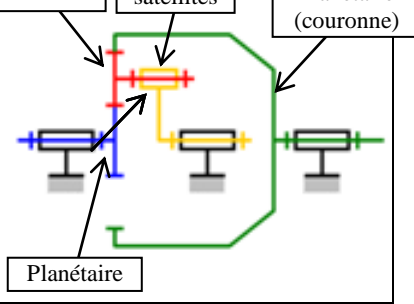
Donc $R_P \cdot \vec{y}_{PS} \wedge \omega_{P/PS} \cdot \vec{z} - R_S \cdot \vec{y}_{PS} \wedge \omega_{PS/S} \cdot \vec{z} = \vec{0} \Leftrightarrow R_P \cdot \omega_{P/PS} - R_S \cdot \omega_{PS/S} = 0$

De même en B, on peut dire que $R_S \cdot \omega_{S/PS} + R_C \cdot \omega_{PS/C} = 0$

On peut écrire la relation suivante : $\frac{\omega_{P/PS}}{\omega_{C/PS}} = -\frac{R_C}{R_P}$. La formule de Willis peut s'établir.

- le fonctionnement n'est possible que si l'un des 3 éléments principaux (planétaire 1, planétaire 3 (ou couronne) ou porte-satellites PS) est bloqué (cas général) ou entraîné par un autre dispositif (dispositif particulier) ;
- la configuration avec la couronne 3 bloquée est de loin la plus utilisée ;
- si le porte satellites est bloqué, l'ensemble fonctionne comme un train classique à un engrenage intérieur avec roue (satellite) d'inversion (de sens) ;
- le nombre de satellites est sans influence sur le rapport de la transmission ;
- remarque géométrique utile : $d_3 = d_1 + 2d_2$; autrement dit, $mZ_3 = mZ_1 + 2mZ_2$, soit $Z_3 = Z_1 + 2Z_2$;
- système souvent hyperstatique (contraintes géométriques contraignantes) ;
- c'est le plus coûteux des types de réducteurs.

V. adaptateurs : critères de choix

	Train d'engrenages	Roue et vis sans fin	Train épicycloïdal
			
Schématisation			
Rapport de transmission « r »	$(-1)^p \frac{\Pi Z_{roues\ menantes}}{\Pi Z_{roues\ menées}} = \frac{\omega_s}{\omega_e}$	$\frac{Nb\ filet\ vis}{Z_{roue}} = \frac{\omega_s}{\omega_e}$	$r = \frac{\omega_P - \omega_{PS}}{\omega_C - \omega_{PS}} = -\frac{Z_C}{Z_P}$ Formule de Willis (cas classique)
Nombre d'étages de réduction	Quasi illimité en théorie	2 maxi	Quasi illimité en théorie
Position des arbres d'entrée et sortie	Parallèles	Perpendiculaire	Parallèles (coaxiale)
Réversibilité	Toujours réversible	Réversible si $\beta > 15^\circ$ Irréversible si $\beta < 10^\circ$ β : angle de filet	Toujours réversible
Rendement mécanique	Contact denture $\eta > 99\%$ avec lubrification	Contact filet/denture $30\% < \eta < 80\%$ avec lubrification	Contact denture $\eta > 90\%$ avec lubrification
Encombrement Radial axial	important réduit	moyen moyen	réduit important
Qualité de la réalisation	Réalisation courante → coût peu élevé	Réalisation très soignée → assez cher	Réalisation très soignée → cher
Inconvénient majeur	Encombrement axial Axe sorti désaxé / axe moteur	Rendement très médiocre	Géométrie complexe (simplification avec engrenages en plastique)
Avantages	Simplicité, rusticité coût	Rapport de transmission élevé Irréversibilité possible	Rapport encombrement radial / réduction très intéressant
Matériau pignon/roue	Plastique, acier (suivant le couple à transmettre)	Vis en acier Roue en bronze, plastique	Acier ou plastique
Réalisation du carter	Carter généralement moulé (plastique, aluminium...) Attention au niveau des paliers, les efforts transmis peuvent être importants		
Exemples d'applications laboratoire SI et autres	Transmission puissance après actionneurs : robot NAO, boîte de vitesses, mixeurs, hélice drone	Transmission puissance après actionneurs : Indexa, cordeuse, fauteuil Typhoon, vérins électrique	Transmission puissance après actionneurs : galet freineur, volet roulant, rotor hélicoptère, différentiel véhicules, portail Domoticc

Penser également aux adaptateurs suivants : renvois d'angle, poulies/courroie, pignons/chaîne, harmonic drive...