

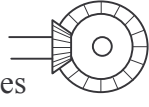


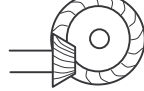


1. CLASSIFICATION DES ENGRENAGES

Position relative des axes	
parallèles	roues cylindriques à dentures droites 
	roues cylindriques à dentures hélicoïdales 
concourants (en général perpendiculaires)	roues coniques à dentures droites 
	roues coniques à dentures hélicoïdales 
non concourants (très souvent perpendiculaires)	roue et vis sans fin 
	roues coniques à dentures hypoïdes 

Dans tous les cas, les profils de dentures sont basés sur le principe de la développante de cercle, avec taillage par génération, qui est largement développé dans le cours sur les engrenages cylindriques à dentures droites.

2. ROUES CYLINDRIQUES A DENTURES DROITES

Rappels :

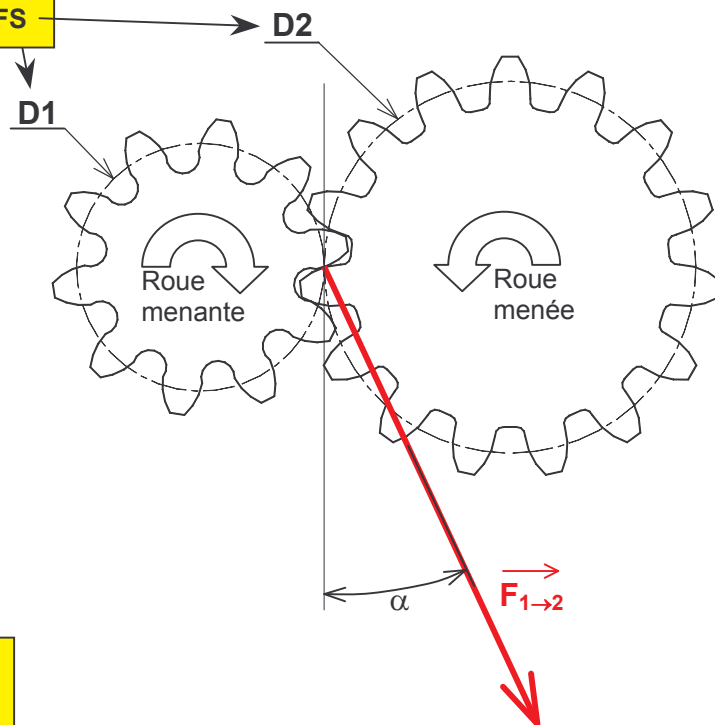
il y a roulement sans glissement entre les **DIAMETRES PRIMITIFS**

Relation de base :

$$D = m \cdot Z$$

diamètre primitif MODULE (le même pour les deux roues) nombre de dents

Il ne peut prendre que certaines valeurs pour des dentures normalisées.
Du module dépend la taille de la dent



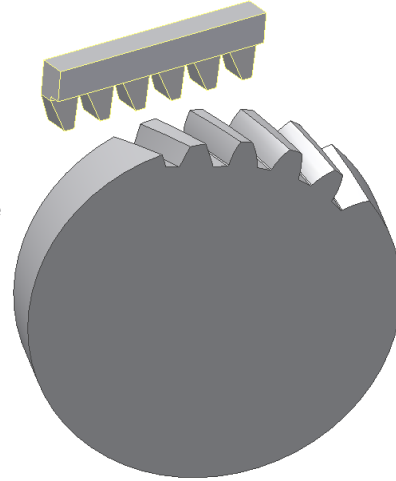
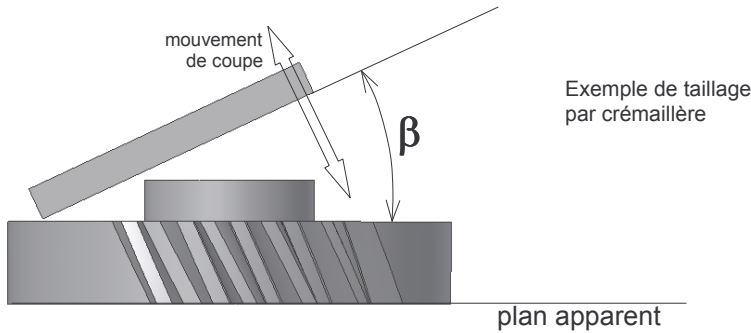
Le rapport de transmission vaut :

$$r = \frac{N2}{N1} = \frac{D1}{D2} = \frac{Z1}{Z2}$$

L'effort transmis entre les deux roues dentées est équivalent à une force appliquée au point de tangence des diamètres primitifs, inclinée de l'angle de pression α par rapport à la tangente.

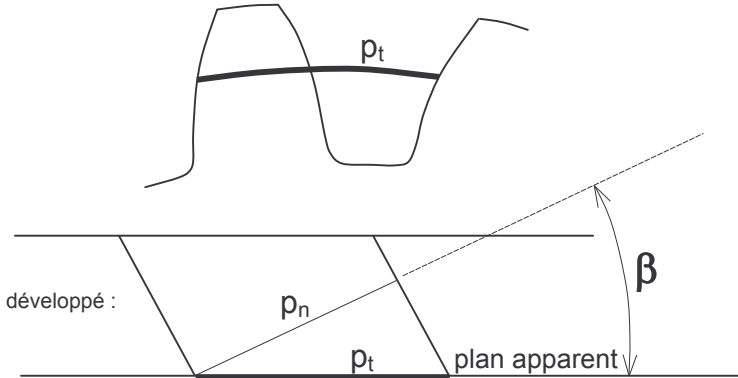
3. ROUES CYLINDRIQUES A DENTURE HELICOIDALE

3.1. Principe : Le taillage se fait avec les mêmes outils que pour les dentures droites, à ceci près que l'outil est incliné d'un angle β par rapport à la roue à tailler.



Conséquence : Dans le plan apparent de la roue, on génère un profil qui correspondrait à un module fictif, dit module apparent m_t , plus grand que le module réel (en principe normalisé) m_n de l'outil.
Le diamètre primitif est adapté à ce module apparent

3.2. Caractéristiques



$$p_t = \text{pas apparent} \quad p_n = p_t \cdot \cos \beta$$

$$p_n = \text{pas normal, ou réel.}$$

Or, le pas est proportionnel au module, donc :

$$m_n = m_t \cdot \cos \beta$$

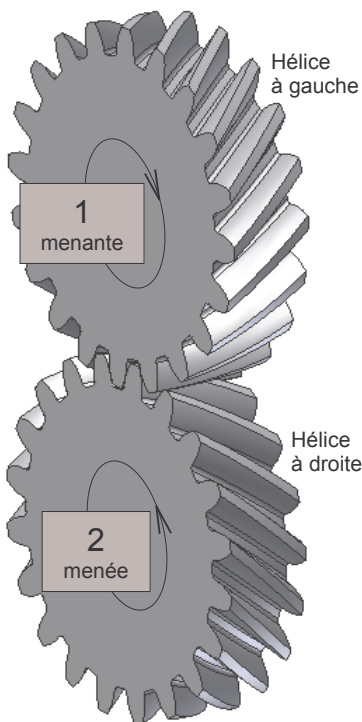
Le diamètre primitif vaut alors :

$$D = m_t \cdot Z = \frac{m_n}{\cos \beta} Z$$

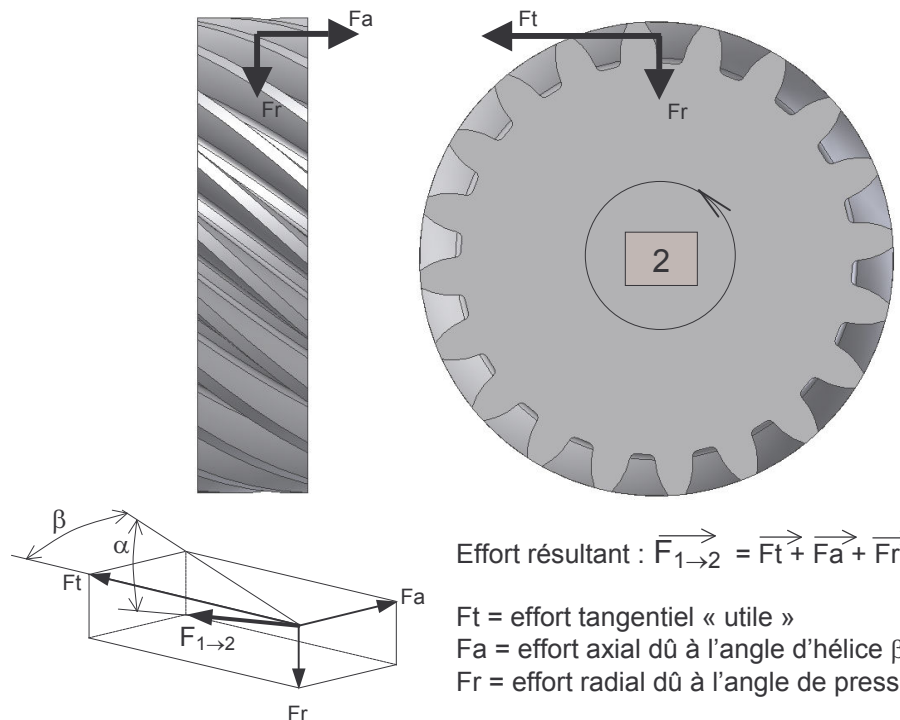
Z = nombre de dents

β = angle d'hélice (en général 20 à 30°)

3.3. Fonctionnement



Le seul changement notable par rapport aux dentures droites concerne l'effort transmis, qui présente cette fois une composante axiale.



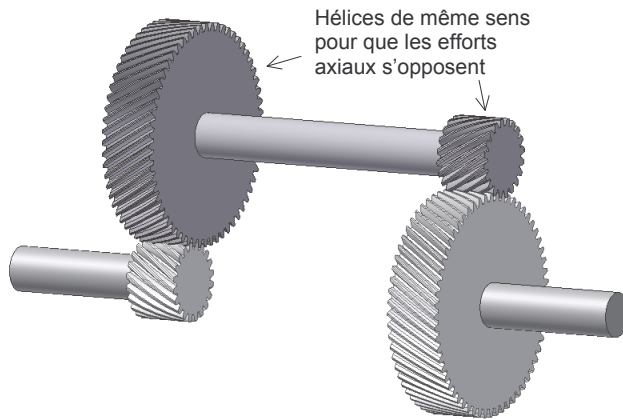
$$\text{Effort résultant : } \vec{F}_{1 \rightarrow 2} = \vec{F}_t + \vec{F}_a + \vec{F}_r$$

F_t = effort tangentiel « utile »
 F_a = effort axial dû à l'angle d'hélice β
 F_r = effort radial dû à l'angle de pression α

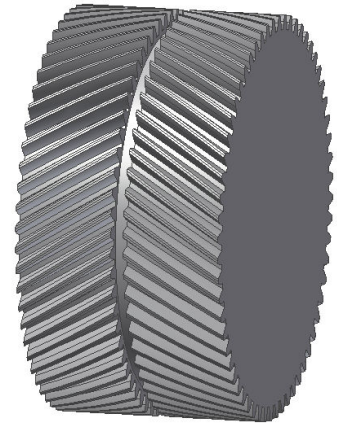
3.4. Conditions d'emploi des dentures hélicoïdales :

- Fonctionnement plus silencieux que des dentures droites. Surtout avec des dentures reprises après taillage par rectification ou rasage (« shaving »). Exemple : boîtes de vitesses d'automobiles.
- Possibilité de respecter n'importe quelle valeur d'entraxe en jouant sur l'angle d'hélice, tout en gardant un module, et donc un outil, normalisés.
(alors que les dentures droites normalisées ne peuvent se monter qu'avec certaines valeurs d'entraxe)
- L'effort axial de l'engrènement se répercute sur les paliers : il faut donc concevoir ceux-ci en conséquence (roulements coniques, ...)

Cet effort axial peut néanmoins être réduit sur un arbre intermédiaire muni de plusieurs dentures par une configuration judicieuse :



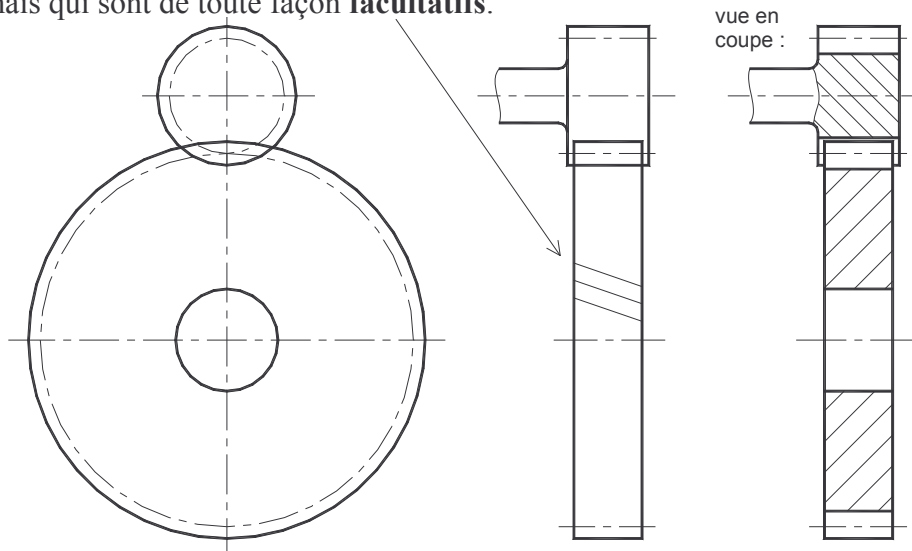
L'effort axial est totalement annulé sur les **dentures chevrons** :



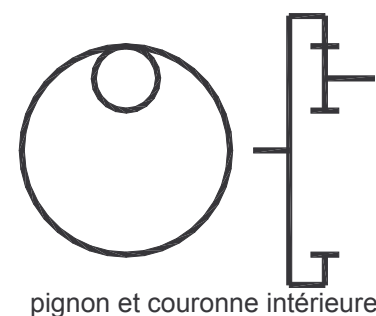
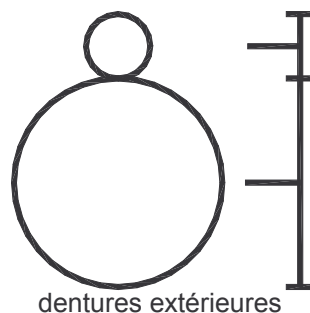
- Il est possible de faire engrener ensemble deux roues hélicoïdales d'axes non parallèles. Mais les frottements sont alors beaucoup plus importants.

3.5. Représentation

La représentation est identique à celle des dentures droites, à part les symboles indiquant le sens de l'hélice, mais qui sont de toute façon **facultatifs**.



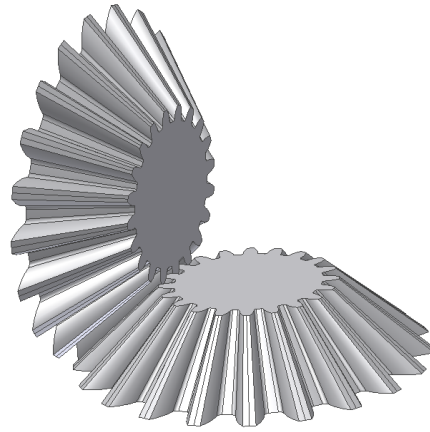
Symboles cinématiques :



4. ROUES CONIQUES

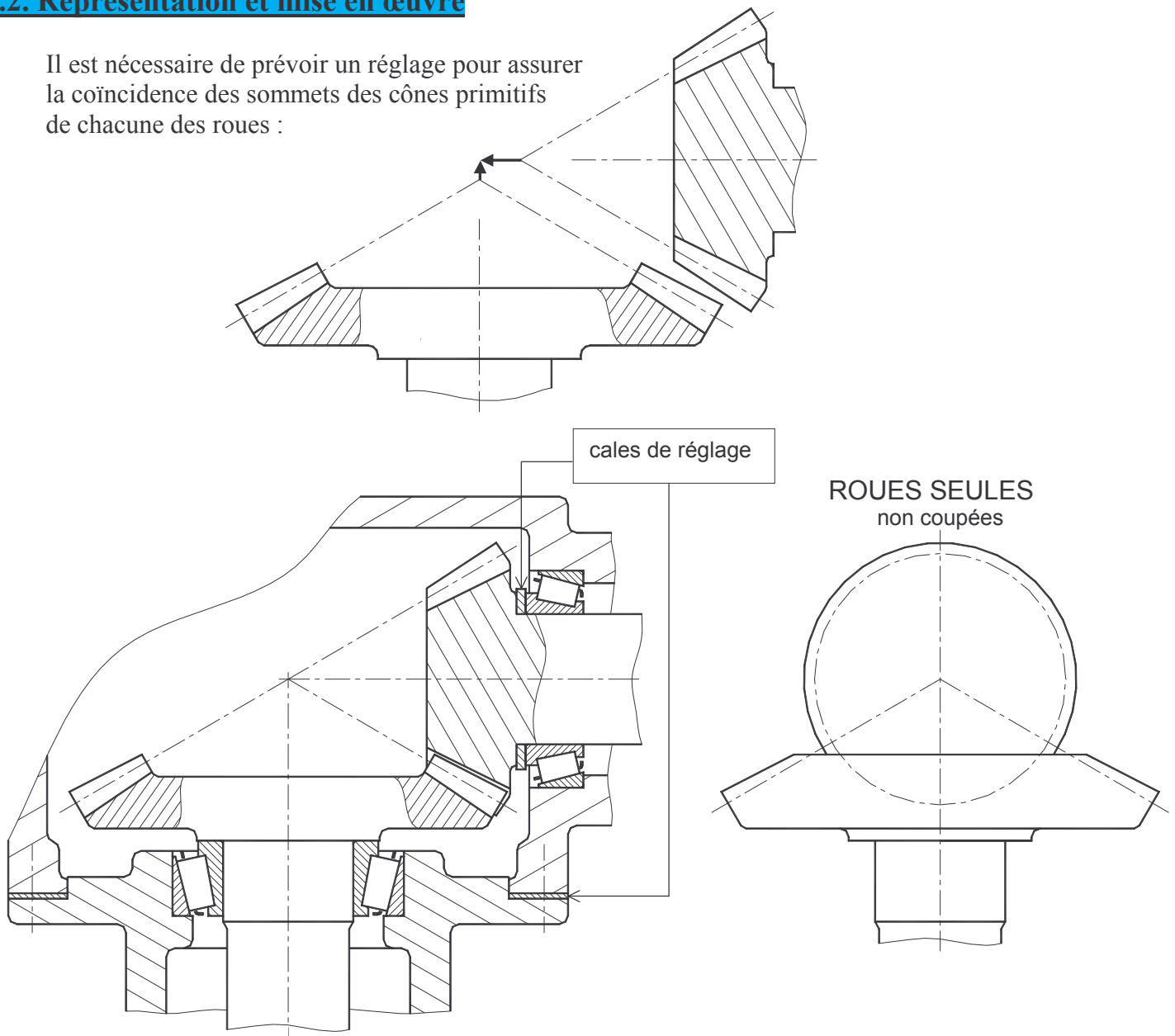
4.1. Principe

Appelés souvent « renvoi d'angle », ces engrenages permettent d'entraîner par des roues de forme conique des arbres qui sont dans la plupart des cas perpendiculaires et concourants. Les dentures peuvent être de différentes formes : droites, hélicoïdales, spirales, ou hypoïdes (axes non concourants)

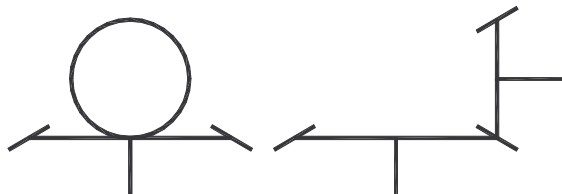


4.2. Représentation et mise en œuvre

Il est nécessaire de prévoir un réglage pour assurer la coïncidence des sommets des cônes primitifs de chacune des roues :



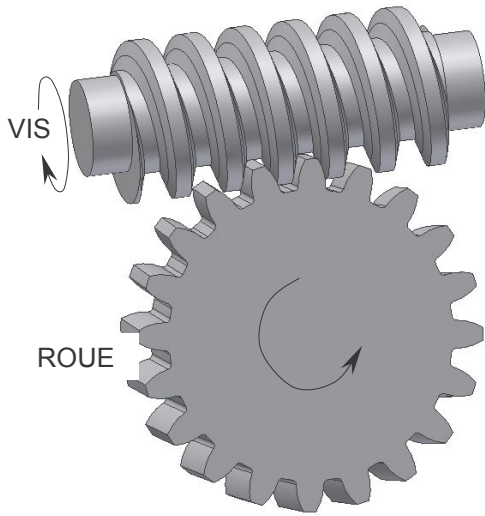
Symboles cinématiques :



5. SYSTEMES A ROUE ET VIS SANS FIN

5.1. Principe

A part quelques rares exceptions, il s'agit de réducteurs de vitesse dans lesquels la vis entraîne la roue. Leurs axes sont presque toujours perpendiculaires. Lorsqu'ils ne le sont pas, c'est souvent pour que la vis entraîne une roue à denture droite.



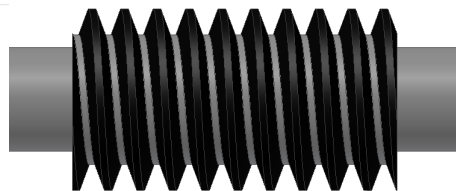
Rapport de transmission :

$$r = \frac{N_{\text{roue}}}{N_{\text{vis}}} = \frac{Z_{\text{vis}}}{Z_{\text{roue}}}$$

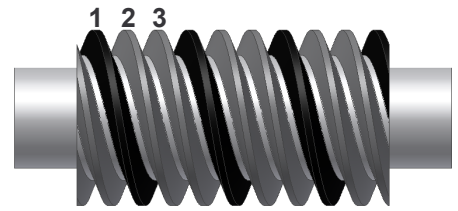
N = vitesses de rotation

Z = nombre de dents pour la roue
ou nombre de **filets** pour la vis

Exemples de vis :
(le nombre de filets n'a
à priori pas de limite)



Vis à 1 filet

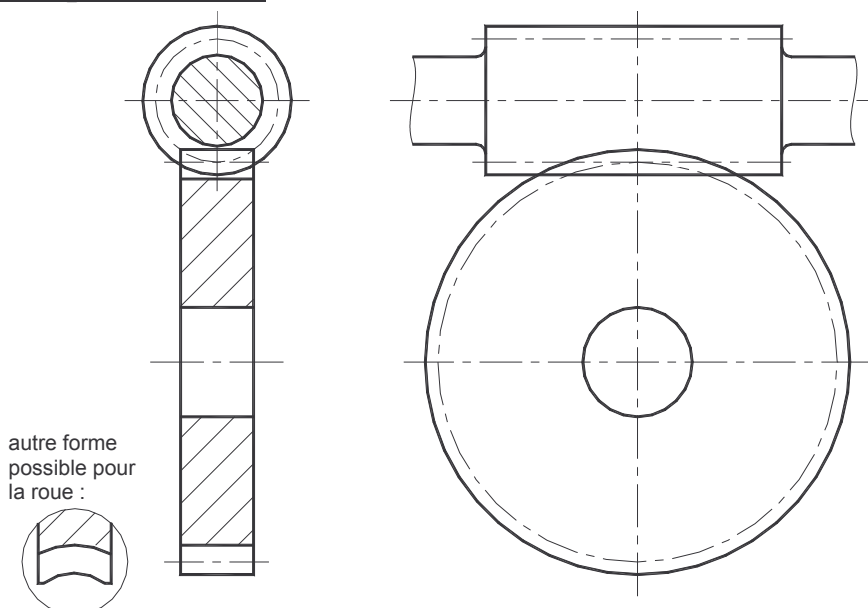


Vis à 3 filets

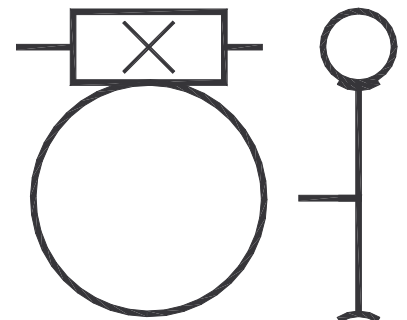
5.2. Caractéristiques

- le rapport de transmission obtenu peut être très important, avec un faible encombrement.
- le rendement est assez faible (beaucoup de pertes de puissance, et échauffement)
- le mécanisme peut être **irréversible**. (en pratique en dessous d'un angle d'hélice de roue de 10° environ)
C'est à dire que la roue ne peut pas entraîner la vis, ce qui peut présenter un avantage pour la sécurité de fonctionnement de certains systèmes (la charge ne peut pas faire tourner le moteur).

5.3. Représentation



Symbole cinématique :



6. RELATIONS GENERALES

6.1. Rapport de transmission entre deux roues dentées 1 et 2 :

$$r = \frac{N_2}{N_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{C_1}{C_2} = \frac{D_1}{D_2}$$

tr/min

rad/s

dents

N.m

mm

Vitesses de rotation :
Il s'agit souvent du rapport

$$\frac{N_{\text{sortie}}}{N_{\text{entrée}}} = \frac{N_{\text{récepteur}}}{N_{\text{moteur}}}$$

dans ce cas :

$r < 1 \Rightarrow$ réducteur

$r > 1 \Rightarrow$ multiplicateur

rapport des
nombres de dents :

Toujours vrai !

(pour une vis sans fin :
nombre de filets)

rapport $\frac{\text{couple moteur}}{\text{couple récepteur}}$

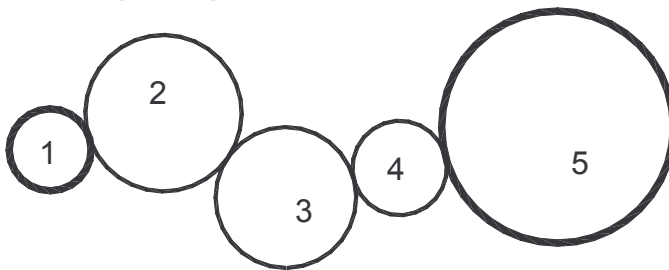
$$\text{Devient } \frac{\eta \cdot C_1}{C_2}$$

lorsqu'on tient compte du
rendement η , donc des
pertes par frottement

rapport des diamètres primitifs.
Vrai **uniquement** dans les cas
où il y a roulement sans
glissement, donc pour des
roues à axes parallèles.

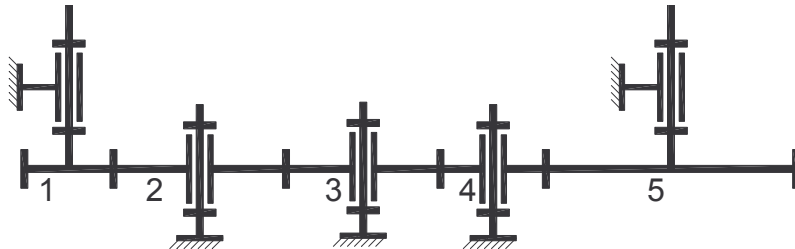
(surtout pas pour les roues et
vis sans fin, entre autres !)

6.2. « cascade » d'engrenages :



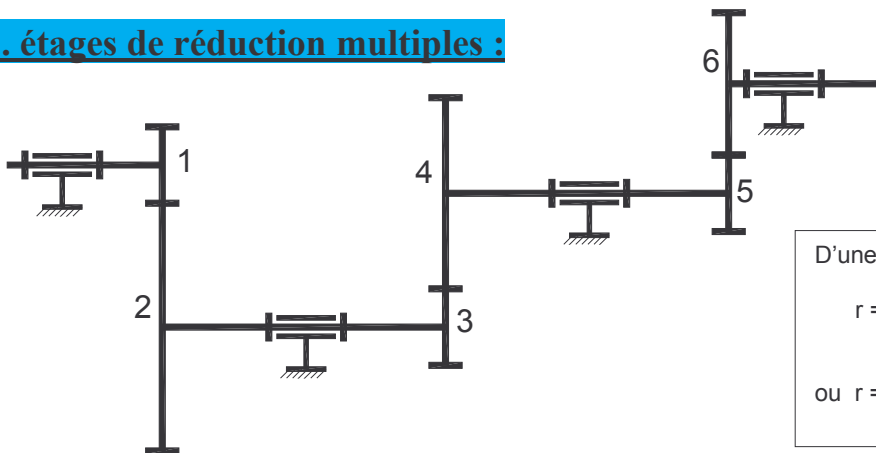
$$r = \frac{N_5}{N_1} = \frac{Z_1}{Z_5}$$

Quels que soient les pignons
intermédiaires, dits « pignons fous »



les « pignons fous » n'ont pour
fonction que d'inverser le sens
de rotation ou d'éloigner les
roues motrice et réceptrice
l'une de l'autre

6.3. étages de réduction multiples :



$$r = \frac{N_6}{N_1} = \frac{Z_1}{Z_2} \times \frac{Z_3}{Z_4} \times \frac{Z_5}{Z_6}$$

D'une façon générale :

$r =$ produit des rapports des différents étages

ou $r = \frac{\text{produit des nombres de dents des roues menantes}}{\text{produit des nombres de dents des roues menées}}$

6.4. cas particulier : les trains d'engrenages épicycloïdaux

Si les axes des roues dentées ne sont pas tous fixes par rapport au bâti ou au carter du mécanisme, alors il s'agit d'un train épicycloïdal.

Le calcul du rapport de transmission est très particulier, et nécessite un chapitre à lui tout seul !