

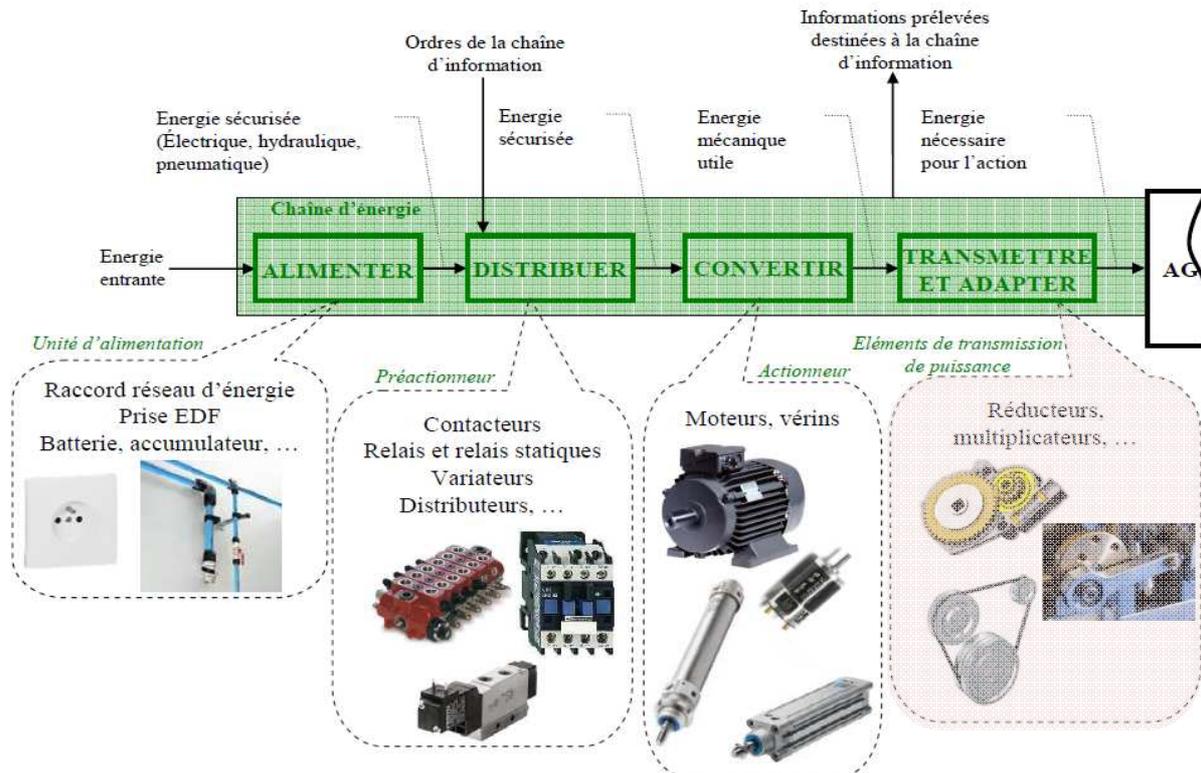
<h1>Cours</h1>	<h2>Cours TE 3</h2>	<b>TS11 (Période 3)</b>
	<b>Transmission d'énergie avec modification de la vitesse angulaire</b>	<b>1h</b>
	<b>Cycle 7 : Transmettre l'énergie mécanique</b>	<b>3 semaines</b>

**RESOUDRE** : Proposer une démarche permettant d'obtenir une loi entrée-sortie géométrique ou cinématique.  $\leq 1$

**RESOUDRE** : Déterminer les relations entre les grandeurs géométriques ou cinématiques.

**CONCEVOIR** : Choisir la technologie des composants de la chaîne de puissance.

## 1 Critères de choix d'une transmission d'énergie

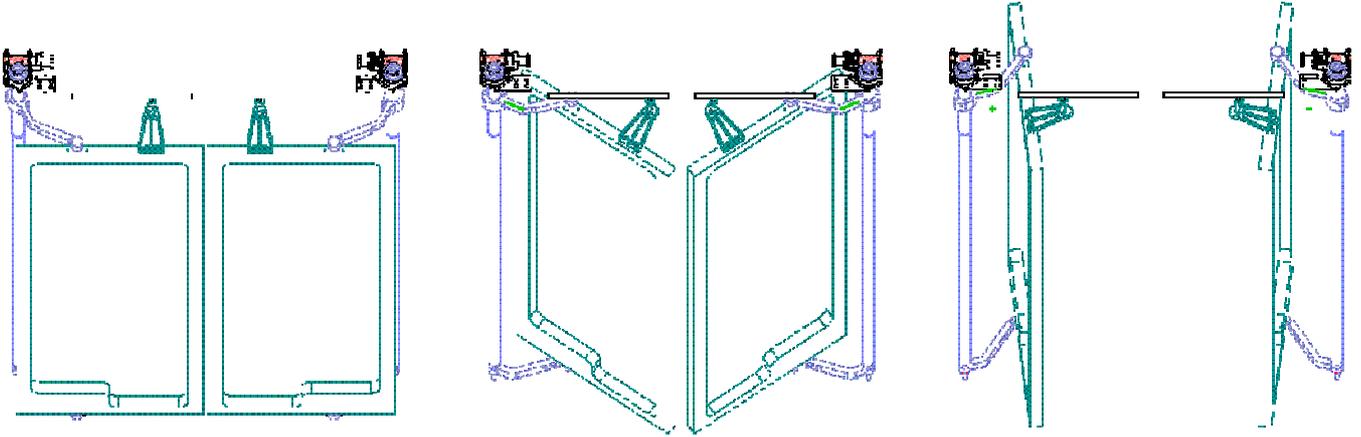


La transmission de l'énergie de l'actionneur (moteur) à l'effecteur (qui agit sur la matière d'œuvre) peut nécessiter une modification de la vitesse de rotation :

- **Pour adapter la vitesse de rotation** (vitesse nominale de rotation du moteur par exemple) à la vitesse attendue au niveau de l'effecteur
- **Pour adapter le couple mécanique** (augmentation du couple et diminution de la vitesse) car il est souvent économiquement préférable d'utiliser des moteurs électriques tournant vite mais avec des couples faibles (plutôt que tournant lentement avec des couples importants)
- **Pour adapter la réversibilité attendue**. La transmission est dite **réversible** lorsque la charge (effecteur) peut entraîner en mouvement le moteur et inversement. Elle est **irréversible** lorsque seul le moteur peut entraîner en mouvement la charge.

Exemple : la transmission des portes de bus oscillantes doit être :

- **Irréversible** en fonctionnement normal afin d'empêcher leur ouverture intempestive par la poussée des passagers,
- **Réversible** en cas d'incident ou de panne afin que les passagers puissent sortir du bus en poussant les portes.



## 2 Structure d'une transmission usuelle

Un composant de la transmission d'énergie est caractérisé par :

- **Son rendement** qui quantifie les pertes par frottement (en régime permanent, c'est à dire à vitesse constante) :

$$\eta = P_s / P_e$$

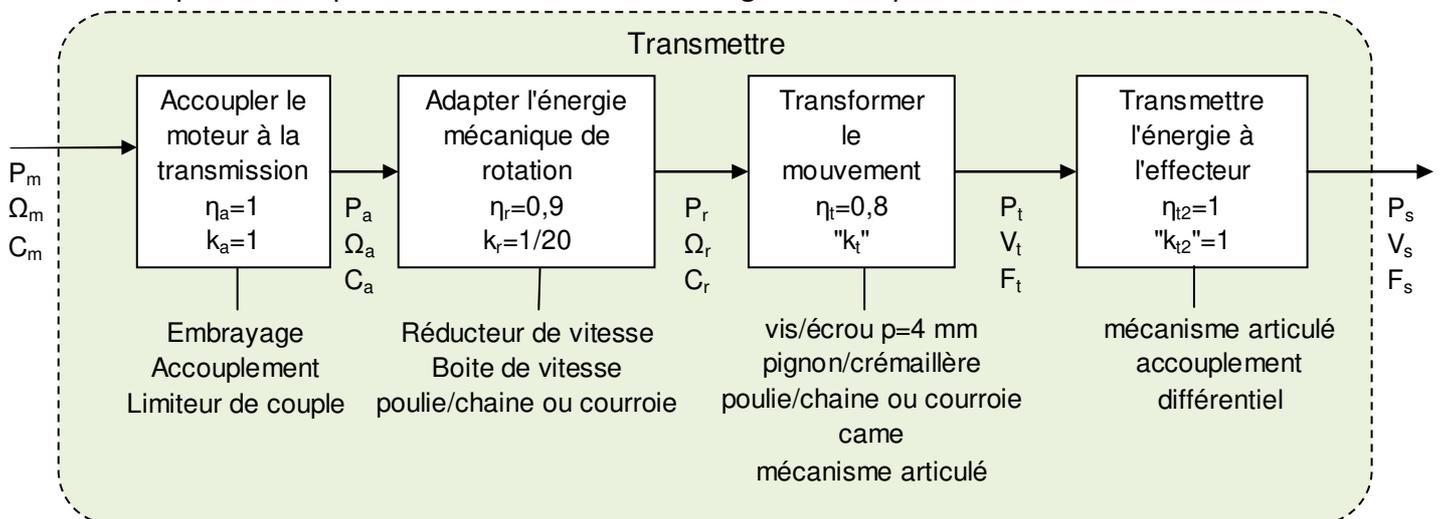
( $P_s$  et  $P_e$  sont les puissances en sortie et en entrée du composant)

- **Son rapport de transmission** qui quantifie la modification de vitesse :

$$k = \frac{\text{vitesse de sortie}}{\text{vitesse d'entrée}} = \frac{N_s}{N_e} = \frac{\Omega_s}{\Omega_e} = \frac{V_s}{\Omega_e}$$

( $N_s$  et  $N_e$  sont les fréquences de rotation en tr/min,  $\Omega_s$  et  $\Omega_e$  sont les vitesses de rotation en rad/s et  $V_s$  la vitesse linéaire en m/s)

Exemples de composants de transmission d'énergie mécanique de rotation



**Remarque** : dans les sujets de concours,  $k$  sera appelé indifféremment rapport de transmission ou rapport de réduction, de même que ... son inverse (généralement supérieur à 1) !!!

**Méthode de vérification d'une transmission :**

- 1) On connaît  $\Omega_m$ ,
- 2) On calcule le **rapport de transmission global** en rotation :  **$k_g = k_a \cdot k_r$**
- 3) On en déduit la vitesse en sortie de réducteur  $\Omega_r = k_g \cdot \Omega_m$ ,
- 4) Une étude cinématique ou le dossier technique permet d'en déduire la vitesse de sortie,
- 5) Une étude dynamique permet de déterminer l'effort imposé par la charge **Fs**.
- 6) On en déduit la puissance nécessaire au niveau de la charge :
  - Charge en translation  **$P_s = \vec{V} \cdot \vec{F}_s = V \cdot F_s \cdot \cos(\vec{V}; \vec{F}_s)$**
  - Charge en rotation  **$P_s = \vec{\Omega} \cdot \vec{C}_s$**   
(en général colinéaires : couple moteur ou résistant sur une pièce en rotation autour d'un axe fixe)
- 7) On calcule le **rendement global**  **$\eta_g = \eta_a \cdot \eta_r \cdot \eta_t \cdot \eta_{t2}$**
- 8) On en déduit la puissance utile du moteur :  **$P_m = P_s / \eta_g$**

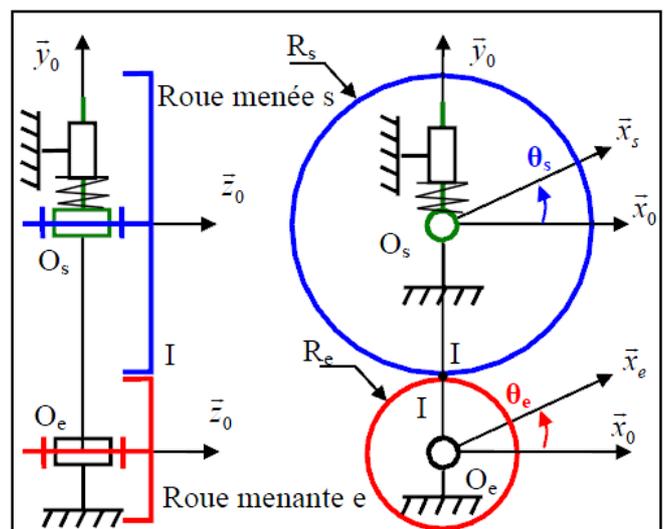
**3 Mécanismes de transformation de la vitesse angulaire****3.1 Roues à frictions**

**Principe :** Deux roues cylindriques ou coniques sont en contact sur une génératrice et soumises à un effort presseur. Le frottement au contact des deux roues permet de transmettre le mouvement de la roue motrice vers la roue réceptrice.



Pour un bon fonctionnement, il faut donc choisir un couple de matériaux ayant un coefficient de frottement important.

**Utilisation :** transmissions à faible puissance (petits appareils portables), dynamo de vélo, ...

**Rapport de réduction :**

La condition de roulement sans glissement au point de contact I s'écrit  $\vec{V}_{I, s/e} = \vec{0}$ .

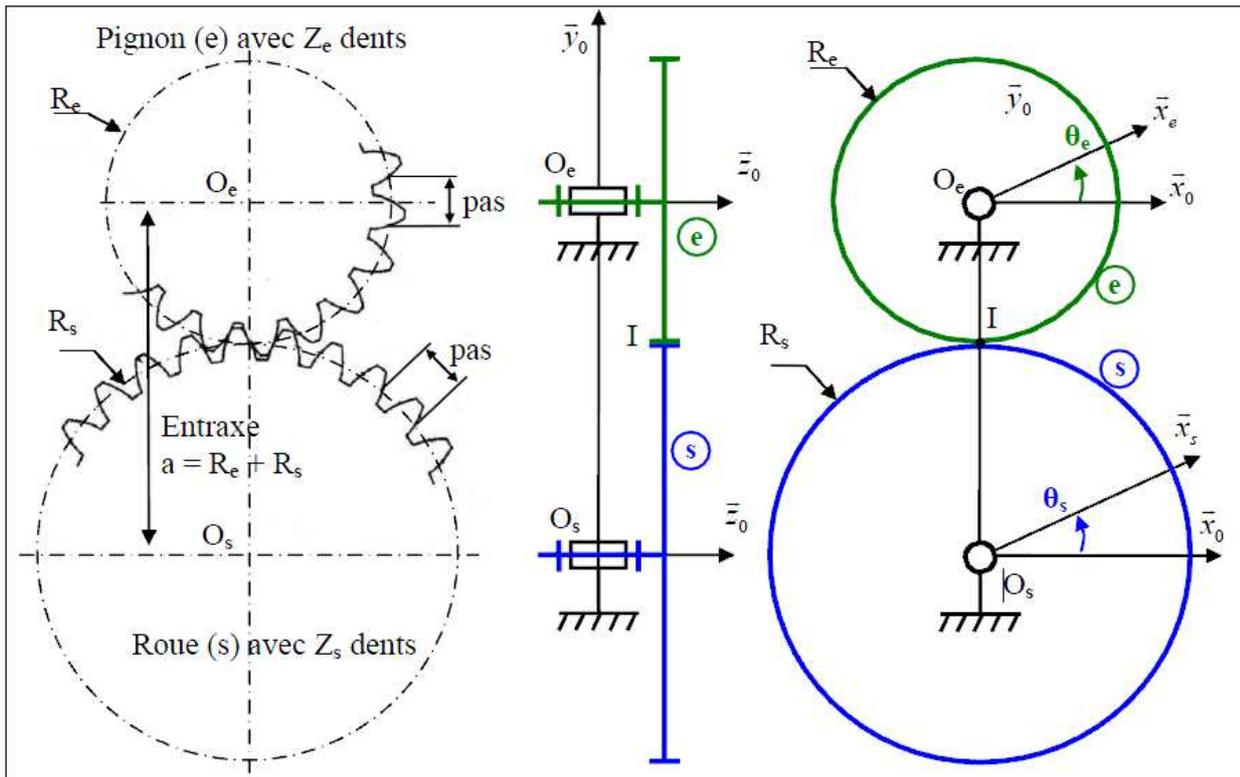
$$\text{Soit } \vec{V}_{I, s/e} = \vec{V}_{I, s/0} - \vec{V}_{I, e/0} = R_s \cdot \dot{\theta}_s \cdot \vec{z}_0 + R_e \cdot \dot{\theta}_e \cdot \vec{z}_0 = \vec{0} \rightarrow R_s \cdot \dot{\theta}_s + R_e \cdot \dot{\theta}_e = 0$$

D'où le rapport de transmission :  $k = \frac{\omega_s}{\omega_e} = \frac{\dot{\theta}_s}{\dot{\theta}_e} = -\frac{R_e}{R_s}$

Cette solution reste limitée car elle nécessite des pressions de contact importantes pour assurer le roulement sans glissement en I. Pour pallier à ce problème on utilise plutôt des transmissions par obstacles.

### 3.2 Engrenages

Les engrenages sont constitués de roues dentées engrenant l'une avec l'autre.



**Engrenage** : On appelle engrenage, l'ensemble constitué de deux roues dentées en prise. On appelle généralement la petite « le pignon » et la grande « la roue » (ou couronne dans le cas d'engrenage à contact intérieur).

**Diamètres primitifs** : L'engrènement de dentures assure le roulement sans glissement en I des cercles fictifs de diamètre  $D_e$  et  $D_s$ . Ces cercles sont appelés cercles primitifs. Ils correspondent aux diamètres des roues de friction qui assureraient le même rapport de réduction.

**Pas primitif** : Pour garantir l'engrènement, les pas primitifs respectifs des dentures du pignon et de la roue doivent être égaux. Le pas primitif correspond à la longueur de l'arc de cercle primitif compris entre deux dents consécutives tel que :

$$pas = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_e}{Z_e} = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_s}{Z_s}$$

Avec  $Z_e$  et  $Z_s$ , nombre de dents des éléments de diamètre primitif  $D_e$  et  $D_s$ .

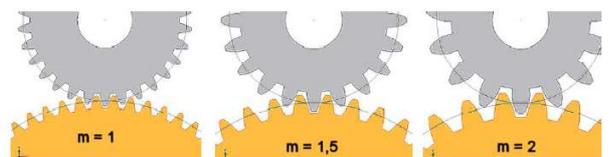
On en déduit alors que :

$$\frac{R_e}{Z_e} = \frac{R_s}{Z_s} \text{ mais aussi que } \frac{D_e}{Z_e} = \frac{D_s}{Z_s}$$

**Module** : Le module  $m$  caractérise un paramètre dimensionnel relatif à la périodicité des dents donc à leur taille. Le pignon et la roue constituant un engrenage doivent avoir le même module pour fonctionner.

Pour une roue donnée, on a :

$$D = m \cdot z \text{ et } pas = \pi \cdot m$$

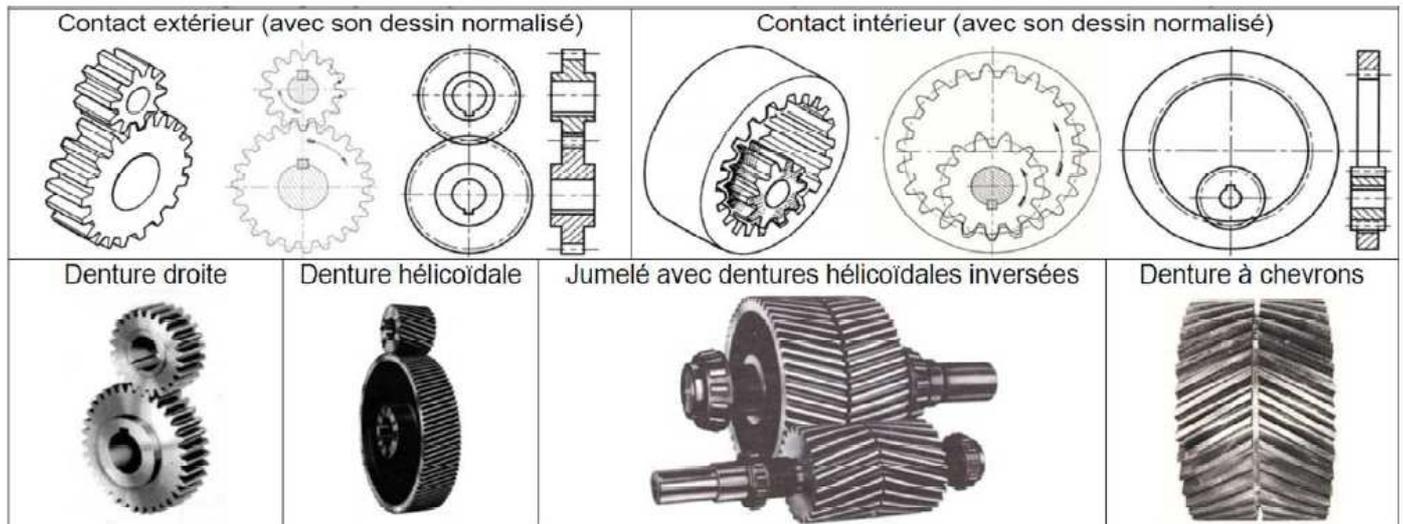


**Rapport de transmission** (comme pour les roues à friction) :

$$k = \frac{\omega_s}{\omega_e} = \frac{\dot{\theta}_s}{\dot{\theta}_e} = -\frac{R_e}{R_s} = -\frac{Z_e}{Z_s}$$

## Les différentes solutions technologiques pour les engrenages :

Les engrenages cylindriques extérieurs ou intérieurs à denture hélicoïdale ou droite :



Ils transmettent un mouvement entre deux arbres parallèles.

Cas des engrenages à denture droite :

- ☺ Ce sont les plus simples et les plus économiques. Comme leurs dents sont parallèles aux axes de rotation, ils peuvent admettre des déplacements axiaux.
- ☹ Ils sont bruyants.



Cas des engrenages à denture hélicoïdale :

- Les deux éléments de l'engrenage doivent avoir leurs hélices de sens opposé pour engrener.
- ☺ Le nombre de couple de dents en prise est plus important que sur les dentures droites, l'engrènement est donc plus progressif et plus continu. Par conséquent ils sont donc plus silencieux et peuvent transmettre des efforts plus importants.
- ☹ Employé seul, l'engrenage à denture hélicoïdale génère des efforts axiaux. Pour compenser cet effort, on utilise un jumelage de 2 engrenages à dentures hélicoïdales inversées ou des roues à chevrons.

Les engrenages coniques à dentures droite ou spiroïdale :

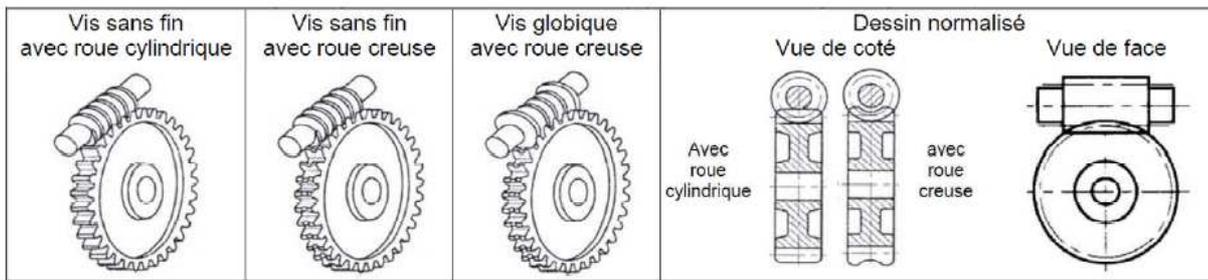


Ils transmettent un mouvement entre deux arbres à axes concourants perpendiculaires ou non.



- ☹ Les arbres sont en porte à faux.
- ☹ Ils génèrent des efforts axiaux.
- ☹ Les sommets des cônes doivent coïncider.

Les engrenages à roue et vis sans fin :



Ils transmettent un mouvement entre deux arbres à axes non concourants.



- ☺ Irréversibilité possible → sécurité anti-retour utile quand le récepteur peut devenir moteur (appareil de levage par exemple).
- ☺ Grands rapports de réduction (entre 1/5 et 1/150)
- ☹ L'engrènement se fait avec beaucoup de glissement entre les dents. Il y a donc une usure importante et rendement faible (entre 50 et 60%).
- ☹ La vis doit supporter un effort axial important.
- Afin d'augmenter la surface de contact entre les dents, on utilise très souvent des systèmes à roue creuse ou avec une vis globique (encore mieux mais beaucoup plus cher).

Dans le cas particulier du système roue et vis sans fin, le rapport de transmission s'écrit :

$$k = \frac{\omega_{roue}}{\omega_{vis}} = \frac{\dot{\theta}_s}{\dot{\theta}_e} = \frac{Z_{vis}}{Z_{roue}} \quad (\text{où } Z_{vis} \text{ est le nombre de filet de la vis et } Z_{roue} \text{ le nombre de dent de la roue}).$$

**Symboles cinématiques normalisés des engrenages** (les cercles représentent les cercles primitifs)

Schémas cinématiques (normalisation)			
<p>hélicoïdale chevron</p>			
roue extérieure	roue intérieure	roue conique	roue et crémaillère
		<p>spirale</p>	<p>à vis globique roue creuse vis tangente</p>
denture extérieure	denture intérieure	engrenages coniques	roue et vis sans fin
engrenages droits			

**Réducteur ou multiplicateur de vitesse à trains simples**

Pour augmenter le rapport de réduction ou de multiplication, on peut associer plusieurs engrenages en série de rapport  $k_i$ . On parle de train d'engrenages.

Rapport du train d'engrenages :

$$k = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3$$

Exemples courants de réducteurs ou multiplicateurs de vitesse à train simple :

2 engrenages extérieurs	3 engrenages extérieurs	1 engr. extérieur + 1 engr. intérieur
$k = \frac{\omega_{s/0}}{\omega_{e/0}} = \frac{z_e \cdot z_2''}{z_2' \cdot z_s}$	$k = \frac{\omega_{s/0}}{\omega_{e/0}} = -\frac{z_e \cdot z_2''}{z_2' \cdot z_s}$	$k = \frac{\omega_{s/0}}{\omega_{e/0}} = -\frac{z_e \cdot z_2''}{z_2' \cdot z_s}$
<p><math>z_3</math> est dite folle car menante et menée (sert juste à inverser le sens de rotation)</p>		

Généralisation : formule de Willis

$$k = (-1)^n \cdot \frac{\prod Z_{menantes}}{\prod Z_{menées}}$$

- $k$  : rapport de transmission d'un train d'engrenages,
- $n$  = nombre d'engrenages à contact extérieur,
- $(-1)^n$  renseigne sur l'inversion du sens de rotation entre l'entrée et la sortie (lorsque  $n$  est impaire notamment). Terme absent notamment lorsque les axes ne sont pas parallèles.
- $\prod$  : produit,  $Z$  : nombre de dents, Menantes=motrices, Menés=réceptrices.

### 3.3 Liens flexibles (poules-courroie ou roue-chaîne)

Les liens flexibles sont particulièrement avantageux lorsqu'il s'agit de relier de grands entraxes car ils sont moins couteux que les autres solutions techniques. Ils sont utilisés dans tous les secteurs de la construction mécanique. Dans les réducteurs flexibles, les poulies et les roues tournent dans le même sens.

Rapport de transmission : 
$$k = \frac{\omega_s}{\omega_e} = \frac{\theta_s}{\theta_e} = \frac{R_e}{R_s}$$

Transmission synchrone par une courroie crantée (+ galet tendeur)	Transmission asynchrone entre 3 poulies lisses par une double courroie trapézoïdale	Transmission par chaîne entre un pignon et une roue

Symboles cinématiques normalisés des transmissions par liens souples :

