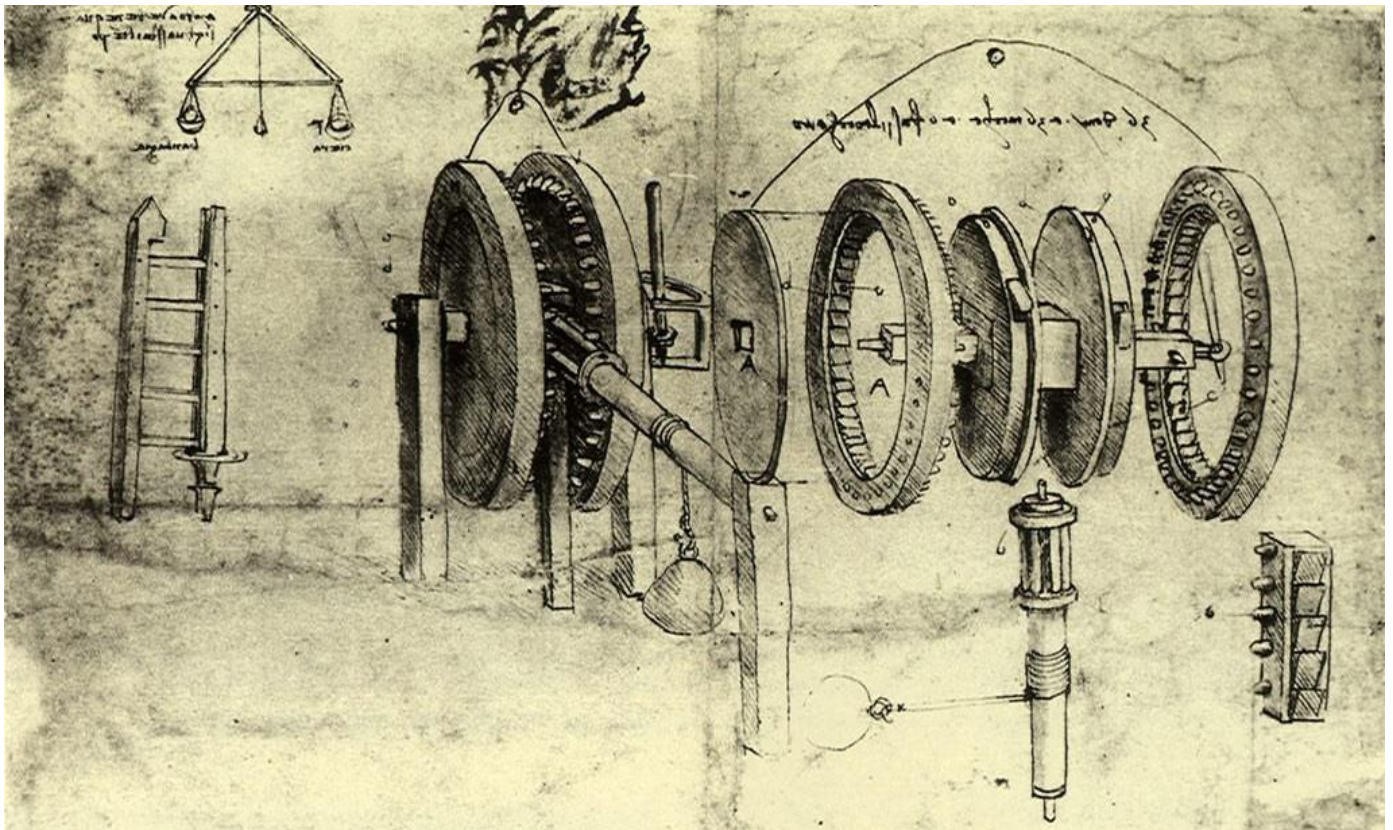


Transmission de puissance

La puissance mécanique



Etude des engrenages par Leonardo da VINCI

Table des matières

1	Préambule.....	2
1.1	Notion de puissance :	2
1.2	Puissance développée par une force :	2
1.3	Puissance développée par un couple :	2
1.4	Notion de rendement :	2
1.5	Les différentes solutions :	3
2	Transmission sans changement de la nature du mouvement.....	4
2.1	Les engrenages	4
2.1.1	Classification des engrenages	4
2.1.2	Profil et module d'une dent.....	4
2.1.3	Roues cylindriques à dentures droites	5
2.1.4	Roues cylindriques à dentures hélicoïdales.....	6
2.1.5	Roues coniques	8
2.1.6	Roue et vis sans fin	9
2.1.7	Différents cas de rapport de réduction	10
2.1.8	Train épicycloïdal	11
2.2	Transmission par poulie-courroie.....	11
2.3	Transmission par chaîne	14
3	Transmission avec changement de la nature du mouvement	15
3.1	De la rotation en translation continue	15
3.1.1	Système pignon crémaillère	15
3.1.2	Système vis-écrou	16
3.2	De la rotation en translation alternée	17
3.2.1	Système bielle-manivelle	17
3.3	De la rotation continue à la rotation intermittente	18
3.3.1	La croix de malte.....	18
3.4	De la rotation en translation intermittente.....	18
3.4.1	La came	18



1 Préambule

Le but de ce chapitre est de découvrir un panel non exhaustif des solutions les plus courantes permettant d'acheminer la puissance de sa source jusqu'à ses multiples destinations. Il est souvent nécessaire d'adapter aussi la nature du mouvement fourni par l'émetteur pour le récepteur.

Le cours définissant l'énergie et la puissance mécanique sera abordé ultérieurement. Nous pouvons cependant indiquer quelques notions préalables :

1.1 Notion de puissance :

La puissance définit la quantité de travail effectué par unité de temps (par seconde) ou autrement dit le débit d'énergie.

$$1 \text{ Watt} = \frac{1 \text{ Joule}}{1 \text{ seconde}} = 1 \frac{\text{J}}{\text{s}} \text{ ou } \text{J} \cdot \text{s}^{-1}$$

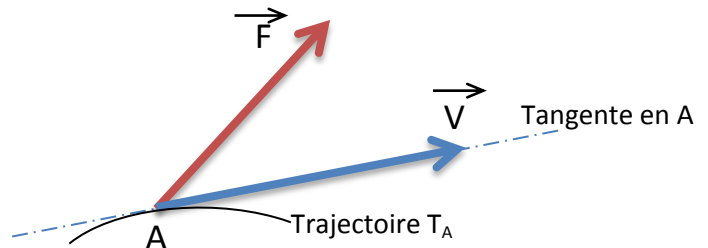
Autre unité usuelle : le cheval (cv) $1 \text{ cv} = 736 \text{ W}$

1.2 Puissance développée par une force :

La puissance instantanée P développée par une force $\vec{F}$ dont le point d'application A se déplace à la vitesse $\vec{V}$ sur sa trajectoire T_A est égale au produit scalaire de $\vec{F}$ par $\vec{V}$.

$$P = \vec{F} \cdot \vec{V} = F \times V \times \cos \theta$$

P en [Watt] ; F en [N] ; V en [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]



1.3 Puissance développée par un couple :

La puissance développée par un couple C se déplaçant à la vitesse angulaire ω est égale au produit de C par ω .

$$P = C \times \omega$$

P : puissance en [W] ; C : couple en [Nm] ; ω : vitesse de rotation en [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$]

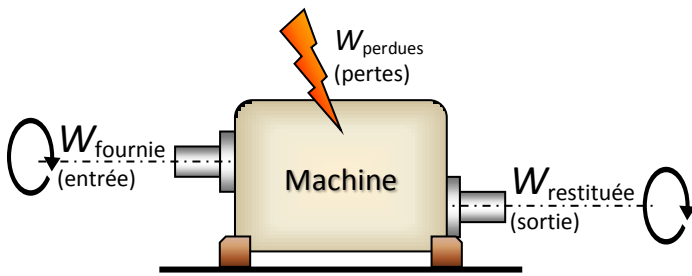
La fréquence de rotation N est souvent exprimée en tour par minute. Il faut la convertir en radian par seconde pour la rendre exploitable dans les calculs grâce à la relation suivante :

$$\omega = \frac{2\pi}{60} \times N$$

1.4 Notion de rendement :

Le rendement η (éta) d'une machine est égal au rapport de l'énergie restituée sur l'énergie fournie ou reçue.





Remarque : l'énergie perdue peut l'être sous forme de chaleur, de frottement, etc.

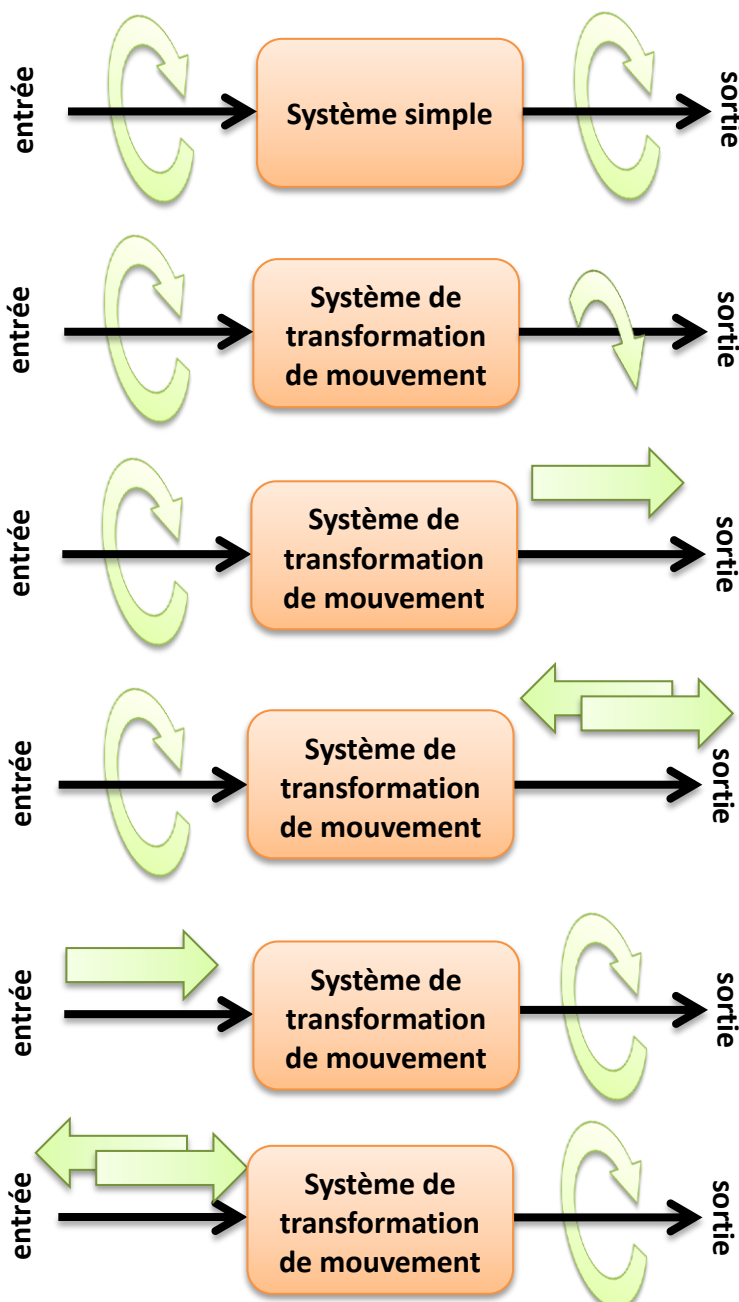
$$\eta = \frac{W_s}{W_e} = \frac{W_e - W_p}{W_e} = 1 - \frac{W_p}{W_e}$$

Cela marche aussi avec les puissances :

$$\eta = \frac{P_s}{P_e} = \frac{P_e - P_p}{P_e} = 1 - \frac{P_p}{P_e}$$

1.5 Les différentes solutions :

Dans la suite du cours nous verrons des solutions conservant la nature du mouvement entre l'entrée et la sortie ainsi que quelques solutions modifiant ce mouvement.



	Rotation continue (N en tr/min)
	Rotation intermittente (N en tr/min)
	Translation continue (V en m/s)
	Translation alternée (V en m/s)

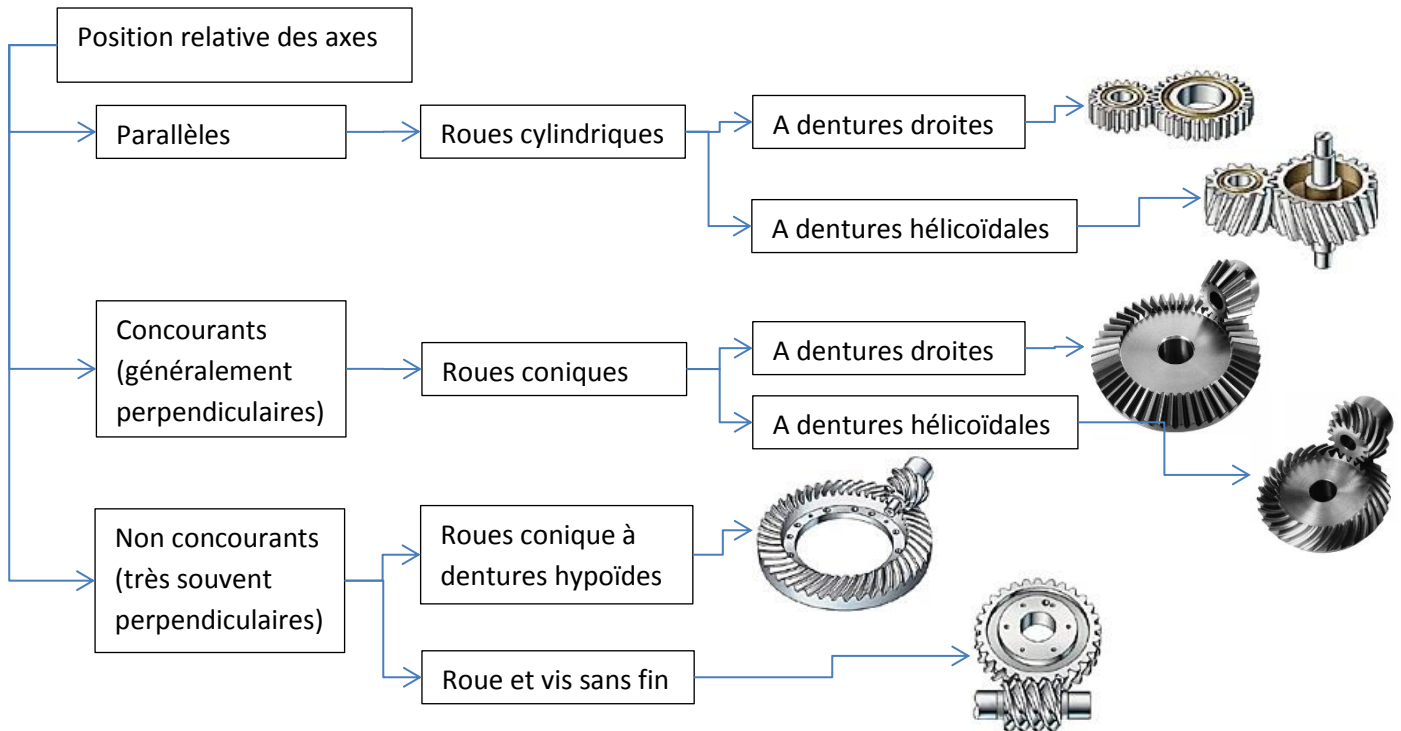


2 Transmission sans changement de la nature du mouvement

2.1 Les engrenages

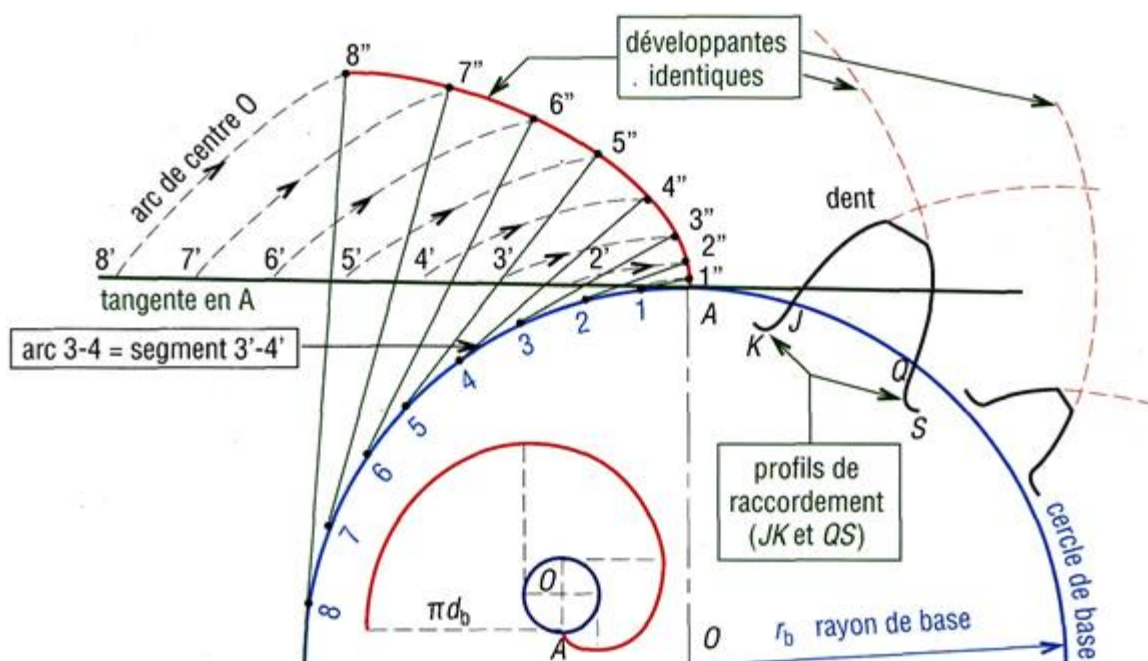
Un engrenage est un mécanisme composé de deux roues dentées. L'une des roues entraîne l'autre par l'action des dents qui sont successivement en contact. La roue qui a le plus petit nombre de dents est appelée pignon. Une combinaison d'engrenages est appelée train d'engrenages.

2.1.1 Classification des engrenages

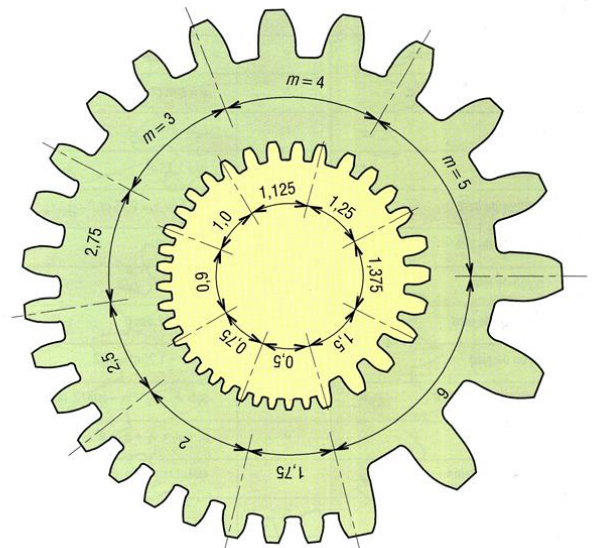


2.1.2 Profil et module d'une dent

Le profil des dentures de ces différents engrenages est basé sur la développante de cercle, forme qui permet de limiter le frottement entre les dents.

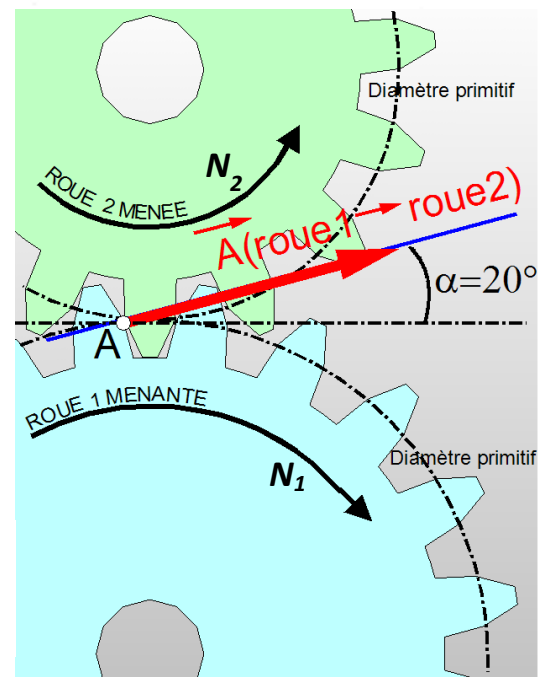
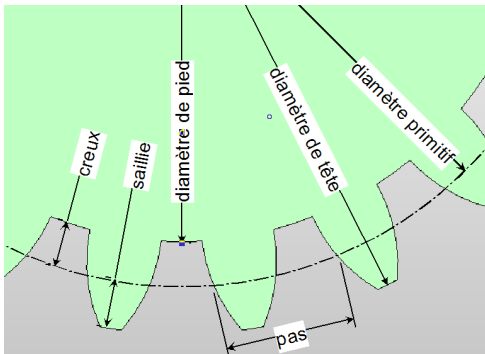


Le module représente l'épaisseur du creux et de la saillie au niveau du diamètre primitif. Pour qu'un accouplement peut se faire il faut que les profils soient conjugués donc que les dents aient même module.



2.1.3 Roues cylindriques à dentures droites

Géométrie du profil



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

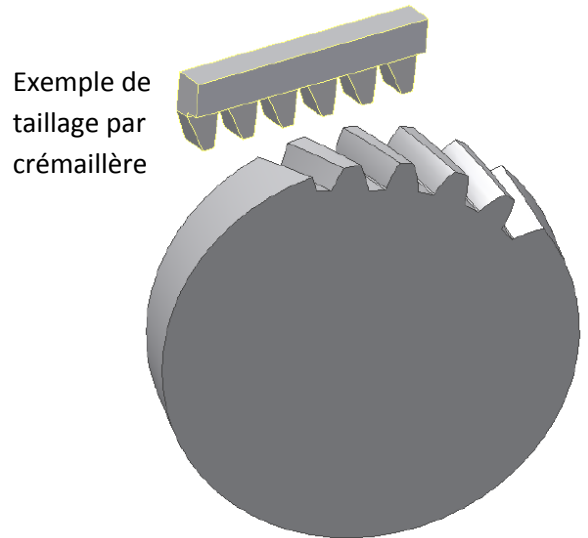
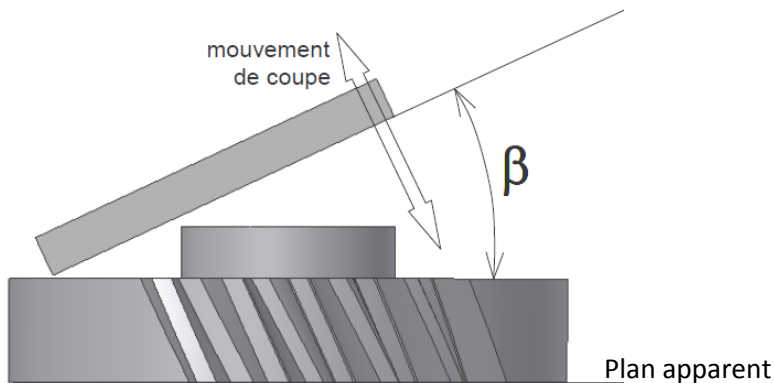
Relations fondamentales :

Nombre de dents : Z	Creux : h_f $h_f = 1,25 \times m$	Rapport de réduction : $r = \frac{N_2}{N_1} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{Z_1}{Z_2}$ <u>Attention :</u> un rapport de réduction correspond à la fréquence de sortie sur l'entrée. Un rapport de transmission correspond à la fréquence d'entrée sur la sortie.
Diamètre primitif : D ou D_p $D = m \times Z$		
Diamètre de pied : d_f $d_f = d - 2,5 \times m$	Pas : p $p = \pi \times m$	
Diamètre de tête : d_a $d_a = d + 2 \times m$		
Entraxe : C'est la distance qui sépare les axes des deux pignons. $e = m \times \frac{Z_1 + Z_2}{2}$		



2.1.4 Roues cylindriques à dentures hélicoïdales

L'obtention de la pièce se fait avec un outil « peigne » qui va, par passes successives, réaliser le profil. Il suffit d'incliner le peigne d'un angle β par rapport au plan apparent.



Du fait de l'inclinaison des dentures, il est nécessaire de définir des caractéristiques réelles et apparentes (mesurées sur la face du pignon) :

Module réel m_n ; Module apparent m_t

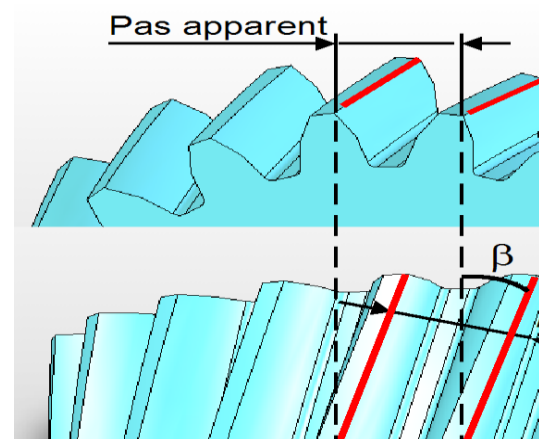
Angle d'hélice β

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$$

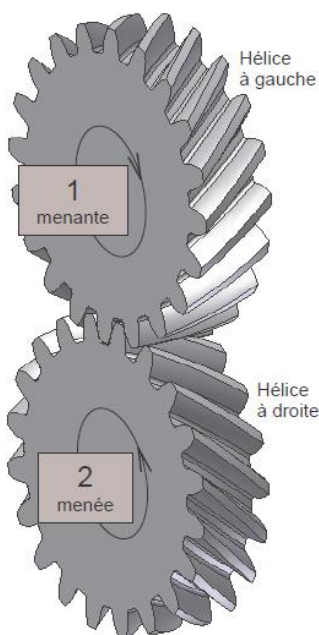
$$20^\circ < \beta < 30^\circ$$

Pas réel p_n ; Pas apparent p_t

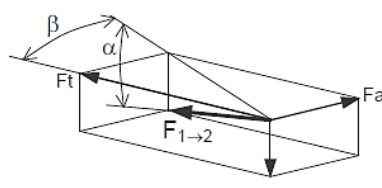
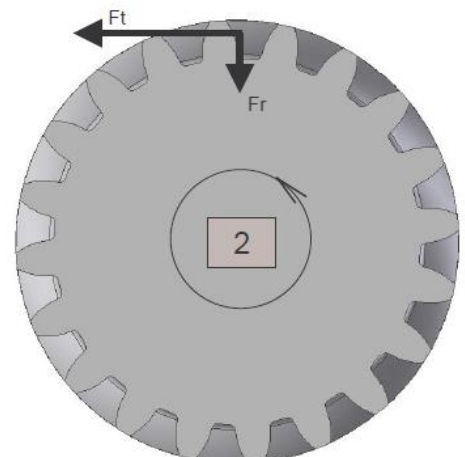
$$p_t = \frac{p_n}{\cos \beta}$$



Fonctionnement



La différence par rapport aux engrenages droits vient de la création d'un effort axial F_a



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

F_t = effort tangentiel « utile »

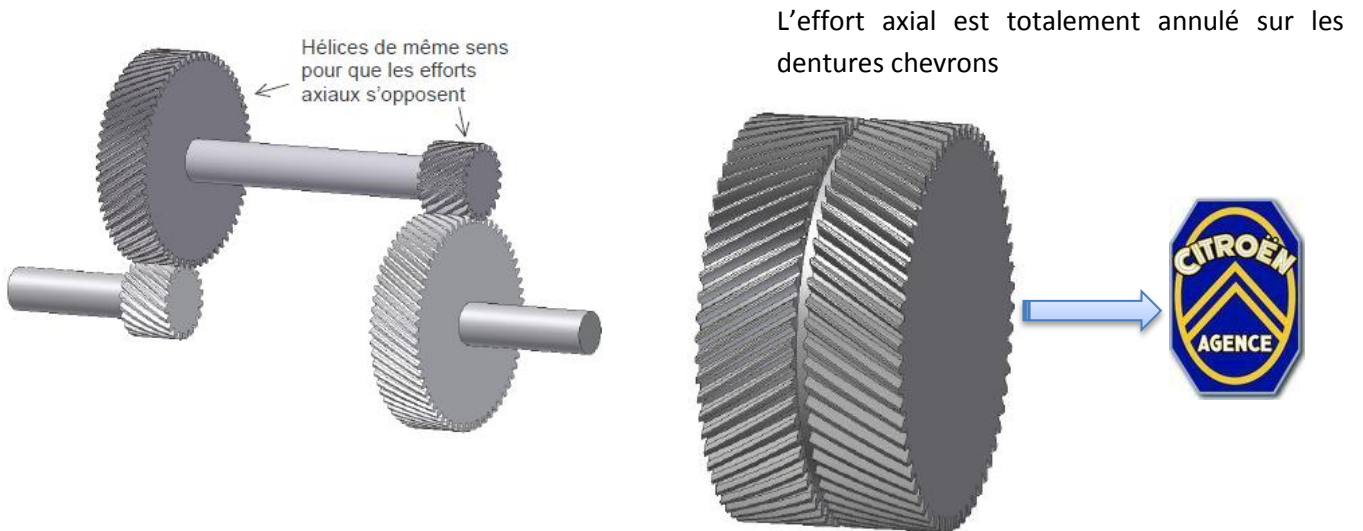
F_a = effort axial dû à l'angle d'hélice β

F_r = effort radial dû à l'angle de pression α



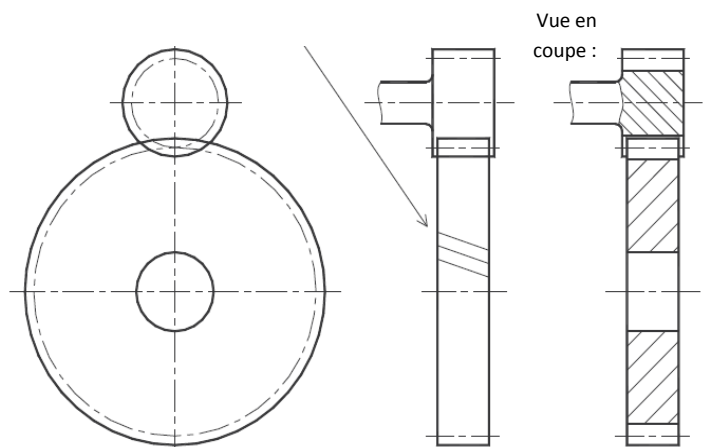
Avantages et inconvénients

- Fonctionnement plus silencieux que des dentures droites. Surtout avec des dentures reprises après taillage par rectification ou rasage (shaving). On les retrouve dans les boîtes de vitesses automobiles.
- Possibilité de respecter n'importe quel entraxe en jouant sur l'angle d'hélice en conservant un module normalisé alors que des dentures droites ne se montent 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 grâce à des roulements coniques par exemple.

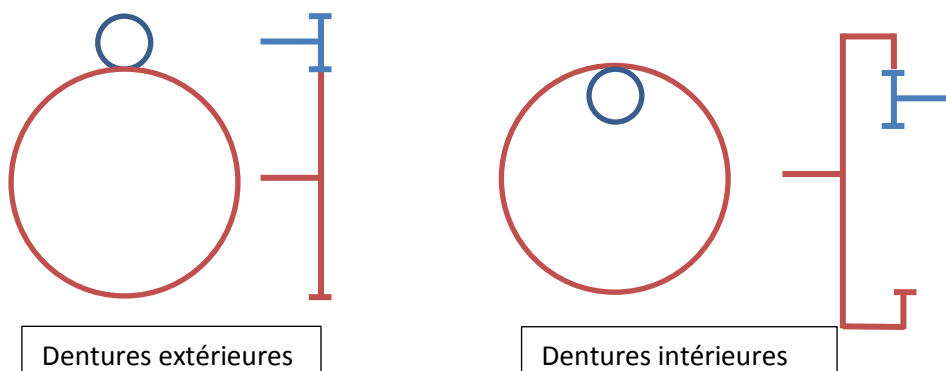


Représentation

La représentation est identique à celle des dentures droites, à part les symboles indiquant le sens de l'hélice.

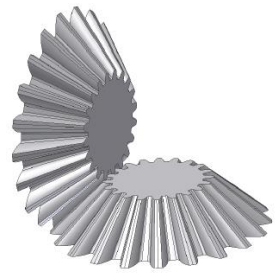


Symbole cinématique pour les engrenages cylindriques

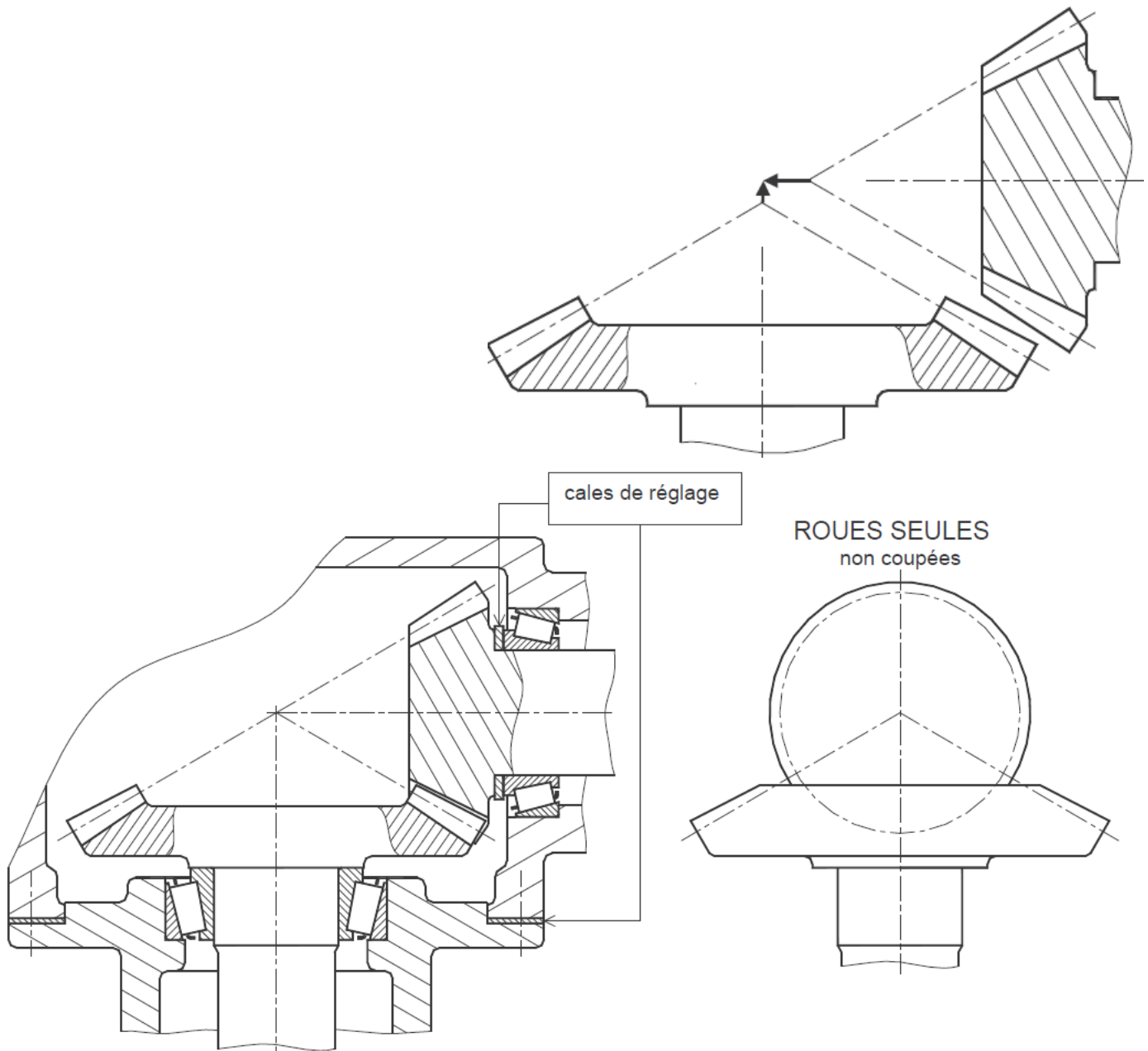


2.1.5 Roues coniques

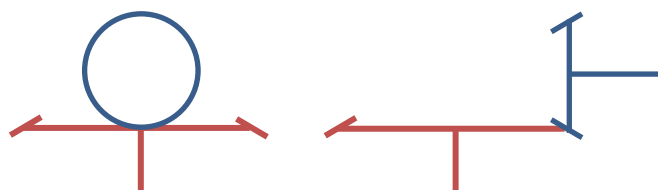
Appelé souvent renvoi d'angle ces engrenages permettent d'entraîner par des roues de forme conique des arbres qui sont pour la plupart des cas perpendiculaires et concourants. Les dentures peuvent être de différentes formes : droites, hélicoïdales, spirales ou hypoïdes (axes non concourants).



Représentation et mise en œuvre

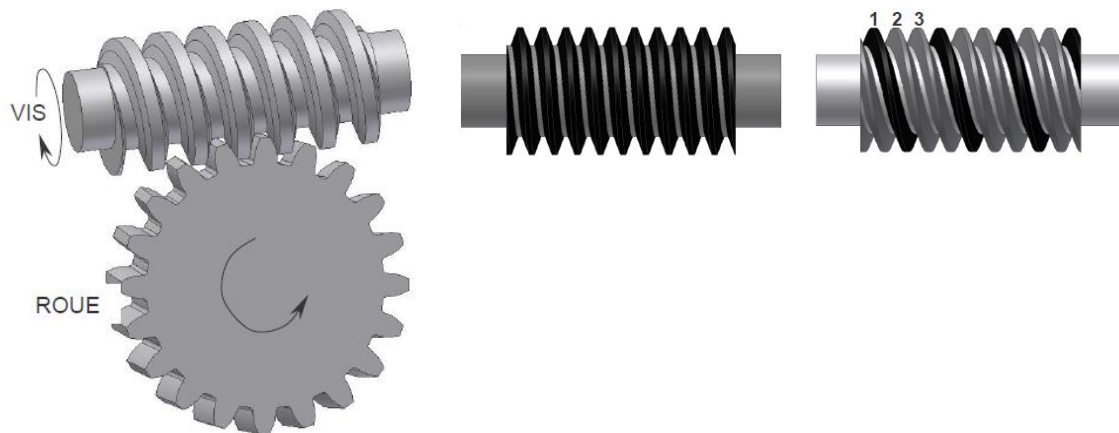


Symbole cinématique :



2.1.6 Roue et vis sans fin

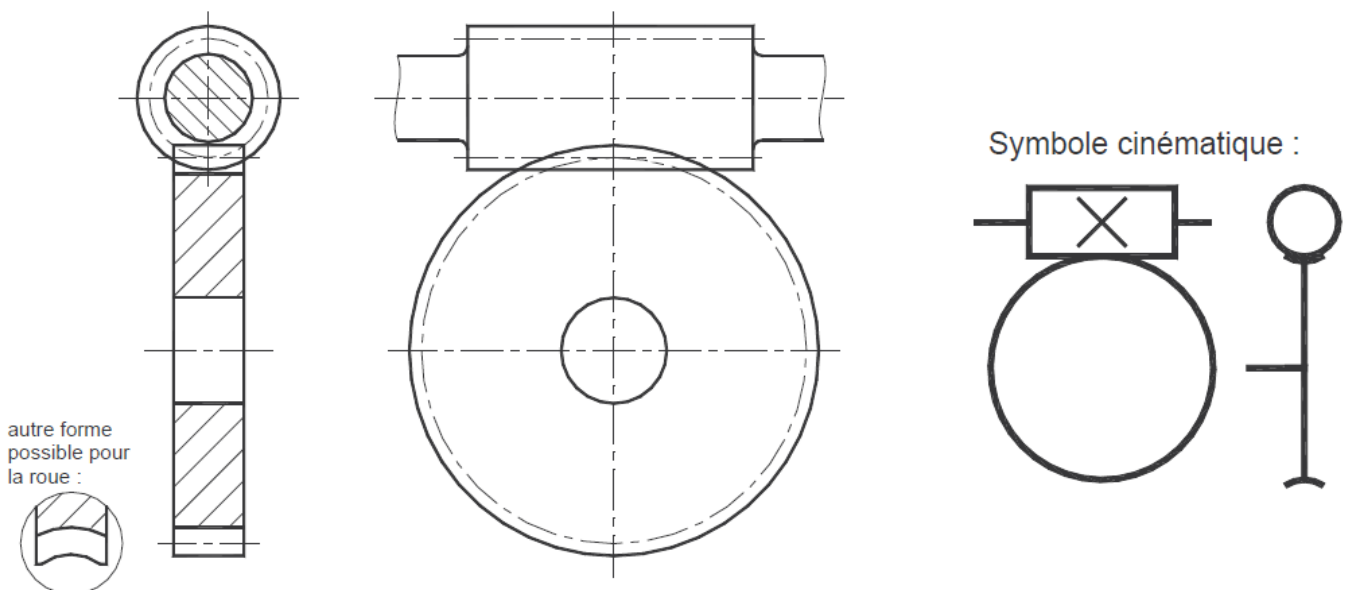
La plupart du temps la vis entraîne la roue. C'est un système que l'on dit irréversible car la sortie ne peut pas entraîner l'entrée si l'on souhaitait inverser le mécanisme. Cela vient du frottement, très important entre les filets de la vis et les dents de la roue, ainsi que de l'angle des dents.



Caractéristiques

- Le rapport de réduction obtenu peut-être très important dans un faible encombrement.
- Le rendement est assez faible (beaucoup de pertes de puissance et échauffement à cause du frottement).
- Le mécanisme peut-être irréversible (pour un angle d'hélice de roue inférieur à 10°)

Représentation



2.1.7 Différents cas de rapport de réduction

Rapport de transmission entre deux roues dentées 1 et 2

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

$\frac{tr}{min}$ $\frac{rad}{sec}$ mm $N.m$

Vitesses de rotation :

Il s'agit souvent du rapport

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

Si $r < 1$: réducteur,
Si $r > 1$: multiplicateur.

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

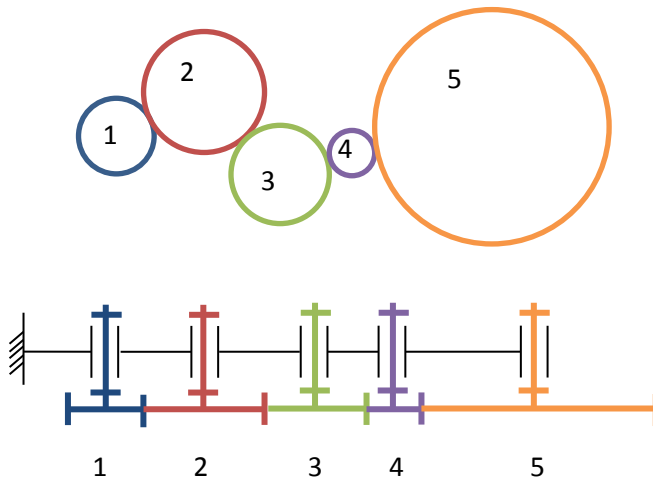
Rapport $\frac{\text{couple moteur}}{\text{couple récepteur}}$

Devient $\frac{\eta \times C_1}{C_2}$ lorsque l'on tient compte du rendement, donc des pertes par frottement.

Rapport des nombres de dents : toujours vrai !

Pour une vis sans fin : le nombre de filet.

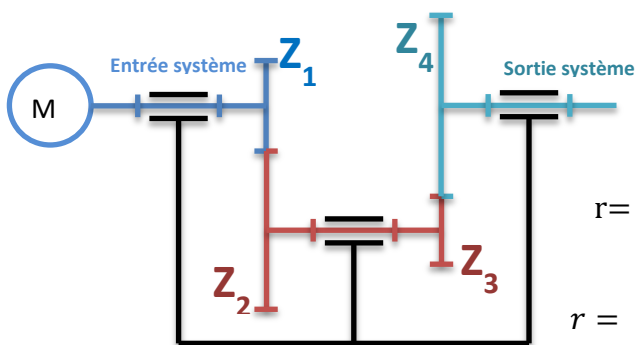
Cascades d'engrenages



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

Les pignons intermédiaires, appelés aussi pignon fous car ils tournent sur eux-mêmes, n'influencent pas le calcul. Ils permettent d'inverser le sens de rotation ainsi que d'élargir l'entraxe.

Etages de réduction multiples



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

$$r = \frac{N_{sortie}}{N_{entrée}} = \frac{\omega_s}{\omega_e}$$

$$r = \frac{Z_1}{Z_2} \times \frac{Z_3}{Z_4}$$

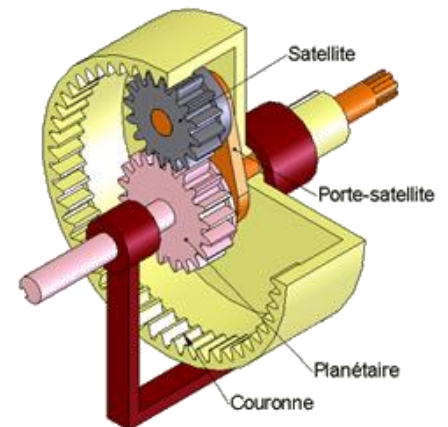


2.1.8 Train épicycloïdal

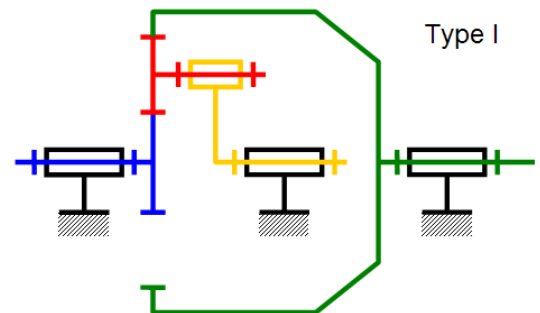
Un train épicycloïdal est un train d'engrenages particulier dans lequel l'axe d'une des roues n'est pas fixe par rapport au bâti (son déplacement est circulaire).

Il est constitué :

- D'un pignon central appelé **planétaire**.
- D'un ou plusieurs pignons appelés **satellites** engrenant avec le planétaire et la couronne.
 - Les satellites sont portés par un **porte-satellite** animé d'un mouvement de rotation. Il y a le plus souvent deux ou trois satellites ce qui permet équilibrage et répartition des efforts.
- D'une roue à denture intérieure appelée **couronne**.



On observe donc qu'il y a trois entrées/sorties de mouvements possibles dans un train de ce type. La technique consiste à bloquer un de ces mouvements par une liaison au bâti et de conserver, comme dans tous les trains d'engrenages, une entrée et une sortie au train épicycloïdal.



La formule de Willis régissant le rapport de réduction ne sera pas abordée dans ce cours.

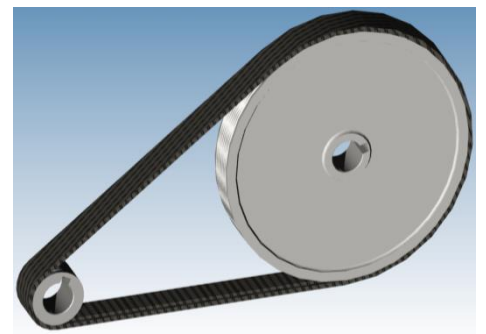
2.2 Transmission par poulie-courroie

Un système poulies courroie permet de transmettre une puissance dans le mouvement de rotation d'un arbre à un autre. Les deux, ou plusieurs arbres, pouvant être éloignés l'un de l'autre.

Intérêts

Ce système permet :

- pour un arbre moteur d'avoir plusieurs arbres récepteurs.
- un montage économique et une maintenance aisée.
- d'amortir les vibrations et les chocs de transmission ce qui augmente la durée de vie des organes moteur et récepteur.
- d'assurer un fonctionnement silencieux.



Inconvénients

Les courroies ont une durée de vie plus limitée que la plupart des organes mécanique, il faut donc **surveiller l'usure** et prévoir un **plan d'entretien périodique** (Maintenance préventive) pour palier au vieillissement de la courroie.

Fonctionnement

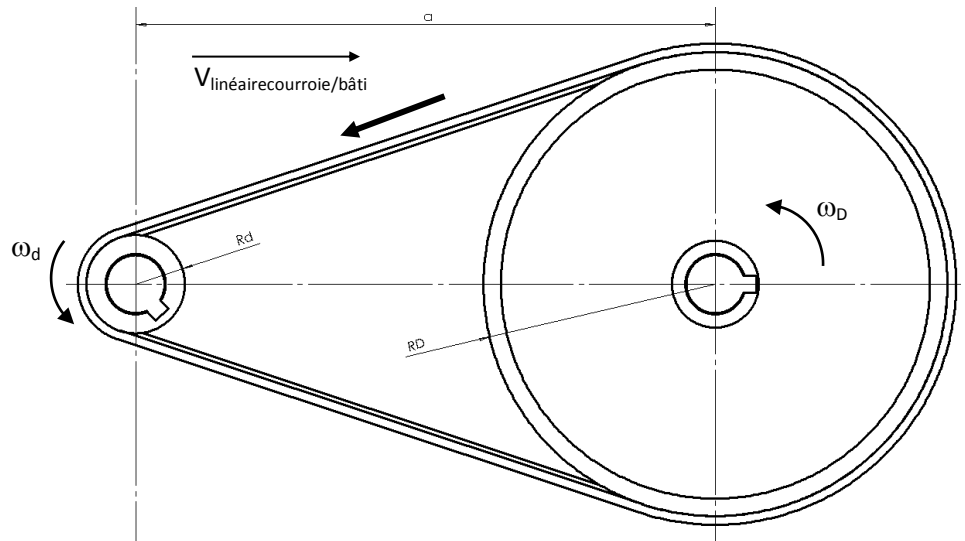
Une transmission par courroie est constituée d'une :

- Petite poulie 1($d, R_d, \omega_d, \theta_d$)
- Grande poulie 2($D, R_D, \omega_D, \theta_D$)



- Courroie ayant :
 - Une vitesse linéaire V
 - Un coefficient de frottement avec les poulies.

Les axes des poulies sont distants d'une longueur a appelée **entraxe** du système poulies-courroie



Longueur d'une courroie

$$L = 2a + 1,57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4a}$$

Caractéristique mécanique

Rapport de réduction

$$r = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{d_1}{d_2} \text{ au glissement près (de l'ordre de 1 à 3\%)}$$

Rapport des couples transmis

$$\frac{C_2}{C_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \text{ au rendement près.}$$

Le rendement dépend des matériaux utilisés, de la longueur de l'arc d'enroulement de la courroie. Il est défini par des facteurs correctifs (donnés par les constructeurs) qui modifie la puissance transmissible.

Différents types de courroies

Courroie lisse	Courroie ronde	Courroie trapézoïdale	Courroie à nervures	Courroie crantée
				
Modèle courant	Transmission nécessitant peu de puissance	Augmente la puissance transmissible grâce au frottement sur les flancs	Idem	Permet de synchroniser le mouvement grâce aux dents



Caractéristiques

Vitesse : Élevée possible (pour les courroies crantées)

Précision : Dépend du type de courroie :

- risque de glissement entre la poulie et la courroie si la poulie n'est pas crantée ;
- bonne précision si la courroie est crantée.

Course possible : aussi longue que le permet la courroie.

Puissance : Importante (pour les courroies crantées)

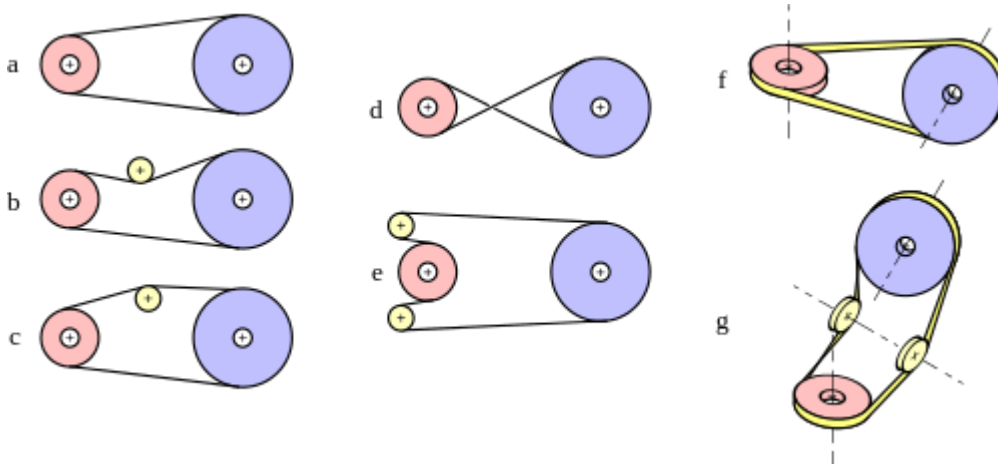
Efforts transmissibles : Important.

Irréversibilité : Non.

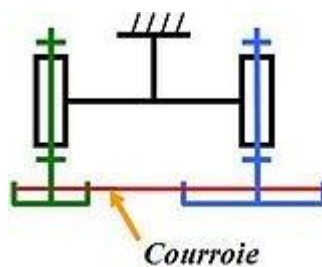
Possibilité de réglage de la vitesse : Dépend du moteur.

Prix : Faible

Applications courantes : longs entraxes, imprimantes...

Différents types de montage

Nota : il est possible de calculer un rapport de réduction avec le nombre de dents, tel des engranges, pour les courroies synchrones.

Symbole cinématique

2.3 Transmission par chaîne

Le système **pignon chaîne** permet de transmettre un mouvement de rotation sans glissement à une distance pouvant aller jusqu'à plusieurs mètres.

Contrairement aux courroies, une tension initiale n'est pas nécessaire pour obtenir l'adhérence, ce qui diminue l'effort.

Encore une fois, le but recherché est de réduire les pertes énergétiques introduites par les frottements au niveau des organes de transmission. Bien que plus bruyante qu'une transmission par courroie, une transmission par chaîne a un meilleur rendement (de l'ordre de 97% comparé à 93% pour une courroie).

Les chaînes sont utilisées en transmission de puissance mais aussi en manutention et convoyage et dans de nombreuses réalisations. Le système pignons chaînes permet de transmettre un mouvement de rotation sans glissement à une distance pouvant aller à plusieurs mètres.



Principales caractéristiques

- Rapport de transmission constant (pas de glissement).
- Longue durée de vie.
- Aptitude à entraîner plusieurs arbres récepteurs en même temps à partir d'une même source.
- Sont essentiellement utilisés aux « basses » vitesses (moins de 13 m/s pour les chaînes à rouleaux, moins de 20 m/s pour les chaînes silencieuses).
- Montage et entretien plus simple que celui de l'engrenage et prix de revient moins élevé.

Comparaison avec les courroies

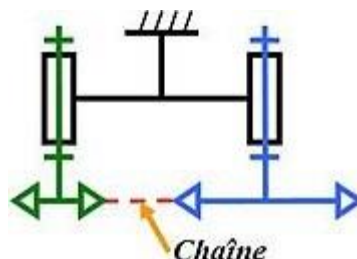
- Sont plus bruyantes.
- Présentent des durées de vie plus élevées.
- Supportent des forces de tensions plus élevées.
- « tournent » moins vite.
- Supportent des conditions de travail plus rudes (température plus élevées...).
- Nécessite une lubrification.
- Il n'est pas nécessaire d'imposer une tension initiale pour obtenir l'adhérence, ce qui diminue l'effort.

Rapport de réduction

Ce rapport doit être supérieur à 1/8.

$$r = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

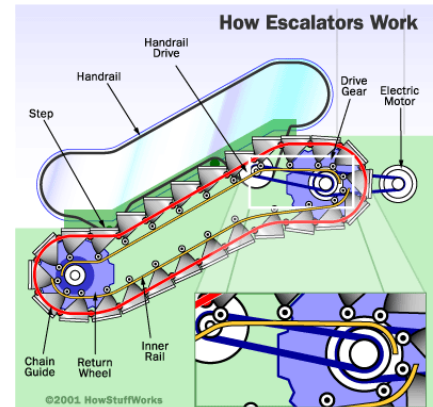
Symbole cinématique



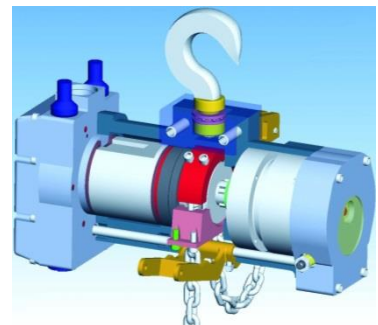
Domaine d'utilisation

La chaîne se rencontre dans différentes configuration :

Mode de progression



Déplacement



Transmission de puissance



Découpage



3 Transmission avec changement de la nature du mouvement

3.1 De la rotation en translation continue



3.1.1 Système pignon crémaillère

Le rendement de ce système est compris entre 85 et 95%

Relation

$$x = R \cdot \theta ; v = R \cdot \omega$$



X : déplacement de la crémaillère en [m]

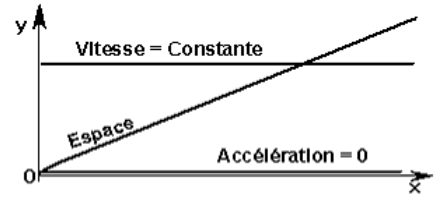
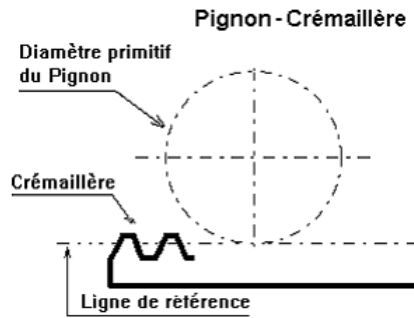
R : rayon primitif du pignon en [m]

θ : angle de rotation du pignon en [rad]

V : vitesse linéaire de la crémaillère en [m/s]

R : rayon primitif du pignon en [m]

ω : vitesse de rotation du pignon en [rad/s]



Entrée (x)	Sortie (y)	Vitesse
Rotation du pignon rad	Translation crémaillère m	Linéaire m/s
Translation crémaillère m	Rotation du pignon rad	Angulaire rad/s

3.1.2 Système vis-écrou

Le rendement de ce système est de l'ordre de 50% pour les vis classiques et de 95% pour les vis à billes.



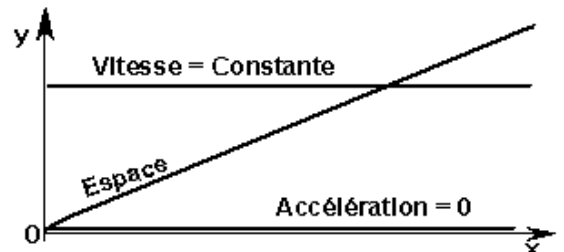
Relation

$$x = \frac{\theta}{2\pi} \times p$$

X : déplacement de l'écrou en [m]

p : pas de la vis en [m]

θ : angle de rotation de la vis en [rad]



Entrée (x)	Sortie (y)	Vitesse
Rotation de la vis rad	Translation de l'écrou m	Linéaire m/s
Translation de l'écrou m	Rotation de la vis rad	Angulaire rad/s

$$v = \frac{N}{60} \times p = \frac{\omega}{2\pi} \times p$$

V : vitesse linéaire de l'écrou en [m/s]

p : pas de la vis en [m]

N : fréquence de rotation de la vis en [tr/min]

ω : fréquence de rotation de la vis en [rad/s]

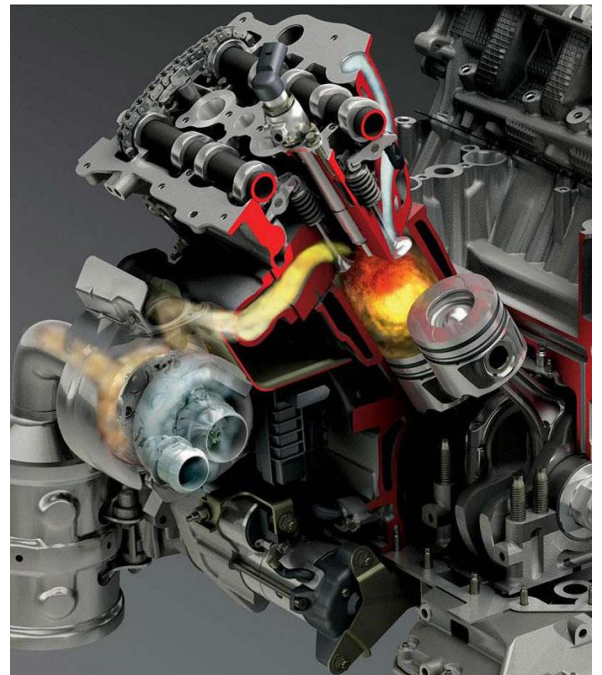
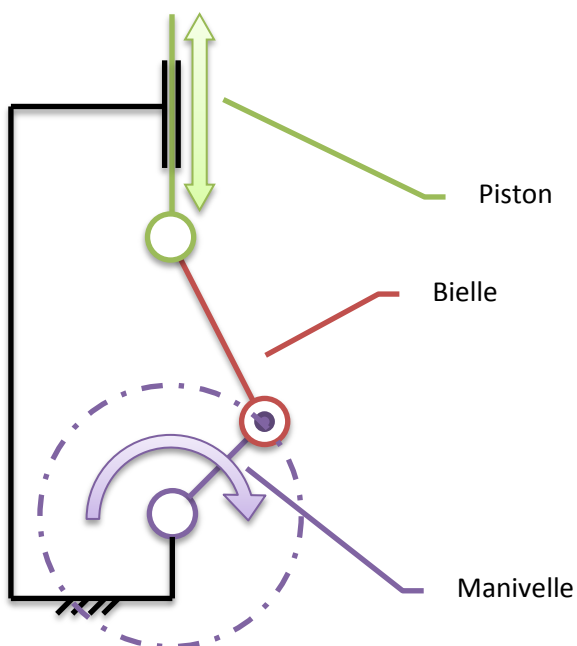


3.2 De la rotation en translation alternée

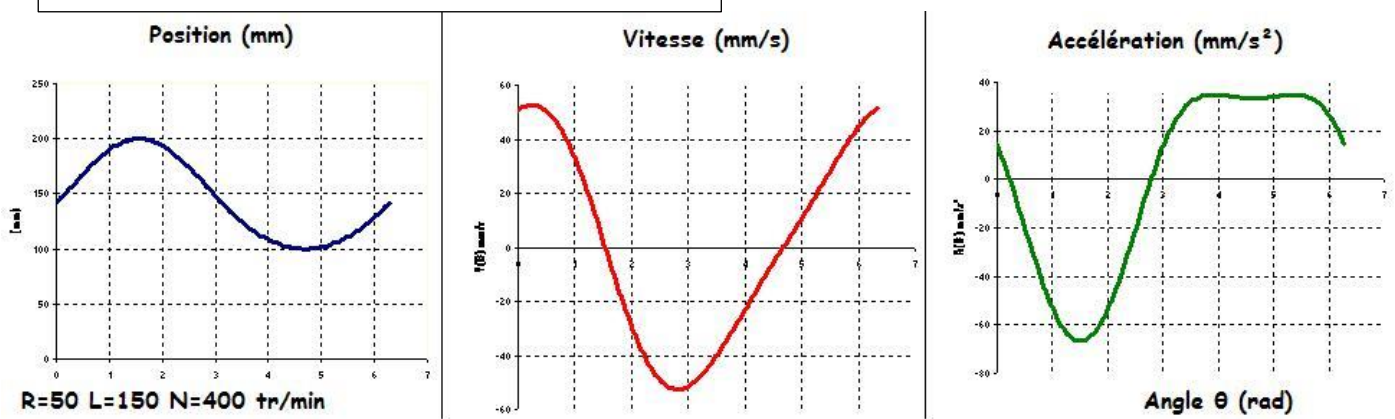


3.2.1 Système bielle-manivelle

Le système bielle-manivelle permet principalement, la transformation d'un mouvement de rotation en un mouvement de translation rectiligne alternatif, ou inversement.



Courbes relatives au piston par rapport au bâti

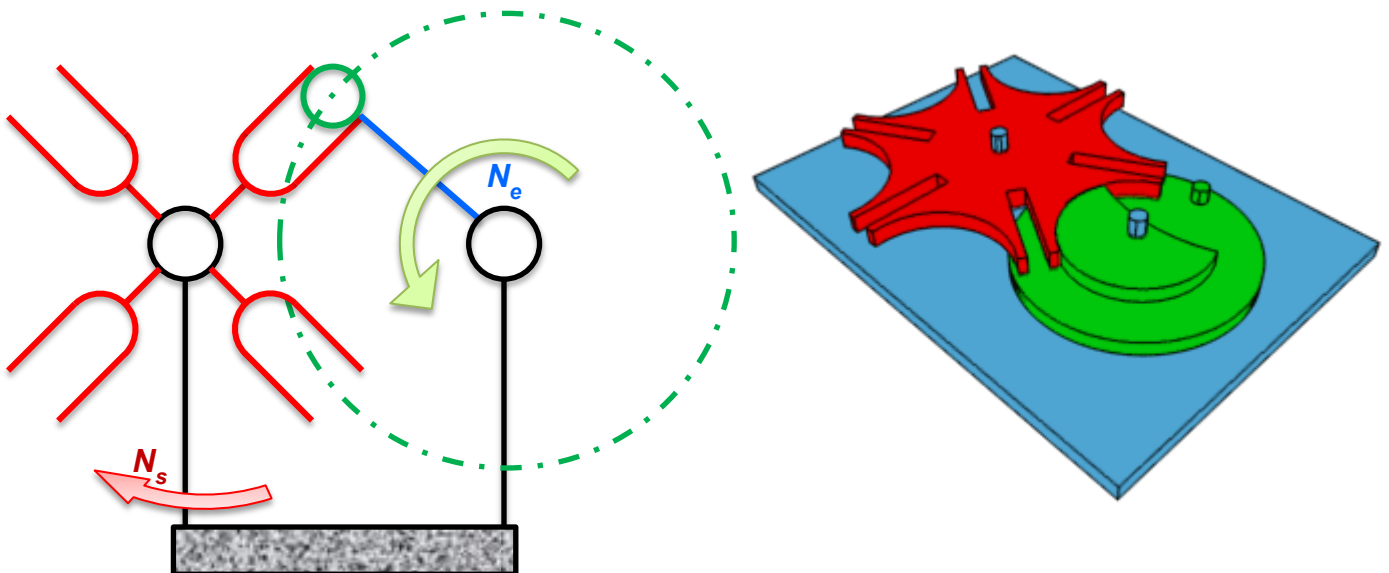


3.3 De la rotation continue à la rotation intermittente



3.3.1 La croix de malte

Le système croix de Malte permet principalement la transformation d'un mouvement de rotation en un mouvement de rotation alternatif.



3.4 De la rotation en translation intermittente

3.4.1 La came

Ce dispositif permet de convertir une rotation continue en un mouvement de translation qui n'arrive qu'une fois par tour par exemple. La valeur de l'excentricité de la came par rapport au rayon donnera la course de la translation.

Il existe bien d'autres types de cames qui permettent d'arriver à ces résultats. Les lister toutes ici n'est pas le but.

