

Projet de Construction Mécanique  
Éléments de Machine  
Composants de la Mécanique

Cours de Construction Mécanique ME-105  
Deuxième Semestre - Première Année  
Sections Électricité et Matériaux

# Organisation du Cours

---

14 séances:

1. Introduction
2. Cycle de Vie – Matériaux, Produit et Développement
3. Energie & Puissance
4. Matériaux
5. Frottement
6. Guidages
7. Accouplements
- 8. Transmission de Mouvement et de Couple**
9. Transformation de Mouvement et de Couple
10. Ressorts

# 8. Transmission de Mouvement et de Couple

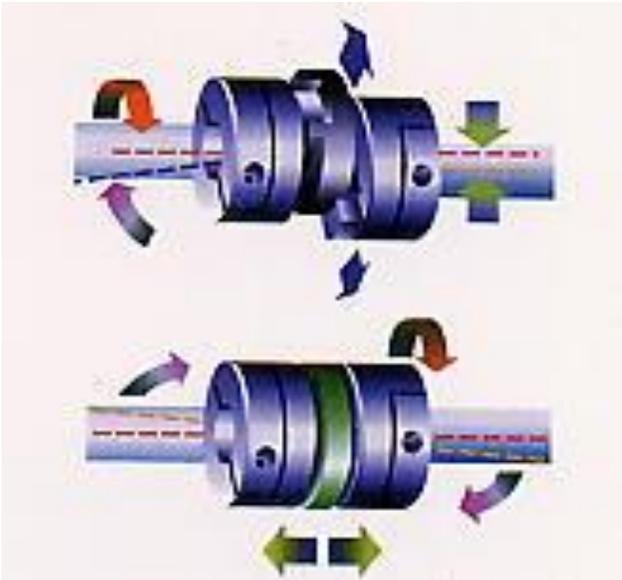
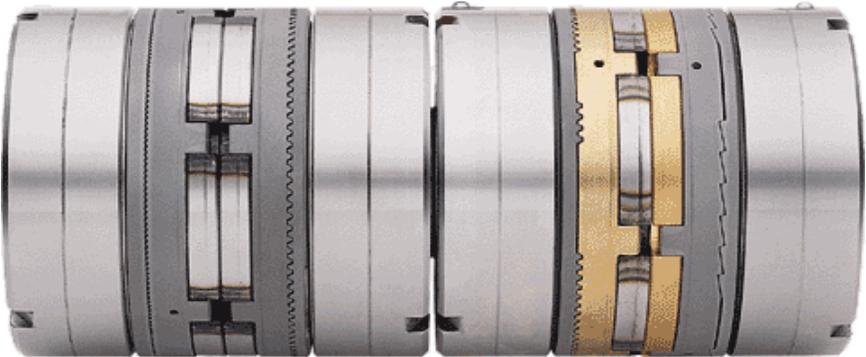
# 8. Transmission de Mouvement et de Couple

---

1. Introduction
2. Engrenages
3. Poulies - Courroies

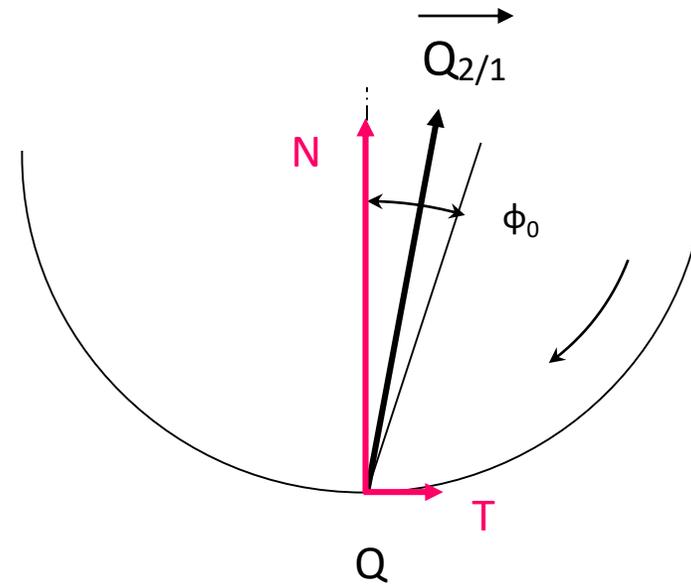
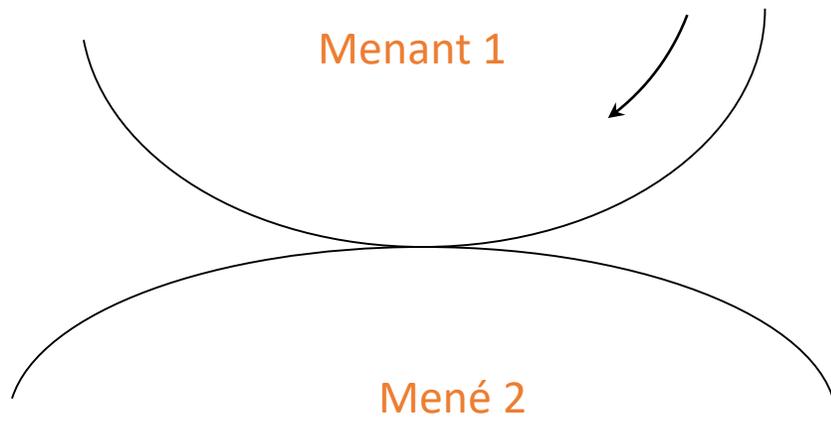
# 8.1. Transmission de Mouvement et de Couple

Adhérence ou Obstacle



# 8.1. Transmission de Mouvement et de Couple

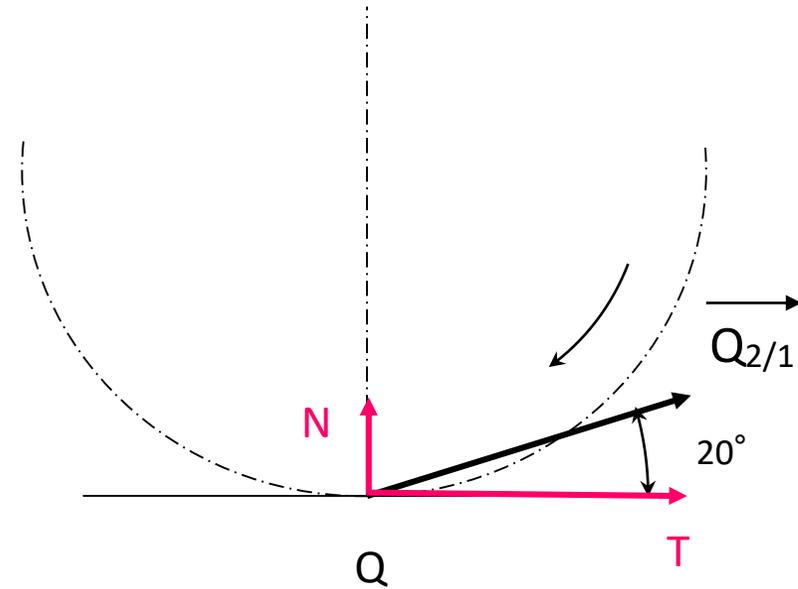
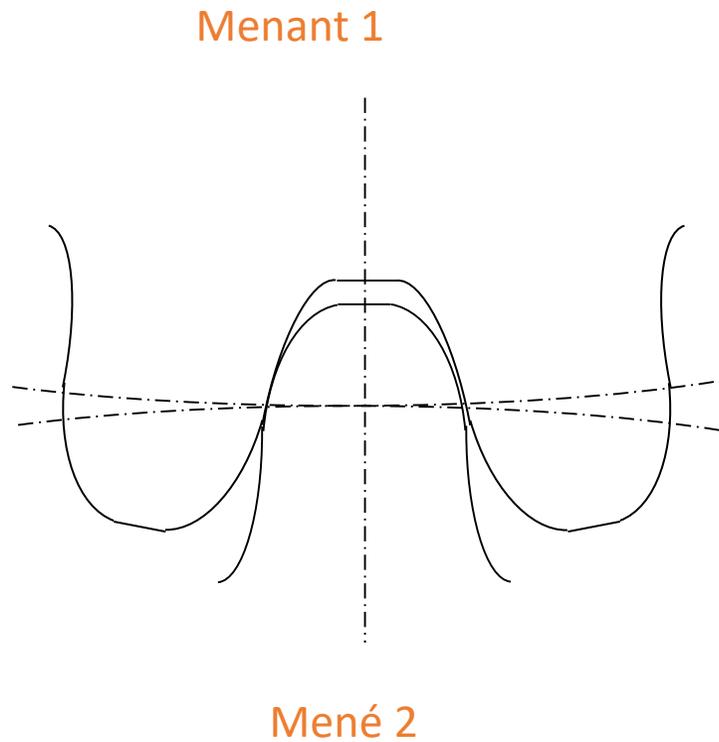
## Transmission par Adhérence



$$T = N \mu_0$$

# 8.1. Transmission de Mouvement et de Couple

## Transmission par Obstacle



$$T = N \cotan 20^\circ$$

# 8.1. Transmission de Mouvement et de Couple

Transmission de Mouvement et de Couple par Accouplements:

$$P = C \cdot \omega$$

Transmission de Mouvement et de Couple (Moment) par Engrenages:

$$P_1 = C_1 \cdot \omega_1 \quad P_2 = C_2 \cdot \omega_2$$

Rendement:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{C_2 \cdot \omega_2}{C_1 \cdot \omega_1}$$

Si pas de pertes:

$$P = P_1 = P_2 = C_1 \cdot \omega_1 = C_2 \cdot \omega_2$$

Rapport de transmission:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

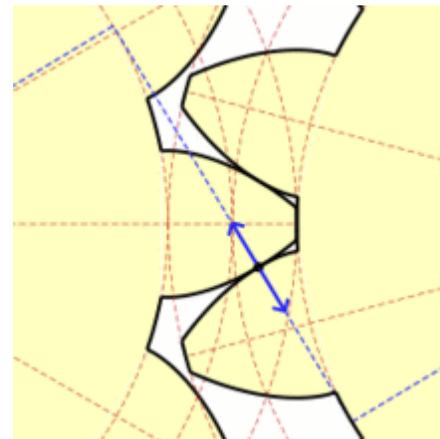
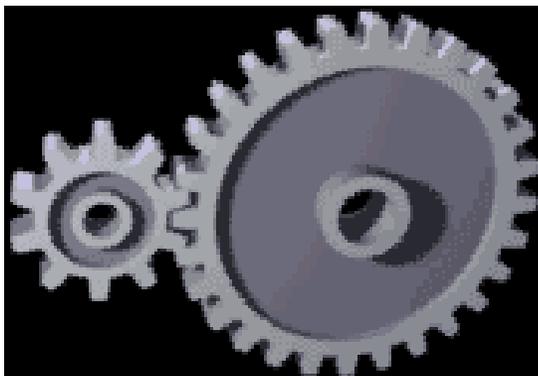
# 8.1. Transmission de Mouvement et de Couple

| Comparaison des principaux systèmes de transmission de puissance |  |  |  |  |  |   |
|--|--|--|--|--|--|---|
|  | transmissions par engrenages   | transmissions par roues et chaînes   | transmissions poulies courroies                        |  |  |   |
|  |  |  | courroies crantées (synchrones)                        | courroies striées (poly-V)   | courroies trapézoïdales (en V)   | courroies plates  |
| couples transmissibles   | très élevés  | élevés   | assez élevés   | modérés  | moyens   | faibles   |
| puissances transmissibles  | très élevées   | élevées  | assez élevées  | modérées   | élevées  | faibles   |
| vitesse limites (m/s)  | 80 à 100   | 13 à 20  | 60   | 60 à 80  | 40   | 80 à 100  |
| rapport limite (ND/Nd) de la transmission                        | $< \frac{1}{8}$  | $< \frac{1}{9}$  | $< \frac{1}{10}$                                       | $< \frac{1}{40}$   | $< \frac{1}{15}$   | $< \frac{1}{20}$  |
| position des arbres  | tous cas possibles*  | parallèles   | parallèles   | parallèles et autres   | parallèles   | parallèles et autres  |
| rendement (%)  | ≈ 98   | ≤ 97   | ≤ 98   | ≤ 98   | 70 à 96  | ≈ 98  |
| tension initiale   | inutile  | faible   | faible   | assez élevée   | peu élevée   | élevée  |
| durée de vie   | élevée   | assez élevée   | limitée  | limitée  | limitée  | limitée   |
| lubrification  | nécessaire   | nécessaire   | inutile  | inutile  | inutile  | inutile   |
| INCONVÉNIENTS  | – entraxe précis<br>– lubrification  | – bruyantes<br>– lubrification   | – synchronisme non parfait                             | – moins économique   | – rendement  | – faibles couples   |
| AVANTAGES  | – synchronisme<br>– précision<br>– grands couples et grandes puissances<br>– position des arbres | – assez bon synchronisme<br>– supportent des tensions élevées et des basses vitesses | – entretien réduit<br>– vitesses angulaires constantes | – flexibilité<br>– silencieuses<br>– diamètres d'enroulement faibles | – économique<br>– encombrement réduit, permet les groupements en parallèle | – grandes vitesses<br>– rendement<br>– silencieuses<br>– rapports de transmission |

\*arbres parallèles, perpendiculaires, orthogonaux et même de position quelconque

## 8.2. Engrenages

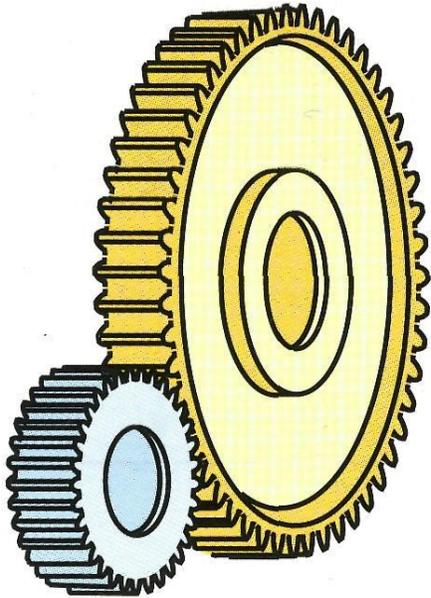
- Engrenages = ensemble des deux roues dentées engrenant l'une avec l'autre
- Composants mécaniques essentiels pour la transmission de mouvement et de puissance, les plus utilisés, les plus résistants et les plus durables
- Fabrication normalisée
- Engrenages très grandes séries (automobiles...) s'écartent de ces standards pour optimiser les coûts.



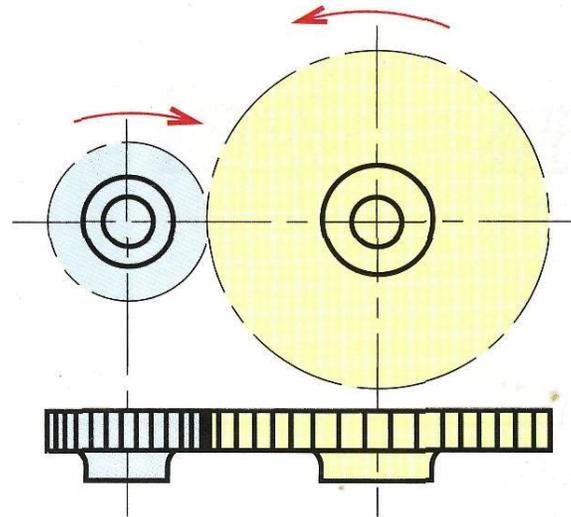
## 8.2. Différents Types d'Engrenages

### Engrenages droits a denture droite

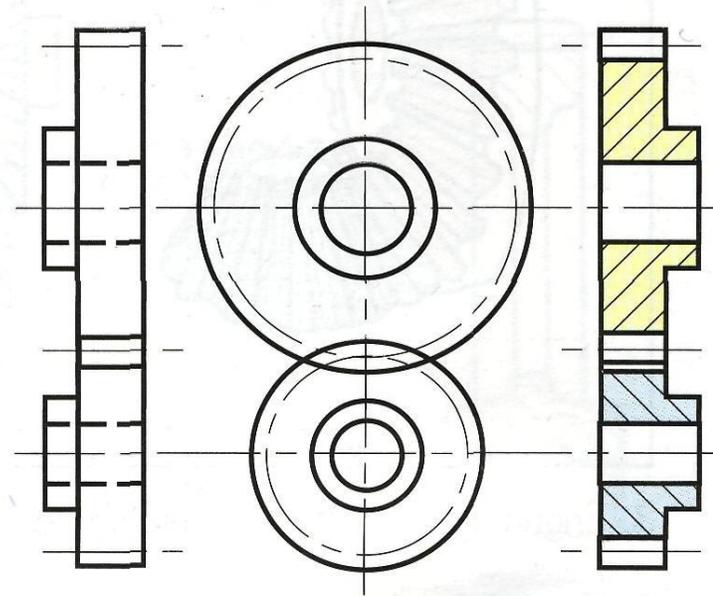
perspective



principe



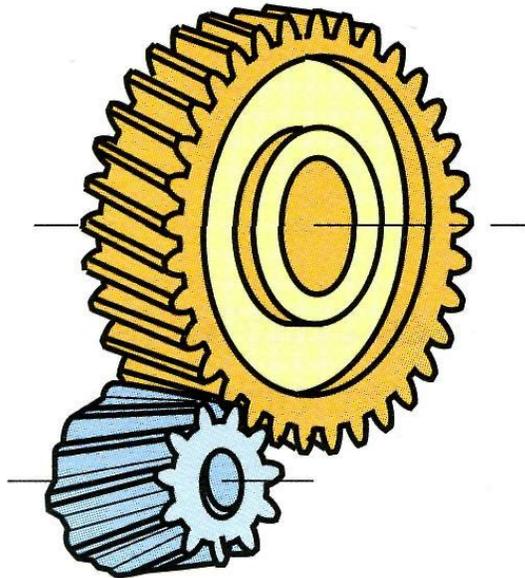
dessin normalisé



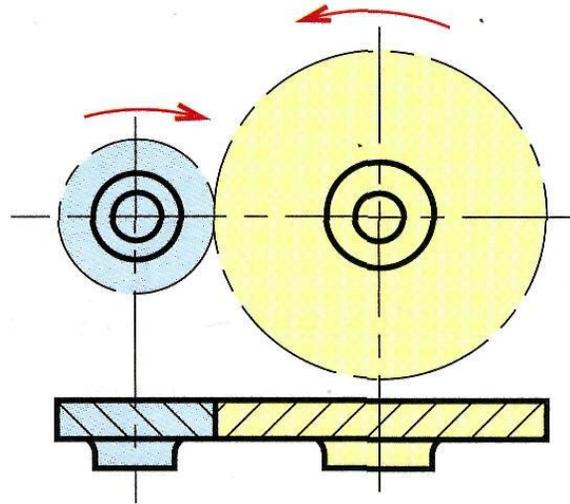
## 8.2. Différents Types d'Engrenages

### Engrenages droits a denture hélicoïdale

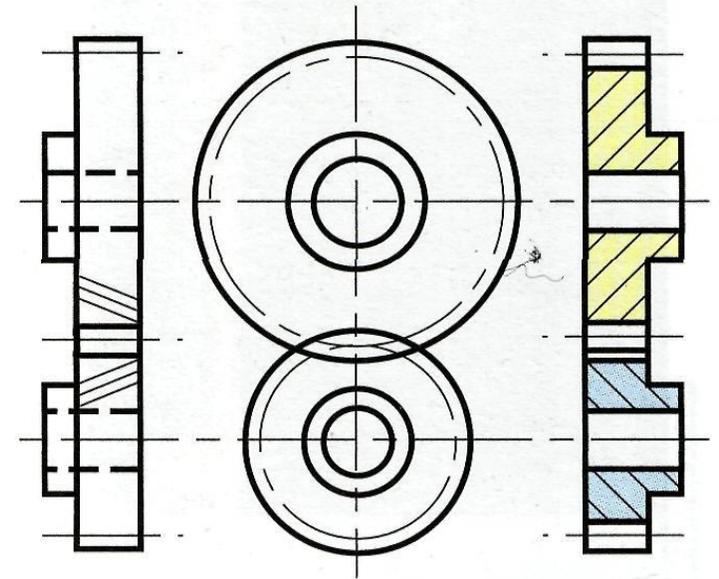
perspective



principe



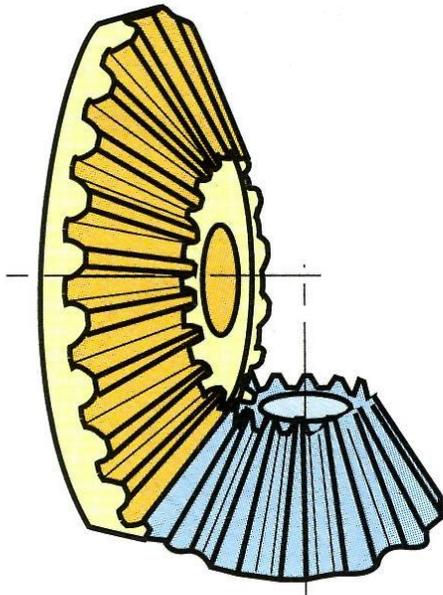
dessin normalisé



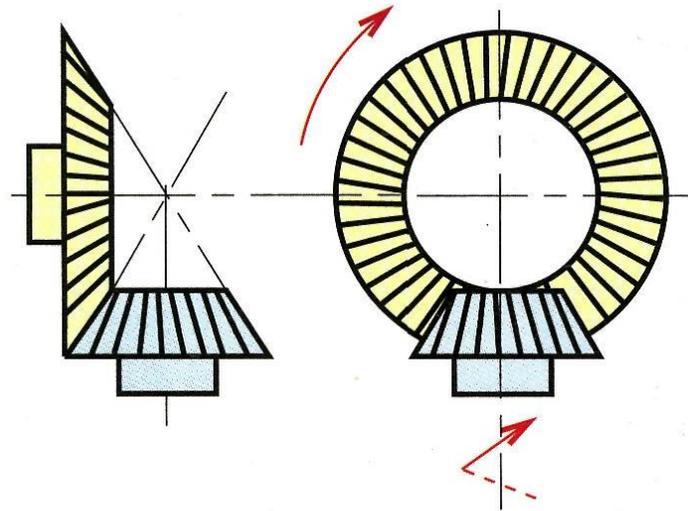
## 8.2. Différents Types d'Engrenages

### Engrenages coniques

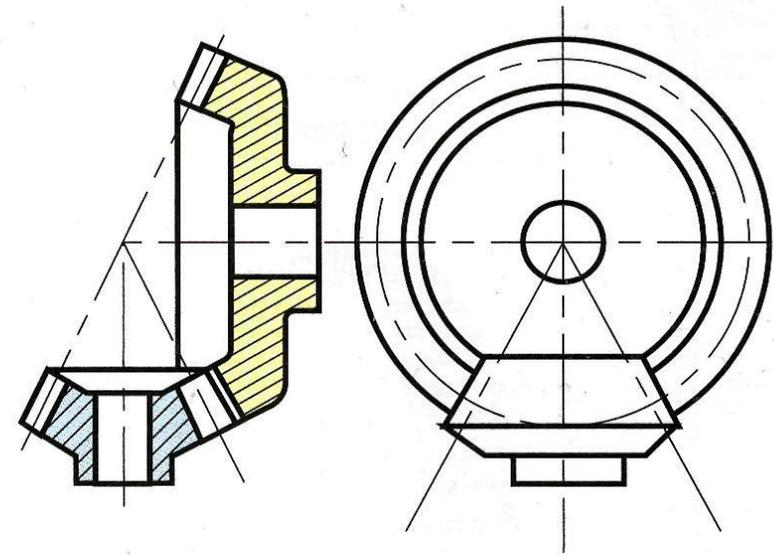
perspective



principe



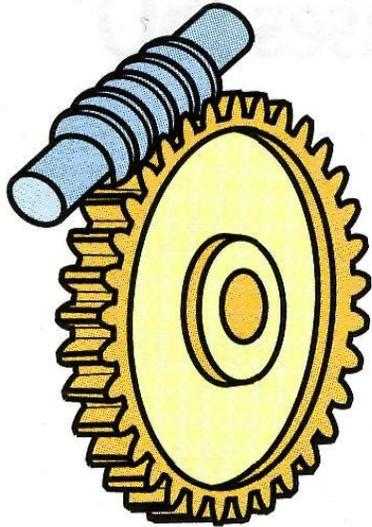
dessin normalisé



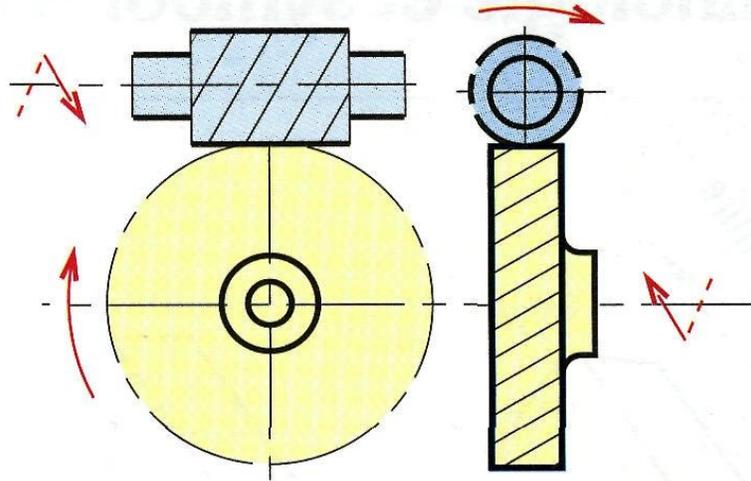
## 8.2. Différents Types d'Engrenages

### Engrenages roues et vis sans fin

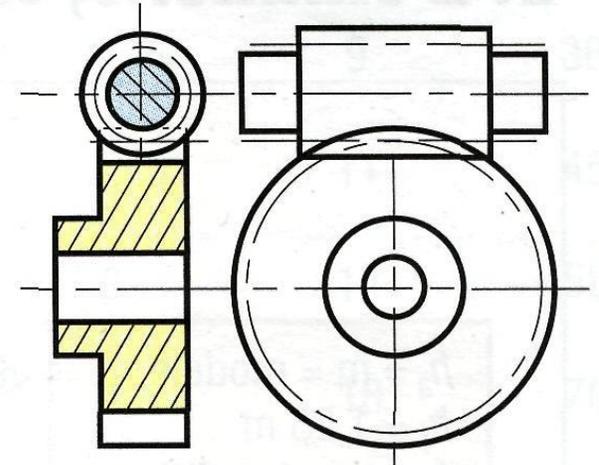
perspective



principe



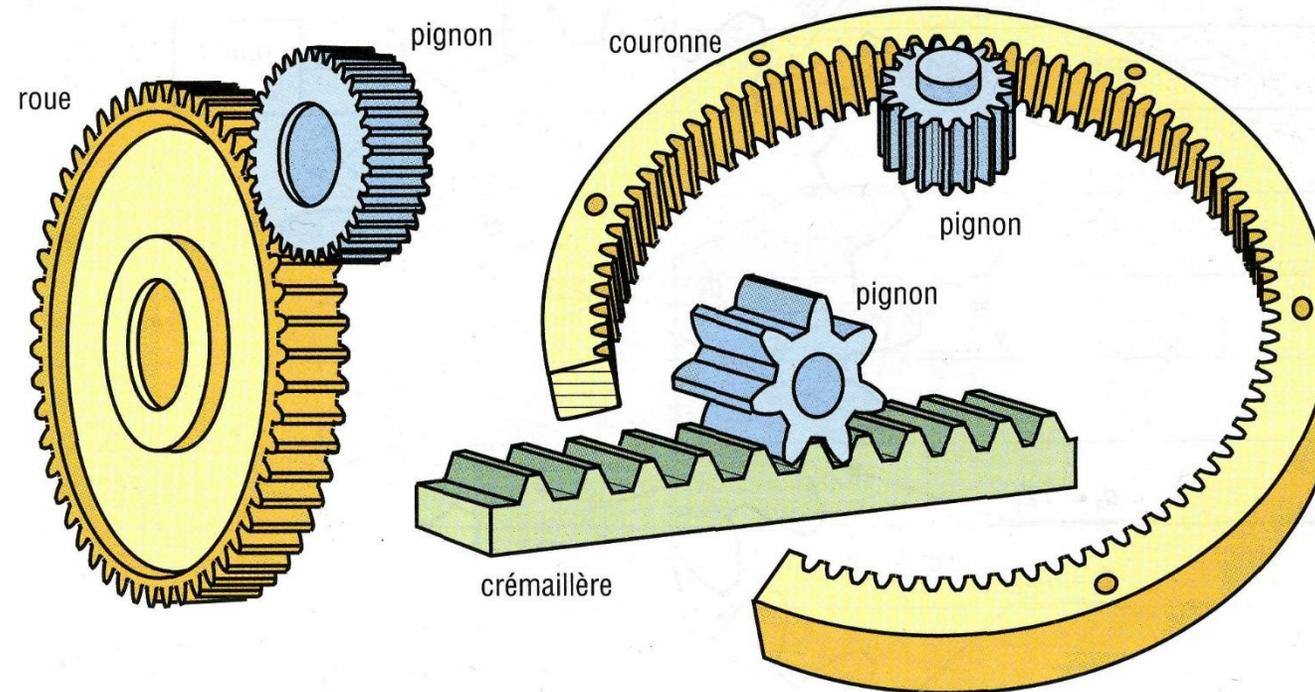
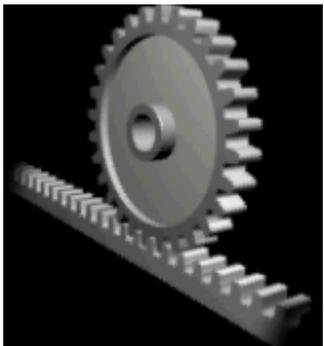
dessin normalisé



## 8.2. Engrenages

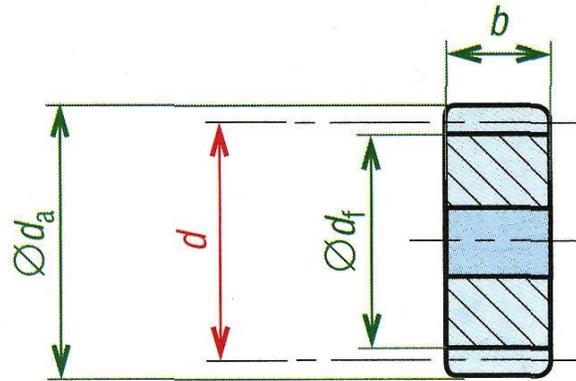
Droits à denture droite:

- Pour arbres parallèles
- Les plus courants
- Les plus économiques
- Dents parallèles à l'axe de rotation des arbres

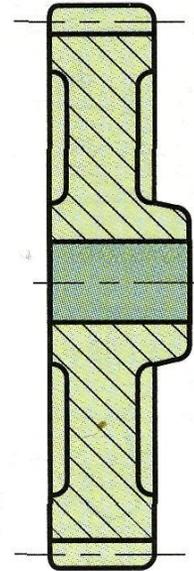


## 8.2. Engrenages

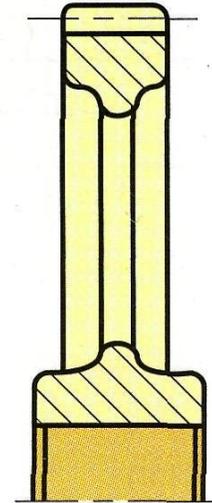
Droits à denture droite:



petits diamètres



diamètres moyens

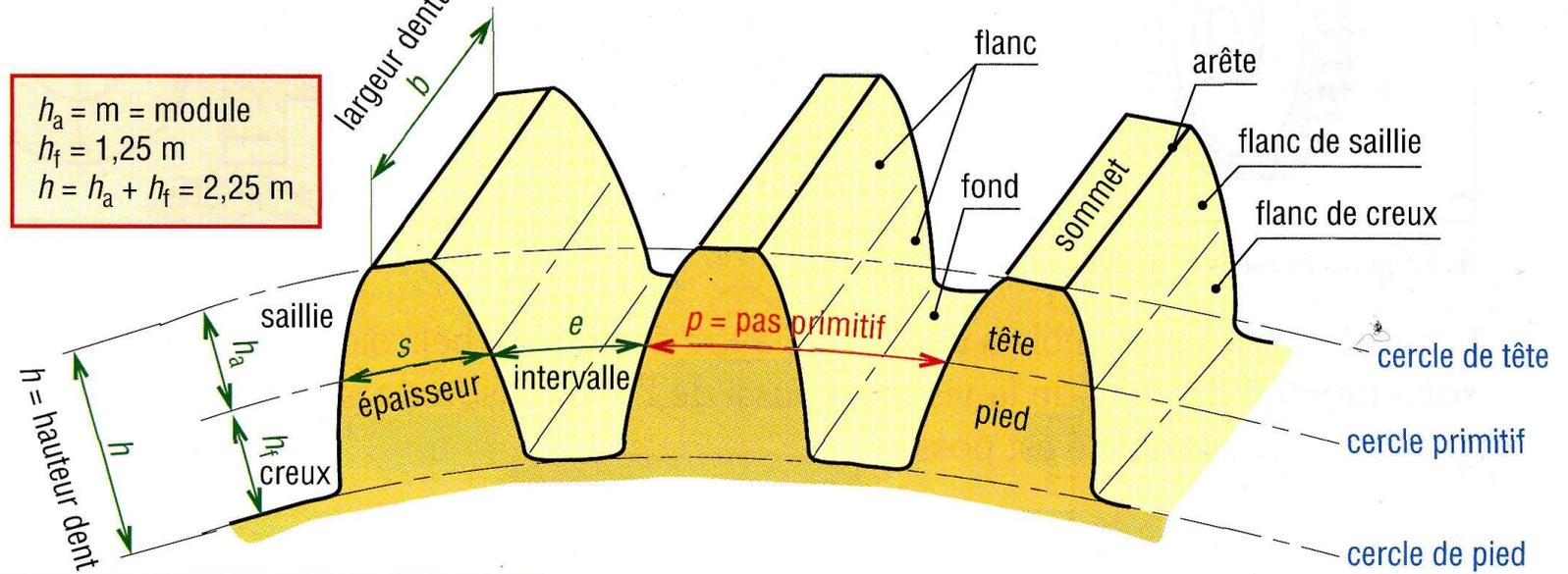


grands diamètres

# 8.2. Engrenages

Droits à denture droite normalisés ISO:

Il faut un nombre entier de dents !



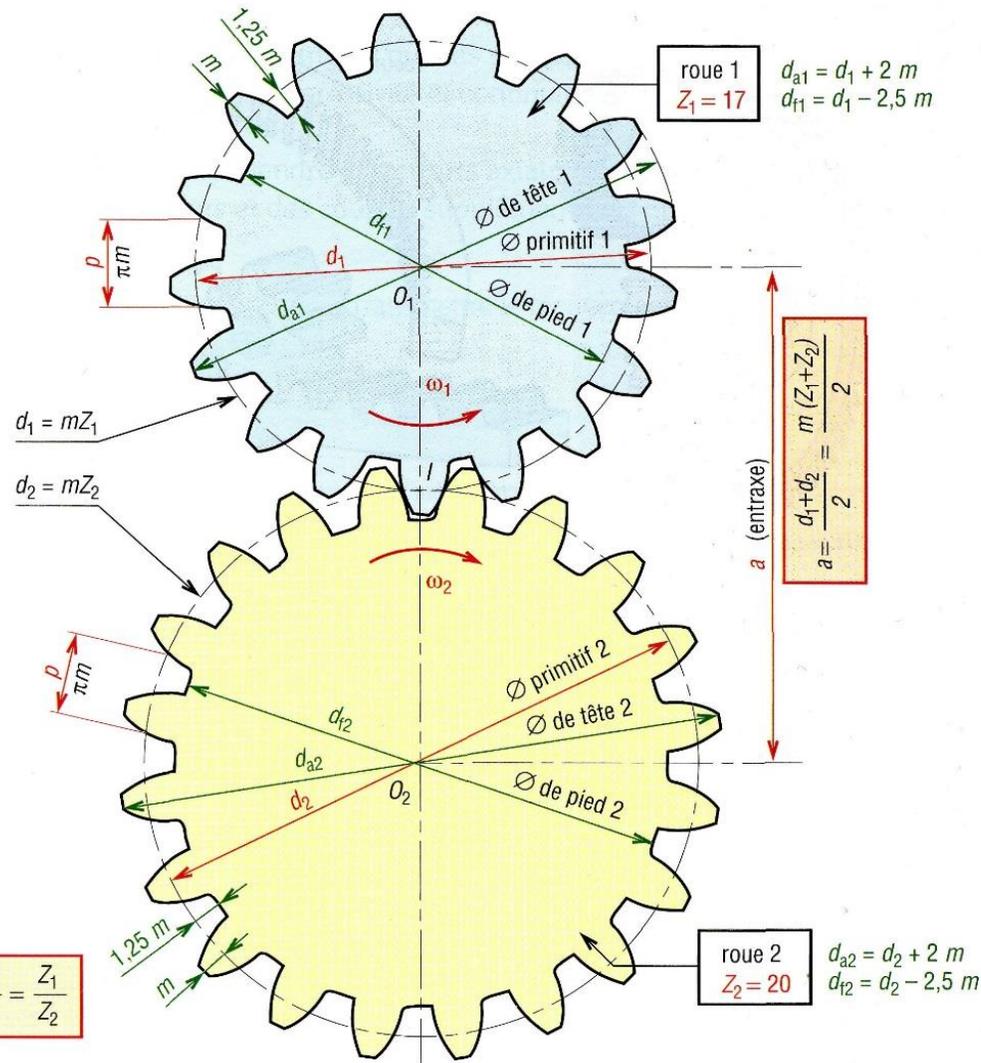
| Valeurs normalisées du module $m$ (NF ISO 54...) |        |      |    |    |                           |        |       |     |    |
|--|--------|------|----|----|---------------------------|--------|-------|-----|----|
| valeurs principales en mm                        |        |      |    |    | 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   | (0,80) | 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 |

$$p = \pi \cdot m = \pi \cdot d / Z$$

( ) entre parenthèses, ancienne normalisation

# 8.2. Engrenages

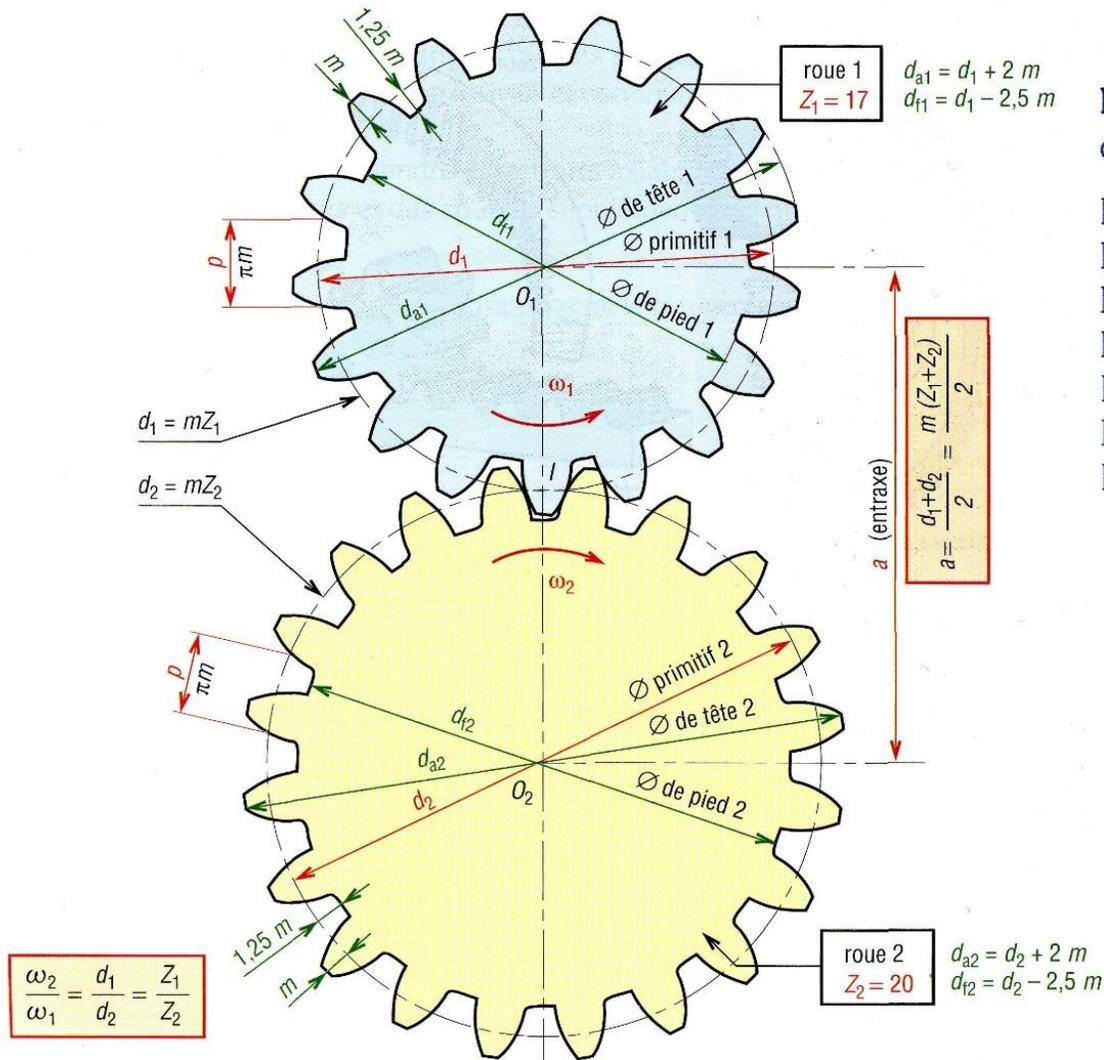
Droits à denture droite:  **$d=m.Z$**



| Caractéristiques et formules des engrenages droits à denture droite |              |  |
|---|--------------|--|
| caractéristiques  | symboles ISO | observations et formules usuelles                              |
| vitesse angulaire   | $\omega$     | $\omega = \frac{\pi.n}{30} \approx 0,1n$ (unités : rad/s)      |
| nombre de tours par minute  | $n$          | $n_1$ (roue 1) et $n_2$ (roue 2)                               |
| module  | $m$          | valeurs normalisées (tableau des modules)                      |
| pas primitif  | $p$          | $p = \pi m = 3,14159 m$ ( $p = p_1 = p_2$ )                    |
| nombre de dents   | $Z$          | $Z_1$ (roue 1) et $Z_2$ (roue 2)                               |
| rayon primitif  | $r$          | $r_1$ (roue 1) et $r_2$ (roue 2) ; $r = d/2$                   |
| diamètre primitif   | $d$          | $d_1 = mZ_1$ et $d_2 = mZ_2$                                   |
| entraxe entre les 2 roues   | $a$          | $a = r_1 + r_2 = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(Z_1 + Z_2)}{2}$ |
| largeur de la dent  | $b$          | $b = k.m$ ( $7 \leq k \leq 12$ )                               |
| saillie   | $h_a$        | $h_a = m$  |
| creux   | $h_f$        | $h_f = 1,25m$  |
| hauteur de dent   | $h$          | $h = h_a + h_f = 2,25m$  |
| diamètre de tête  | $d_a$        | $d_a = d + 2m$   |
| rayon de tête   | $r_a$        | $r_a = r + m = d_a/2$  |
| diamètre de pied  | $d_f$        | $d_f = d - 2,5m$   |
| rayon de pied   | $r_f$        | $r_f = r - 1,25m = d_f/2$                                      |
| épaisseur de la dent  | $s$          | $s_1 = e_2 = s_2 = e_1 = \pi m/2$ (avec jeu nul)               |
| intervalle  | $e$          | $s_1 + e_1 = s_2 + e_2 = p$                                    |
| angle de pression   | $\alpha$     | valeur usuelle : $\alpha = 20^\circ$                           |
| rayon de base   | $r_b$        | $r_b = d_b/2$  |
| diamètre de base  | $d_b$        | $d_b = d \cdot \cos \alpha$                                    |
| pas de base   | $p_b$        | $p_b = p \cdot \cos \alpha$                                    |

# 8.2. Engrenages

## Droits à denture droite:



**Exemple** : pour l'engrenage dessiné déterminons les principales caractéristiques.

$Z_1 = 17$  dents,  $Z_2 = 20$  dents, module  $m = 4$  mm,

Pas primitif :  $p = \pi m = \pi \times 4 = 12,56$  mm

Diamètres primitifs :  $d_1 = mZ_1 = 4 \times 17 = 68$  mm et  $d_2 = mZ_2 = 4 \times 20 = 80$  mm

Entraxe :  $a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = 74$  mm

Hauteur de saillie :  $ha_1 = ha_2 = m = 4$  mm

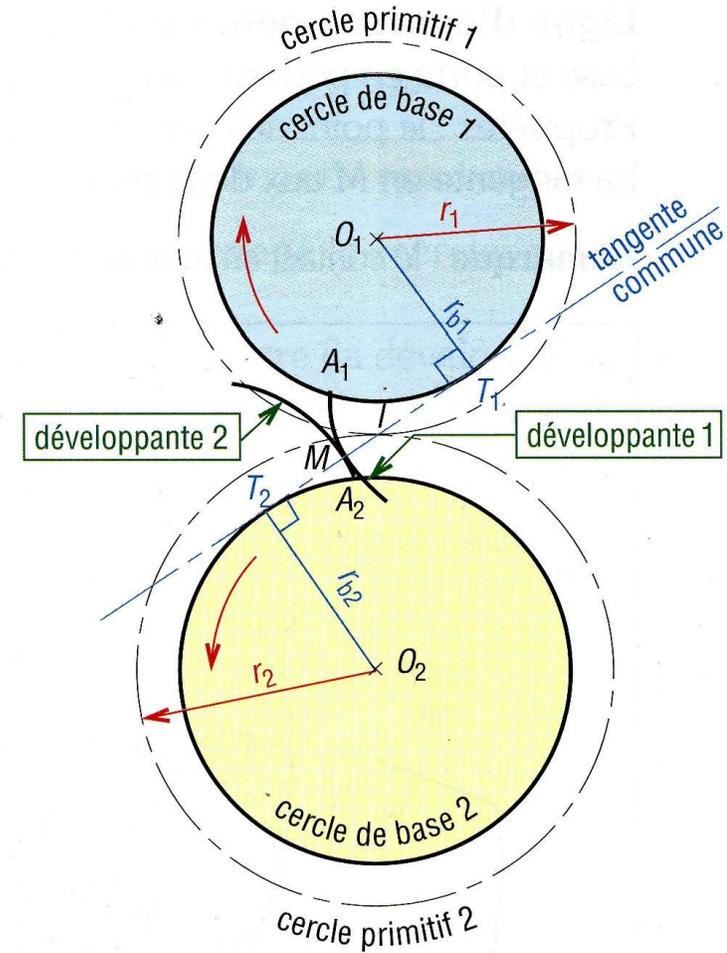
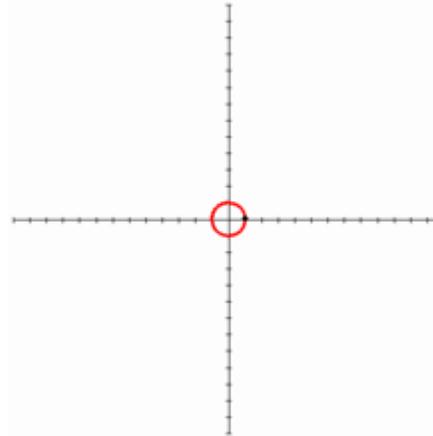
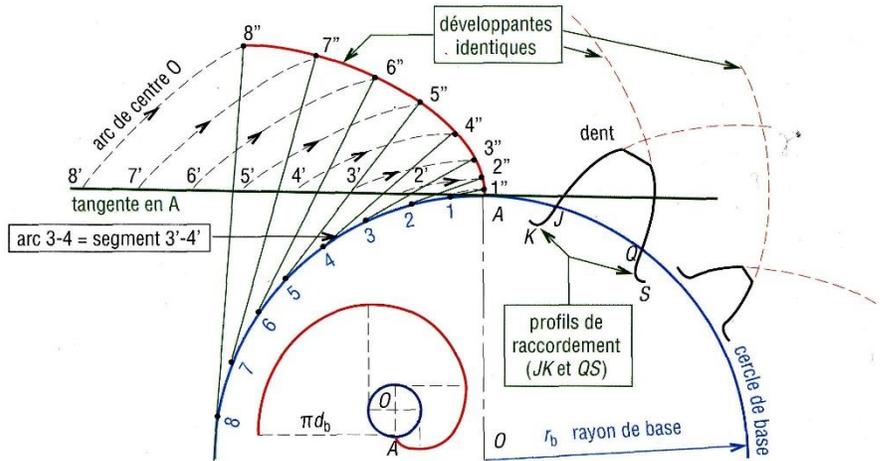
Hauteur de creux :  $hf_1 = hf_2 = 1,25m = 5$  mm

Hauteur de dent :  $h_1 = h_2 = ha + hf = 9$  mm

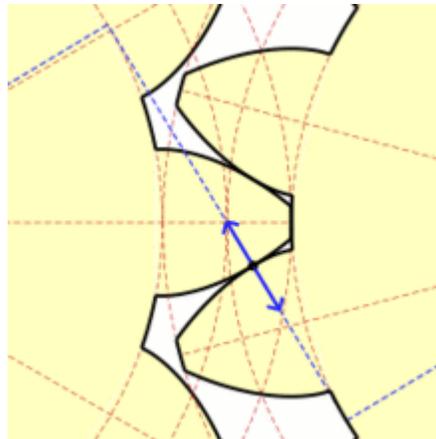
Largeur des dents :  $7m \leq b \leq 12m$  ou  $28 \leq b \leq 48$  mm

# 8.2. Engrenages

Droits à denture droite a développante de cercle:  
Cinématique



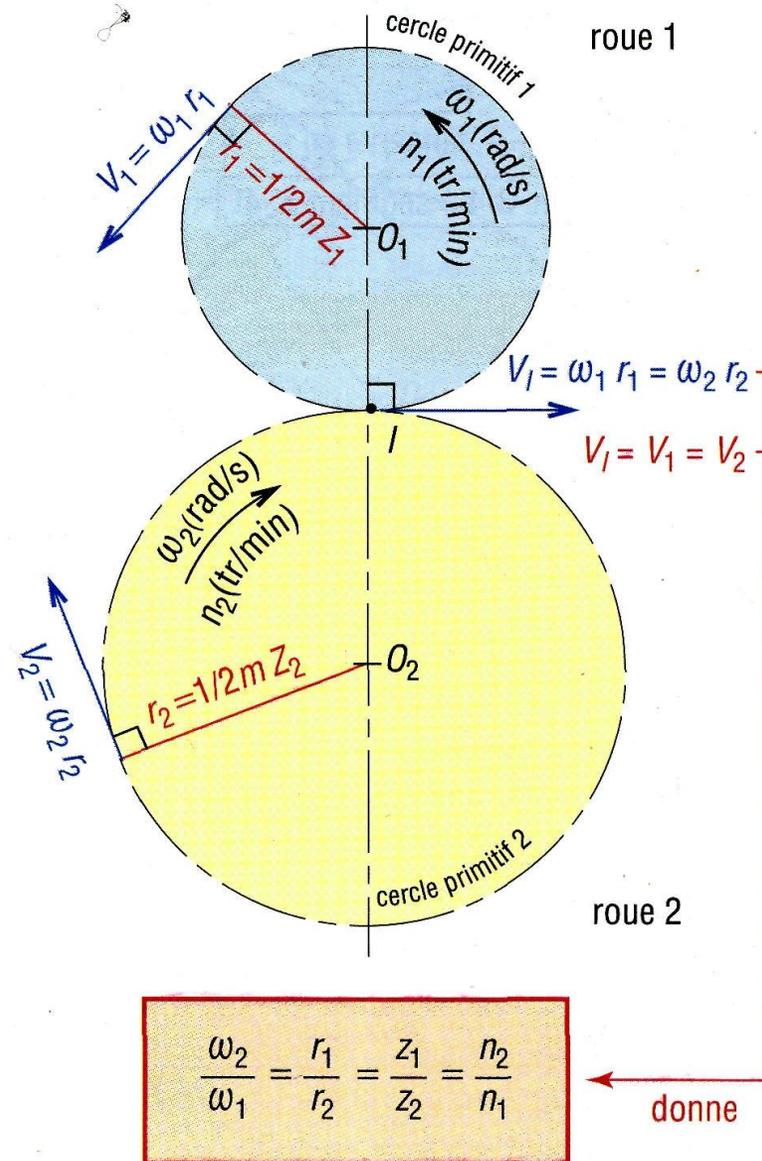
Angle de pression 20deg



$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{r_{b1}}{r_{b2}} = \frac{r_1}{r_2}$$

## 8.2. Engrenages

Droits à denture droite:  
Cinématique



# 8.2. Engrenages

Droits à denture droite:

Cinématique

**Exemple** : on souhaite construire un réducteur de façon à ce que la vitesse d'entrée de 1 500 tr/min soit réduite à 500 tr/min. Si  $Z_1 = 18$ , quelle est la valeur de  $Z_2$  ? Si  $m = 3$ , quelle est la valeur de  $d_2$  ?

Rapport de transmission :  $n_2/n_1 = 500/1\ 500 = 1/3$

Rapport des nombres de dents :  $Z_2/Z_1 = n_1/n_2 = 3/1 = 3$

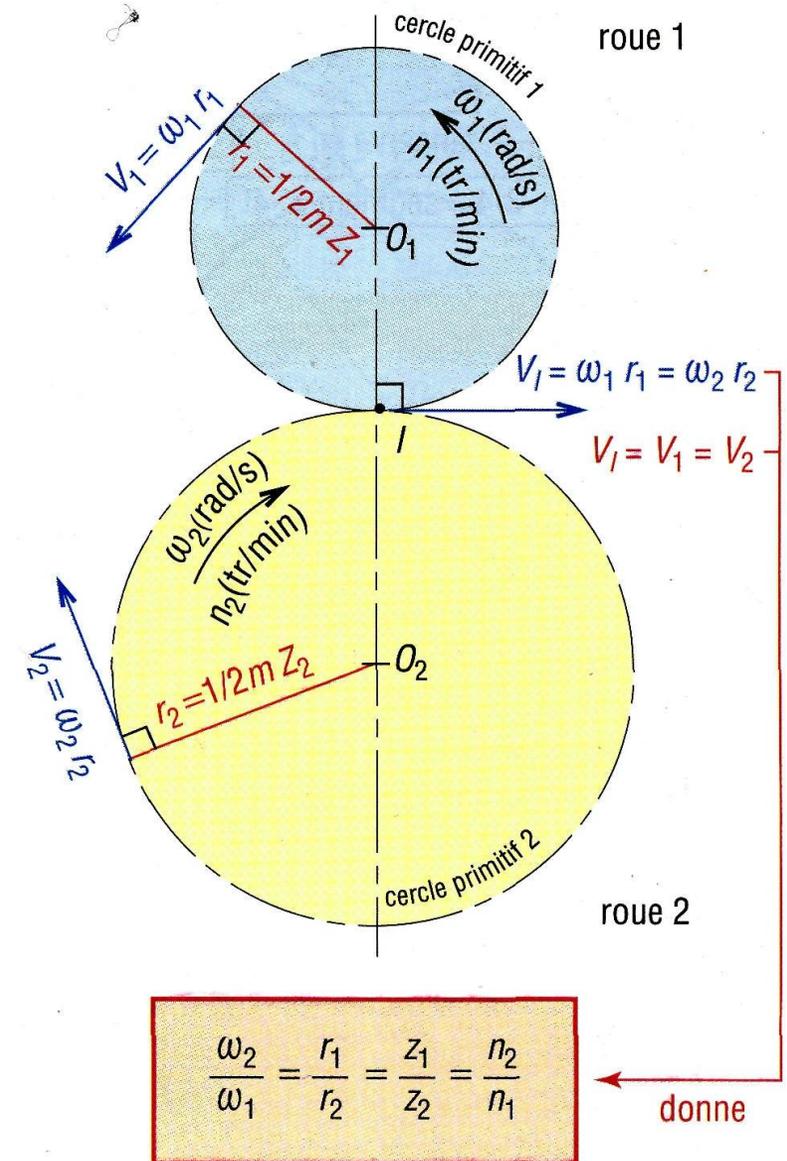
$Z_2 = 3.Z_1 = 54$  dents

$d_2 = mZ_2 = 3.54 = 162$  mm

**Remarque** :

$d_1 = mZ_1 = 3.18 = 54$  mm

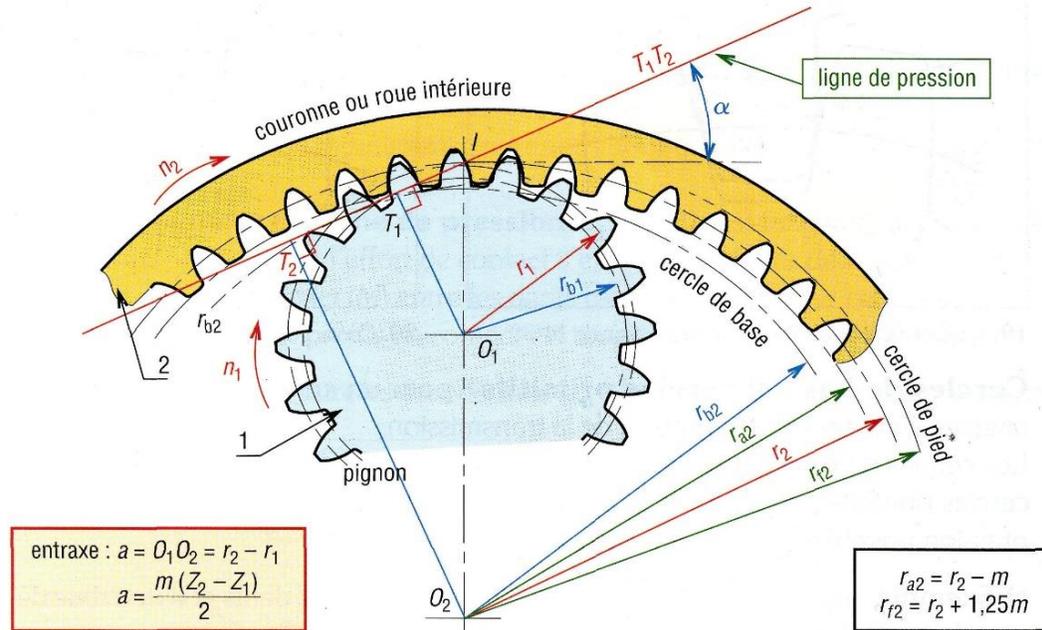
$d_2/d_1 = 162/54 = 3 = n_1/n_2$



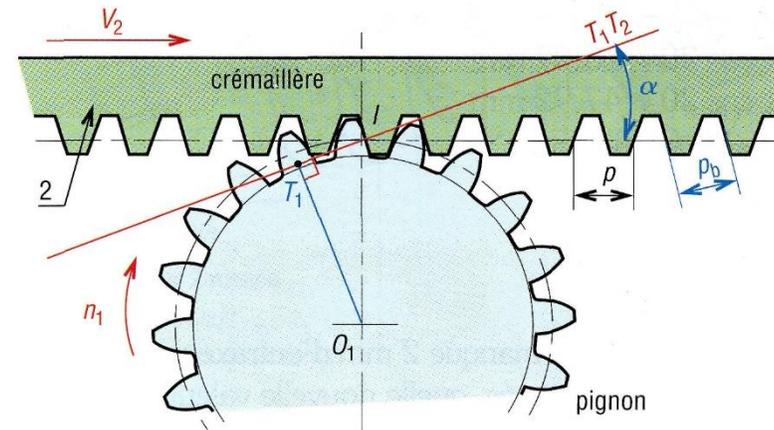
# 8.2. Engrenages

Droits à denture droite:

Roues intérieures



Crémaillères



$$V_2 = \omega_1 r_1$$

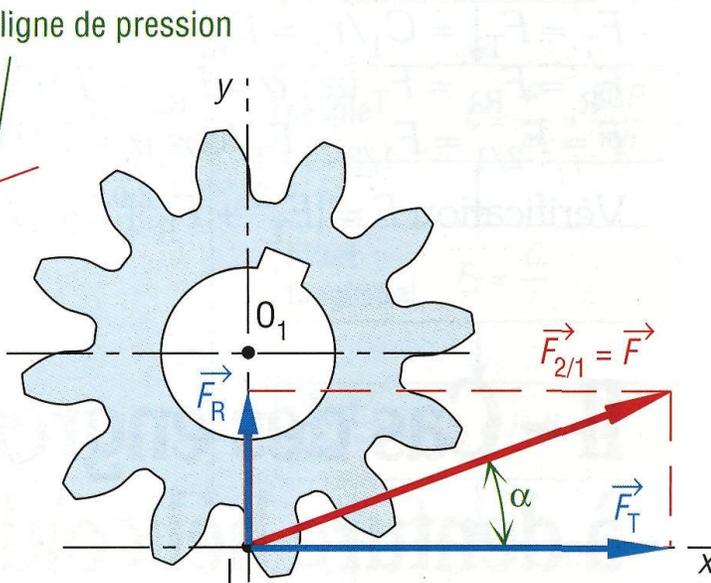
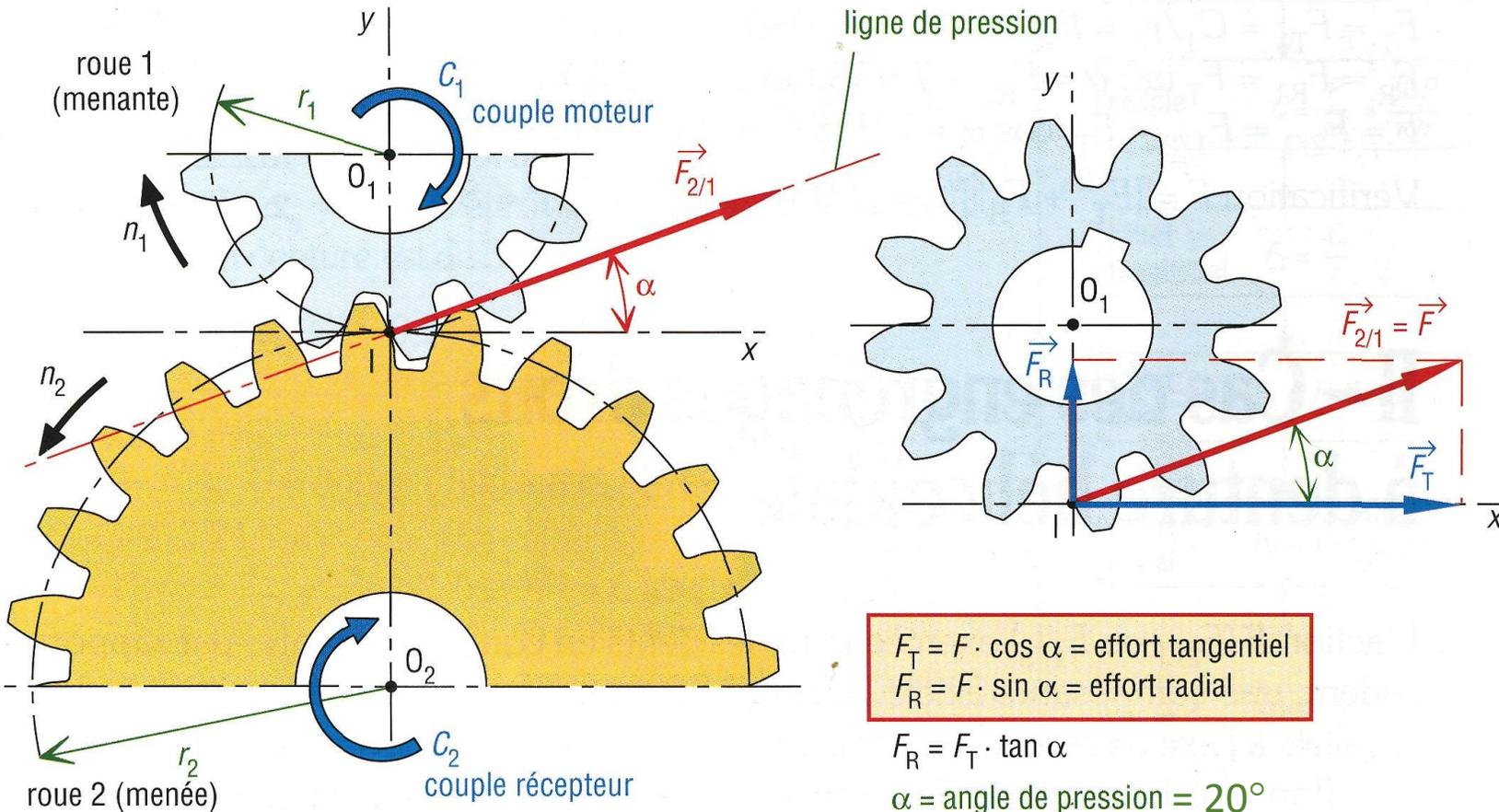
$$r_1 = O_1 I$$

$$p_b = p \cos \alpha$$

$$r_{b1} = O_1 T_1$$

## 8.2. Engrenages

Droits à denture droite:  
Efforts sur les dents



$$F_T = \frac{C_1}{r_1} = \frac{C_2}{r_2}$$

$$F_T = F \cdot \cos \alpha = \text{effort tangentiel}$$
$$F_R = F \cdot \sin \alpha = \text{effort radial}$$
$$F_R = F_T \cdot \tan \alpha$$
$$\alpha = \text{angle de pression} = 20^\circ$$

Effort tangentiel = 2.74 x  
Effort radial

## 8.2. Engrenages

Droits à denture droite: **Tenue aux efforts**

$$T = \frac{C_1}{r_1} = \frac{C_2}{r_2}$$

Moment de flexion

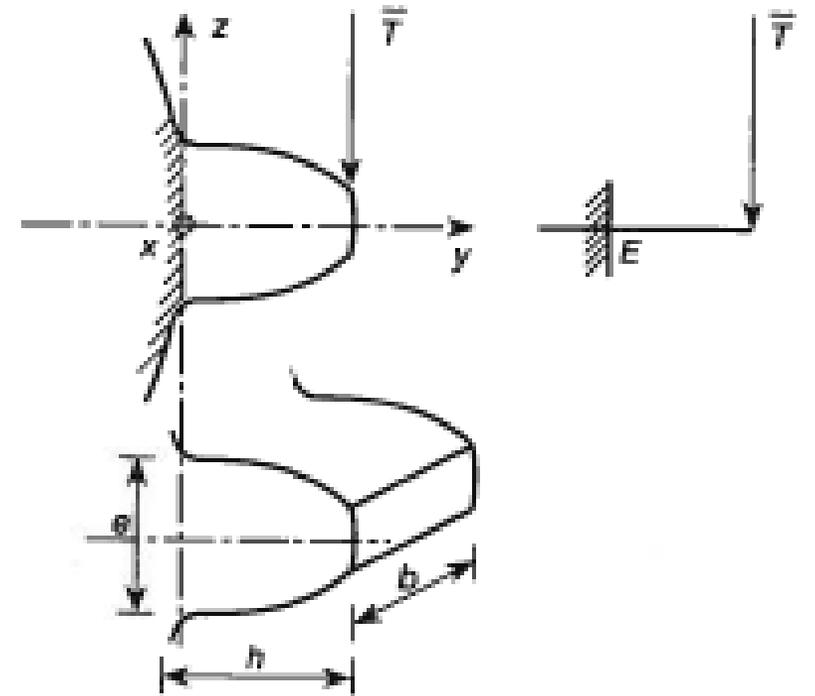
$$M_f = T \cdot h$$

Moment d'inertie de la section

$$I_{gx} = \frac{b \cdot e^3}{12}$$

Epaisseur de la dent

$$e = \frac{p}{2} = \frac{\pi \cdot m}{2}$$



## 8.2. Engrenages

### Droits à denture droite: Tenue aux efforts

Contrainte maximale  $\sigma_{\max} = \frac{Mf}{I_{gx}} = \frac{T \cdot 2,25 \cdot m}{k \cdot m \cdot \left( \frac{\left( \frac{\pi \cdot m}{2} \right)^3}{12} \right)} = 5,47 \frac{T}{k \cdot m^2}$  avec  $b = k \cdot m$  ( $7 \leq k \leq 12$ )

Condition de résistance en flexion

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_{pe}$$

$$m \geq 2,34 \sqrt{\frac{T}{k \cdot \sigma_{pe}}}$$

avec  $R_{pe} = \sigma_{pe} = \frac{R_e}{S}$

résistance pratique en traction = résistance élastique en traction / 2

| Valeurs indicatives des contraintes admissibles |                                   |
|---|-----------------------------------|
| métaux  | $R_{pe}$ (N/mm <sup>2</sup> ) MPa |
| aciers trempés et revenus ou cémentés           | 110 à 370                         |
| fontes FGL                                      | 50 à 80                           |
| bronze  | 80 à 120                          |
| nylon PA6.6                                     | ≈ 30                              |

## 8.2. Engrenages

---

Droits à denture droite: **Tenue aux efforts**

1000N sur une dent en acier a  $R_{pe}=210\text{MPa}$  et  $k =12$

On calcule le module minimum pour tenir les 1000N:

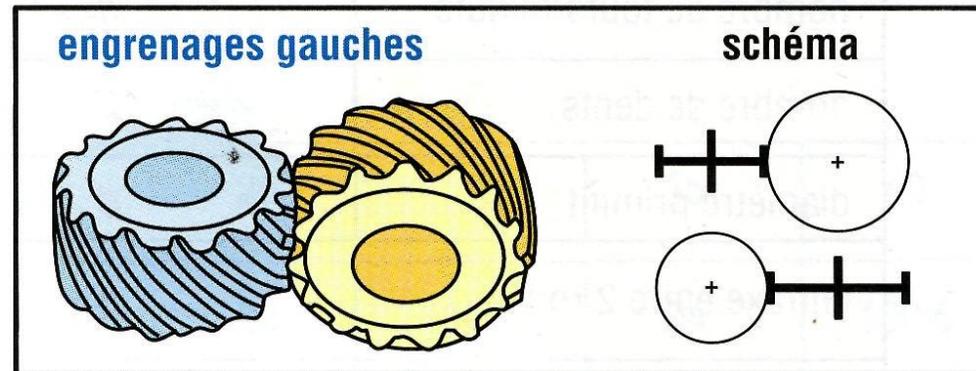
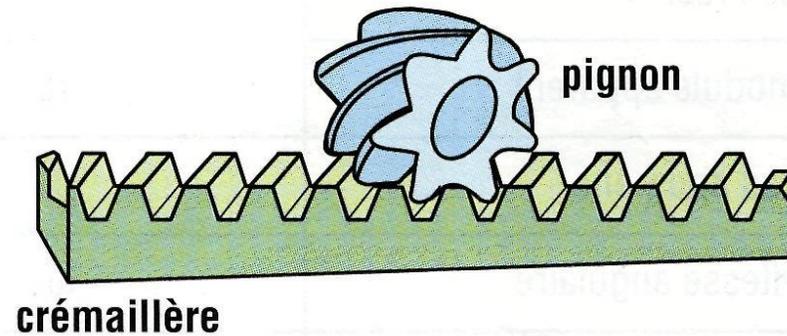
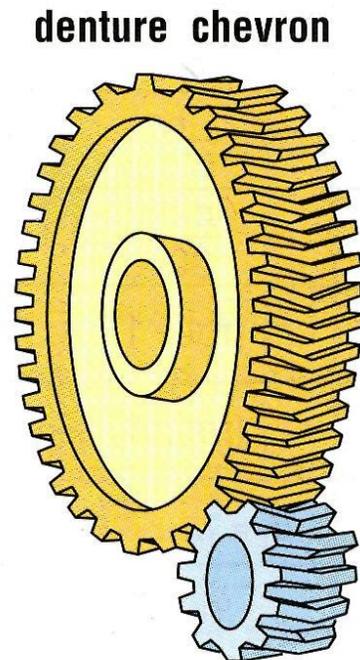
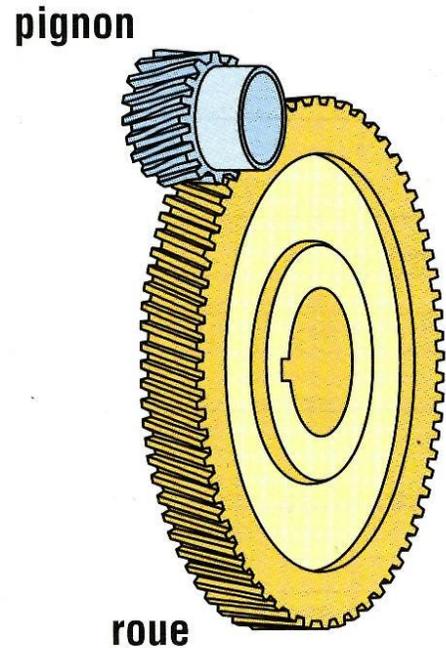
$$m \geq 2,34 \sqrt{\frac{T}{k \cdot \sigma_{pe}}} = 2.34 \sqrt{\frac{1000}{12 \times 210}} = 1.47\text{mm}$$

Roue dentée de module 1.5 mini et de largeur  $b=k.m=17.64\text{mm}$  mini.

# 8.2. Engrenages

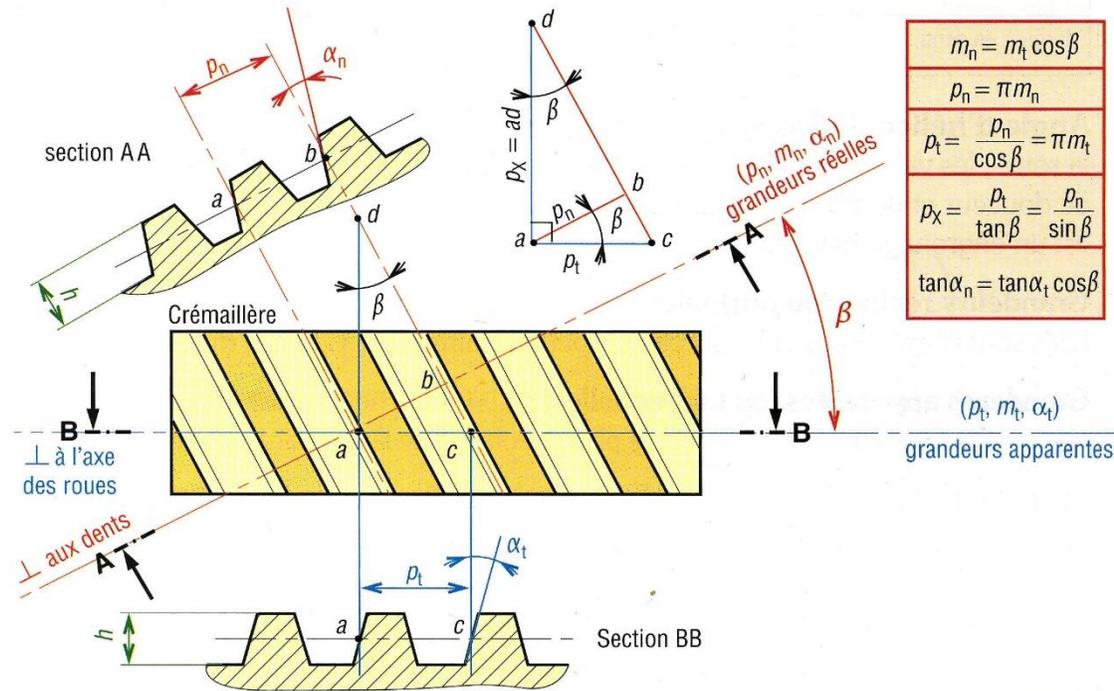
## Droits à denture hélicoïdale

- Pour arbres parallèles
- Plus silencieux, plus progressif
- Plus performants en puissance et couple (plusieurs dents en prise: 2, 3, 4)
- Dents inclinées par rapport à l'axe de rotation des arbres: efforts axiaux sur arbres



# 8.2. Engrenages

## Droits à denture hélicoïdale



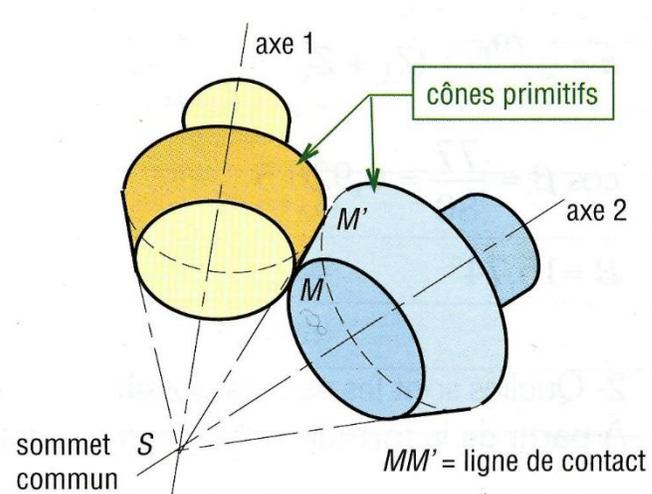
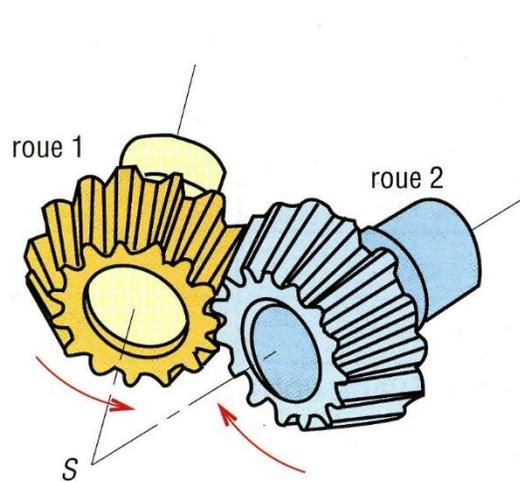
|   |
|---|
| $m_n = m_t \cos \beta$                                  |
| $p_n = \pi m_n$   |
| $p_t = \frac{p_n}{\cos \beta} = \pi m_t$                |
| $p_x = \frac{p_t}{\tan \beta} = \frac{p_n}{\sin \beta}$ |
| $\tan \alpha_n = \tan \alpha_t \cos \beta$              |

| Principales caractéristiques des engrenages droits à denture hélicoïdale |              |  |
|--|--------------|--|
| caractéristiques   | symboles ISO | observations et formules usuelles  |
| angle d'hélice   | $\beta$      | valeurs usuelles : $15^\circ \leq \beta \leq 30^\circ$                                     |
| sens de hélice   |              | si la roue 1 a une hélice à droite, alors la roue 2 a une hélice à gauche                  |
| module réel  | $m_n$        | $m_n$ est à choisir dans la série des modules normalisés                                   |
| pas réel   | $p_n$        | $p_n = \pi \cdot m_n$  |
| module apparent  | $m_t$        | $m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$ (augmente avec $\beta$ )                                    |
| pas apparent   | $p_t$        | $p_t = \frac{p_n}{\cos \beta} = \pi \cdot m_t$   |
| vitesse angulaire  | $\omega$     | $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \approx 0,1 n$ (unités rad/s)                             |
| nombre de tours/minute   | $n$          | $n_1$ (roue 1) $n_2$ (roue 2)  |
| nombre de dents  | $Z$          | $Z_1$ (roue 1) $Z_2$ (roue 2)  |
| diamètre primitif  | $d$          | $d_1 = m_t Z_1$ et $d_2 = m_t Z_2$   |
| entraxe entre 2 roues  | $a$          | $a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m_t(Z_1 + Z_2)}{2} = \frac{m_n(Z_1 + Z_2)}{2 \cos \beta}$ |
| saillie  | $h_a$        | $h_a = m_n$  |
| creux  | $h_f$        | $h_f = 1,25 m_n$   |
| hauteur de dent  | $h$          | $h = h_a + h_f = 2,25 m_n$   |
| diamètre de tête   | $d_a$        | $d_a = d + 2 m_n$  |
| diamètre de pied   | $d_f$        | $d_f = d - 2,5 m_n$  |
| diamètre de base   | $d_b$        | $d_b = d \cos \alpha_t$  |
| angle de pression réel   | $\alpha_n$   | valeur la plus usuelle : $\alpha = 20^\circ$   |
| angle de pression apparent   | $\alpha_t$   | $\tan \alpha_n = \tan \alpha_t \cdot \cos \beta$   |
| pas de base réel   | $p_{bn}$     | $p_{bn} = p_n \cdot \cos \alpha_n$   |
| pas de base apparent   | $p_{bt}$     | $p_{bt} = p_t \cdot \cos \alpha_t$   |
| pas axial  | $p_x$        | $p_x = \frac{p_t}{\tan \beta} = \frac{p_n}{\sin \beta} = \frac{p_z}{Z}$                    |
| pas de l'hélice primitive  | $p_z$        | $p_z = \frac{\pi \cdot d}{\tan \beta} = Z \cdot p_x$                                       |
| largeur de dent  | $b$          | $b > 2 \frac{\pi \cdot m_n}{\sin \beta} = 2 p_x$   |

## 8.2. Engrenages

### Coniques

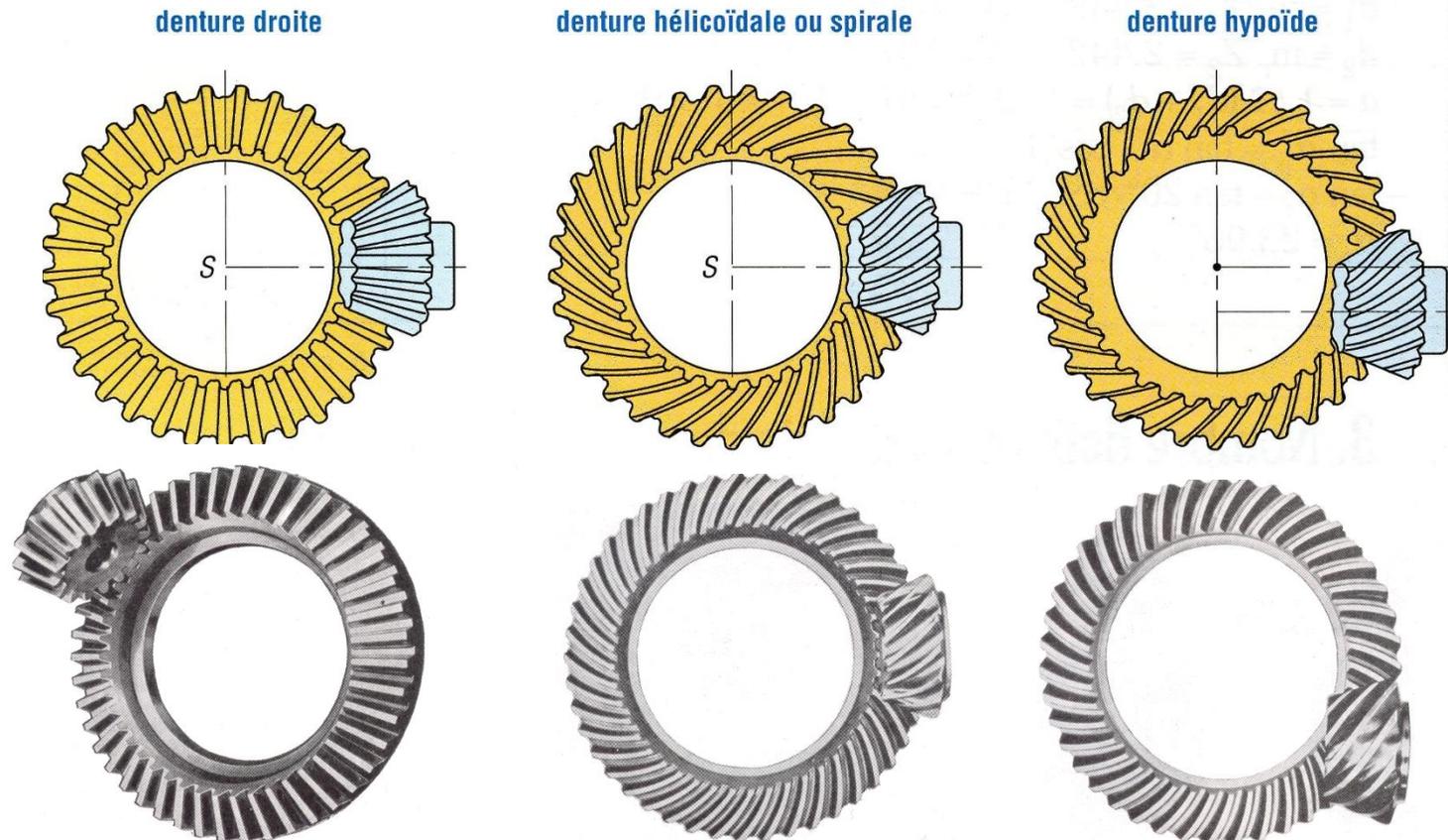
- Pour arbres non parallèles à axes concourants (axes à  $90^\circ$  les plus courants)



# 8.2. Engrenages

## Coniques

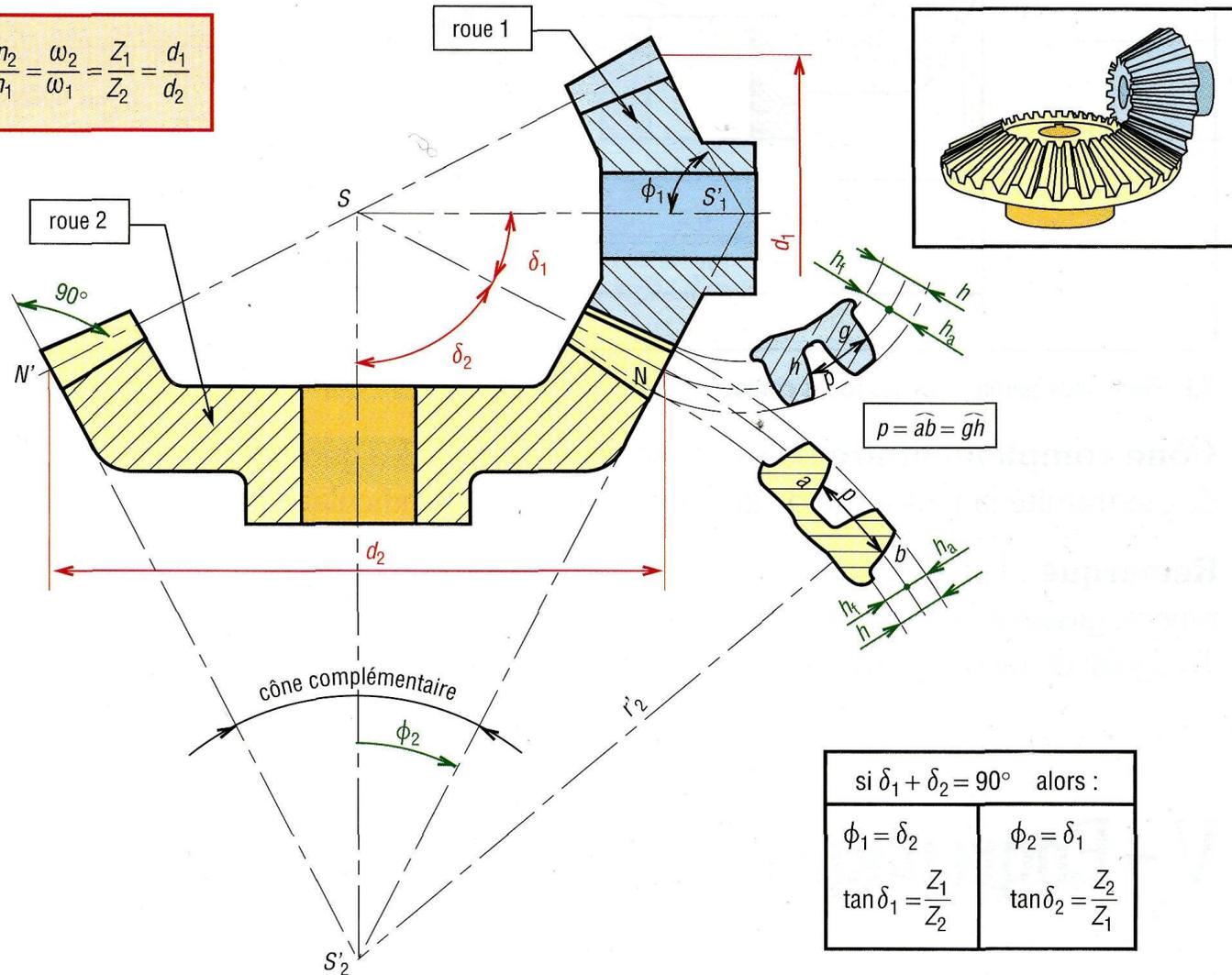
- Dentures:
  - Droites: les plus simples: plus bruyants, contraintes élevées sur les dents
  - Hélicoïdales, Spirales: plus silencieux, progressifs



# 8.2. Engrenages

Coniques:  
Cinématique

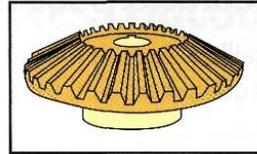
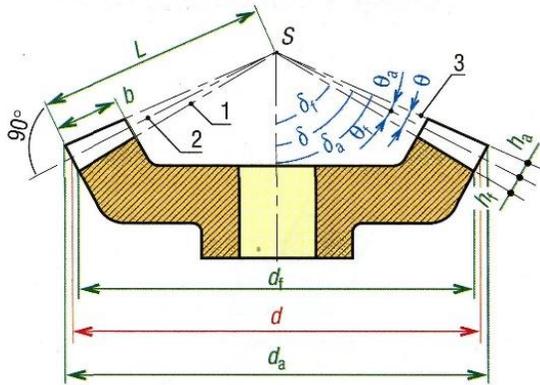
$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{d_1}{d_2}$$



|   |                                   |
|---|-----------------------------------|
| si $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ alors : |                                   |
| $\phi_1 = \delta_2$                         | $\phi_2 = \delta_1$               |
| $\tan \delta_1 = \frac{Z_1}{Z_2}$           | $\tan \delta_2 = \frac{Z_2}{Z_1}$ |

# 8.2. Engrenages

## Coniques:



- 1 : cône de pied
- 2 : cône primitif
- 3 : cône de tête

| Principales caractéristiques des engrenages coniques à denture droite                                |              |   |
|--|--------------|---|
| caractéristiques   | symboles ISO | observations et formules usuelles   |
| vitesse angulaire  | $\omega$     | $\omega = (\pi.n)/30 \approx 0,1n$ (unités : rad/s)   |
| nombre de tours/minute   | $n$          | $n_1$ (roue 1) $n_2$ (roue 2)   |
| module   | $m$          | valeurs normalisées (tableau 1) mesurée sur cône complémentaire   |
| pas primitif   | $p$          | $p = \pi.m = 3,141\ 59m$ (avec $p = p_1 = p_2$ )  |
| nombre de dents  | $z$          | $Z_1$ (roue 1) $Z_2$ (roue 2)   |
| diamètre primitif  | $d$          | $d_1 = mZ_1$ et $d_2 = mZ_2$  |
| angle primitif   | $\delta$     | $\delta_1$ (roue 1) $\delta_2$ (roue 2)   |
| angle de pression  | $\alpha$     | valeur la usuelle $\alpha = 20^\circ$   |
| angle de tête  | $\delta_a$   | $\delta_a = \delta + \theta_a$  |
| angle de creux   | $\delta_f$   | $\delta_f = \delta - \theta_f$  |
| angle de saillie   | $\theta_a$   | $\tan \theta_a = 2m.\sin \delta/d$  |
| angle de creux   | $\theta_f$   | $\tan \theta_f = 2,5m.\sin \delta/d$  |
| angle de hauteur   | $\theta$     | $\theta = \theta_a + \theta_f$  |
| longueur génératrice primitive   |              | $L = d_1/2 \sin \delta_1 = d_2/2 \sin \delta_2$   |
| largeur de dent  | $b$          | $L/4 \leq b \leq L/3$ (raisons de taillage)   |
| saillie  | $h_a$        | $h_a = m$   |
| creux  | $h_f$        | $h_f = 1,25m$   |
| hauteur de dent  | $h$          | $h = h_a + h_f = 2,25m$   |
| diamètre de tête   | $d_a$        | $d_a = d + 2m.\cos \delta$  |
| diamètre de pied   | $d_f$        | $d_f = d - 2,5m.\cos \delta$  |
| $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$   |              | $\delta_1 + \delta_2 < 90^\circ$  |
| $\phi_1 = \delta_2$<br>$\phi_2 = \delta_1$<br>$\tan \delta_1 = Z_1/Z_2$<br>$\tan \delta_2 = Z_2/Z_1$ |              | $\phi_1 = 90 - \delta_1$<br>$\phi_2 = 90 - \delta_2$<br>$\tan \delta_2 = \frac{\sin(\delta_1 + \delta_2)}{Z_1/Z_2 + \cos(\delta_1 + \delta_2)}$                 |
|  |              | $\delta_1 + \delta_2 > 90^\circ$  |
|  |              | $\phi_1 = 90 - \delta_1$<br>$\phi_2 = 90 - \delta_2$<br>$\tan \delta_2 = \frac{\sin[180 - (\delta_1 + \delta_2)]}{Z_1/Z_2 - \cos[180 - (\delta_1 + \delta_2)]}$ |

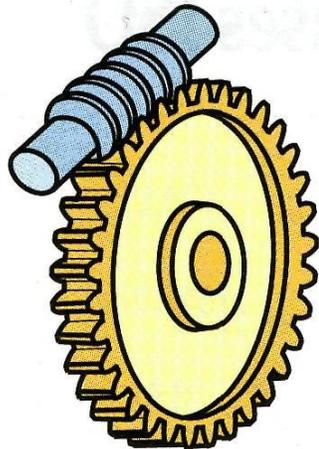
## 8.2. Engrenages

### Roue et vis sans fin:

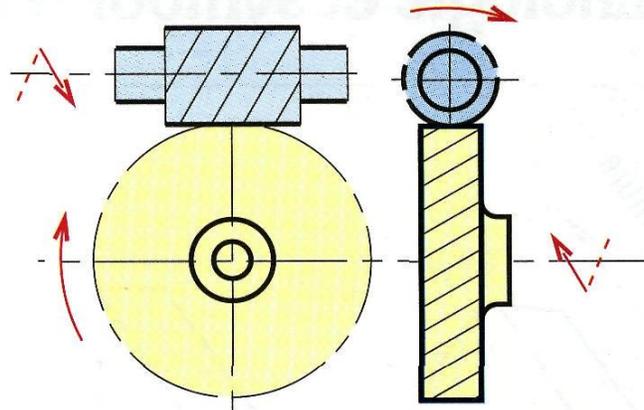
- Vis sans fin: filet à droite ou à gauche pour sens de rotation
- Axes orthogonaux
- Rapport de réduction jusqu'à 1/200
- Engrenement doux (silencieux, sans chocs)
- Attention à l'irréversibilité du mouvement !
- Glissement et frottement importants: rendement médiocre
- Il faut des matériaux en contact à faible frottement et lubrification.



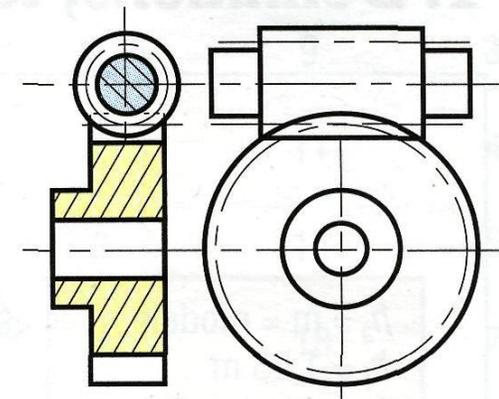
perspective



principe



dessin normalisé



# 8.2. Engrenages

## Roue et vis sans fin:

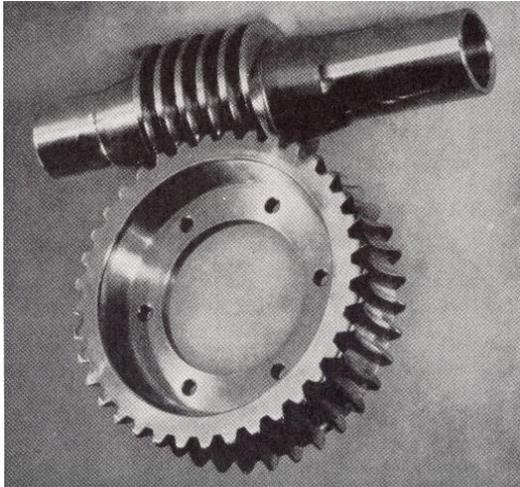
Principales caractéristiques des engrenages roue et vis

| caractéristiques       | symboles ISO | observations et formules usuelles   |
|------------------------|--------------|---|
| nombre de filets vis   | $Z_V$        |   |
| nombre de dents roue   | $Z_R$        | $Z_R + Z_V > 40$  |
| angle d'hélice vis     | $\beta_V$    | irréversibilité si $\beta_V < 6^\circ$ à $10^\circ$                           |
| angle d'hélice roue    | $\beta_R$    | $\beta_V + \beta_R = 90^\circ$  |
| sens des hélices       |              | le sens (à droite ou à gauche) est le même pour la vis et la roue             |
| module réel roue       | $m_n$        | $m_n$ (le même pour la vis et la roue)  |
| module axial vis       | $m_x$        | $m_x = \frac{p_x}{\pi} = \frac{m_n}{\cos \beta_R} = \frac{m_n}{\sin \beta_V}$ |
| pas réel roue          | $p_n$        | $p_n = \pi \cdot m_n$   |
| pas apparent roue      | $p_t$        | $p_t = \frac{p_n}{\cos \beta_R} = \pi \cdot m_t$                              |
| pas axial vis          | $p_x$        | $p_x = p_t$ (pas axial vis = pas apparent roue)                               |
| pas de l'hélice        | $p_z$        | $p_z = Z_V \cdot p_x$   |
| vitesse angulaire      | $\omega$     | $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \approx 0,1n$ (unités rad/s)                 |
| nombre de tours/minute | $n$          | $n_V$ vis et $n_R$ roue   |

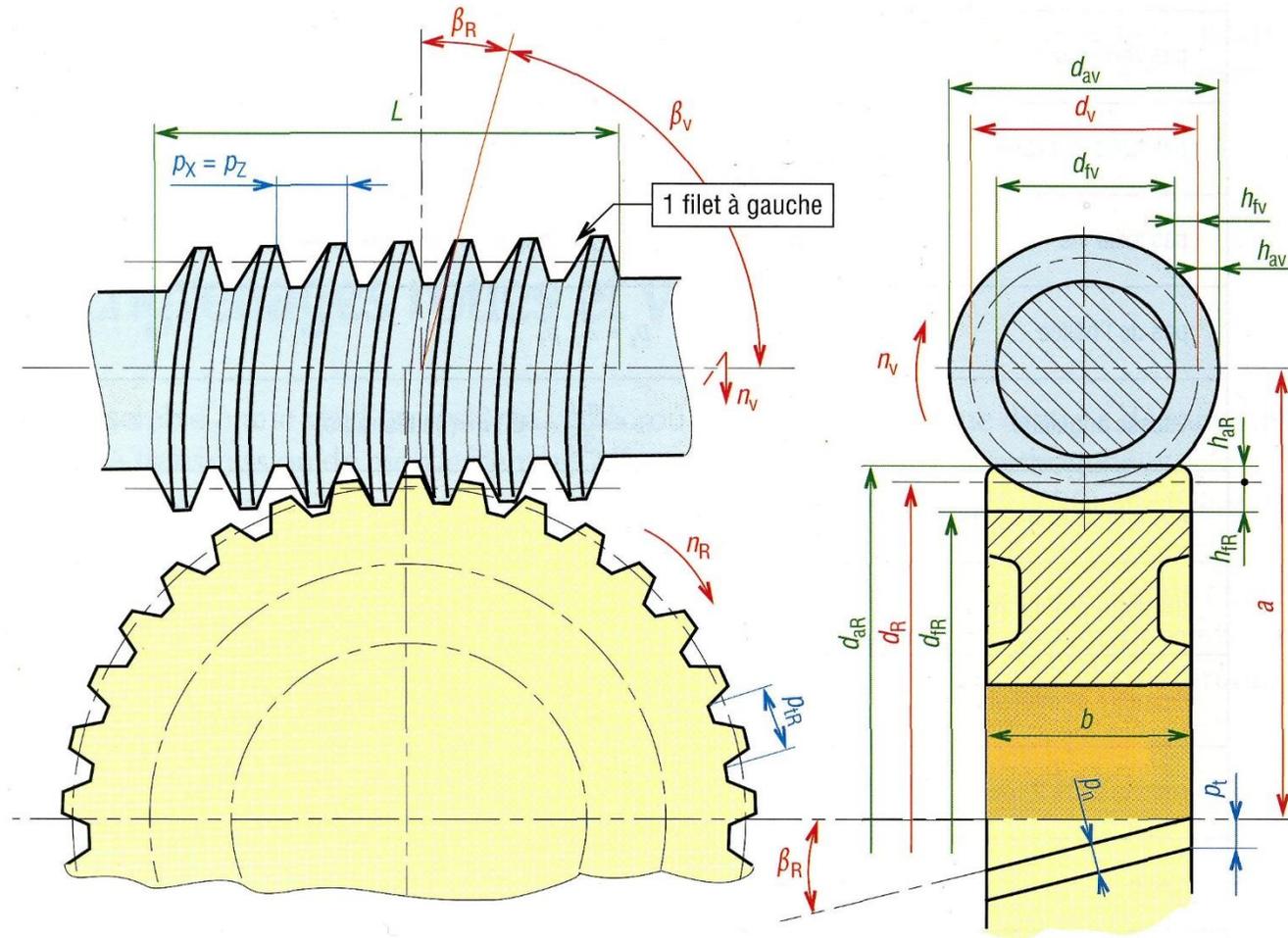
|                             |            |   |
|-----------------------------|------------|---|
| diamètre primitif roue      | $d_R$      | $d_R = m_t \cdot Z_R$   |
| diamètre primitif vis       | $d_V$      | $d_V = \frac{p_z}{\pi \tan \beta_R}$ et $\frac{a^{0,875}}{3} \leq d_V \leq \frac{a^{0,875}}{1,7}$ |
| entraxe entre 2 roues       | $a$        | $a = \frac{d_V + d_R}{2}$   |
| saillie                     | $h_a$      | $h_a = m_n$   |
| creux                       | $h_f$      | $h_f = 1,25 m_n$  |
| hauteur de dent             | $h$        | $h = h_a + h_f$   |
| diamètre de tête vis        | $d_{aV}$   | $d_{aV} = d_V + 2m_n$   |
| diamètre de pied vis        | $d_{fV}$   | $d_{fV} = d_V - 2,5m_n$   |
| angle de pression réel      | $\alpha_n$ | commun à la vis et à la roue<br>valeur : $14^\circ 30'$ , $20^\circ$ , $25^\circ$ et $30^\circ$   |
| angle de pression axial vis | $\alpha_x$ | $\alpha_x = \alpha_t$ (roue)  |
| longueur de la vis          | $L$        | $L \approx 5p_x$ ou $6p_x$  |

# 8.2. Engrenages

Roue et vis sans fin:



Si  $\beta_v < 6$  à  $10^\circ$   
mécanisme irréversible



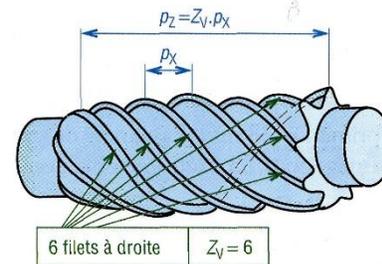
$$\frac{n_R}{n_V} = \frac{Z_V}{Z_R}$$

$$\frac{n_R}{n_V} \neq \frac{d_V}{d_R}$$

$$\beta_V + \beta_R = 90^\circ$$

$$a = \frac{m_n}{2} \left( \frac{Z_V}{\sin \beta_R} + \frac{Z_R}{\cos \beta_R} \right)$$

$$\begin{aligned} p_{tR} &= p_x \\ p_n &= p_{nV} = p_{nR} \end{aligned}$$



# 8.2. Engrenages

## Roue et vis sans fin:

### Cas du frottement

Si  $f$  est le coefficient de frottement entre les roues

$$F_{Tv} = F (\cos \alpha_n \cdot \sin \beta + f \cdot \cos \beta)$$

$$F_{Tr} = F (\cos \alpha_n \cdot \cos \beta - f \cdot \sin \beta)$$

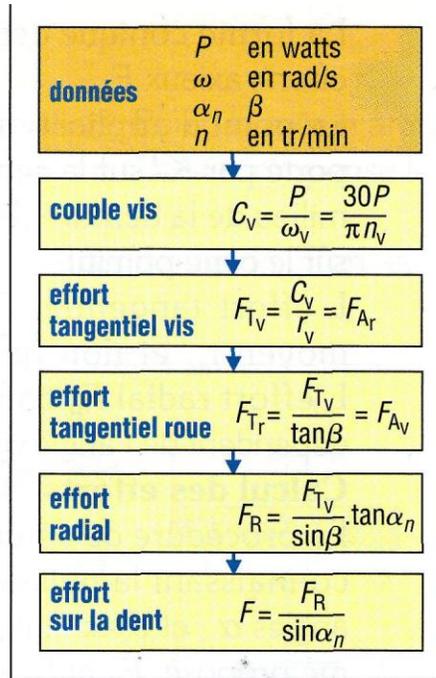
$$F_R = F \cdot \sin \alpha_n \text{ (inchangé)}$$

$$\eta = \frac{\text{puissance sortie}}{\text{puissance entrée}}$$

$$= \frac{\cos \alpha_n - f \cdot \tan \beta}{\cos \alpha_n + f \cdot \cot \beta}$$

Variation du rendement  $\eta$  lorsque  $f = 0,05$  et  $\alpha_n = 20^\circ$

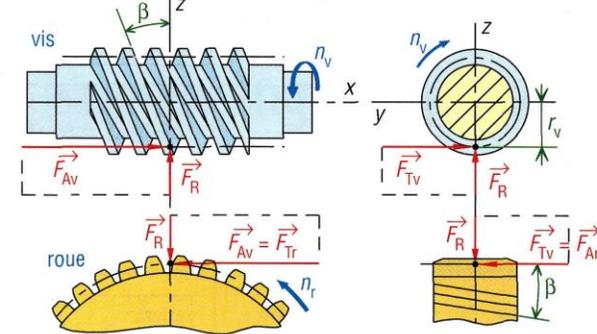
| $\beta$ (deg) | 1    | 2    | 3    | 5    | 8    | 15   | 25   | 30   | 40   |
|---------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| $\eta$        | 0,25 | 0,40 | 0,49 | 0,62 | 0,72 | 0,82 | 0,88 | 0,89 | 0,90 |



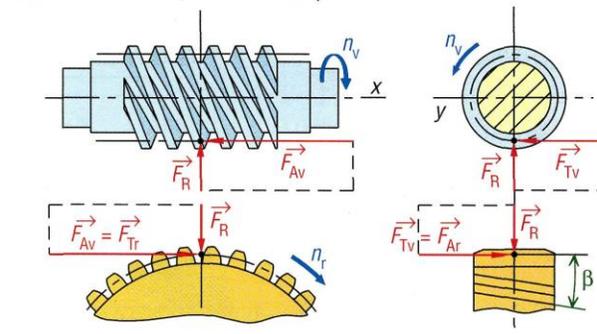
Organigramme de calcul.

$F_{Av}$  : effort axial sur la vis  
 $F_{Tv}$  : effort tangentiel sur la vis  
 $F_R$  : effort radial (roue et vis)  
 $F_{Ar}$  : effort axial sur la roue  
 $F_{Tr}$  : effort tangentiel sur la roue  
 $F$  : effort total sur la dent (roue et vis)

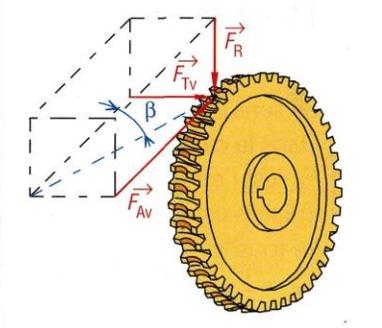
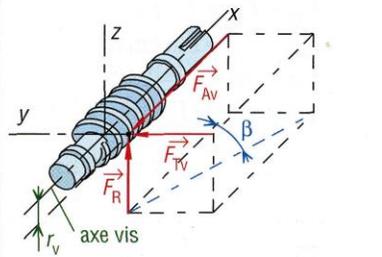
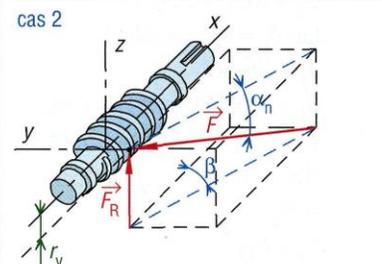
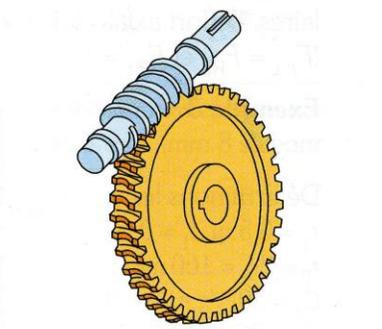
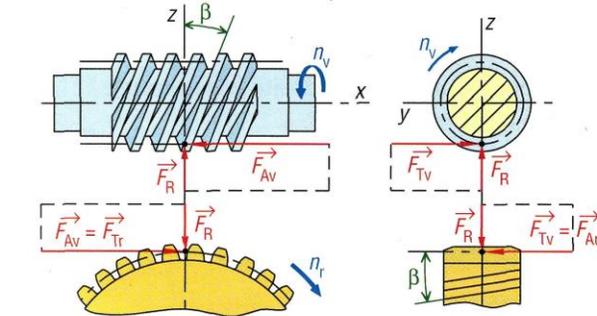
cas 1 : vis menante, filet à droite,  $n_v > 0$



cas 2 : vis menante, filet à droite,  $n_v < 0$



cas 3 : vis menante, filet à gauche,  $n_v > 0$



## 8.2. Engrenages

### Roue et vis sans fin:

- La vis peut toujours entrainer la roue.
- Mouvement irréversible:

La roue ne peut pas entrainer la vis si  $\beta_v < 6$  à  $10^\circ$  = mécanisme irréversible.

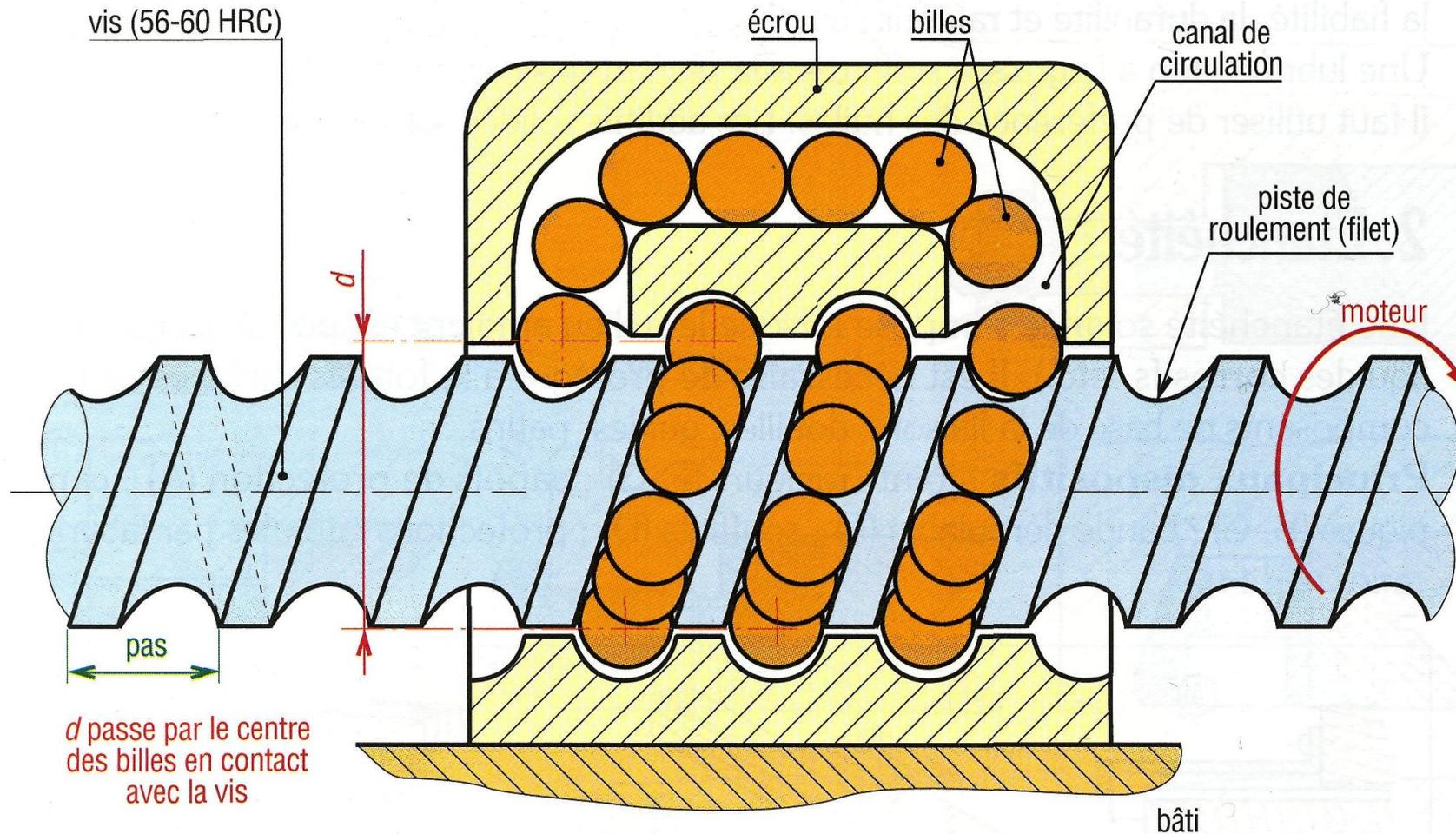
Il y a blocage si on ne tourne pas la vis.

Propriété intéressante pour mécanismes avec non-retour.



## 8.2. Engrenages

Vis a billes (rendement 98%):



## 8.2. Engrenages

---

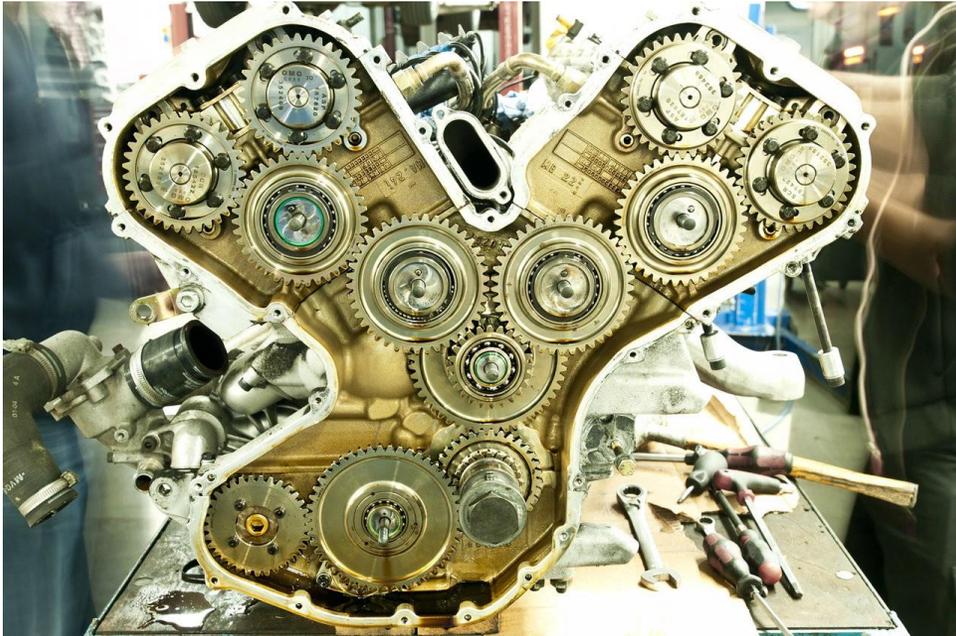
Fabrication

<https://www.youtube.com/watch?v=XZgsV0AZJJ0>

## 8.2. Engrenages

Train d'Engrenages:

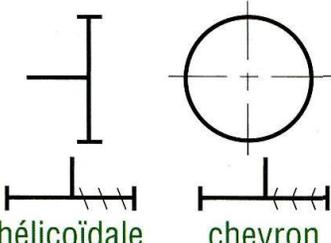
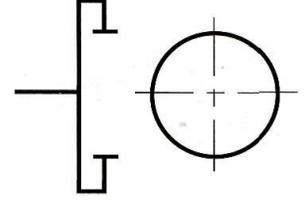
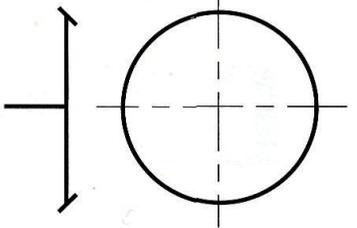
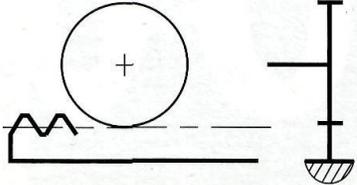
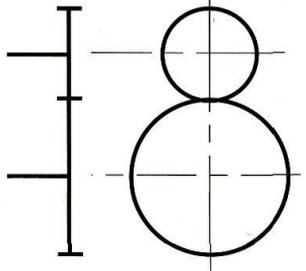
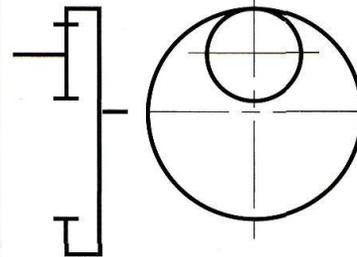
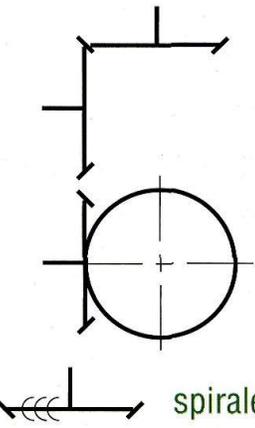
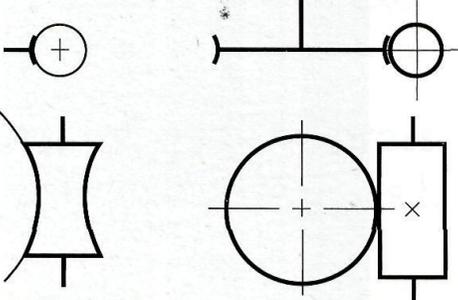
- Engrenages cylindriques: les plus courants
- Dentures droites pour faible puissance, engrenages intérieurs, trains épicycloïdaux
- Dentures hélicoïdales pour grande puissance, silence
- Fonctionnement en réducteur: vitesse réduite, couple augmenté



Distribution V12 Ferrari F140

# 8.2. Engrenages

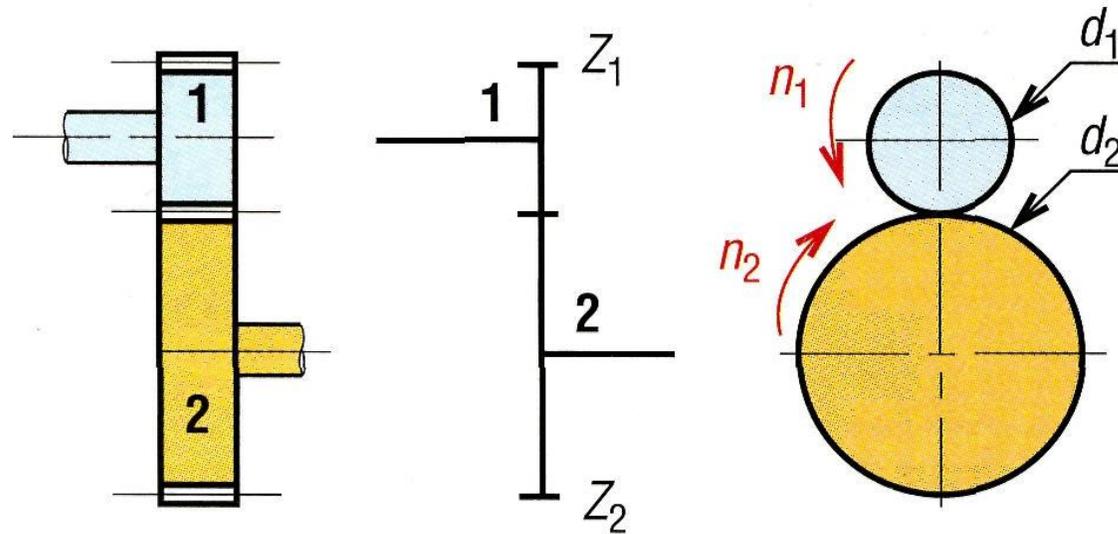
## Train d'Engrenages - Schématisation

| 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   |   |   |  |

## 8.2. Engrenages

Train réducteur extérieur: inversion du sens de rotation entrée/sortie

un train extérieur

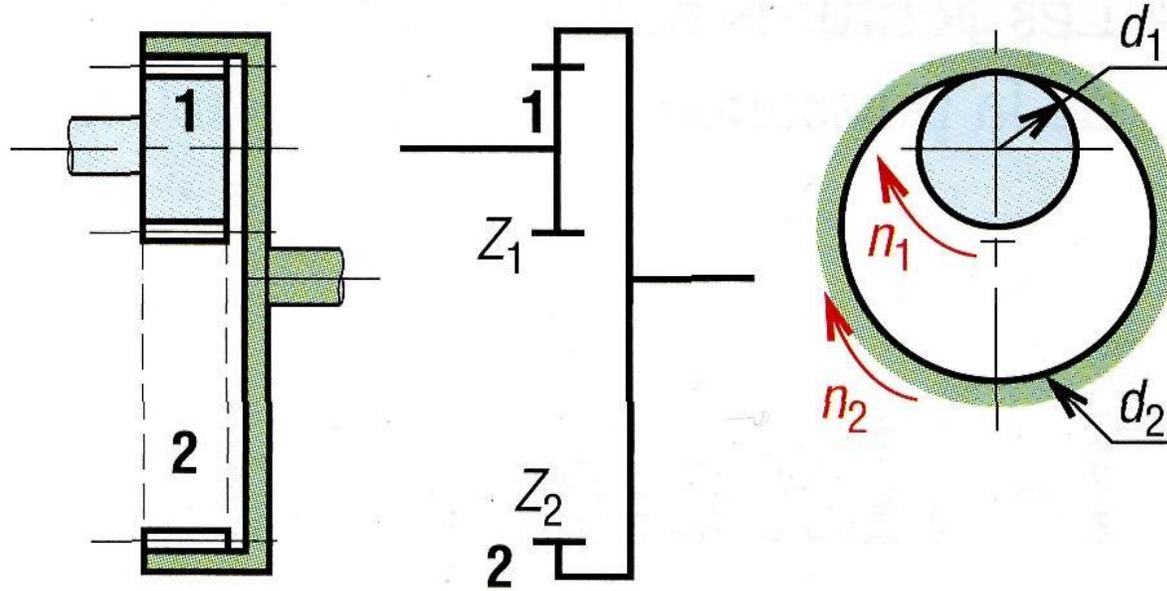


$$R_{2/1} = \frac{n_2}{n_1} = -\frac{Z_1}{Z_2} = -\frac{d_1}{d_2}$$

## 8.2. Engrenages

Train réducteur intérieur: pas d'inversion du sens de rotation

un train intérieur



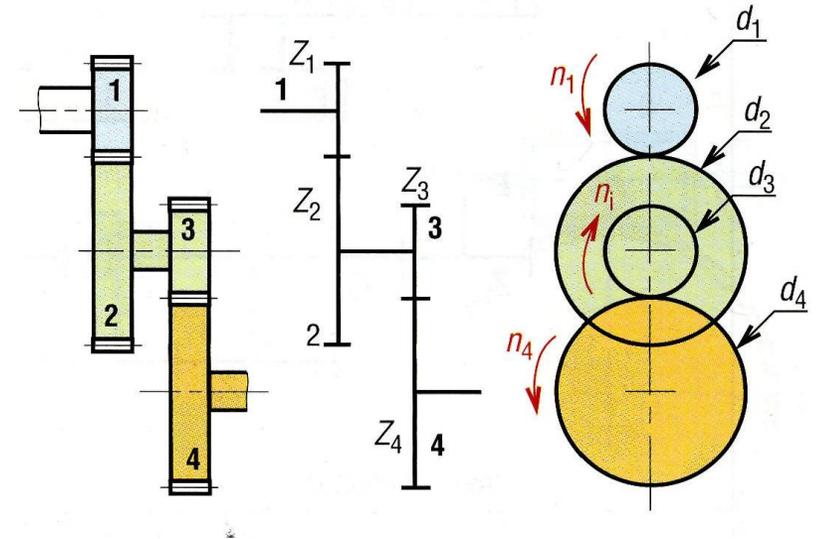
$$R_{2/1} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{d_1}{d_2}$$

## 8.2. Engrenages

Trains a 2 engrenages:

$$R_{4/1} = \frac{\omega_4}{\omega_1} = R_{4/3} \cdot R_{2/1} = \frac{\omega_4}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_1} = -\frac{Z_3}{Z_4} \cdot -\frac{Z_1}{Z_2}$$

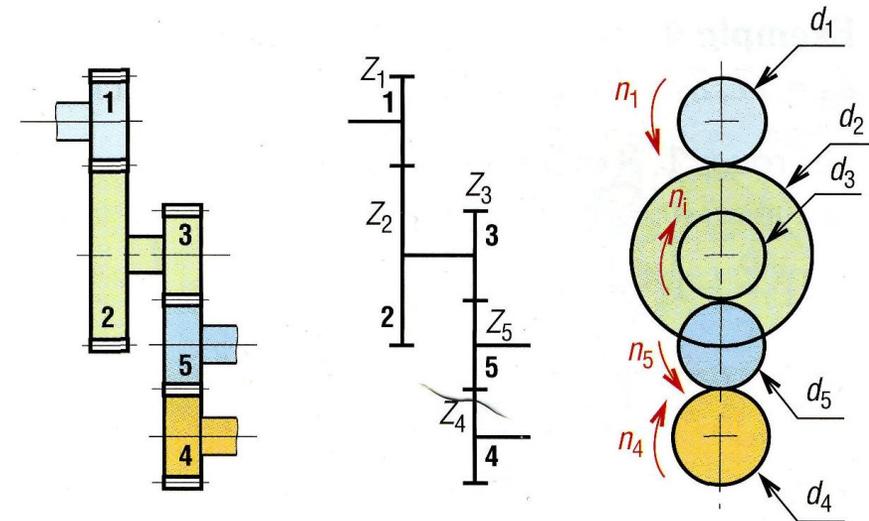
$$R_{4/1} = \frac{\omega_4}{\omega_1} = \frac{Z_3 \cdot Z_1}{Z_4 \cdot Z_2} = \frac{d_3 \cdot d_1}{d_4 \cdot d_2}$$



Trains a 2 engrenages et roue d'inversion:

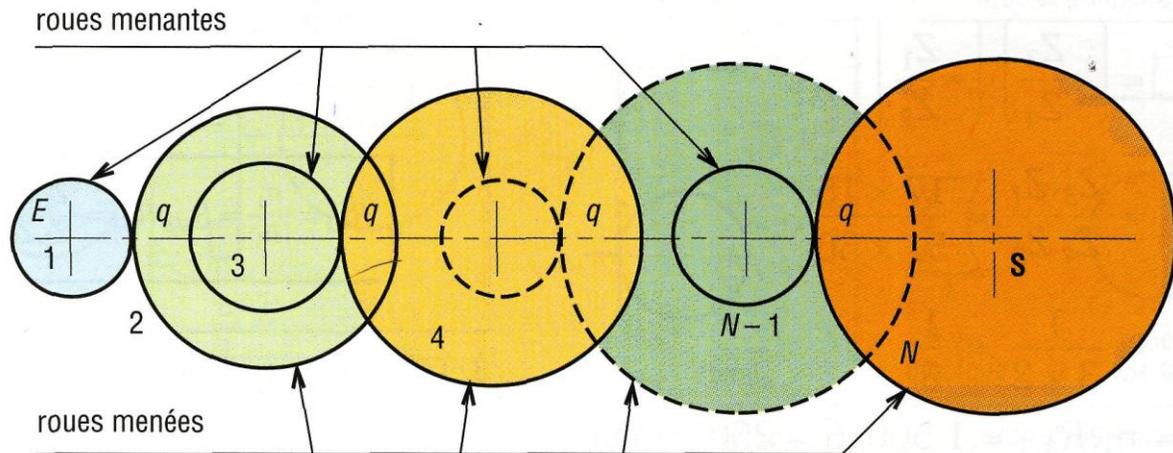
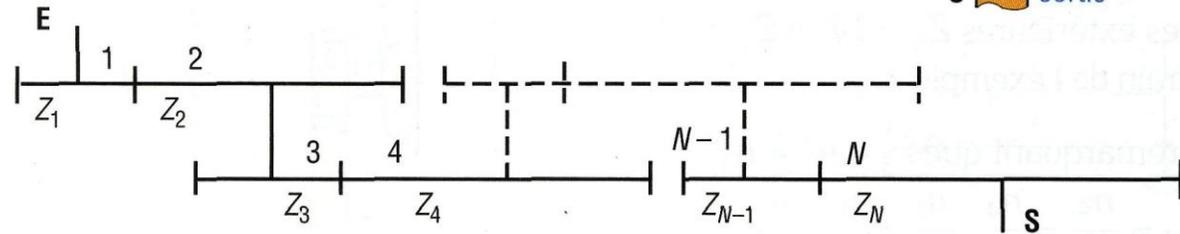
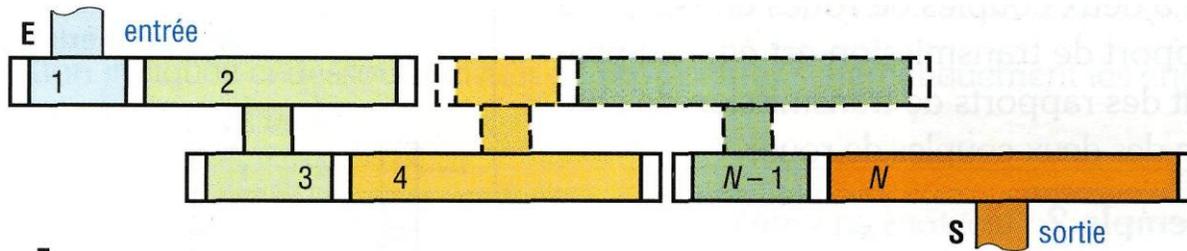
$$R_{4/1} = \frac{\omega_4}{\omega_1} = \frac{\omega_4}{\omega_5} \cdot \frac{\omega_5}{\omega_3} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_1} = -\frac{Z_5}{Z_4} \cdot -\frac{Z_3}{Z_5} \cdot -\frac{Z_1}{Z_2}$$

$$R_{4/1} = -R_{4/3} \cdot R_{2/1} = \frac{\omega_4}{\omega_1} = -\frac{Z_3 \cdot Z_1}{Z_4 \cdot Z_2} = -\frac{d_3 \cdot d_1}{d_4 \cdot d_2}$$



# 8.2. Engrenages

## Trains a N engrenages:



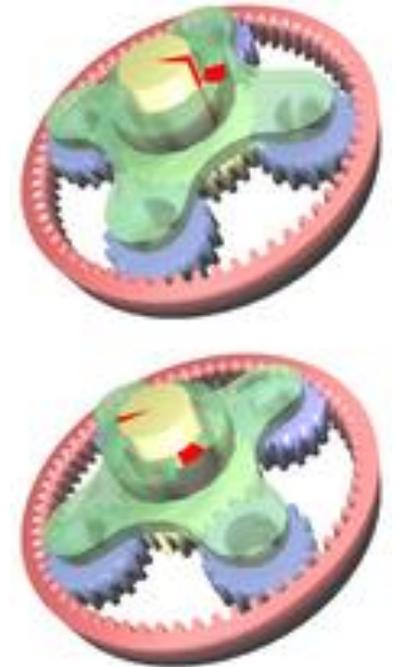
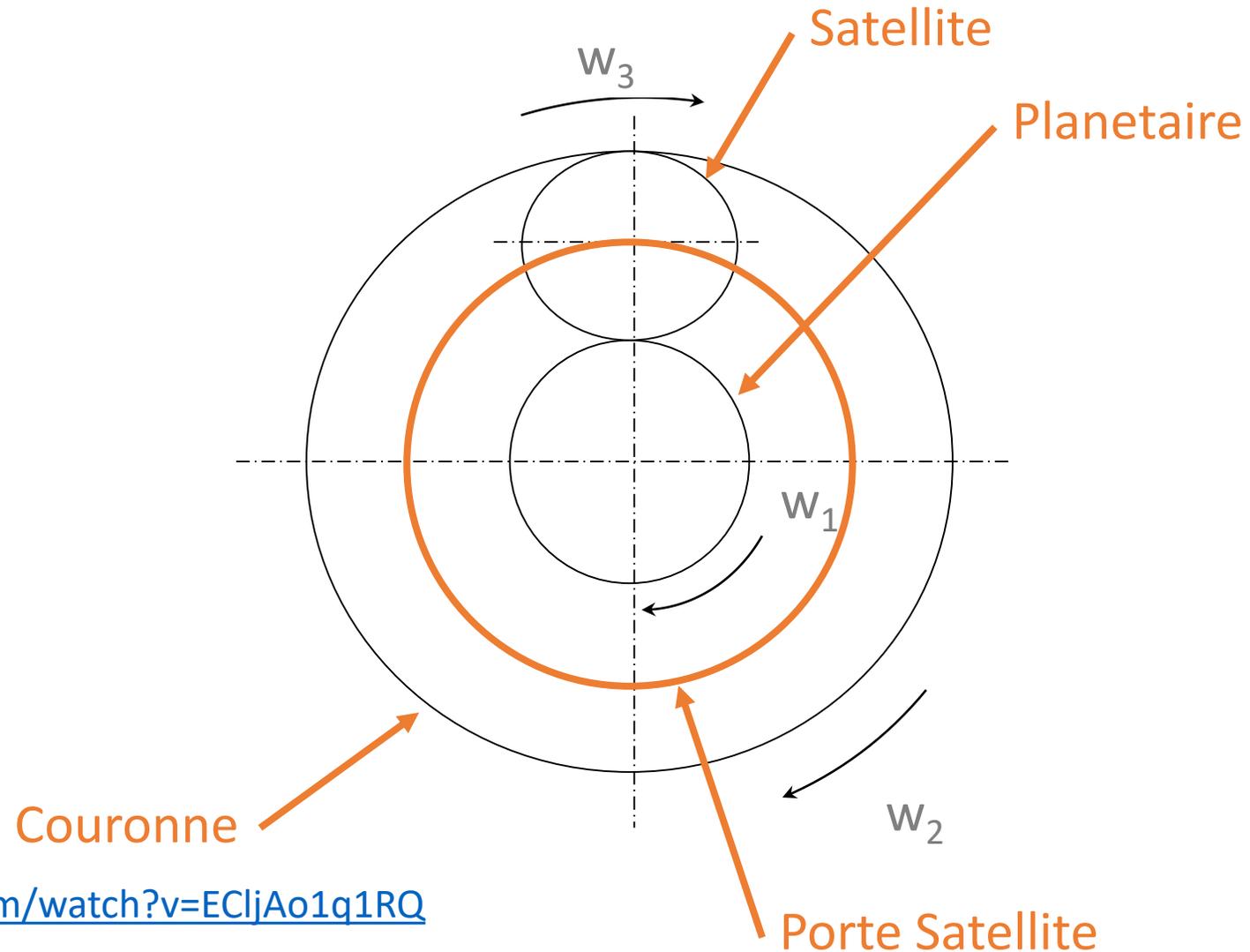
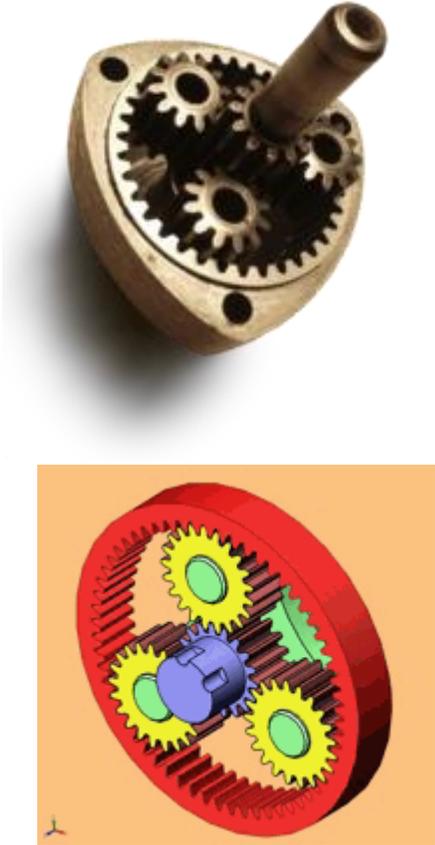
$$R_{S/E} = \frac{n_S}{n_E} = (-1)^y \frac{\text{produit nbre de dents des roues menantes}}{\text{produit nbre de dents des roues menées}}$$

avec  $y = \text{nbre de contact extérieur (type } q)$

$$R_{S/E} = \frac{n_S}{n_E} = (-1)^y \frac{Z_1 \cdot Z_3 \dots Z_{N-1}}{Z_2 \cdot Z_4 \dots Z_N} = R_{2/1} R_{4/3} \dots R_{N/N-1}$$

## 8.2. Engrenages

Train épicycloïdal simple: grand rapport de réduction pour faible encombrement



<http://www.youtube.com/watch?v=ECIjAo1q1RQ>

## 8.2. Engrenages

Train épicycloïdal simple: Calcul du rapport de réduction

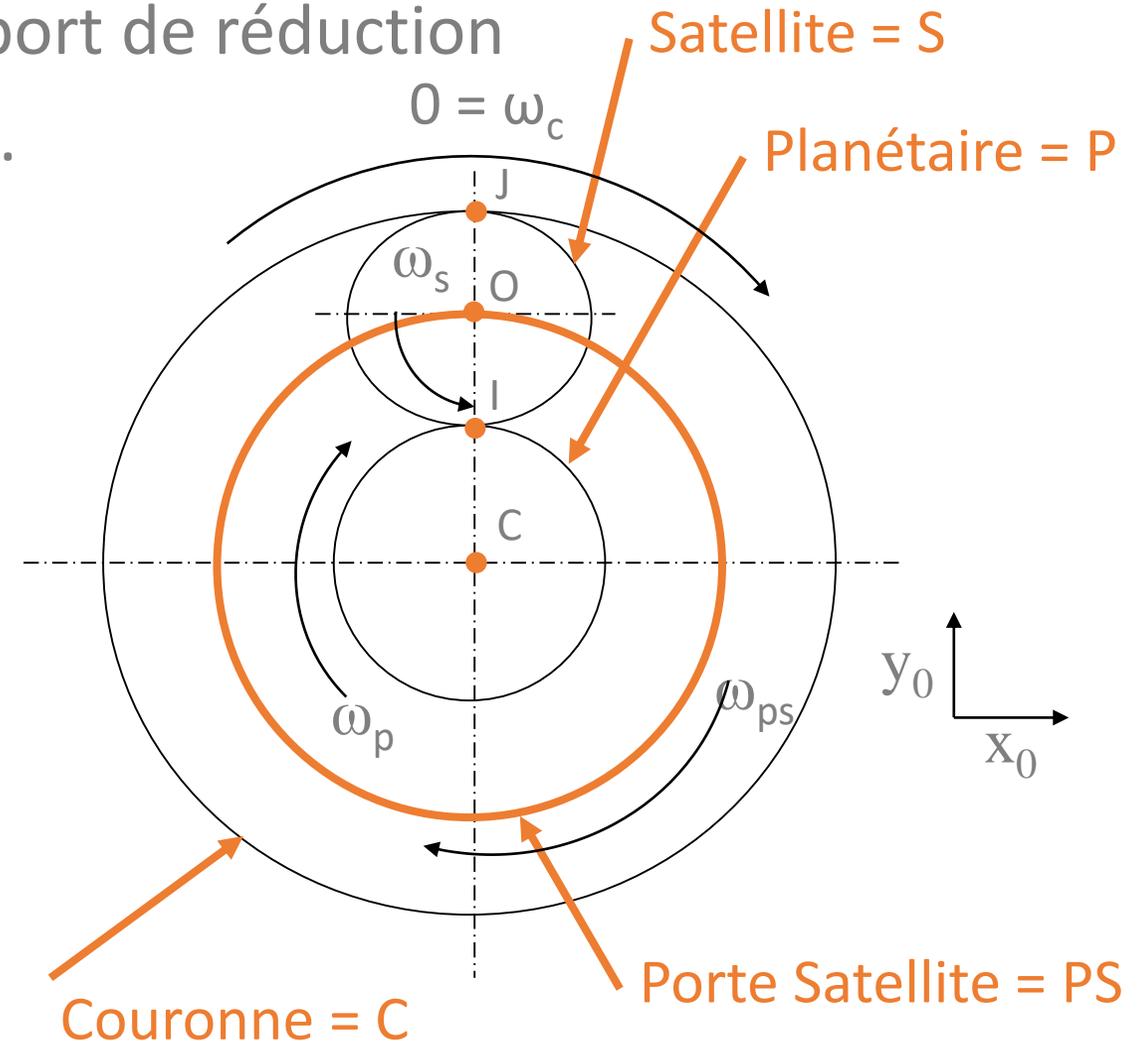
La couronne est bloquée. Couronne = 0.

Vitesses relatives du planétaire et du porte satellite ?

Roulement sans glissement en I et J:

$$\overrightarrow{V_S^C}(J) = \vec{0}$$

$$\overrightarrow{V_P^S}(I) = \vec{0}$$



## 8.2. Engrenages

Relation de Chasles:

$$\overrightarrow{V}_S^C(J) = \overrightarrow{V}_S^O(J) + \overrightarrow{V}_O^C(J) = \vec{0}$$

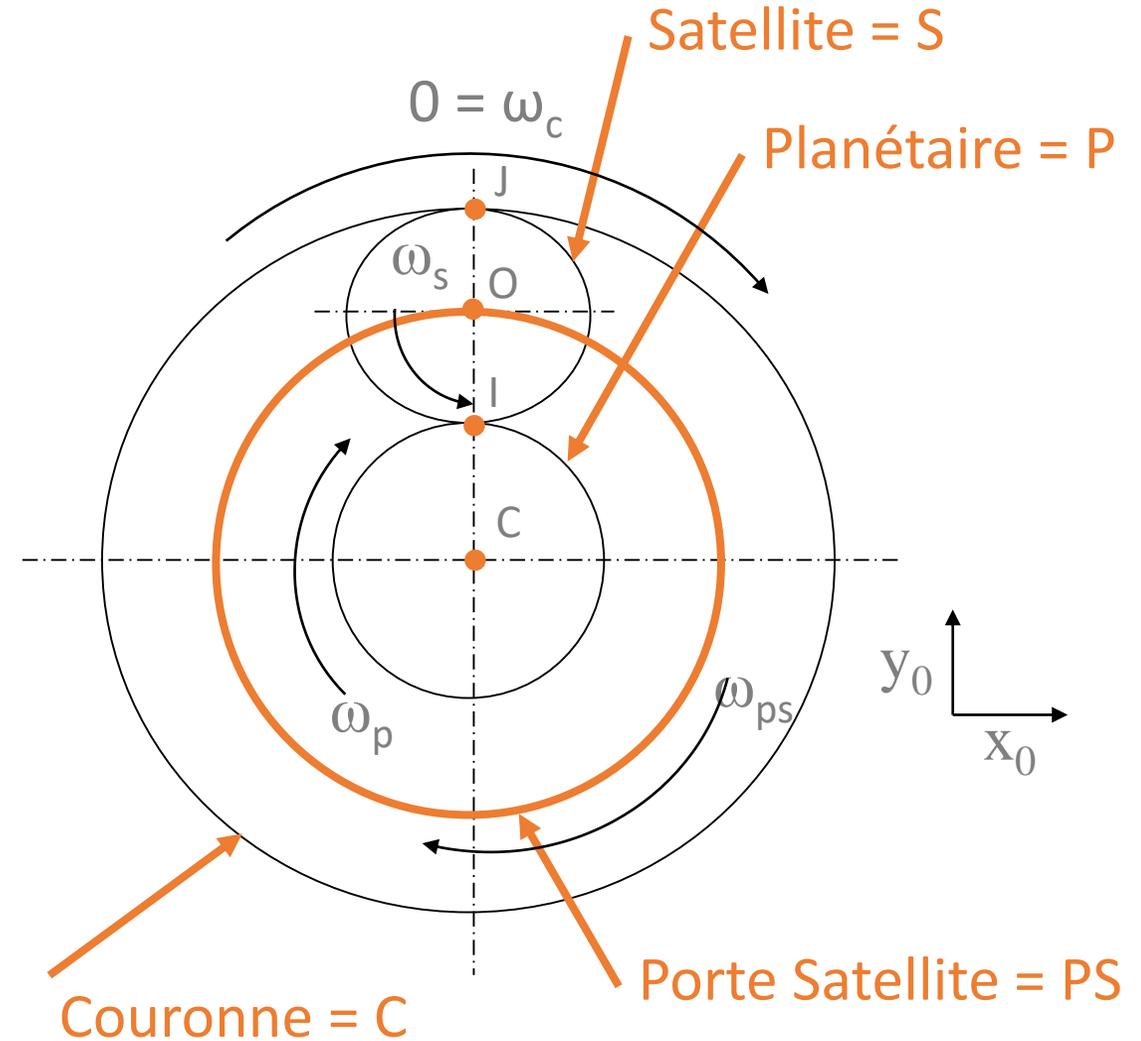
$$\overrightarrow{V}_P^S(I) = \overrightarrow{V}_P^O(I) + \overrightarrow{V}_O^S(I) = \vec{0}$$

$$\overrightarrow{V}_O^P(I) = \overrightarrow{V}_O^P(C) + \overrightarrow{IC} \wedge \overrightarrow{\Omega}_0^P = R_P \cdot \omega_P \vec{x}_0$$

$$\overrightarrow{V}_O^S(I) = \overrightarrow{V}_O^S(O) + \overrightarrow{IO} \wedge \overrightarrow{\Omega}_0^S = \overrightarrow{V}_O^S(O) + R_S \cdot \omega_S \cdot \vec{x}_0$$

$$\overrightarrow{V}_O^S(J) = \overrightarrow{V}_O^S(O) + \overrightarrow{JO} \wedge \overrightarrow{\Omega}_0^S = \overrightarrow{V}_O^S(O) - R_S \cdot \omega_S \vec{x}_0$$

$$\overrightarrow{V}_O^C(J) = \vec{0} \text{ car } C = 0$$



## 8.2. Engrenages

Donc:

$$\overrightarrow{V_S^C(J)} = \overrightarrow{V_S^O(J)} = -\overrightarrow{V_O^S(O)} + R_S \cdot \omega_S \overrightarrow{x_0} = \vec{0}$$

$$\overrightarrow{V_O^S(O)} = R_S \cdot \omega_S \overrightarrow{x_0}$$

Et:

$$\overrightarrow{V_P^S(I)} = 2\overrightarrow{V_O^S(O)} - R_P \cdot \omega_P \overrightarrow{x_0} = \vec{0}$$

$$\overrightarrow{V_O^S(O)} = \frac{R_P \cdot \omega_P \overrightarrow{x_0}}{2}$$

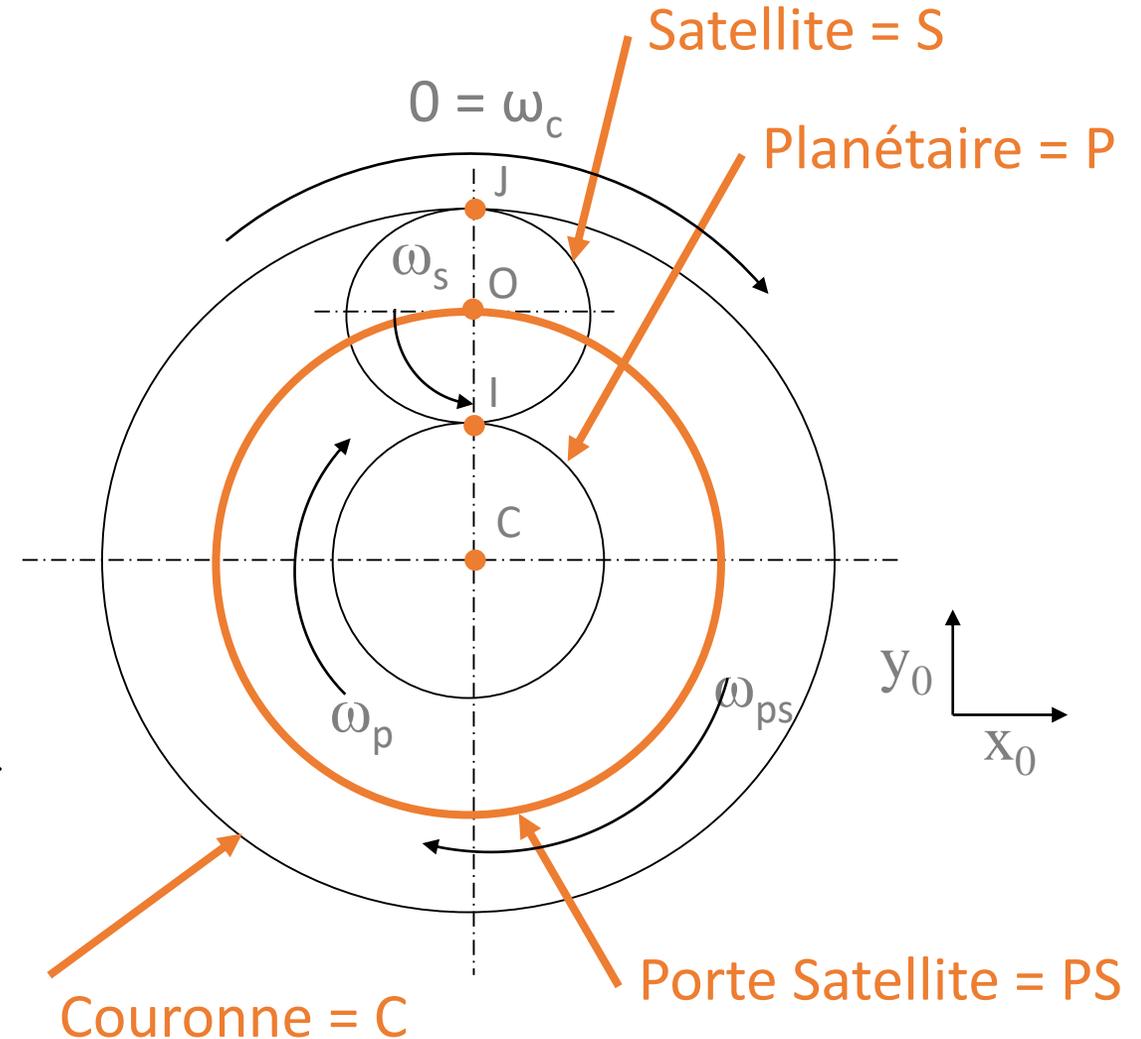
Aussi dans le porte satellite:

$$\overrightarrow{V_O^{PS}(O)} = \overrightarrow{V_O^S(O)} = \overrightarrow{V_O^{PS}(C)} + \overrightarrow{OC} \wedge \overrightarrow{\Omega_0^{PS}} = R_{PS} \cdot \omega_{PS} \overrightarrow{x_0}$$

$$\overrightarrow{V_O^S(O)} = \frac{R_P \cdot \omega_P \overrightarrow{x_0}}{2} = R_{PS} \cdot \omega_{PS} \overrightarrow{x_0}$$

Avec:  $R_{PS} = R_P + R_S = R_C - R_S$

$$R_{PS} = \frac{R_P + R_C}{2}$$



## 8.2. Engrenages

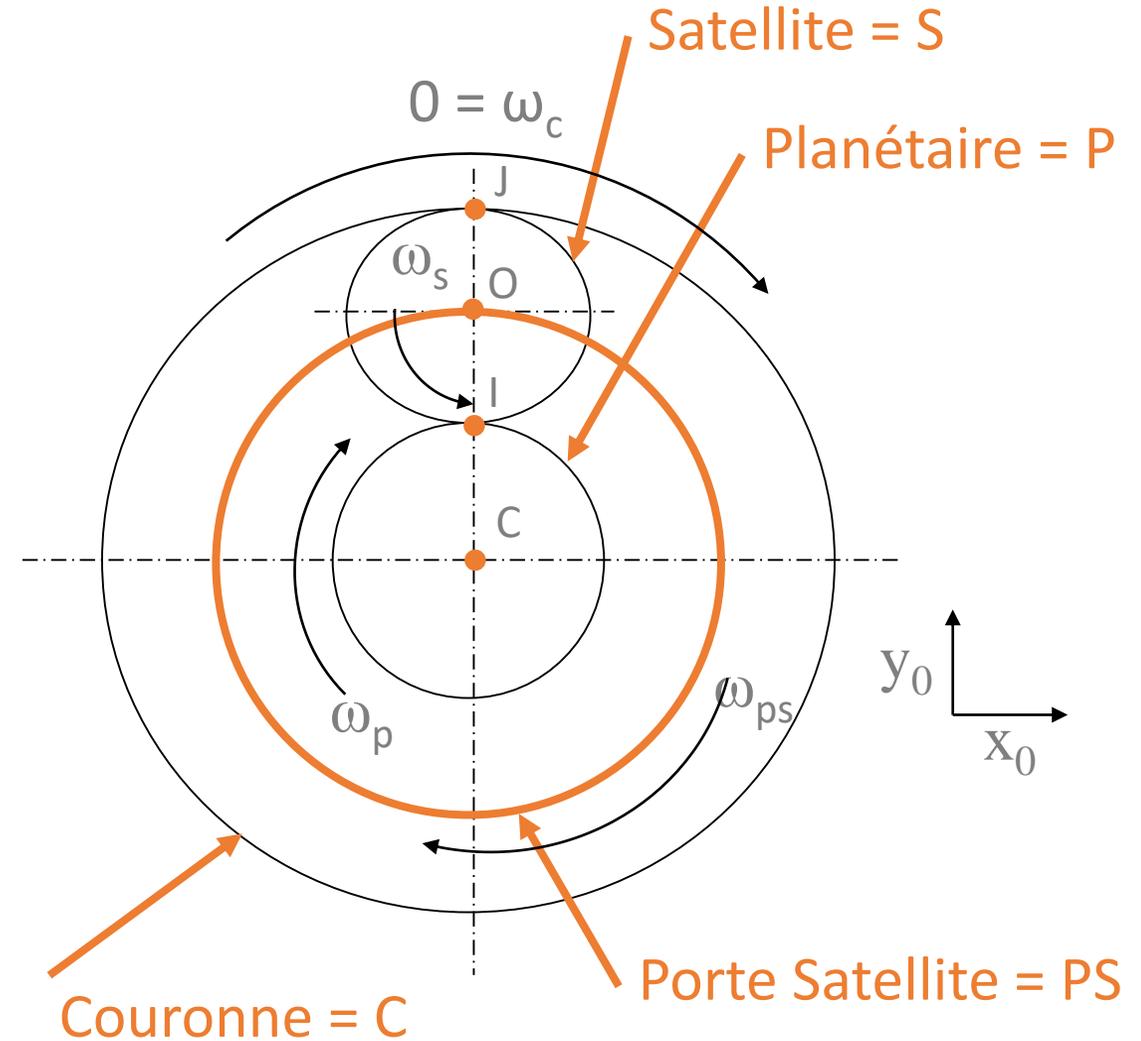
Donc:

$$\frac{R_P \cdot \omega_P}{2} = \frac{R_P + R_C}{2} \cdot \omega_{PS}$$

$$\frac{\omega_P}{\omega_{PS}} = \frac{R_P + R_C}{R_P} = \frac{mZ_P + mZ_C}{mZ_P}$$

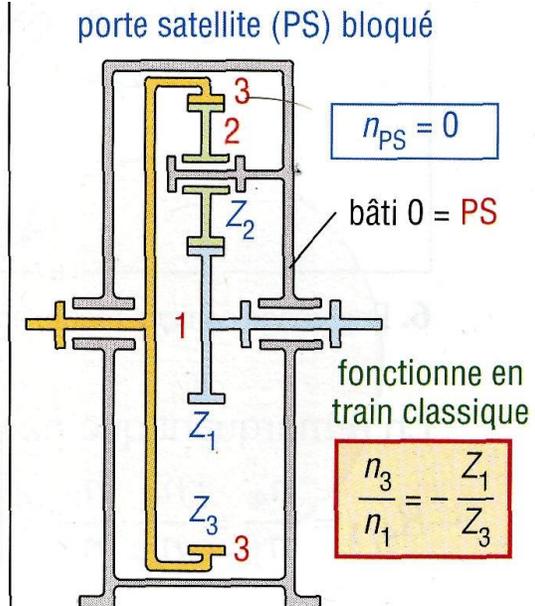
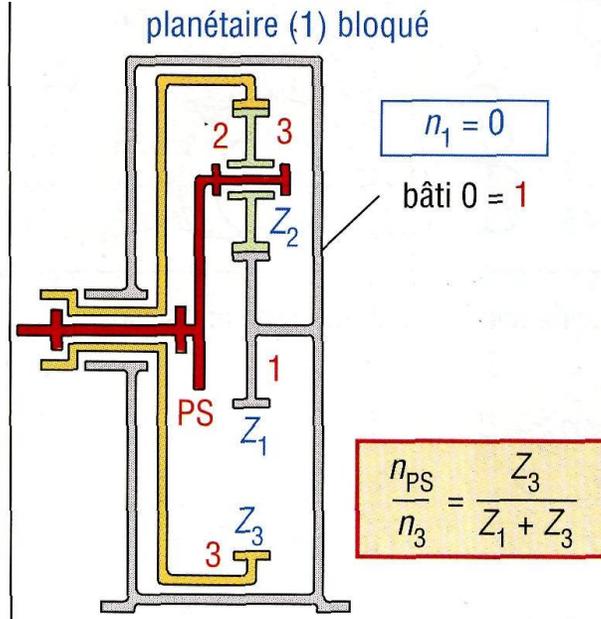
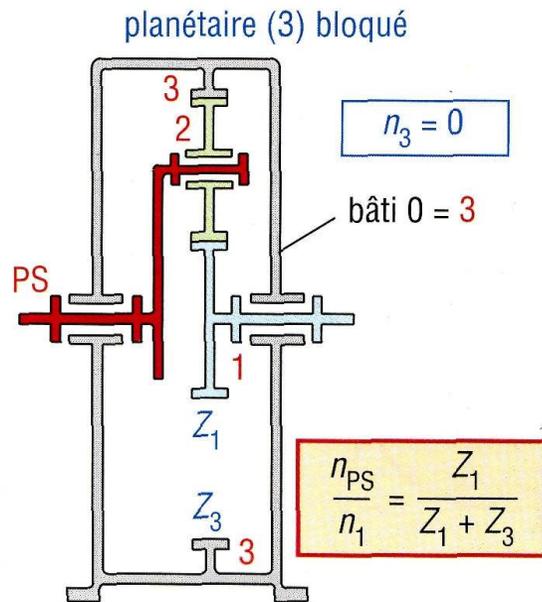
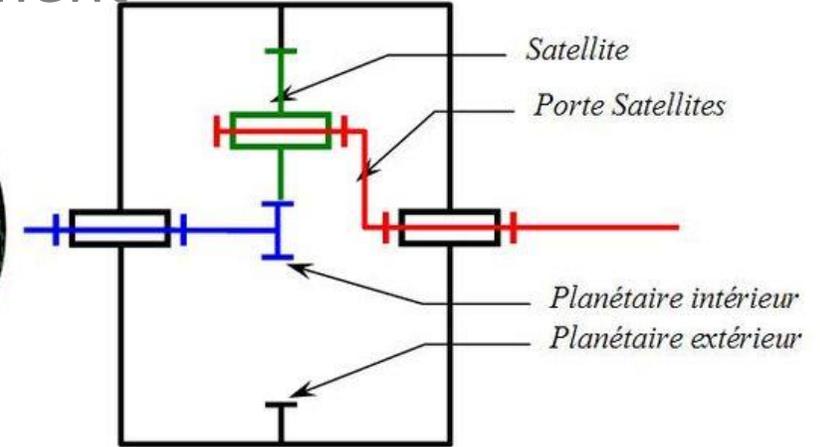
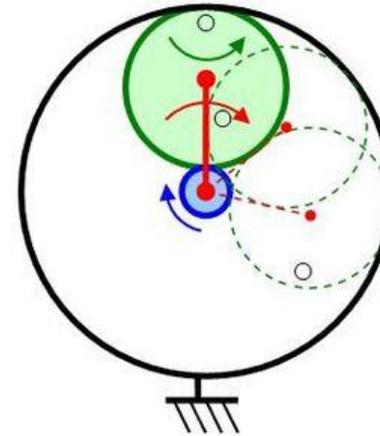
$$\frac{\omega_P}{\omega_{PS}} = 1 + \frac{R_C}{R_P} = 1 + \frac{Z_C}{Z_P}$$

$$\frac{\omega_{PS}}{\omega_P} = \frac{Z_P}{Z_P + Z_C}$$



# 8.2. Engrenages

## Train épicycloïdal simple: cas usuel de fonctionnement



## 8.2. Engrenages

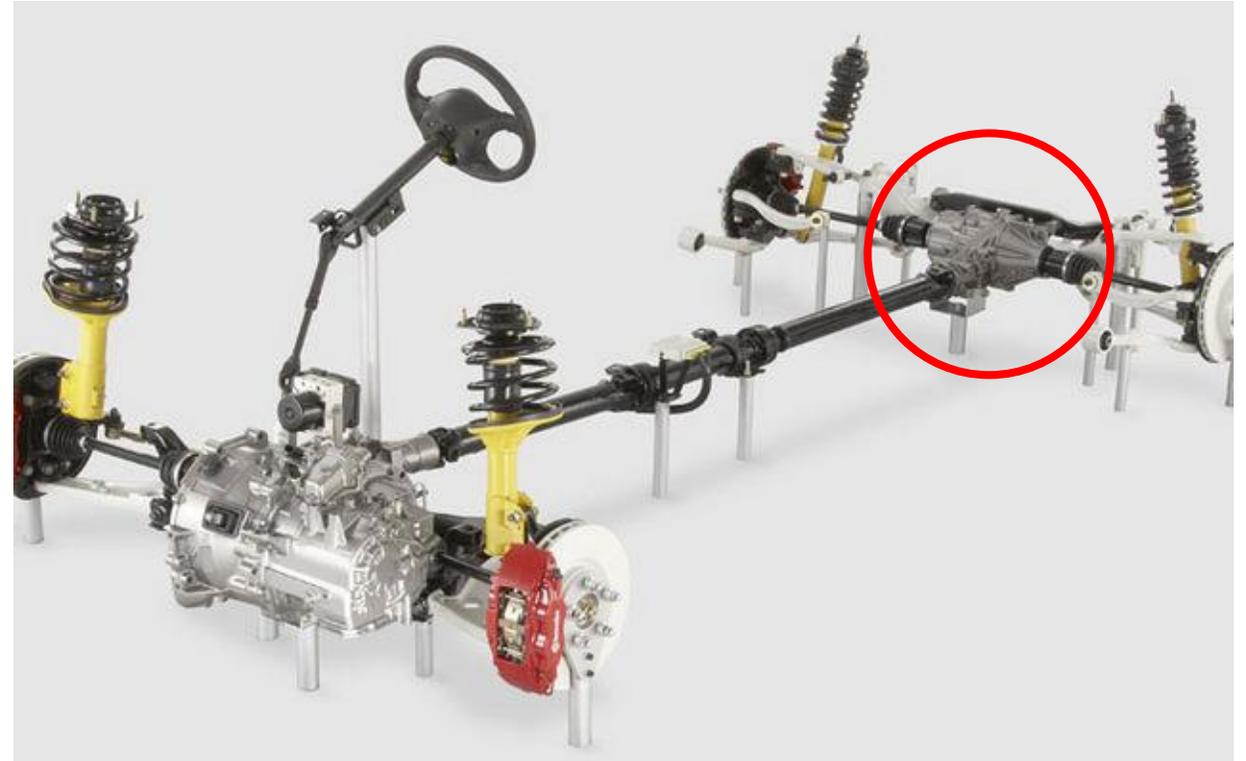
---

Train épicycloïdal – Animations:

<http://edumeca.free.fr/dotclear/themes/default/flash/engrenage.php>

## 8.2. Engrenages

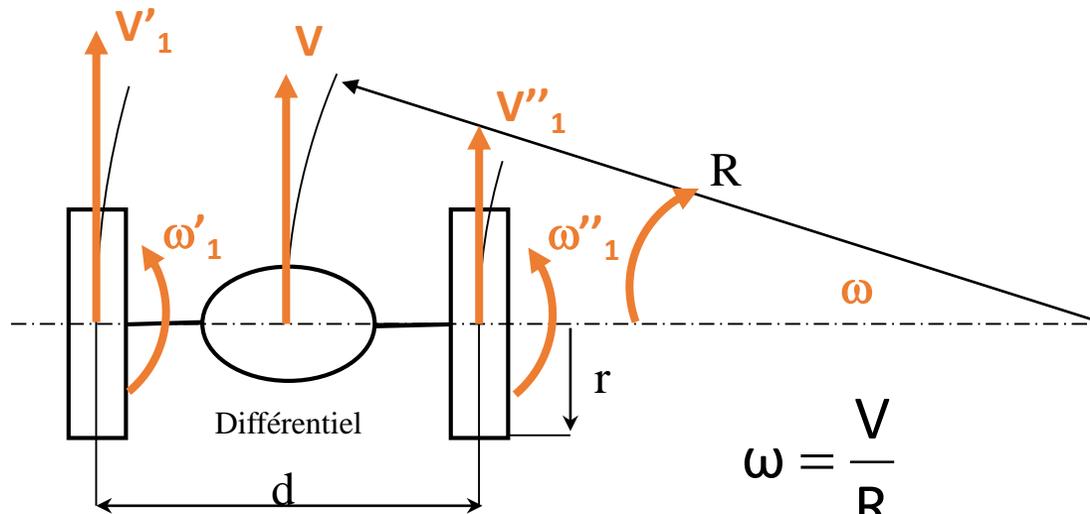
Train épicycloïdal spatial: différentiel d'automobile



## 8.2. Engrenages

Train épicycloïdal spatial: différentiel d'automobile

Virage à droite



$$V = \omega \cdot R$$

$$V'_1 = \omega \cdot \left( R + \frac{d}{2} \right) = \omega'_1 \cdot r$$

$$V''_1 = \omega \cdot \left( R - \frac{d}{2} \right) = \omega''_1 \cdot r$$

$$\omega = \frac{V}{R}$$

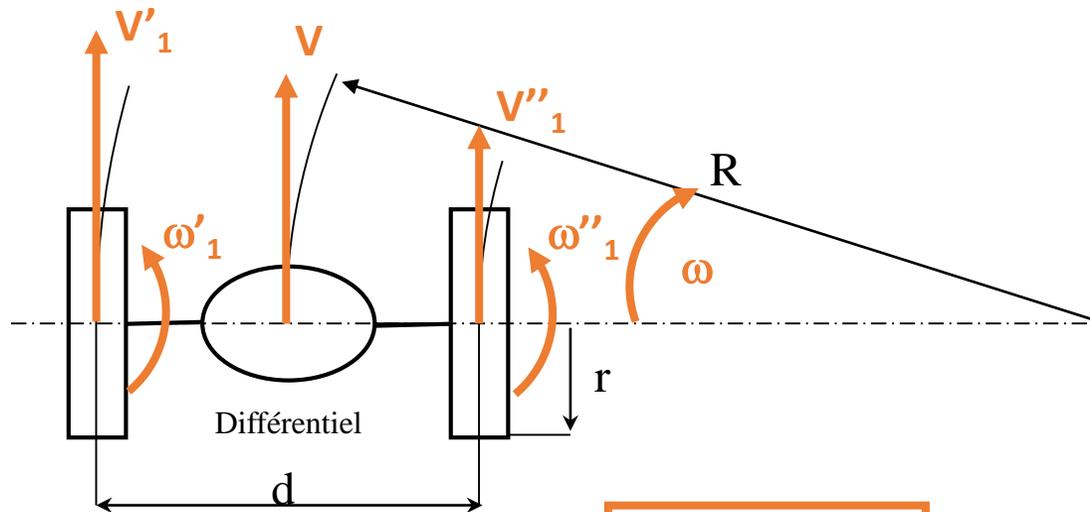
$$\omega'_1 = \frac{1}{r} \left( R + \frac{d}{2} \right) \frac{V}{R}$$

$$\omega''_1 = \frac{1}{r} \left( R - \frac{d}{2} \right) \frac{V}{R}$$

## 8.2. Engrenages

Train épicycloïdal spatial: différentiel d'automobile

Virage à droite

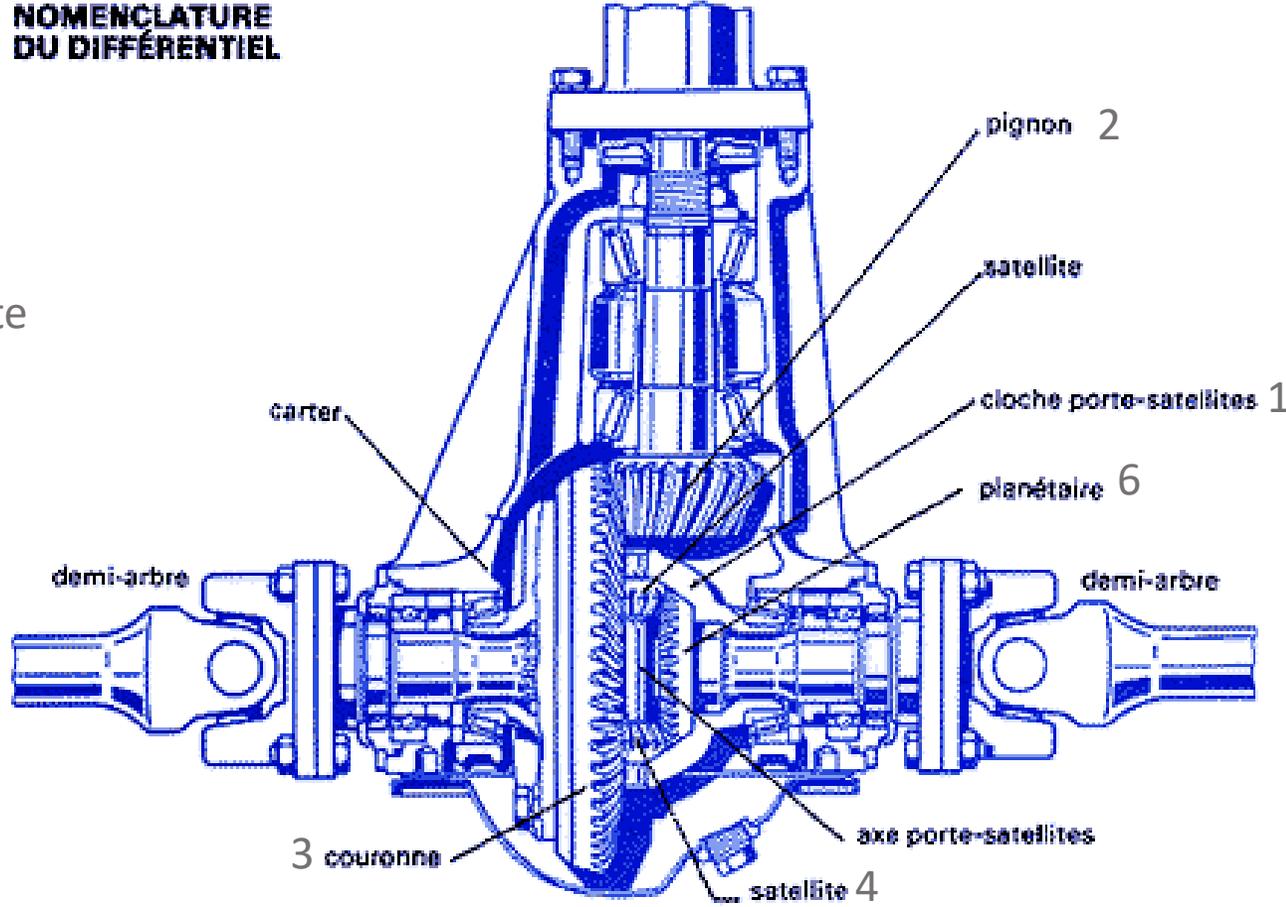
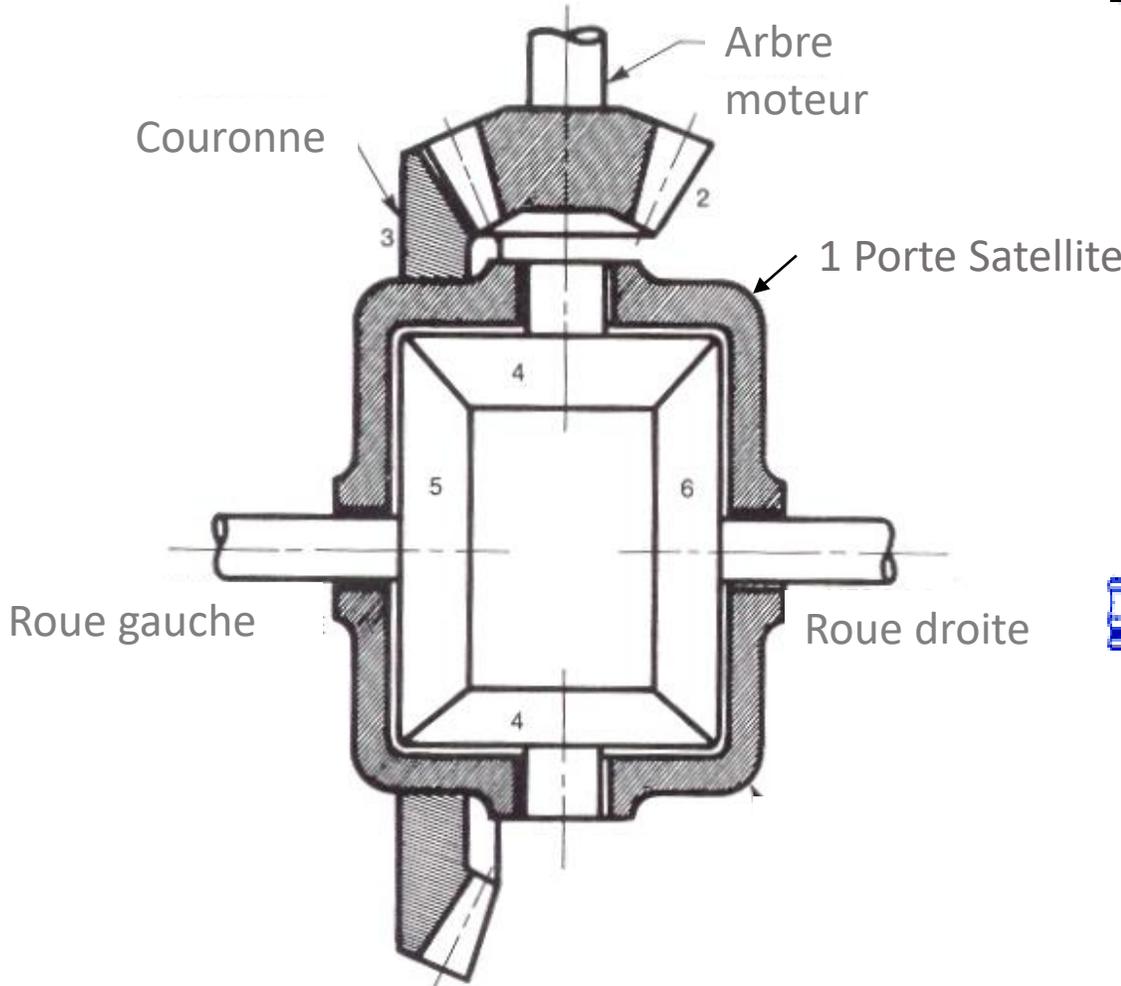


$$\frac{\omega'_1}{\omega''_1} = \frac{R + \frac{d}{2}}{R - \frac{d}{2}}$$

# 8.2. Engrenages

## Train épicycloïdal spatial: différentiel d'automobile

### NOMENCLATURE DU DIFFÉRENTIEL



## 8.2. Engrenages

---

Différentiel

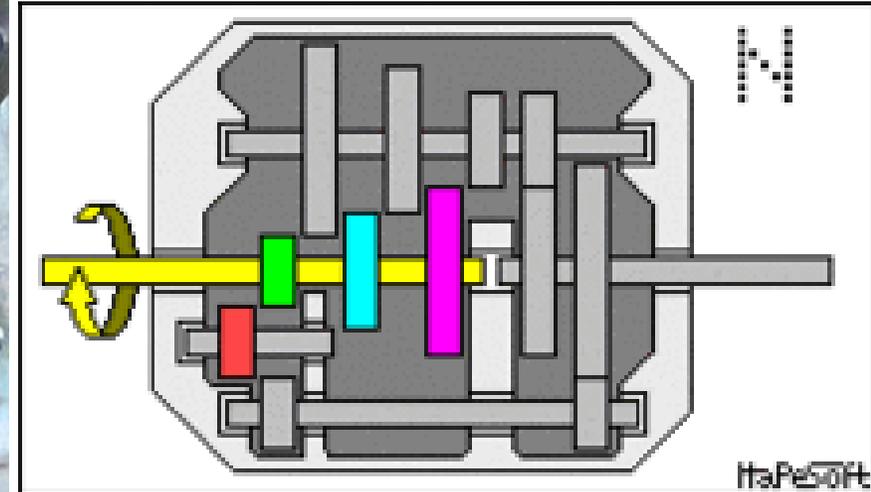
<https://www.youtube.com/watch?v=SOgoejxzF8c>

Limited Slip Differential

<http://www.youtube.com/watch?v=WeLm7wHvdxQ>

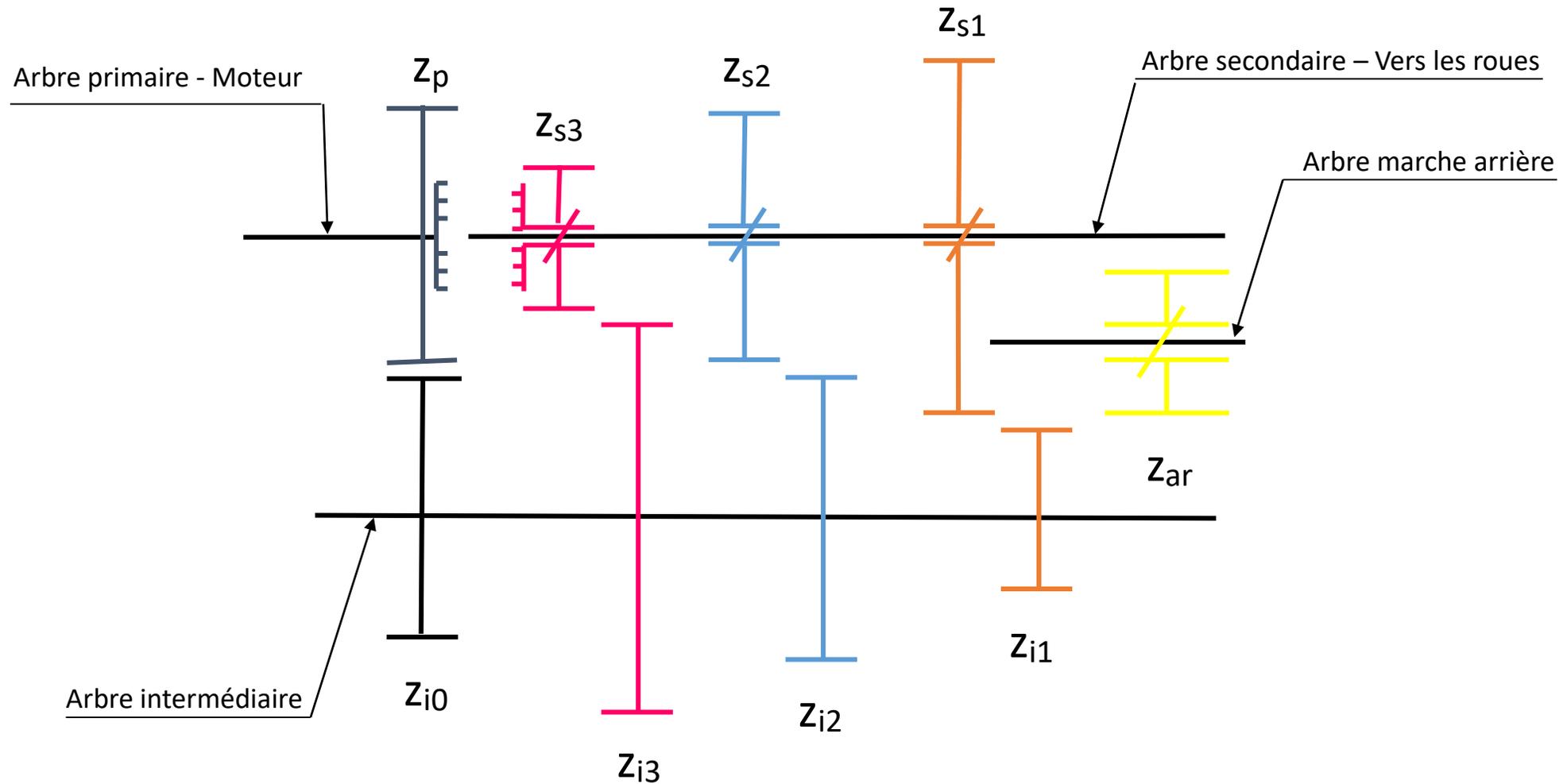
## 8.2. Engrenages

### Boite de vitesses



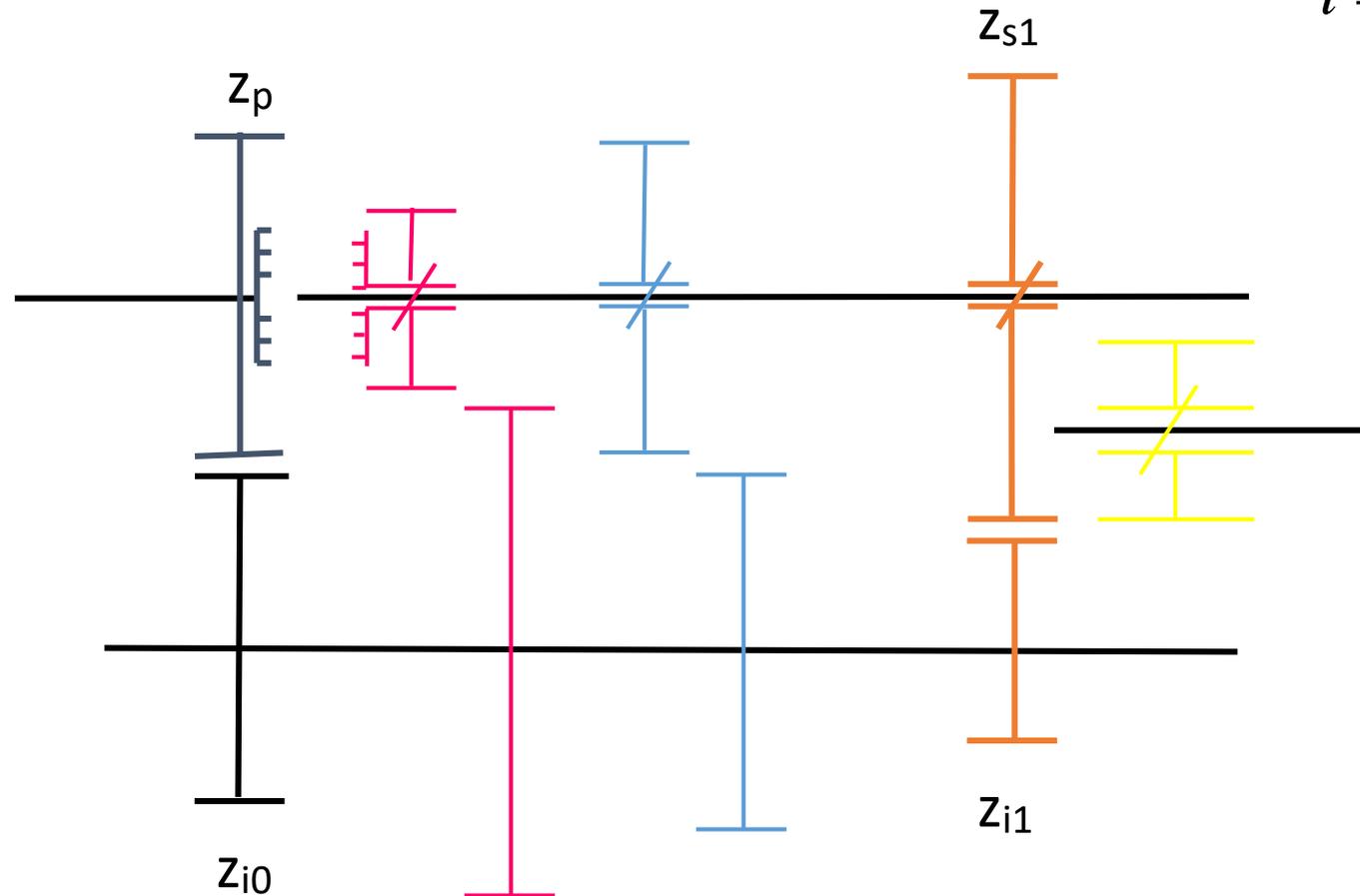
# 8.2. Engrenages

## Boite de vitesses



## 8.2. Engrenages

Boite de vitesses: 1ere

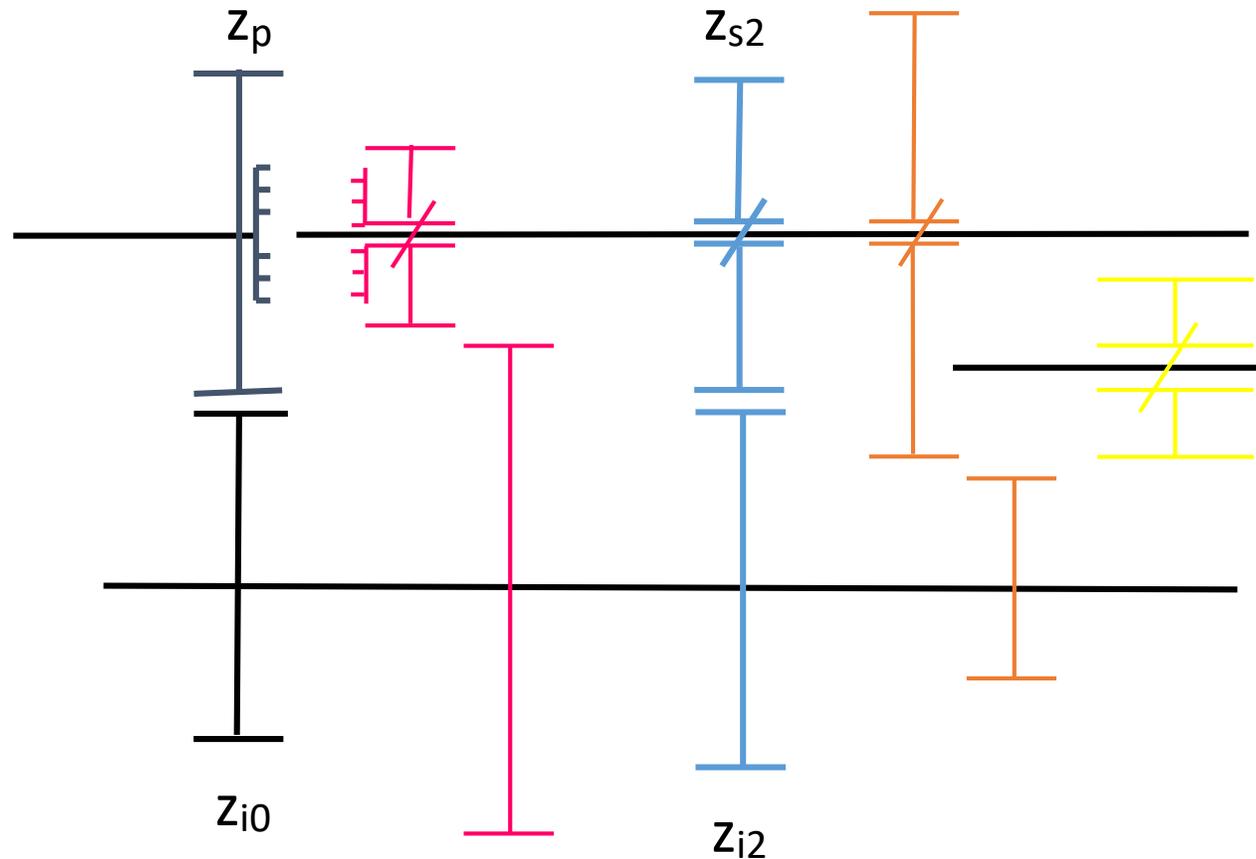


$$i = \frac{\omega_p}{\omega_s} = \frac{z_{i0}}{z_p} \frac{z_{s1}}{z_{i1}}$$

## 8.2. Engrenages

Boite de vitesses: 2eme

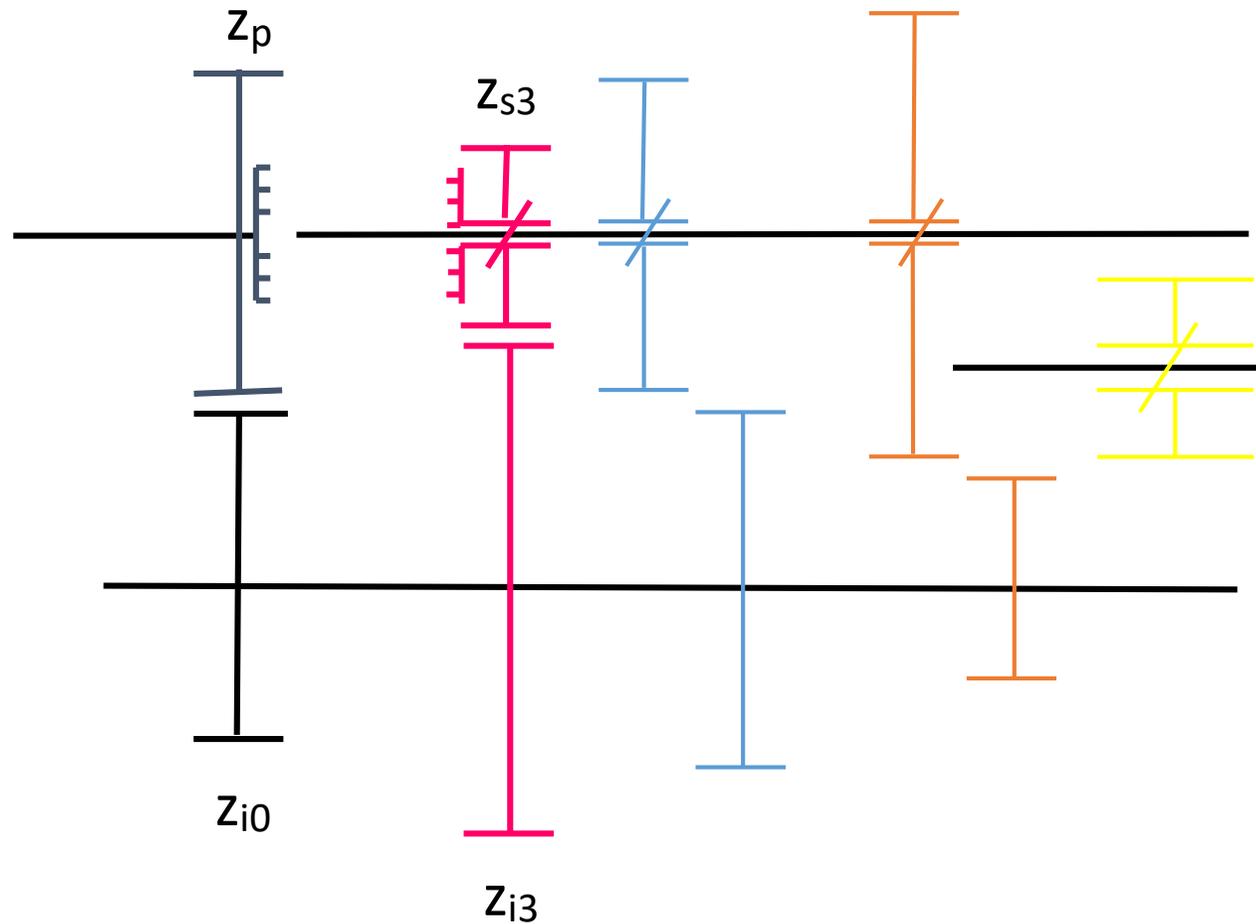
$$i = \frac{\omega_p}{\omega_s} = \frac{z_{i0}}{z_p} \frac{z_{s2}}{z_{i2}}$$



## 8.2. Engrenages

Boite de vitesses: 3eme

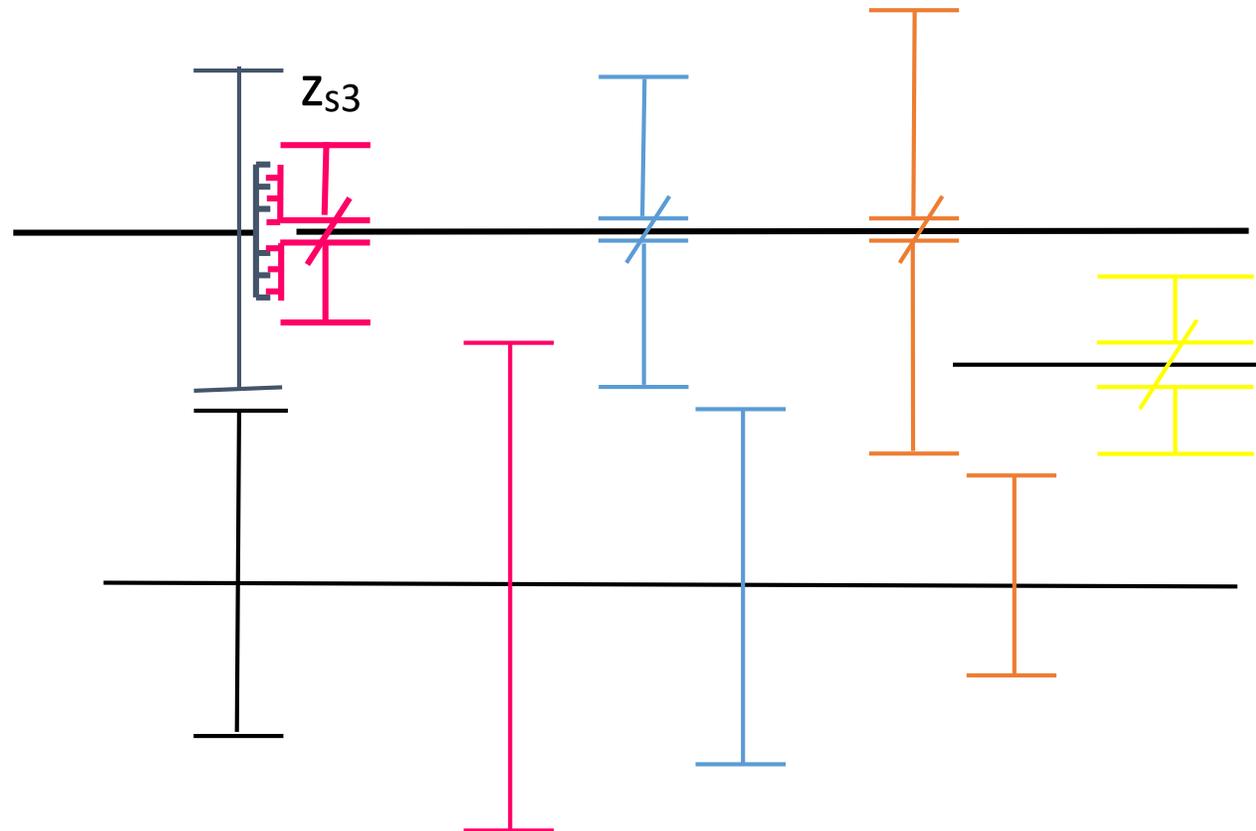
$$i = \frac{\omega_p}{\omega_s} = \frac{z_{i0}}{z_p} \frac{z_{s3}}{z_{i3}}$$



## 8.2. Engrenages

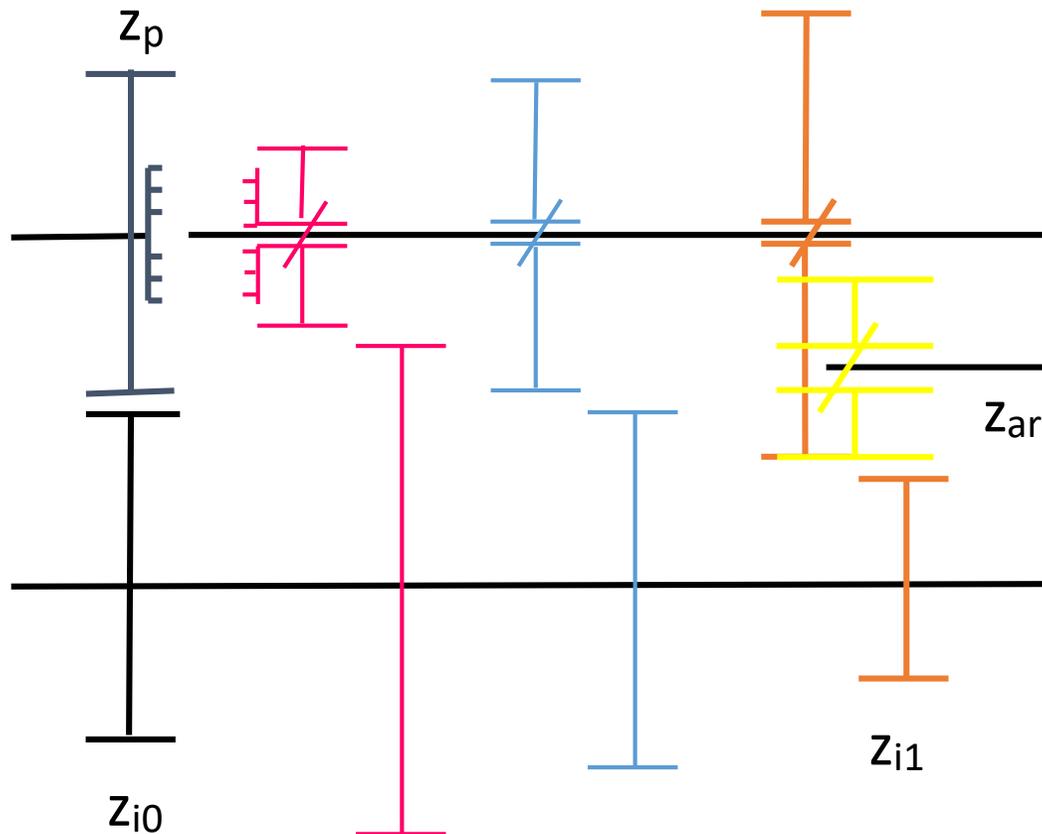
Boite de vitesses: 4eme

$$i = 1$$

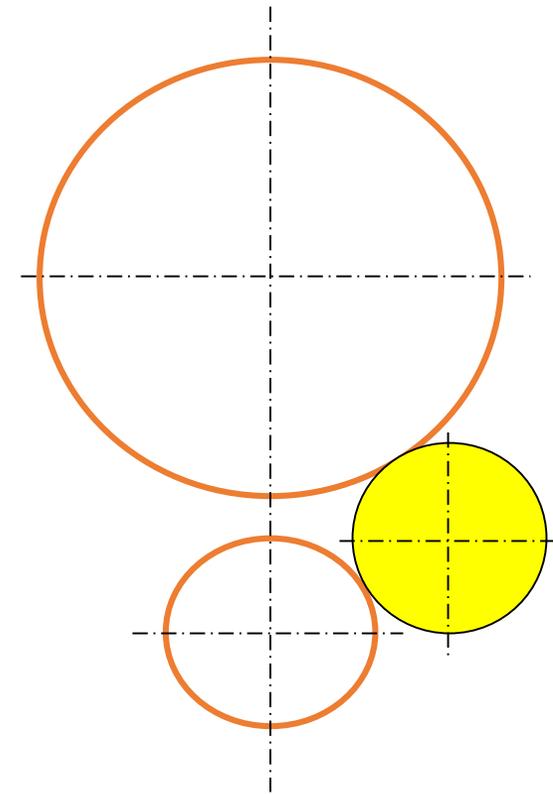


## 8.2. Engrenages

Boite de vitesses: marche arrière



$$i = \frac{\omega_p}{\omega_s} = - \frac{Z_{i0}}{Z_p} \frac{Z_{s1}}{Z_{i1}}$$



## 8.2. Engrenages

---

Boite de vitesse – 4 vitesses

<http://www.youtube.com/watch?v=K53cPGRE1Kk>

Boite de vitesse automatique

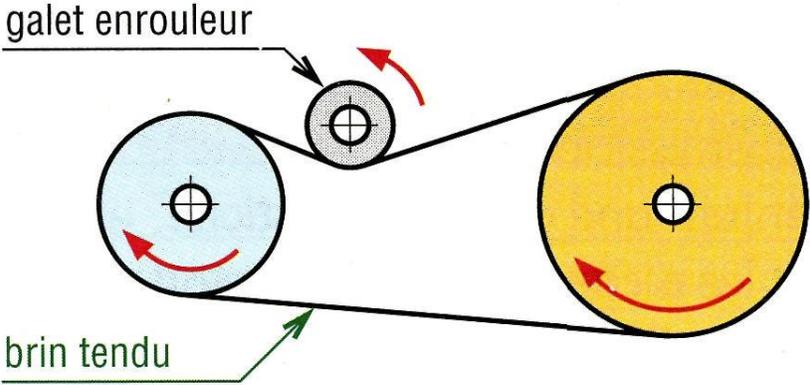
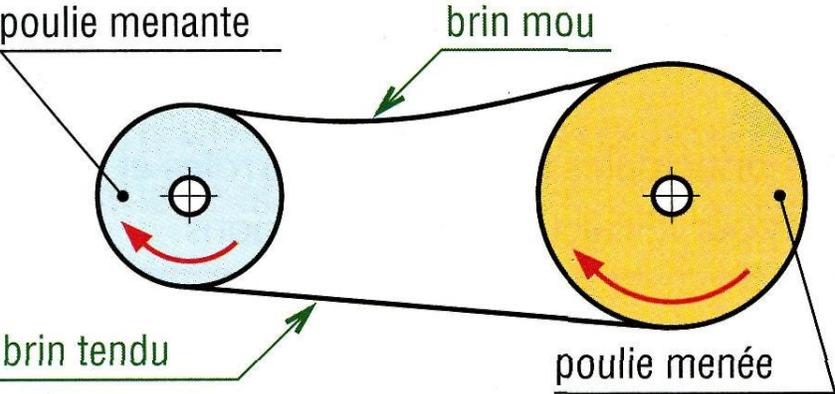
<http://www.youtube.com/watch?v=Y1zbE21Pzl0>

## 8.3. Courroies

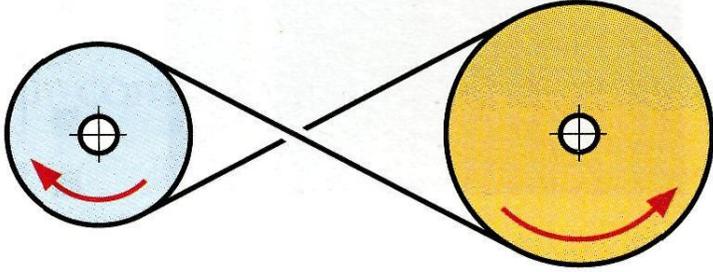
- Matériau souple
- Silencieuses
- Economiques
- Vitesses élevées
- Grands entraxes possibles entre poulies
- Elasticité: amortissement des vibrations, chocs
- Augmentation durée de vie des machines
- Fonctionnement par adhérence
- Leger glissement sauf pour courroies crantées: imprécision du rapport de transmission
- Tension initiale des courroies indispensable pour garantir l'adhérence et assurer la transmission du mouvement.
- Entraxe réglable ou mécanisme de tension pour palier a l'allongement des courroies



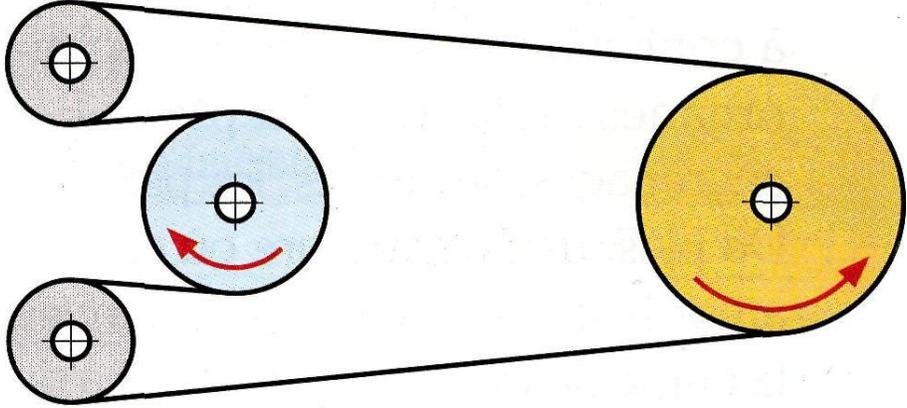
# 8.3. Courroies



inverseur à courroies croisées



inverseur à courroies non croisées



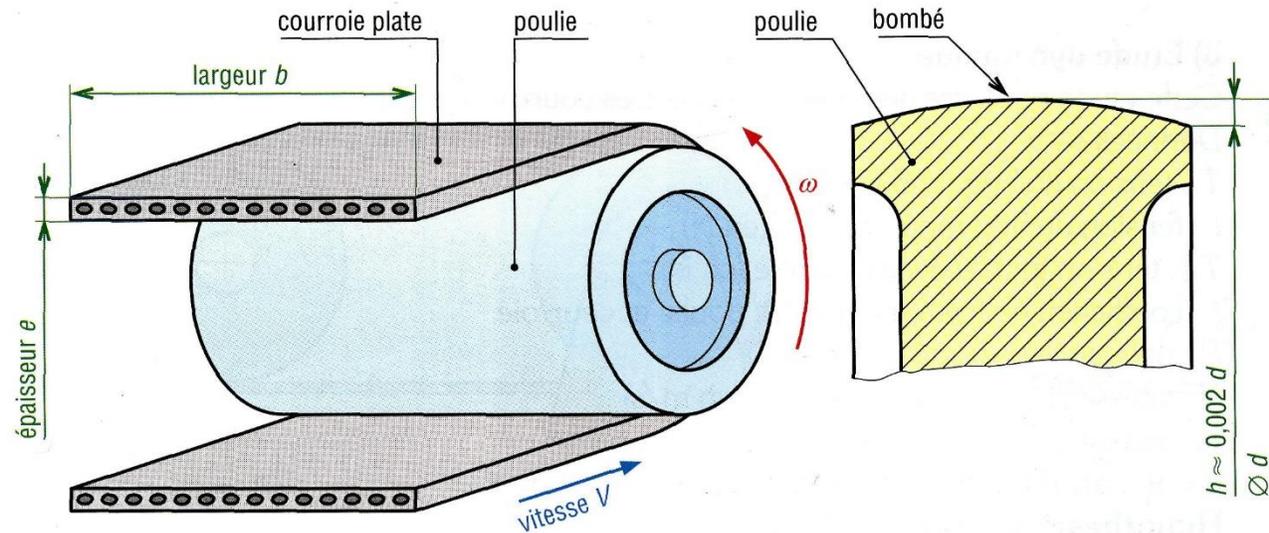
## 8.3. Courroies

| Comparaison des principaux systèmes de transmission de puissance                 |  |  |  |  |  |   |
|--|--|--|--|--|--|---|
|  | transmissions par engrenages   | transmissions par roues et chaînes   | transmissions poulies courroies                        |  |  |   |
|  |  |  | courroies crantées (synchrones)                        | courroies striées (poly-V)   | courroies trapézoïdales (en V)   | courroies plates  |
| couples transmissibles   | très élevés  | élevés   | assez élevés   | modérés  | moyens   | faibles   |
| puissances transmissibles  | très élevées   | élevées  | assez élevées  | modérées   | élevées  | faibles   |
| vitesse limites (m/s)  | 80 à 100   | 13 à 20  | 60   | 60 à 80  | 40   | 80 à 100  |
| rapport limite (ND/Nd) de la transmission  | $< \frac{1}{8}$  | $< \frac{1}{9}$  | $< \frac{1}{10}$                                       | $< \frac{1}{40}$   | $< \frac{1}{15}$   | $< \frac{1}{20}$  |
| position des arbres  | tous cas possibles*  | parallèles   | parallèles   | parallèles et autres   | parallèles   | parallèles et autres  |
| rendement (%)  | ≈ 98   | ≤ 97   | ≤ 98   | ≤ 98   | 70 à 96  | ≈ 98  |
| tension initiale   | inutile  | faible   | faible   | assez élevée   | peu élevée   | élevée  |
| durée de vie   | élevée   | assez élevée   | limitée  | limitée  | limitée  | limitée   |
| lubrification  | nécessaire   | nécessaire   | inutile  | inutile  | inutile  | inutile   |
| INCONVÉNIENTS  | – entraxe précis<br>– lubrification  | – bruyantes<br>– lubrification   | – synchronisme non parfait                             | – moins économique   | – rendement  | – faibles couples   |
| AVANTAGES  | – synchronisme<br>– précision<br>– grands couples et grandes puissances<br>– position des arbres | – assez bon synchronisme<br>– supportent des tensions élevées et des basses vitesses | – entretien réduit<br>– vitesses angulaires constantes | – flexibilité<br>– silencieuses<br>– diamètres d'enroulement faibles | – économique<br>– encombrement réduit, permet les groupements en parallèle | – grandes vitesses<br>– rendement<br>– silencieuses<br>– rapports de transmission |
| *arbres parallèles, perpendiculaires, orthogonaux et même de position quelconque |  |  |  |  |  |   |

## 8.3. Courroies

Courroies plates:

- Couples faibles
- Grandes vitesses (80-100m/s)
- Grands entraxes et grandes longueurs possibles



# 8.3. Courroies

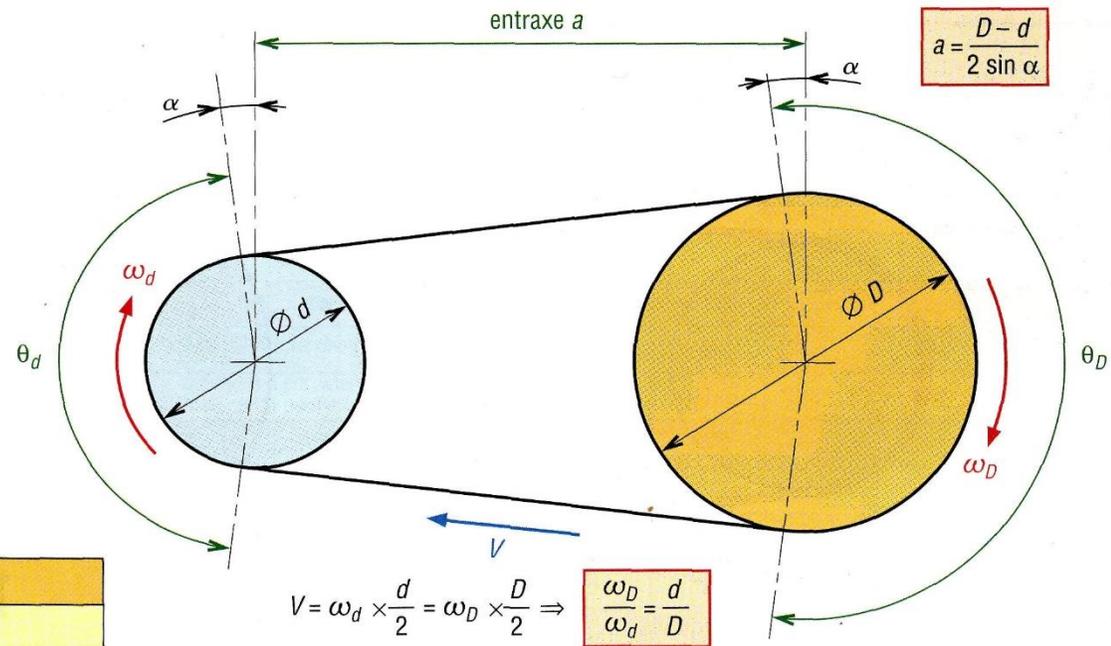
Courroies plates:

- Rapport de transmission

$$R = \frac{\omega_D}{\omega_d} = \frac{N_D}{N_d} = \frac{d}{D} = \frac{C_d}{C_D}$$

D, d: diamètres

C: moments sur les poulies



### Longueurs des courroies et angles d'enroulement (notation $\sin^{-1} = \arcsin$ )

courroies non croisées

courroies croisées

angles d'enroulement

longueurs des courroies

$$\theta_d = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left( \frac{D-d}{2a} \right)$$

$$L = [4a^2 - (D-d)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{2} (\theta_D \cdot D + \theta_d \cdot d)$$

$$\theta_D = \theta_d = \theta = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left( \frac{D-d}{2a} \right)$$

si  $\alpha$  est petit :

$$L \approx 2a + \pi \left( \frac{D+d}{2} \right) + \frac{(D-d)^2}{4a}$$

$$L = [4a^2 - (D+d)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{2} \theta (D+d)$$

$$L \approx 2a + \pi \left( \frac{D+d}{2} \right) + \frac{(D+d)^2}{4a}$$

## 8.3. Courroies

### Courroies plates:

- Tensions:

$T$  = tension du brin tendu (en N)

$t$  = tension du brin mou « $t < T$ » (en N)

$T_0$  = tension initiale de la courroie (en N)

$f$  = coefficient de frottement entre poulie et courroie

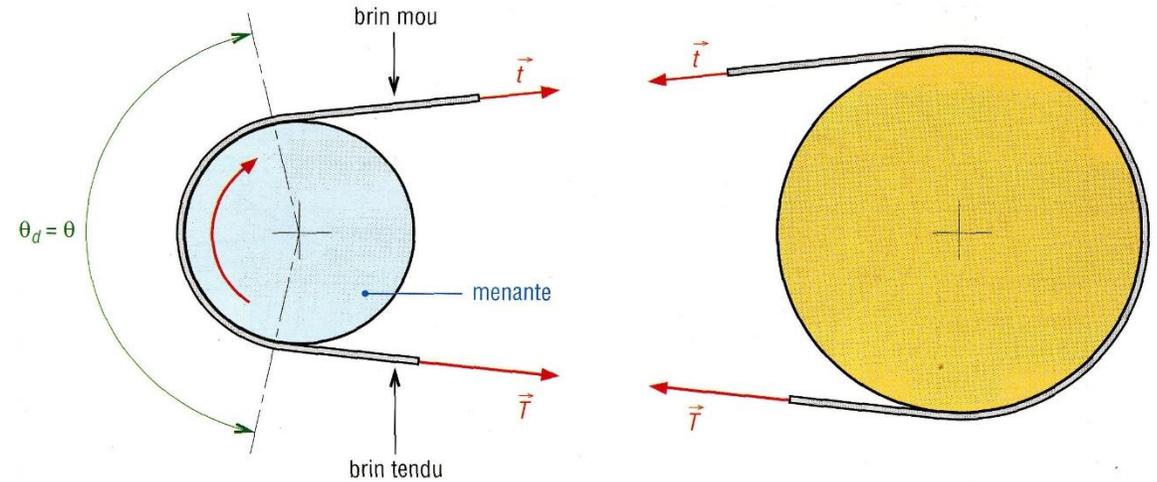
$P$  = puissance transmissible (en W)

$V$  = vitesse (linéaire) de la courroie (en m/s)

$m$  = masse de 1 m de courroie (kg/m)

$\theta = \theta_d$ : arc d'enroulement sur la petite poulie (en rad)

Les forces de frottement entre poulie et courroie sont supposées uniformes sur toute la longueur de l'arc d'enroulement.



$$\frac{T}{t} = e^{f\theta}$$

Sans force centrifuge sur la courroie

$$\frac{T - F_c}{t - F_c} = e^{f\theta}$$

Avec force centrifuge sur la courroie

$$F_c = mV^2$$

## 8.3. Courroies

Courroies plates:

- Couples (moments) transmis:
- Grande poulie

$$C_D = (T - t) \cdot \frac{D}{2}$$

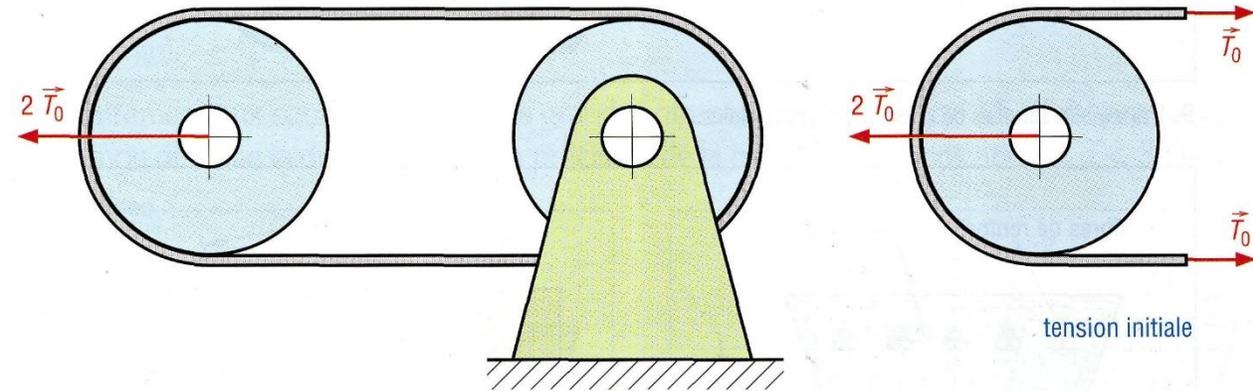
- Petite poulie

$$C_d = (T - t) \cdot \frac{d}{2}$$

- Tension  $T$  maximale admissible ( $T_{max}$ ) quand  $t$  est minimale:

$$T_0 = \frac{1}{2} \cdot (T + t)$$

$$T_{max} = 2 \cdot T_0$$



## 8.3. Courroies

Courroies plates:

- Puissance transmissible:

$$P = (T - t) \cdot v$$

$$P = \frac{2 \cdot K_p K_v \cdot T_0}{K_s}$$

en pratique

P en watts

T0 en N

V en m/s

Kp : coefficient correcteur fonction du diamètre de la poulie

Kv : coefficient correcteur fonction de la vitesse (V) de la courroie

Ks : coefficient correcteur fonction des conditions de service

# 8.3. Courroies

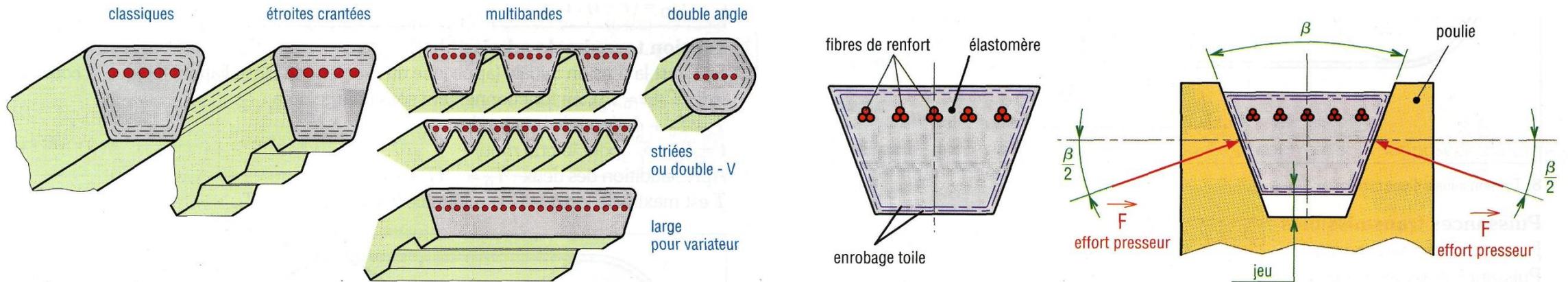
## Courroies plates:

| Courroies plates : extrait de dimensions (NF ISO 22)                  |   |              |              |             |             |             |             |             |             |     |   |
|---|---|--------------|--------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-----|---|
| largeur courroie  | 16  | 20           | 25           | 32          | 40          | 50          | 63          | 71          | 80          | 90  | diamètres poulies (ISO) <i>d</i>                  |
| largeur poulie correspondante   | 20  | 25           | 32           | 40          | 50          | 63          | 71          | 80          | 90          | 100 | 40 50 63 80<br>100 125 140 160<br>180 200 250 315 |
| longueurs préférentielles   | 1000<br>2800  | 1120<br>3150 | 1250<br>3550 | 500<br>1400 | 560<br>1600 | 630<br>1800 | 710<br>2000 | 800<br>2240 | 900<br>2500 |     | 400 500 630 800<br>1 000 1 250 1 600 2 000        |
| matériaux   | Caractéristiques indicatives des courroies plates et rondes |              |              |             |             |             |             |             |             |     |   |
| polyamide<br>(frottement<br>$f = 0,5$ à $0,8$ )                       | épaisseur courroie (mm)                                     | 0,8          | 1,3          | 1,8         | 2,8         | 3,3         | 5           | 6,3         |             |     |   |
|   | diamètre d'enroulement mini sur la poulie (mm)              | 15           | 25           | 60          | 60          | 110         | 240         | 340         |             |     |   |
| élastomère<br>(uréthane...<br>$f = 0,7$ )                             | épaisseur courroie (mm)                                     | 0,9          | 1,6          | 2           | 2,3         |             |             |             |             |     |   |
|   | diamètre d'enroulement mini sur la poulie (mm)              | 8            | 10 à 13      | 13 à 19     | 13 à 19     |             |             |             |             |     |   |
| U : aramide/uréthane<br>C : aramide/chloropr.<br>S : aramide/silicone | épaisseur courroie (mm)                                     | 0,9 (C)      | 1 (U)        | 1,1 (S)     | 1,9 (C)     | 2 (S-U)     | 3 (C)       |             |             |     |   |
|   | diamètre d'enroulement mini sur la poulie (mm)              | 12           | 15           | 15          | 25          | 25          | 50          |             |             |     |   |
| courroies rondes<br>(élastomère<br>$f = 0,7$ )                        | diamètre courroie (mm)                                      | 6,4          | 9,5          | 12,7        | 19          |             |             |             |             |     |   |
|   | diamètre d'enroulement mini sur la poulie (mm)              | 38 à 50      | 57 à 76      | 76 à 100    | 127 à 180   |             |             |             |             |     |   |

## 8.3. Courroies

Courroies trapézoïdales:

- Les plus utilisées
- Plus de pression de contact augmente l'effort transmissible
- Courroies en parallèles sur la même poulie pour augmenter la puissance transmissible
- Vitesses entre 5 et 25m/s – Pas de grands entraxes



- Tension transmissible:

$$\frac{T - F_c}{t - F_c} = e^{f\theta/\sin(\beta/2)}$$

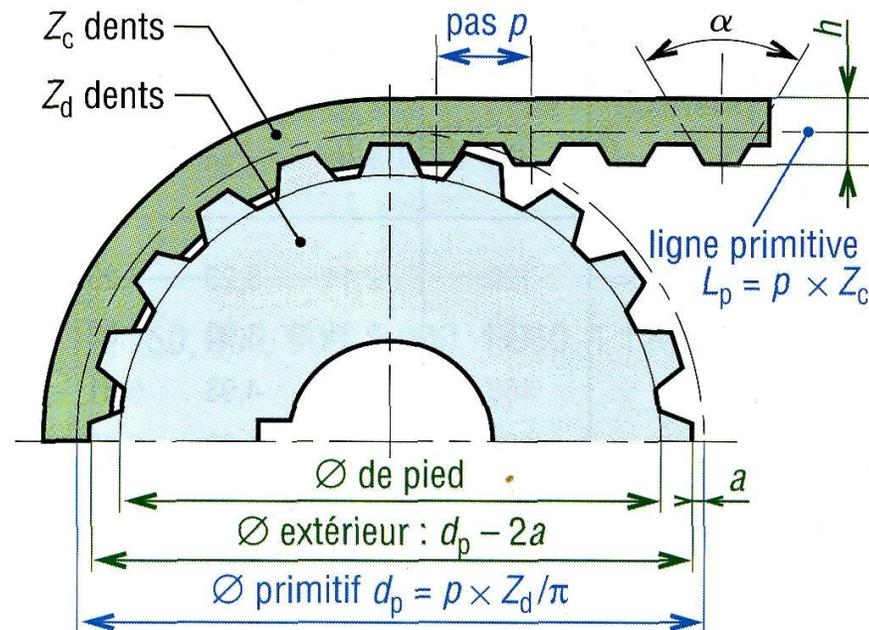
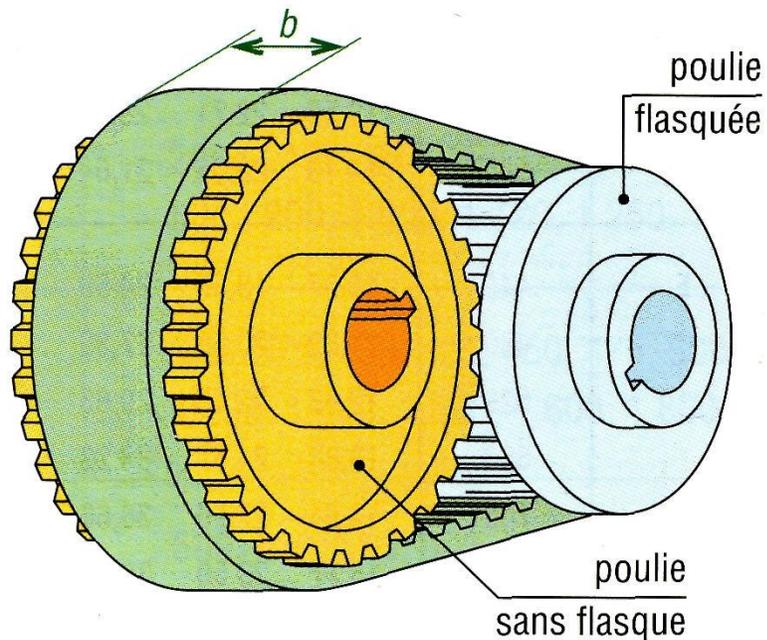
$$T = 3 \text{ a } 5 \times t$$

## 8.3. Courroies

Courroies crantées ou synchrones:

- Courroies plates crantées
- Engrènement sans glissement
- Similaire a une chaine en plus souple

$$R = \frac{\omega_D}{\omega_d} = \frac{d}{D} = \frac{Z_d}{Z_D} = \frac{C_d}{C_D}$$



## 8.3. Courroies

Courroies rondes:

- Pour petits mécanismes
- Fonctionne par adhérence
- Vérifier le diamètre mini de poulie

$$R = \frac{\omega_D}{\omega_d} = \frac{d}{D} = \frac{C_d}{C_D}$$

