



# ENGRENAGES





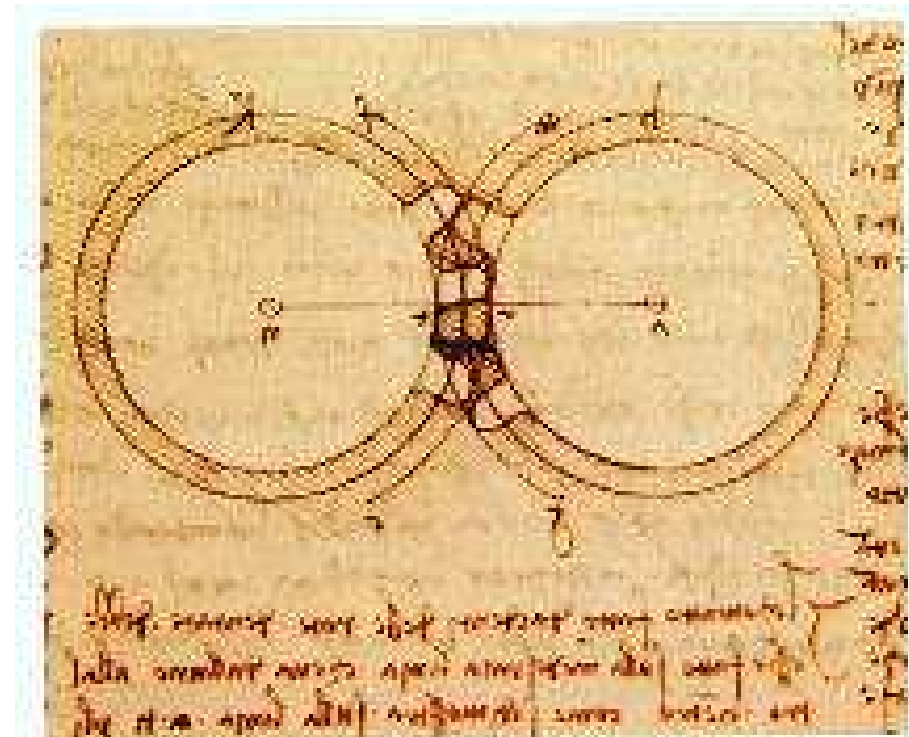
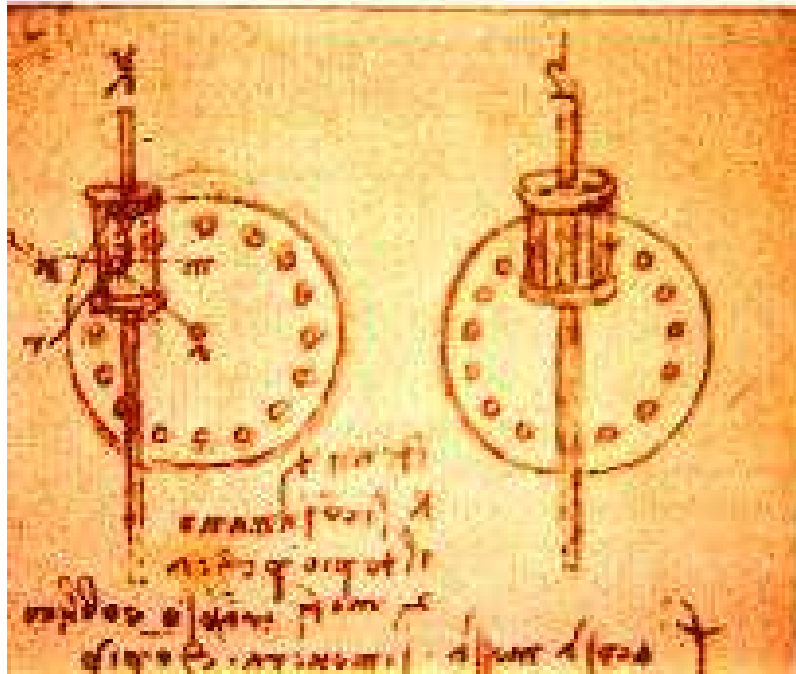
Les engrenages sont des **composants mécaniques essentiels**.

Ils font partie des **systemes de transmission** de mouvement et de puissance **les plus utilisés, les plus résistants** et les **plus durables**.

.



# Introduction





# Introduction

---

Les *engrenages*, connus dès le III<sup>e</sup> millénaire av. J.-C. (en Chine), sont couramment **réalisés en métal** depuis le XII<sup>e</sup> siècle

Un engrenage de qualité doit assurer un **bon rendement** et une **transmission exempte d'à-coups et de vibrations**;

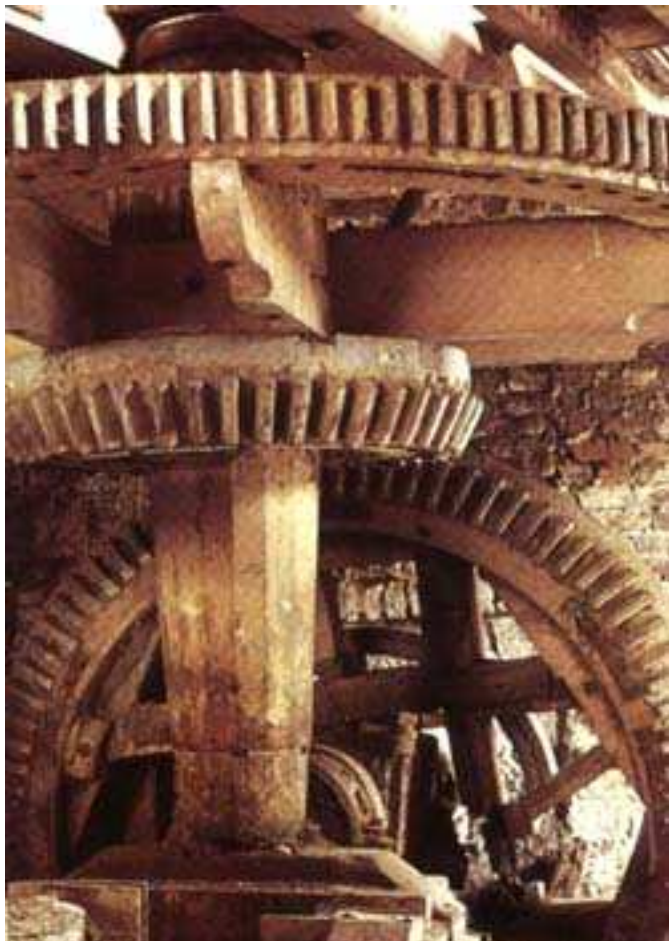
Ce qui se traduit par trois exigences fondamentales:

- rapport constant du bras de levier
- contact continu entre deux dents,
- absence de glissement.



# Introduction

---



*Transmissions par engrenages dans un moulin*



Ils sont **normalisés**.

Les engrenages fabriqués avec la **norme internationale ISO** présentent l'avantage d'être facilement **interchangeables**

Ils permettent des possibilités de **fabrication plus économiques** (conception type, méthodes de calcul normalisées, taillage et contrôle automatisés, équipements standards).

Lorsqu'il s'agit d'engrenages pour très grandes séries (automobiles...) les constructeurs s'écartent de ces standards afin d'optimiser les coûts



# Introduction

---

Toutefois, en raison de la forme spéciale du profil des dents, **les problèmes de fabrication sont ardu**s.

Lorsqu'une **haute précision n'est pas requise**, on peut se contenter d'engrenages moulés (fontes d'acier, d'aluminium, de bronze, matières plastiques).



# Introduction

---

Dans les autres cas, les engrenages sont taillés au **moyen de fraises animées de mouvements non linéaires**, puis **rectifiés à la meule ou à la main** et, éventuellement, rodés.

Souvent les dents sont l'objet de **traitements de surface** qui leur confèrent une grande **dureté superficielle**.





# Introduction

---

L'évolution des machines-outils a permis de concevoir des engrenages de forme extrêmement complexe,

Cela répond à des impératifs très particuliers, tels que les ponts arrière de voitures ou les transmissions reliant des axes de direction des véhicules routiers.



# Introduction

Engrenages coniques

*Construction simplifiée*

E.P.

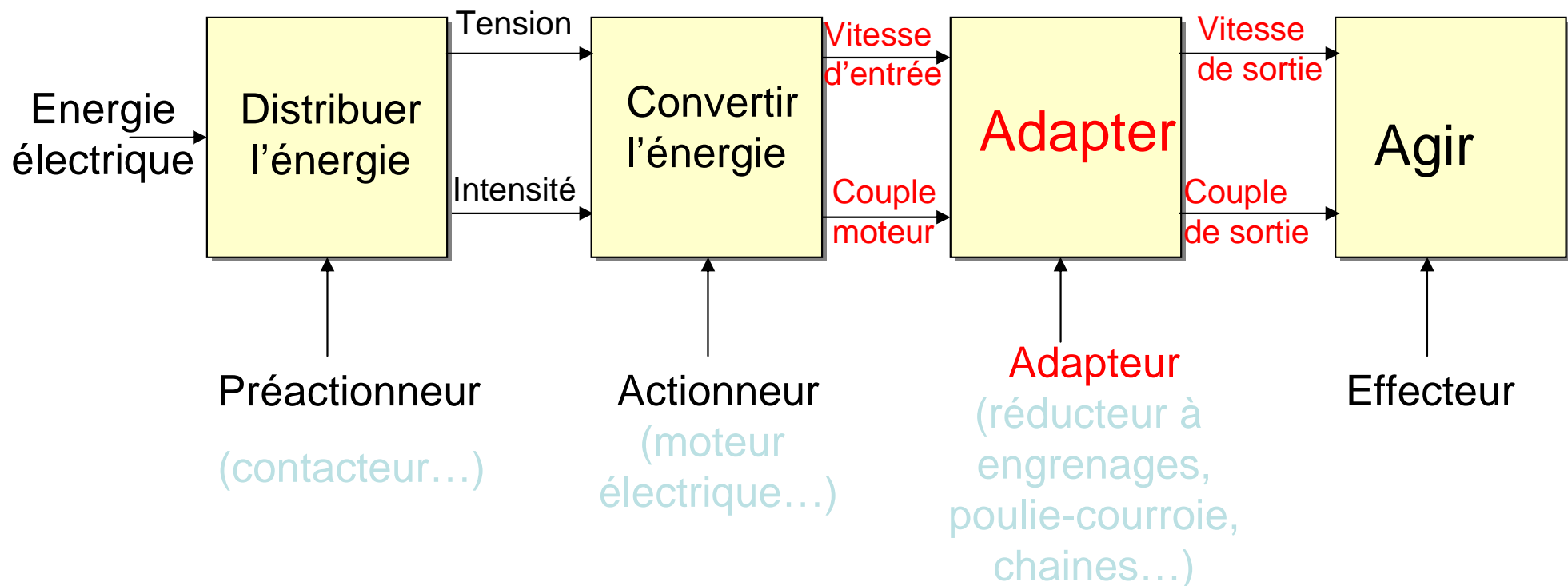
Petit		Grand	
Angle des axes	55°	Angle primitif	162 108
Rapport des vitesses	$\frac{3}{2}$	Diamètre extérieur	174 120
Nombre de dents		Épaisseur des dents	342 342
Grand engrenage	27	Hauteur des dents	13 13
Petit "	18	Diamètre d'addendum	148 94
Module	6		

Le 25 Avril 1927

Twoix I



# La chaîne d'énergie

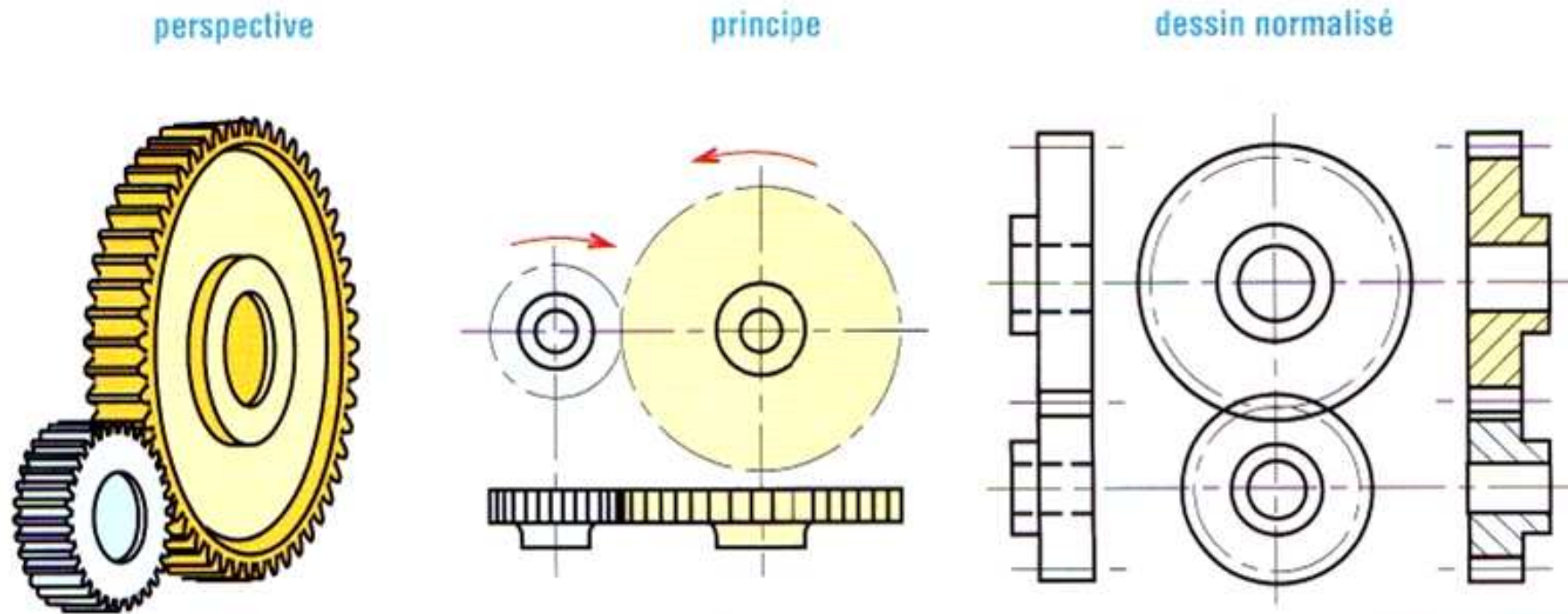




# Différents types d'engrenages

## Engrenages droits à denture droite

**Définition** : on appelle engrenage l'ensemble des deux roues dentées engrenant l'une avec l'autre



1. Engrenage droit à denture droite pour arbres parallèles.



# Différents types d'engrenages

## *Engrenages droits à denture droite*



Les plus **simples** et les plus **économiques**, ils sont utilisés pour transmettre le mouvement et la puissance entre deux **arbres parallèles**.

Les dents des deux roues de l'engrenage sont parallèles à l'axe de rotation des arbres.



# Différents types d'engrenages

## *Engrenages droits à denture droite*



Du fait de leur relative simplicité, ils sont souvent utilisés pour introduire les relations de cinématique et les définitions normalisées concernant la géométrie des engrenages.





# Différents types d'engrenages

## *Engrenages droits à denture droite*



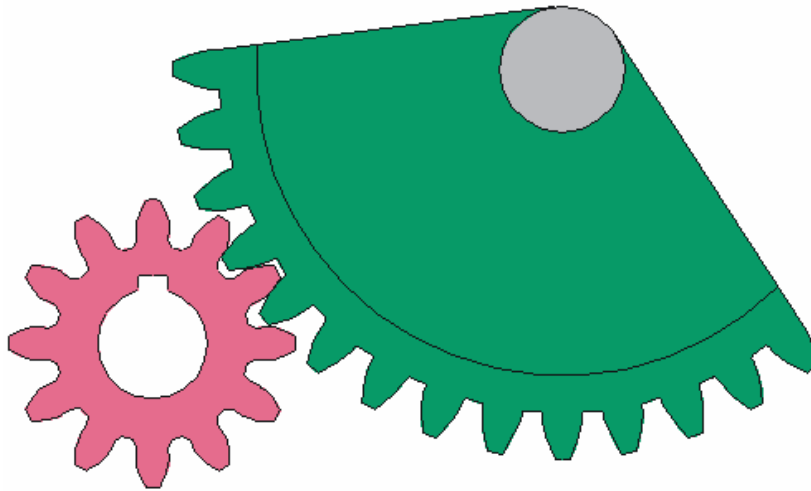
*Roue à engrenage droit à denture droite et pignons à dentures hélicoïdale (premier plan).*



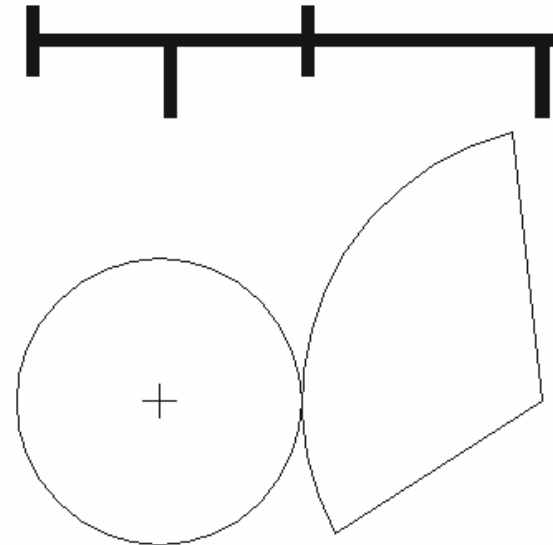
# Différents types d'engrenages

## *Engrenages droits à denture droite*

Secteur denté



Schématisation NF E 04-113

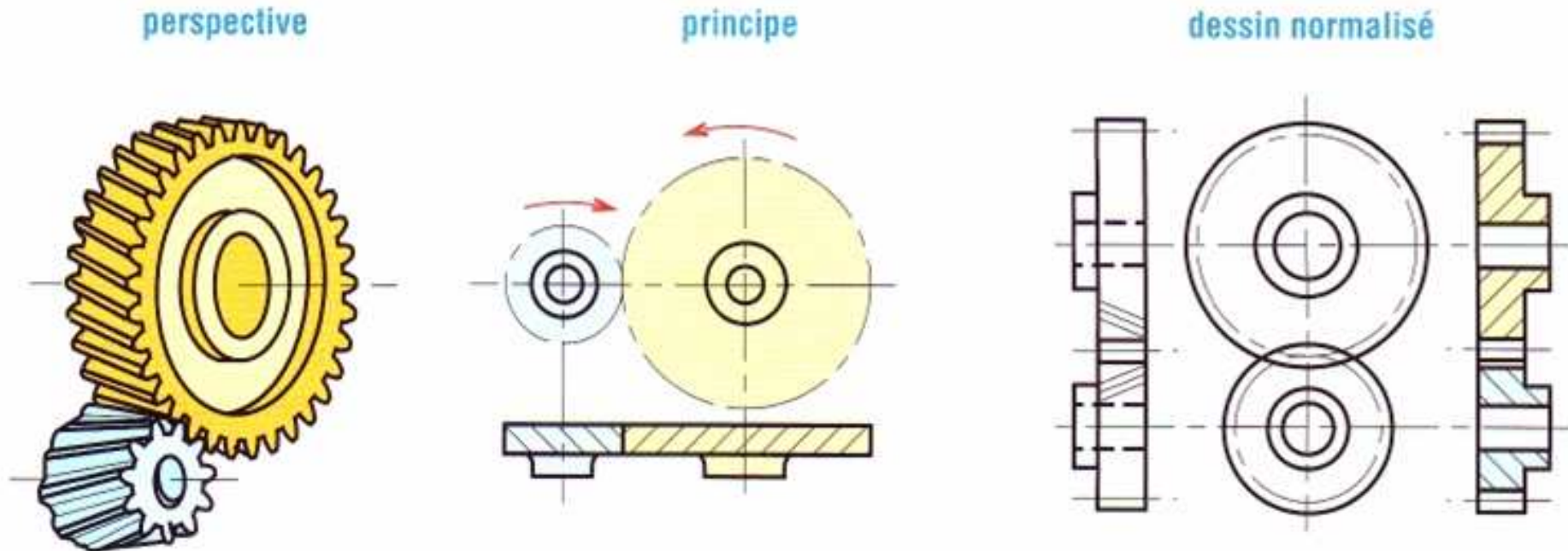






# Différents types d'engrenages

## Engrenages droits à denture hélicoïdale



*Engrenage droit à denture hélicoïdale pour arbres parallèles.*

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



# Différents types d'engrenages

## *Engrenages droits à denture hélicoïdale*



À taille égale, ils sont plus performants que les précédents pour transmettre puissance et couple.

Du fait d'une meilleure progressivité et continuité de l'engrènement ils sont aussi plus silencieux.



# Différents types d'engrenages

## *Engrenages droits à denture hélicoïdale*



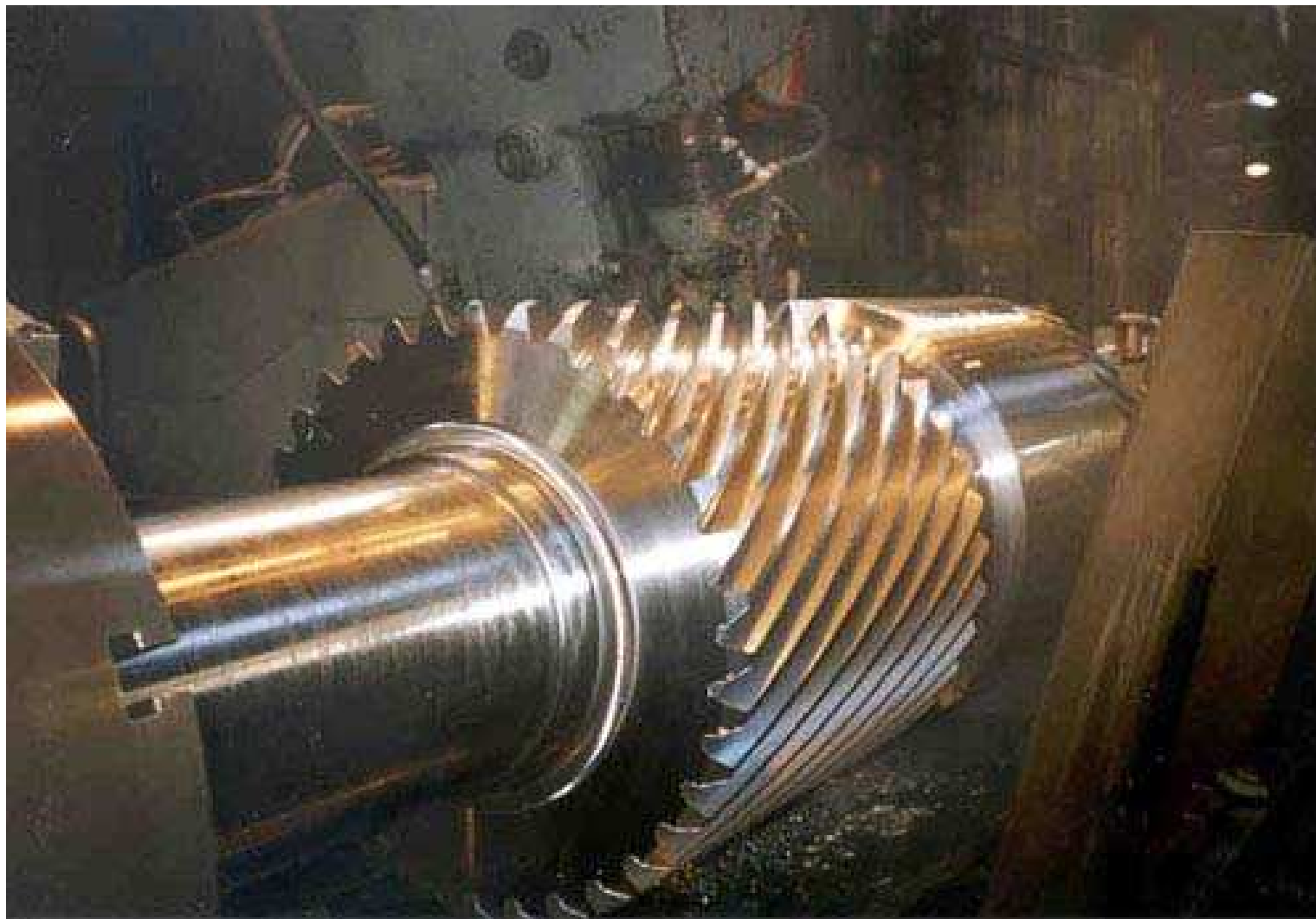
L'inclinaison de la denture engendre des **efforts axiaux**, suivant l'axe de l'arbre, qui doivent être supportés par les paliers et des couples supplémentaires qui accentuent le fléchissement des arbres.

**Remarque** : ils sont parfois utilisés pour transmettre le mouvement entre des arbres non parallèles et sont appelés engrenages gauches,



# Différents types d'engrenages

## *Engrenages droits à denture hélicoïdale*





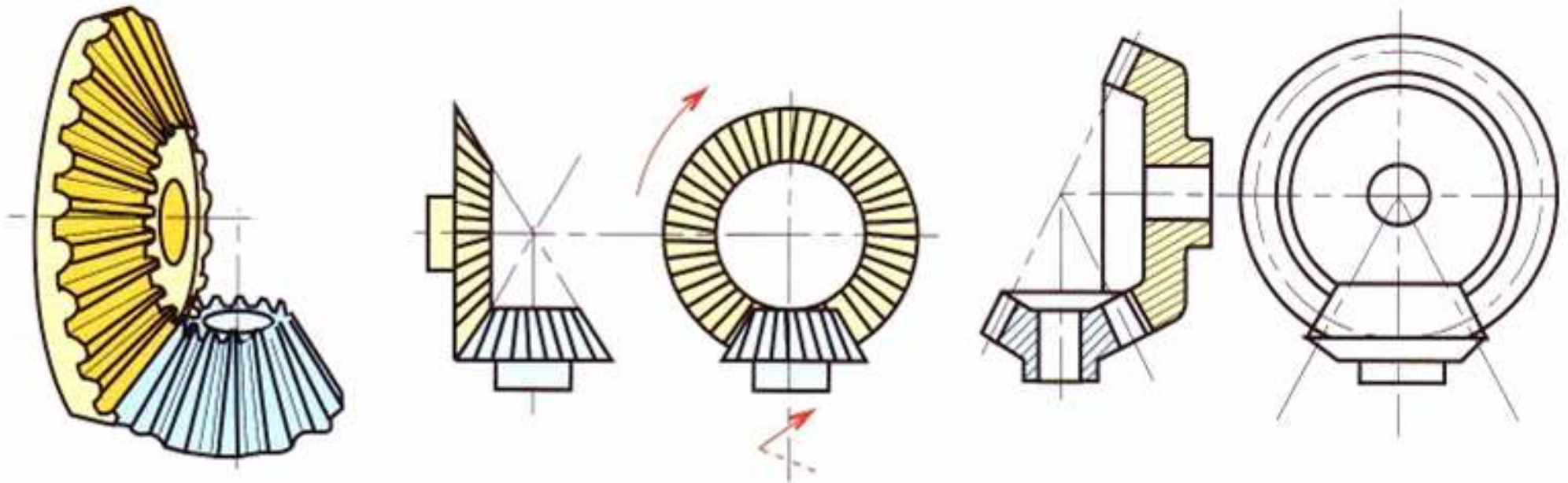
# Différents types d'engrenages

## Engrenages coniques

perspective

principe

dessin normalisé



*Engrenage conique à denture droite pour arbres concourants.*

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



# Différents types d'engrenages

## *Engrenages coniques*





# Différents types d'engrenages

## *Engrenages coniques*





# Différents types d'engrenages

## *Engrenages coniques*

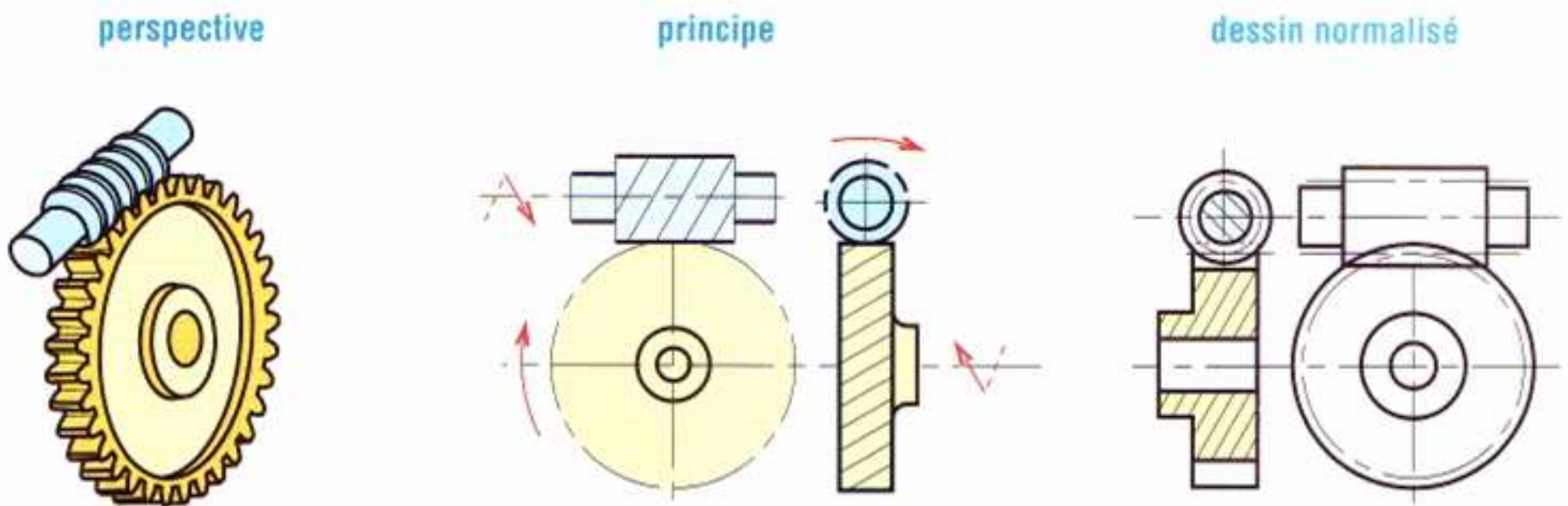






# Différents types d'engrenages

## Engrenages roues et vis sans fin



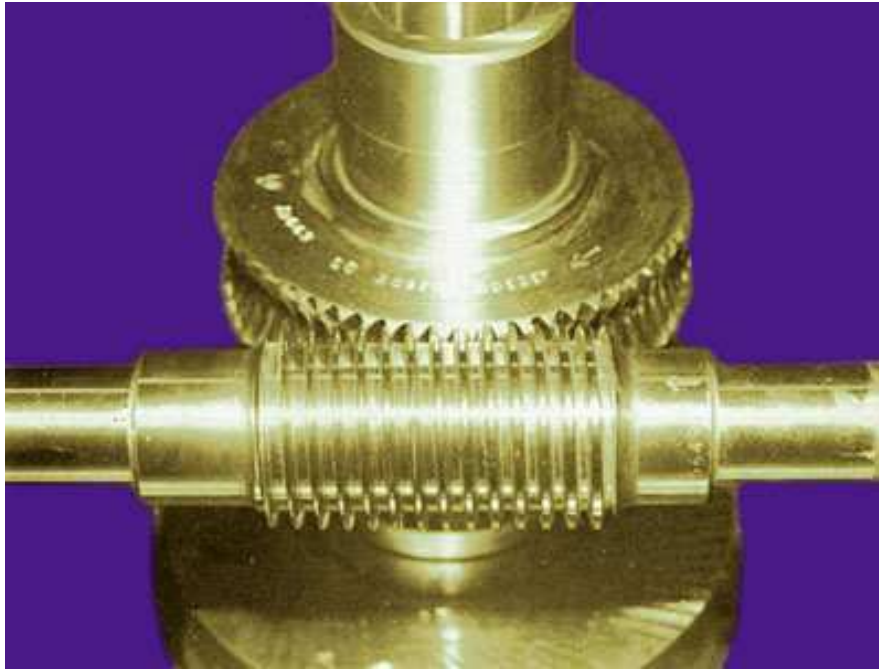
*Engrenages roues et vis entre arbres orthogonaux*

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



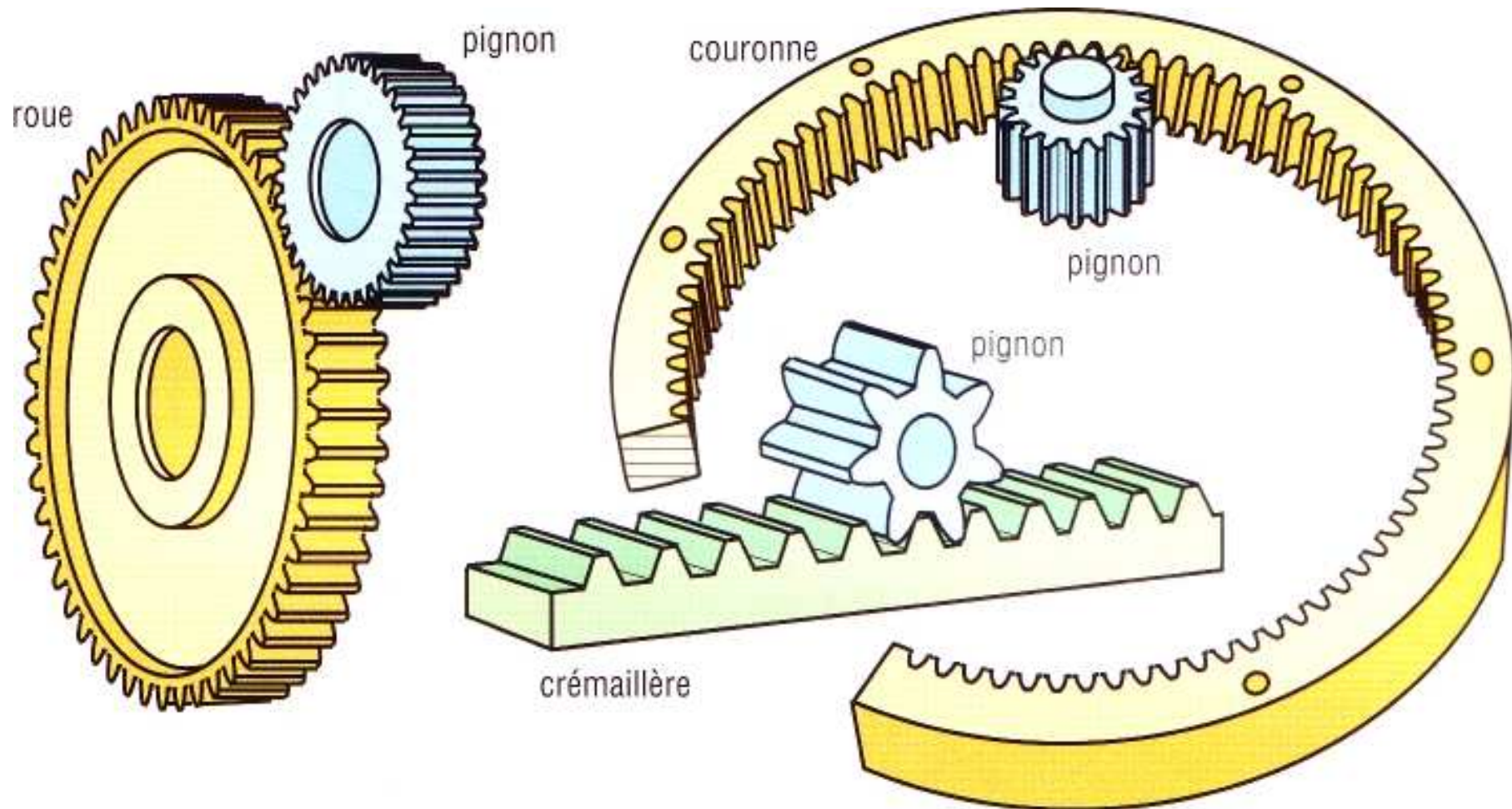
# Différents types d'engrenages

## *Engrenages roues et vis sans fin*





# Engrenage droit à denture droite



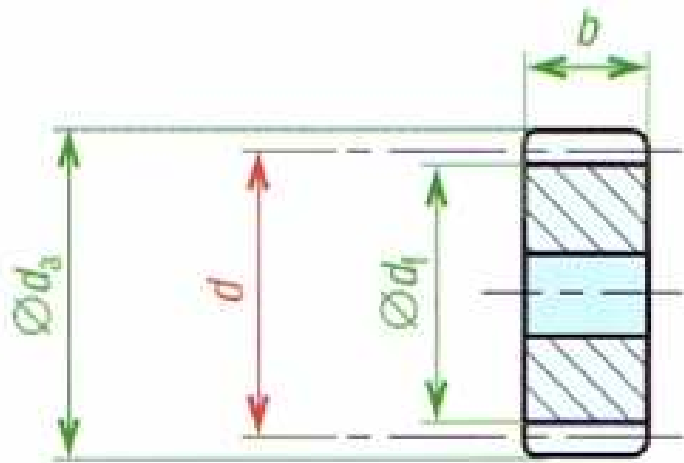
*Différents types d'engrenages droits à dentures droites*



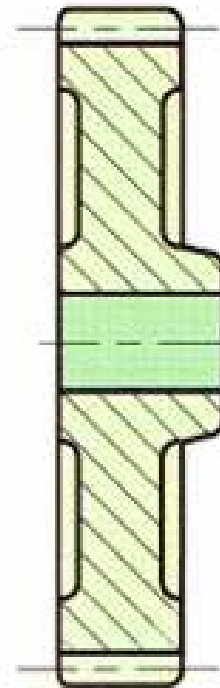
# Engrenage droit à denture droite

Les engrenages typiques sont **pignon/roue**, **pignon/couronne intérieure** et **pignon crémaillère**. Le **pignon** est la **plus petite** des deux roues ; c'est souvent la **roue menante**.

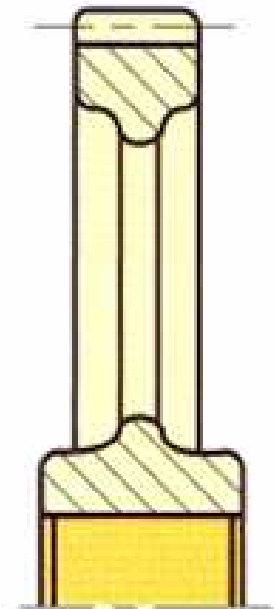
La forme des roues varie avec les dimensions



petits diamètres



diamètres moyens



grands diamètres



# Engrenage droit à denture droite

---

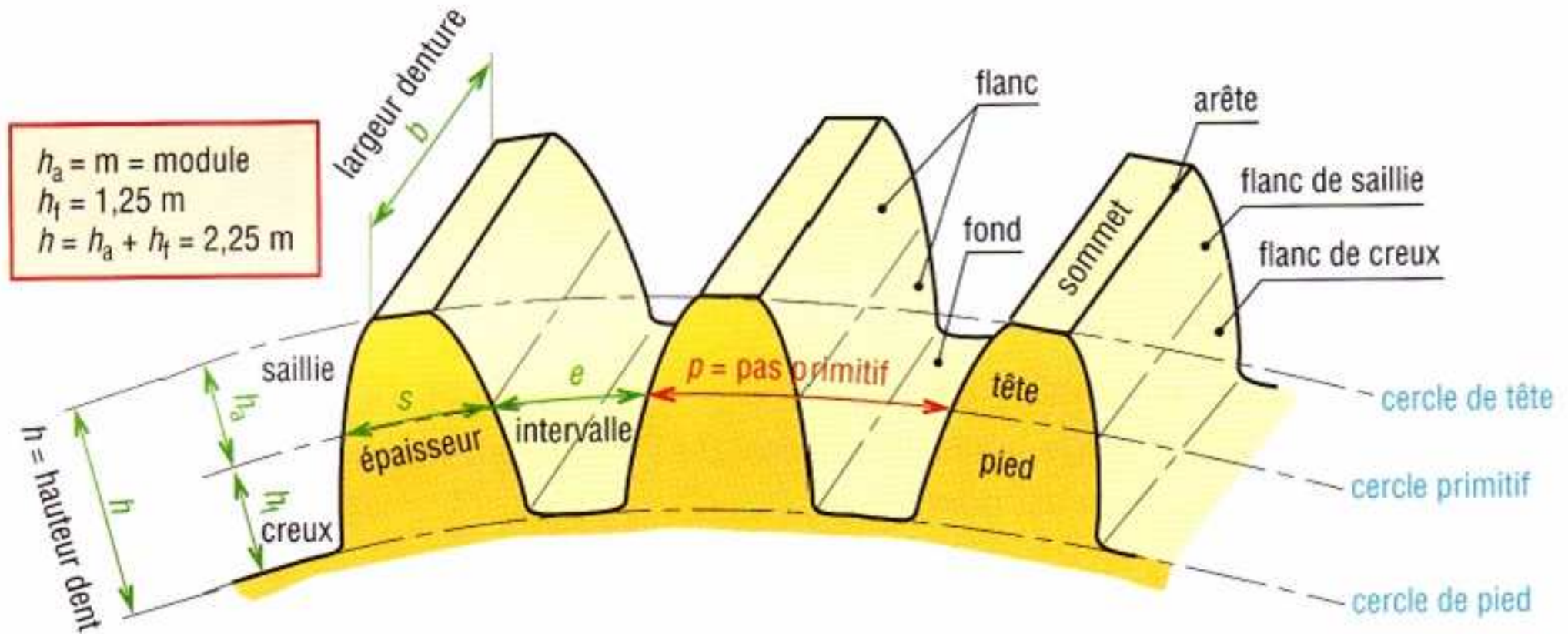


*Géométrie de roue dentées pour faibles puissances*



# Engrenage droit à denture droite

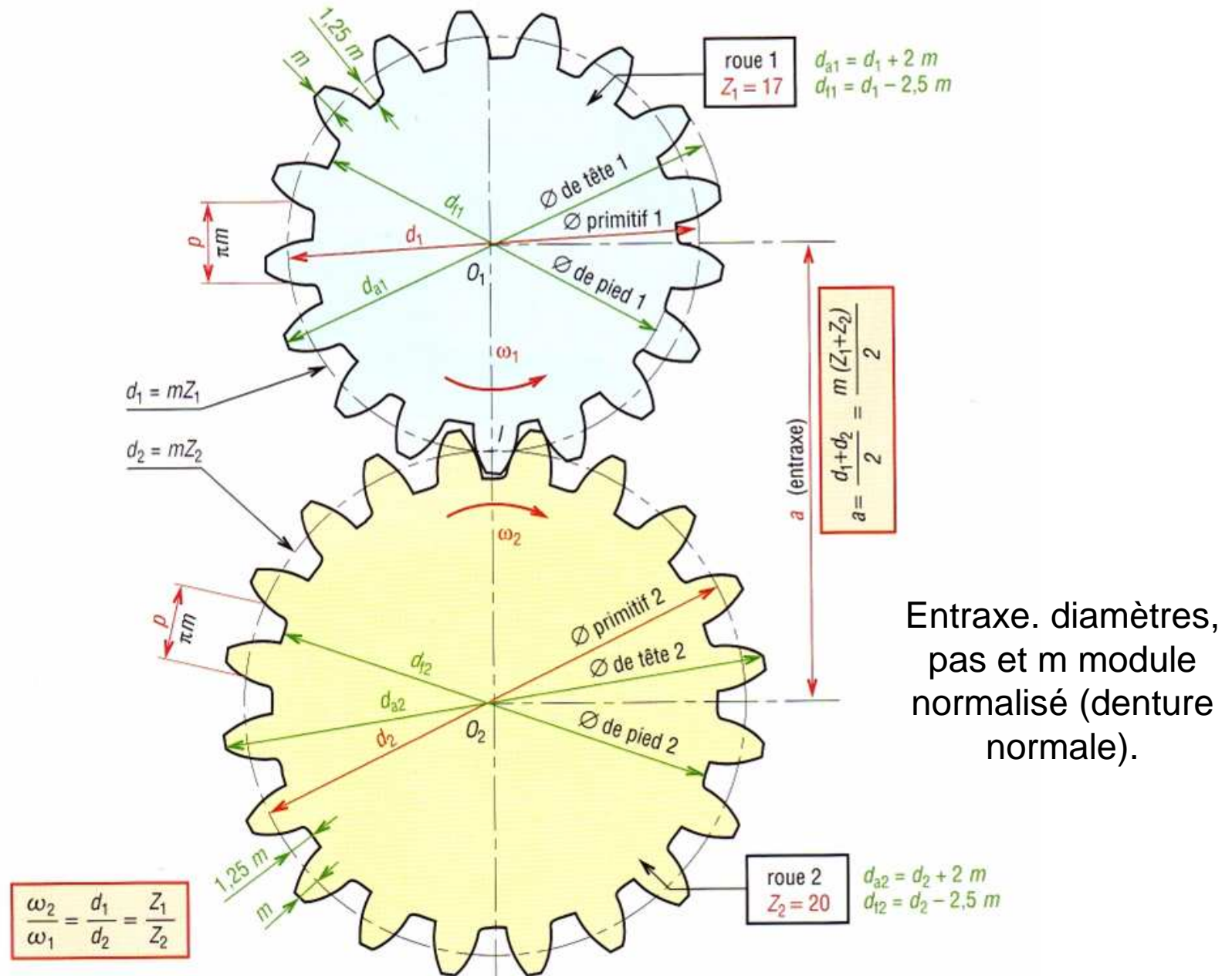
## Définitions, terminologie et symboles normalisés ISO





# Engrenage droit à denture droite

## Définitions, terminologie et symboles normalisés ISO



Entraxe, diamètres, pas et m module normalisé (denture normale).



# Engrenage droit à denture droite

## *Définitions, terminologie et symboles normalisés ISO*

Valeurs normalisées du module m									
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	0,75	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





# Engrenage droit à denture droite

## Définitions, terminologie et symboles normalisés ISO

Indices normalisés utilisés	
Indice	Observations
1	relatif au pignon
2	relatif à la roue
a	de tête
b	de base
f	de pied
n	réel (ou normal)
t	apparent (ou tangentiel)

Caractéristiques et formules des engrenages droits à denture droite		
caractéristiques	symboles ISO	observations et formules usuelles
vitesse angulaire	$\omega$	$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \approx 0,1n$ (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	$b$	$b = k \cdot m$ ( $7 \leq k \leq 12$ )
saillie	$h_a$	$h_a = m$
creux	$h_f$	$h_f = 1,25 m$
hauteur de dent	$h$	$h = h_a + h_f = 2,25 m$
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	$s$	$s_1 = s_2 = s = \theta_1 = \theta_2 = \pi m/2$ (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	$p_b$	$p_b = p \cdot \cos \alpha$



# Engrenage droit à denture droite

## *Définitions, terminologie et symboles normalisés ISO*

**Circonférence primitive** : de périmètre ( $\pi.d$ ), elle doit impérativement comporter un nombre entier de dents ( $Z$ ) toutes placées à intervalles successifs égaux au pas primitif ( $p$ ). Il en résulte que :

$$\pi.d = p.Z = \text{périmètre circonférence primitive.}$$

En posant :  **$m = p/\pi = \text{module}$**

L'expression se simplifie et devient:

$$d = m.Z$$



# Engrenage droit à denture droite

## Définitions, terminologie et symboles normalisés ISO

### Pas primitif (p)

$$p = \frac{\text{circonférence primitive}}{\text{nombre de dents}} = \frac{\pi \cdot d}{Z} = \frac{\pi \cdot (mZ)}{Z} = \pi m = 3.14159m$$

### Module (m)

Quel que soit le nombre de dents, toutes les roues de **même module** et de **même angle de pression** ( $\alpha$ ) peuvent être fabriquées à partir du même outil.

Pour limiter le nombre des outils et des systèmes de mesure, une série de modules a été normalisée.

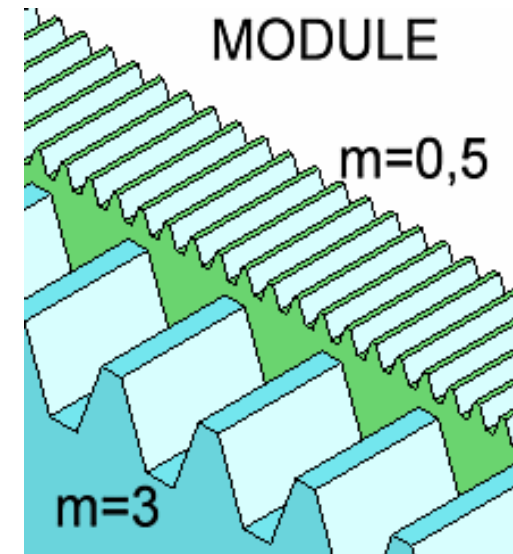
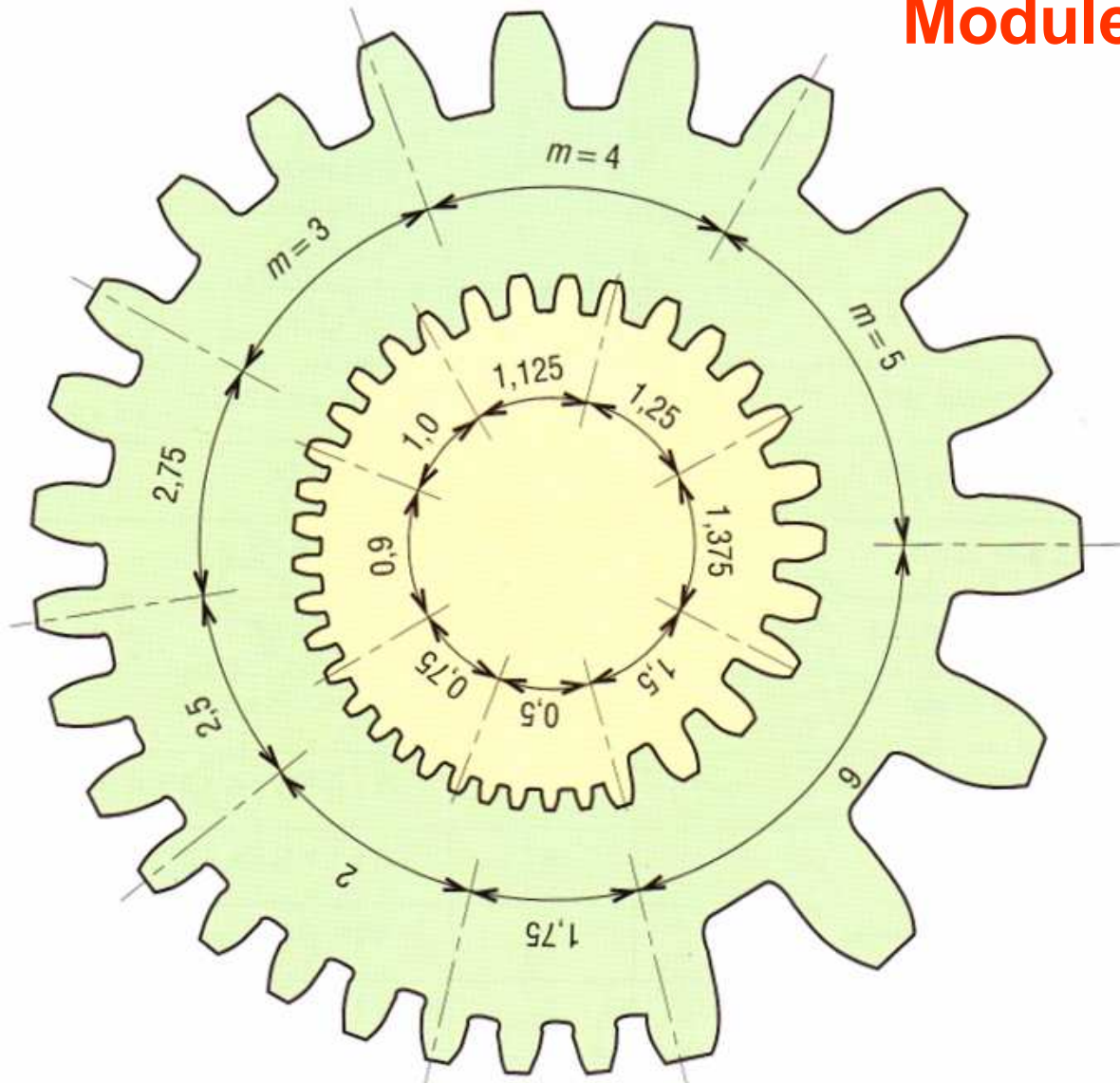
L'épaisseur de la dent et sa résistance dépendent du choix du module. Ce choix ne doit pas être improvisé mais étudié et calculé



# Engrenage droit à denture droite

*Définitions, terminologie et symboles normalisés ISO*

## Module (m)





# Engrenage droit à denture droite

## Exemple

Pour l'engrenage dessiné (fig. 8)  $Z_1=17$  dents,  $Z_2=20$  dents, module  $m=4\text{mm}$ , déterminons les principales caractéristiques.

**Pas primitif** :  $p = \pi m = \pi \times 4 = 12,56 \text{ mm}$

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

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

**Hauteur de saillie** :  $ha_1 = ha_2 = m = 4 \text{ mm}$

**Hauteur de creux** :  $hf_1 = hf_2 = 1,25m = 5 \text{ mm}$

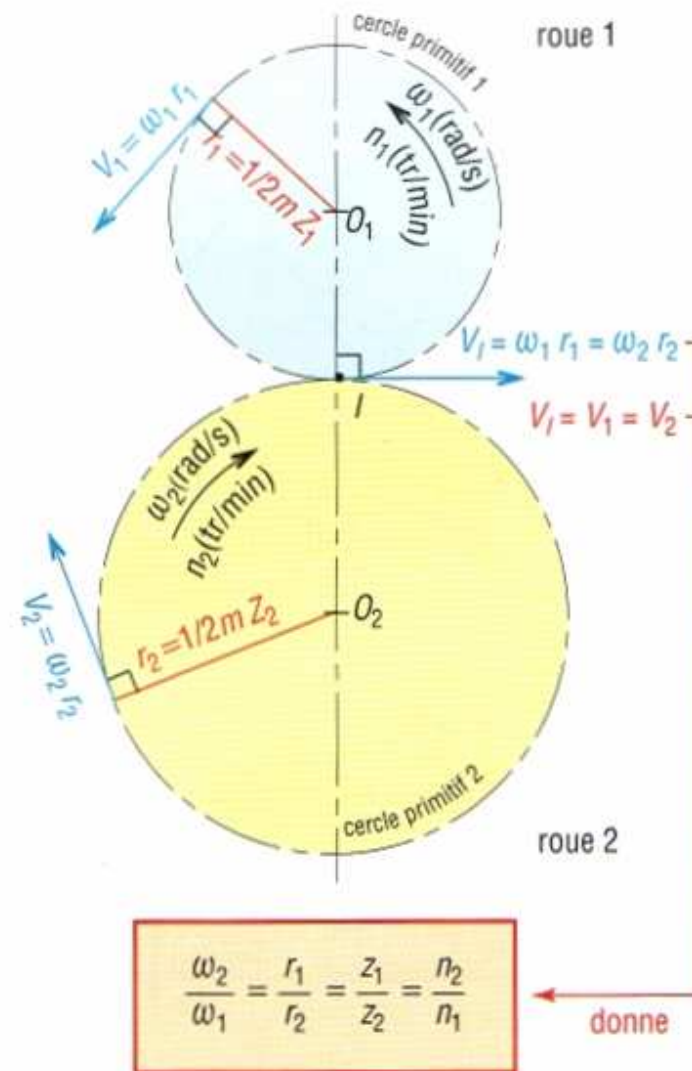
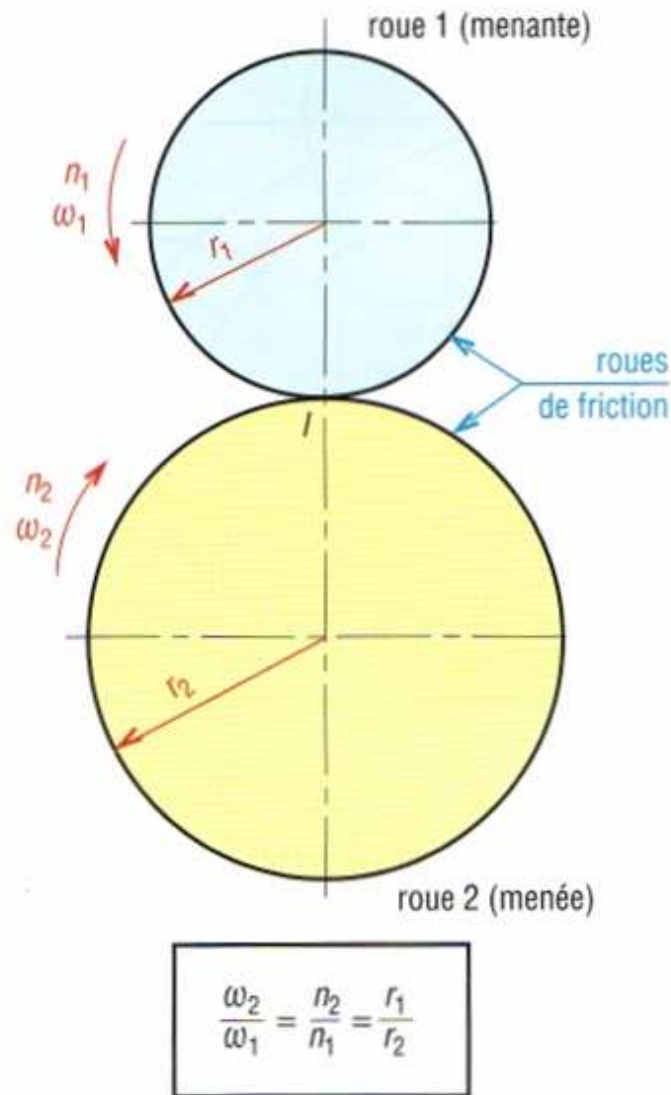
**Hauteur de dent** :  $h_1 = h_2 = ha + hf = 9 \text{ mm}$

**Largeur des dents** :  $7m \leq b \leq 12m$  ou  $28 \leq b \leq 48 \text{ mm}$



# Engrenage droit à denture droite

## Etude cinématique





# Engrenage droit à denture droite

---

## *Etude cinématique*

Lorsque la roue 1 engrène avec la roue 2, les **cercles primitifs** des deux roues **roulent l'un sur l'autre sans glisser au point I** (pas de patinage, analogie avec deux roues de friction roulant l'une sur l'autre sans glisser).

Si  $V_1$  est la vitesse linéaire des points du cercle primitif 1 et  $V_2$  celle des points du cercle primitif 2, le non glissement *en I*, point de contact des deux cercles, se traduit par  $V_1 = V_1 = V_2$ .



# Engrenage droit à denture droite

## *Etude 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

$$d_2 = mZ_2 = 3.54 = 162 \text{ mm}$$

### Remarque:

$$d_1 = mZ_1 = 3.18 = 54 \text{ mm} \quad d_2/d_1 = 162/54 = 3 = n_1/n_2$$





# Engrenage droit à denture droite

## *Etude du profil en développante de cercle*

### **Développante de cercle**

Le cercle qui sert de support au tracé de la développante est appelé cercle de base (rayon  $r_b$ ). Les développantes tracées à partir d'un même cercle de base sont toutes géométriquement identiques ou superposables.

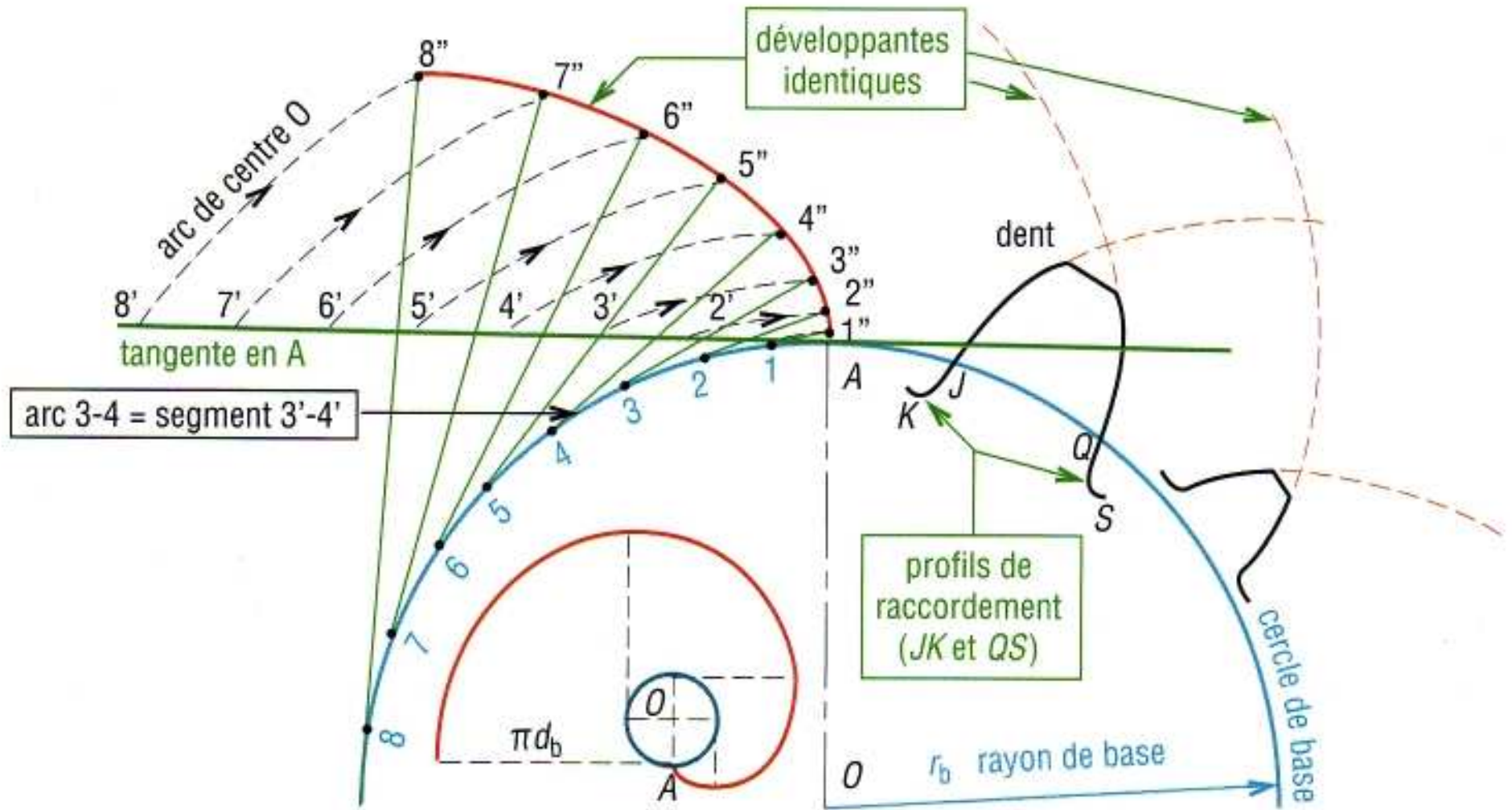
Les profils des flancs et faces des dents suivent rigoureusement la géométrie de la développante





# Engrenage droit à denture droite

## Etude du profil en développante de cercle

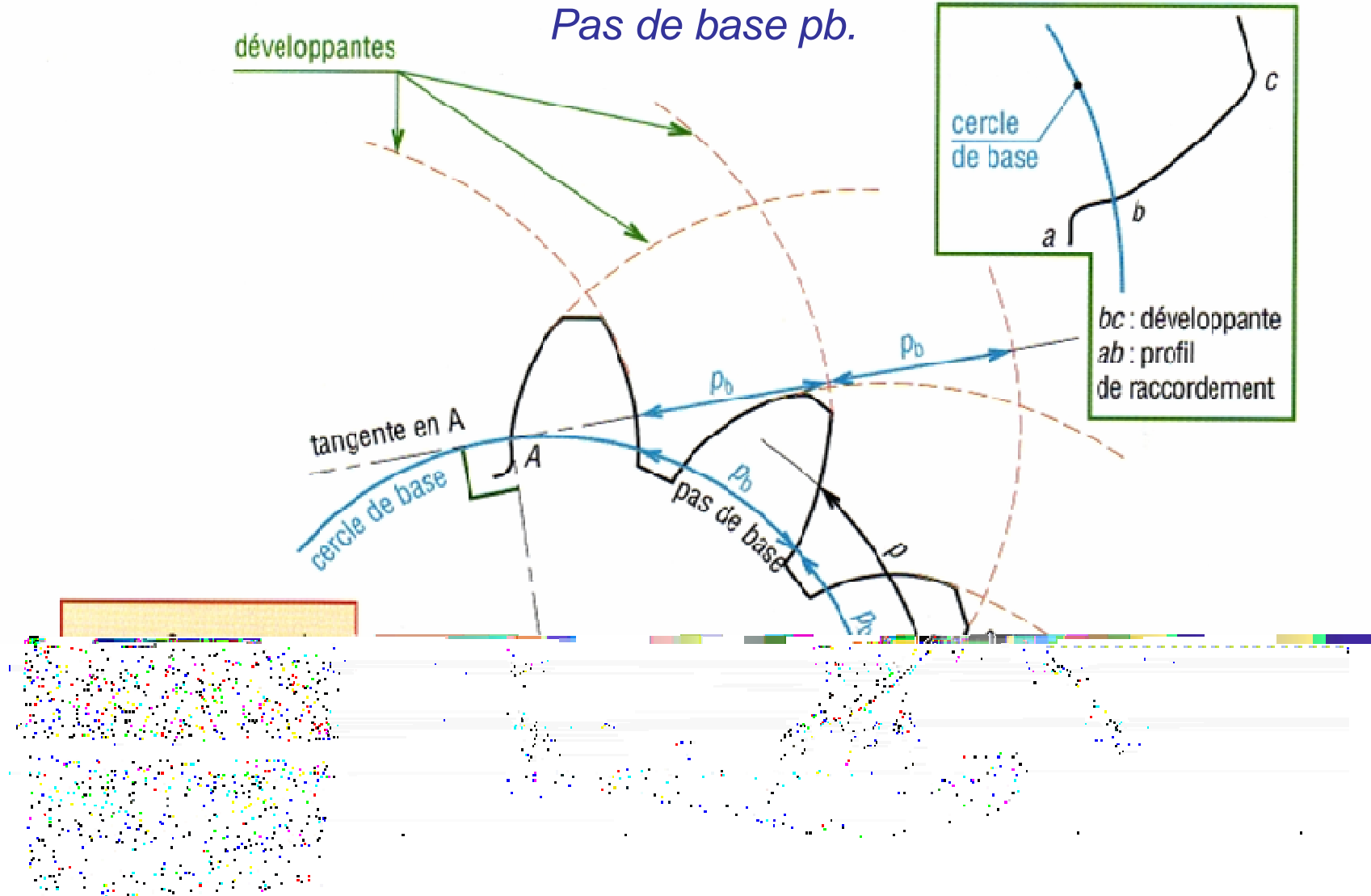


Développante de cercle.



# Engrenage droit à denture droite

## Etude du profil en développante de cercle



**Remarque** : pour la tangente au point repère 8, le segment  $88''$  est égal à l'arc  $8A$  lui-même égal au segment  $8'A$ . La remarque est la même pour les autres points



# Engrenage droit à denture droite

## *Etude du profil en développante de cercle*

### Propriétés et caractéristiques du profil en développante de cercle

Le profil en développante de cercle est le plus utilisé ; il est insensible aux variations d'entraxes et se laisse tailler à l'aide d'outils relativement simples.

Le profil cycloïdal, également utilisé, est surtout employé en micromécanique.

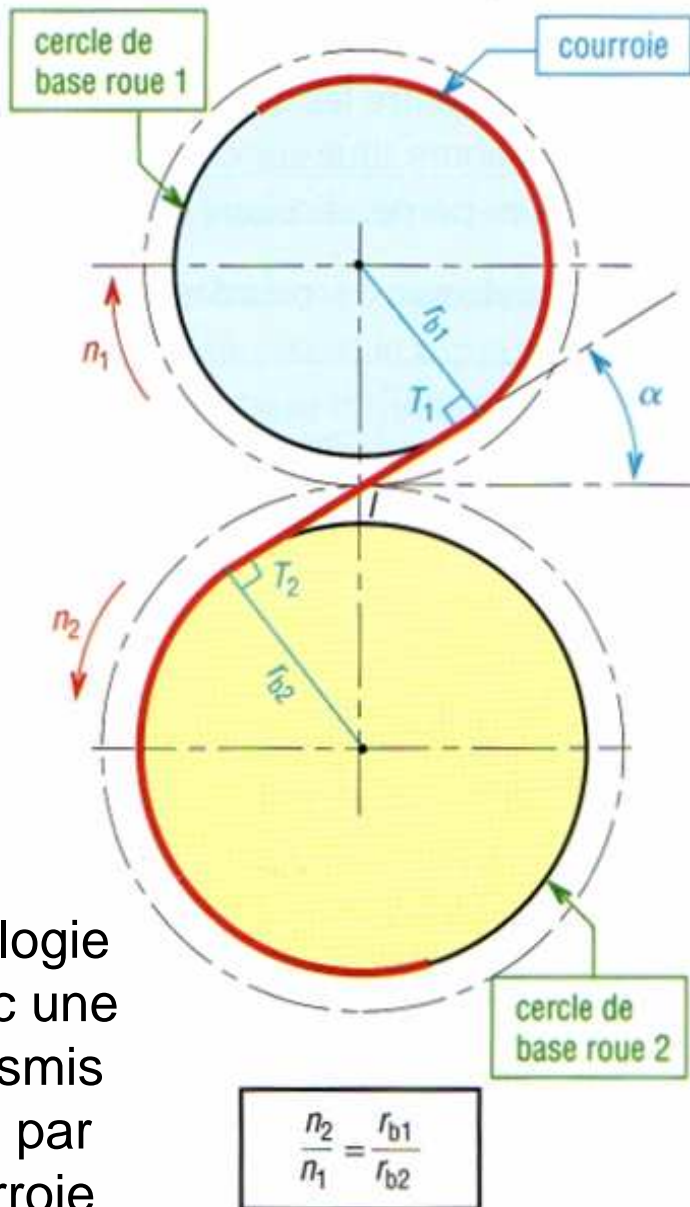
**Propriété** : il permet d'obtenir des roues avec de petits nombres de dents sans interférence de taillage.

**Inconvénient** : il est sensible aux variations d'entraxes.

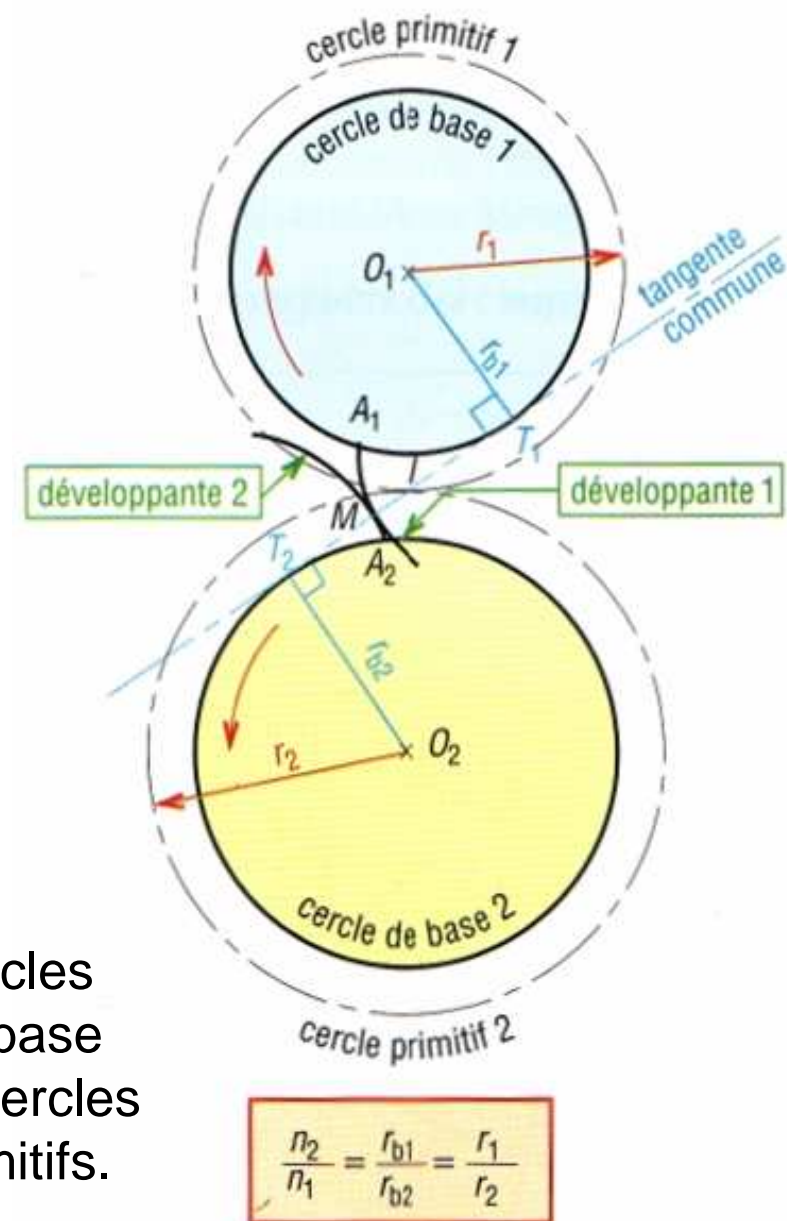


# Engrenage droit à denture droite

## Etude du profil en développante de cercle



Analogie avec une transmission par courroie

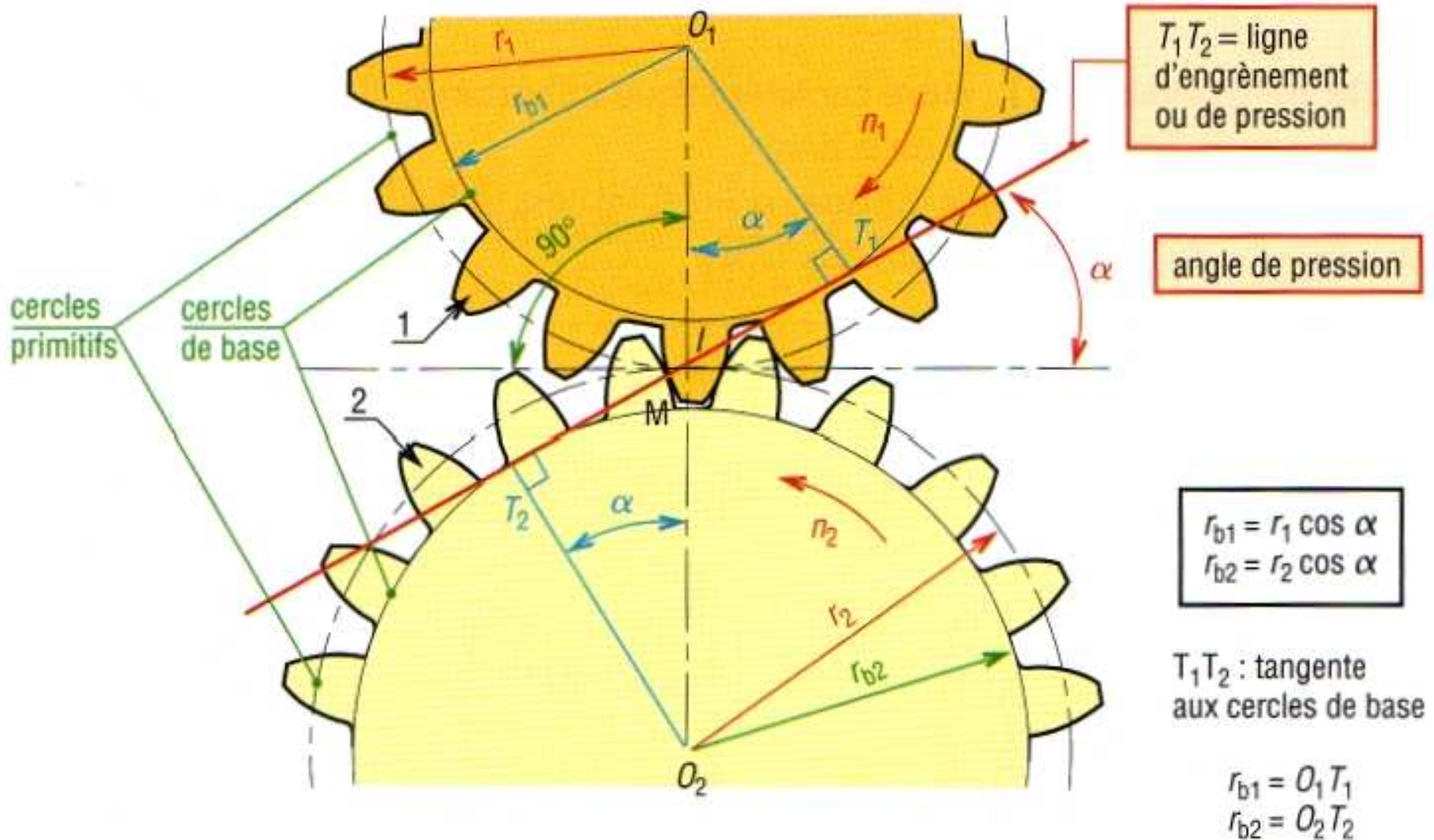


Cercles de base et cercles primitifs.



# Engrenage droit à denture droite

## Etude du profil en développante de cercle

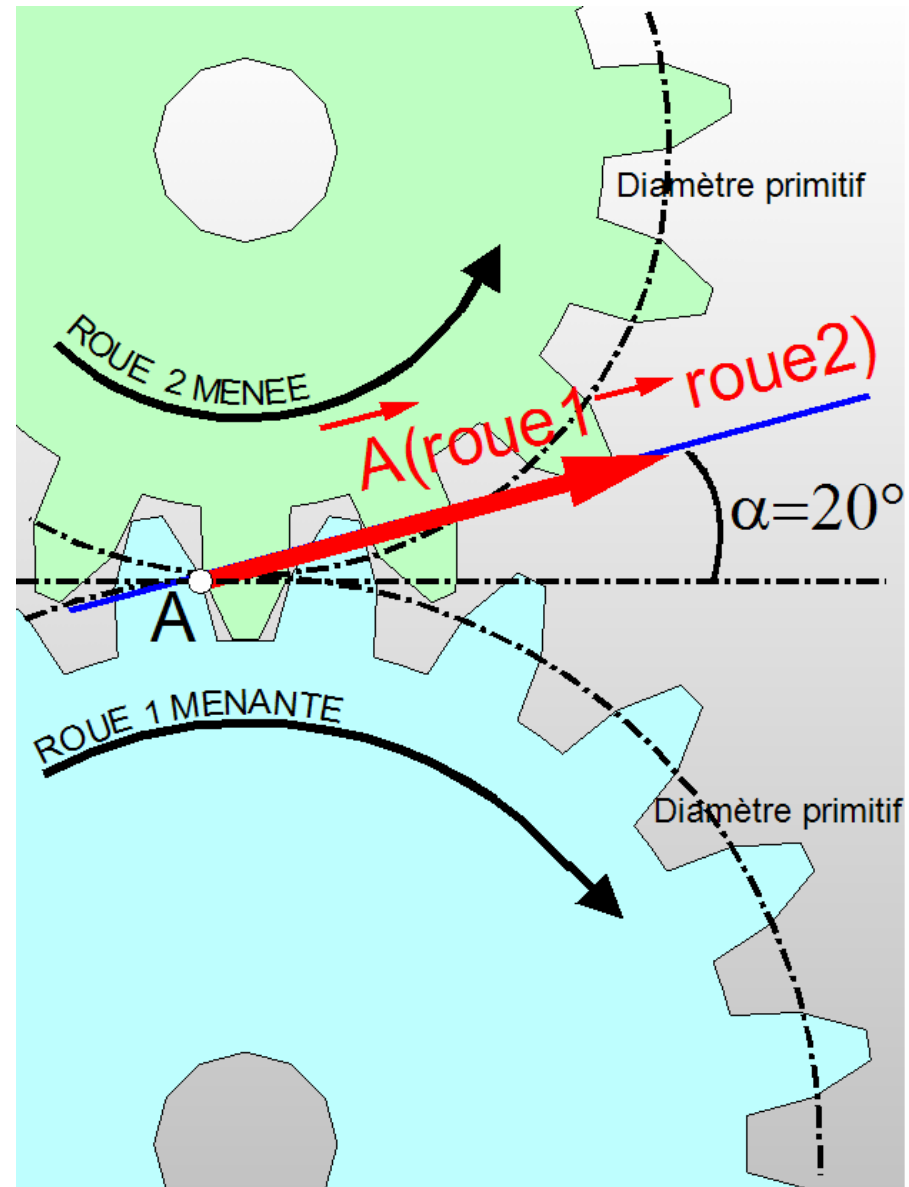
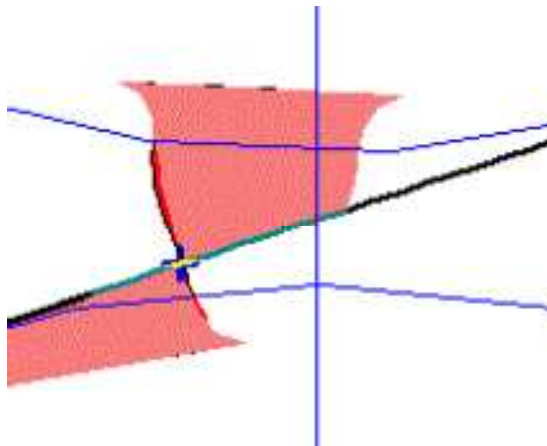


Angle de pression et ligne d'engrènement.



# Engrenage droit à denture droite

## *Etude du profil en développante de cercle*





# Engrenage droit à denture droite

## *Etude du profil en développante de cercle*

**Profils conjugués** : les profils en développante font partie des profils conjugués.

Les profils conjugués sont des profils qui transmettent le mouvement d'une roue à une autre sans à-coups, de façon régulière, sans fluctuation, même infime, du rapport de l'engrenage ( $n_2/n_1 = \text{constante}$ ).

**Pas de base ( $p_b$ )** : il est égal à la longueur de l'arc, mesuré sur le cercle de base, entre deux dents consécutives.

C'est aussi la distance entre les profils des dents successives.

**Règle** : pour que deux roues puissent engrener il faut qu'elles aient le même pas de base ( $Pb_1 = Pb_2$ )'





# Engrenage droit à denture droite

## *Etude du profil en développante de cercle*

### **Ligne d'engrènement ou ligne de pression $T_1T_2$ :**

Elle est tangente aux deux cercles de base et porte en permanence l'effort de contact s'exerçant entre les deux roues.

**Propriétés** : le point de contact ( $M$ ) entre les dents est toujours situé sur cette ligne.

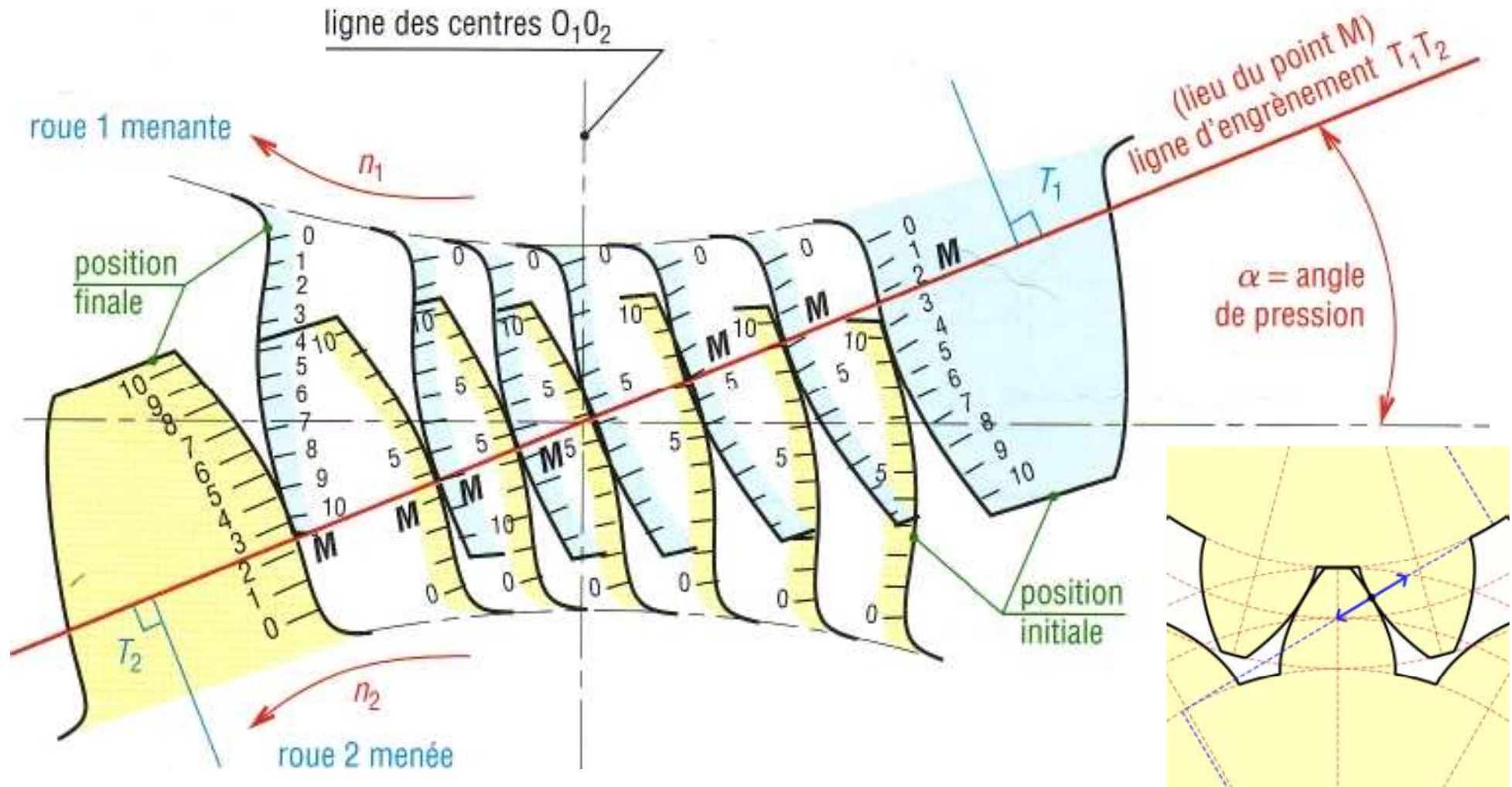
La tangente *en*  $M$  aux deux profils en contact est toujours perpendiculaire à  $T_1T_2$ .

**Remarque** : le contact en  $M$  entre les deux dents se fait à la fois avec du roulement et du glissement.



# Engrenage droit à denture droite

## Etude du profil en développante de cercle

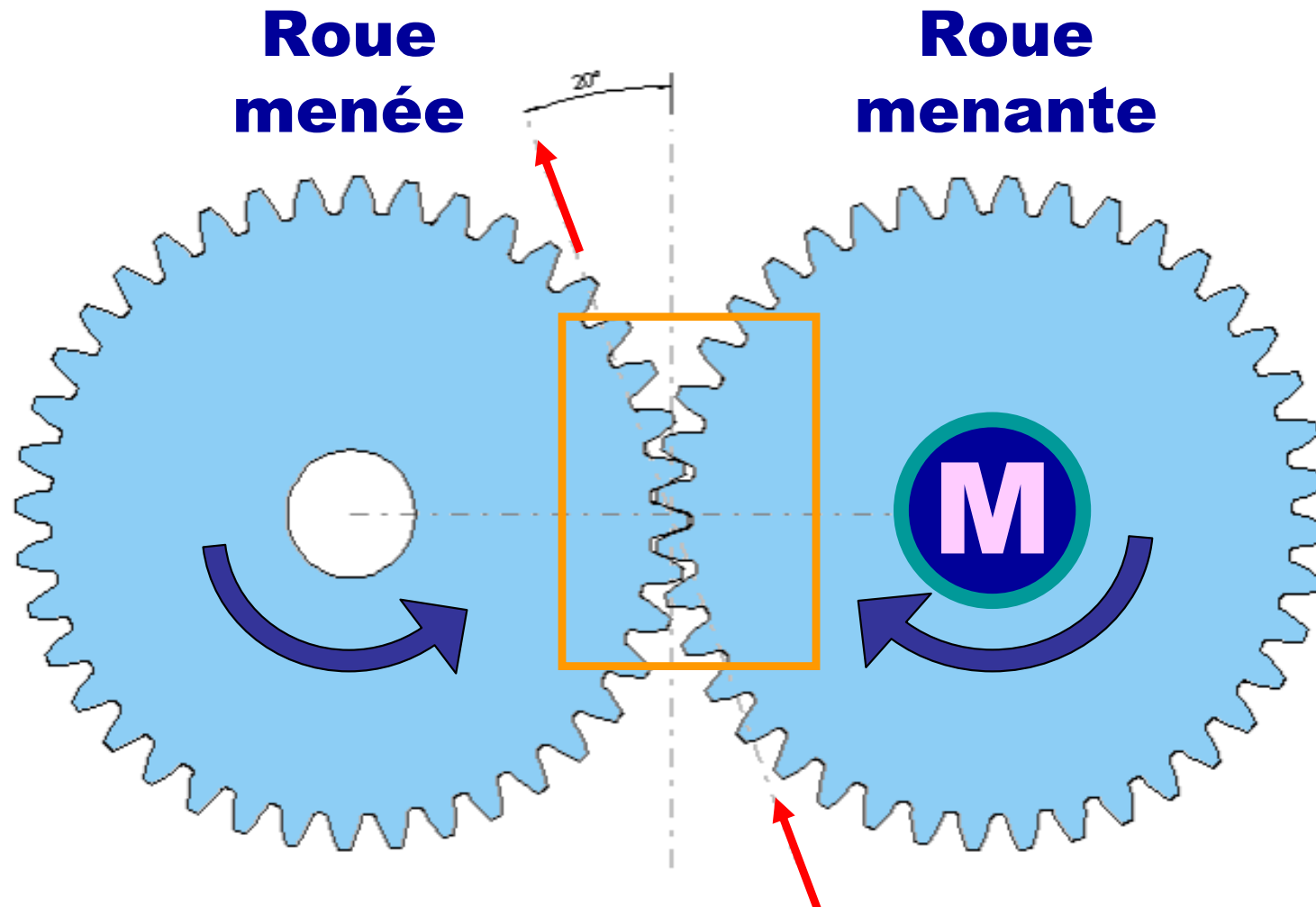


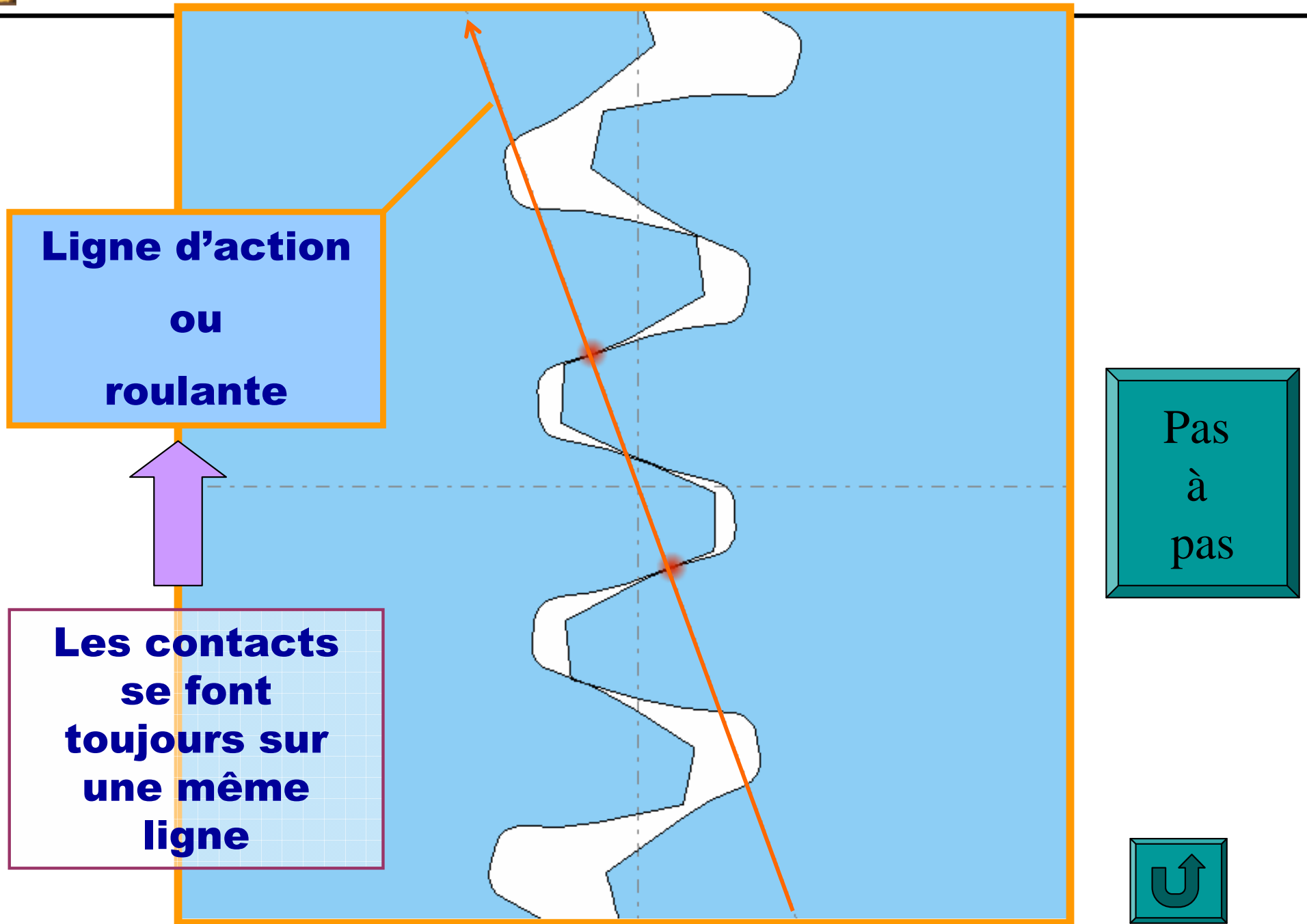
Positions successives de deux dents en contact au cours de l'engrènement ; glissement entre les dents.



# Engrenage droit à denture droite

*Etude du profil en développante de cercle*



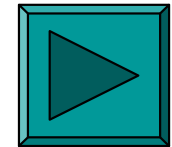
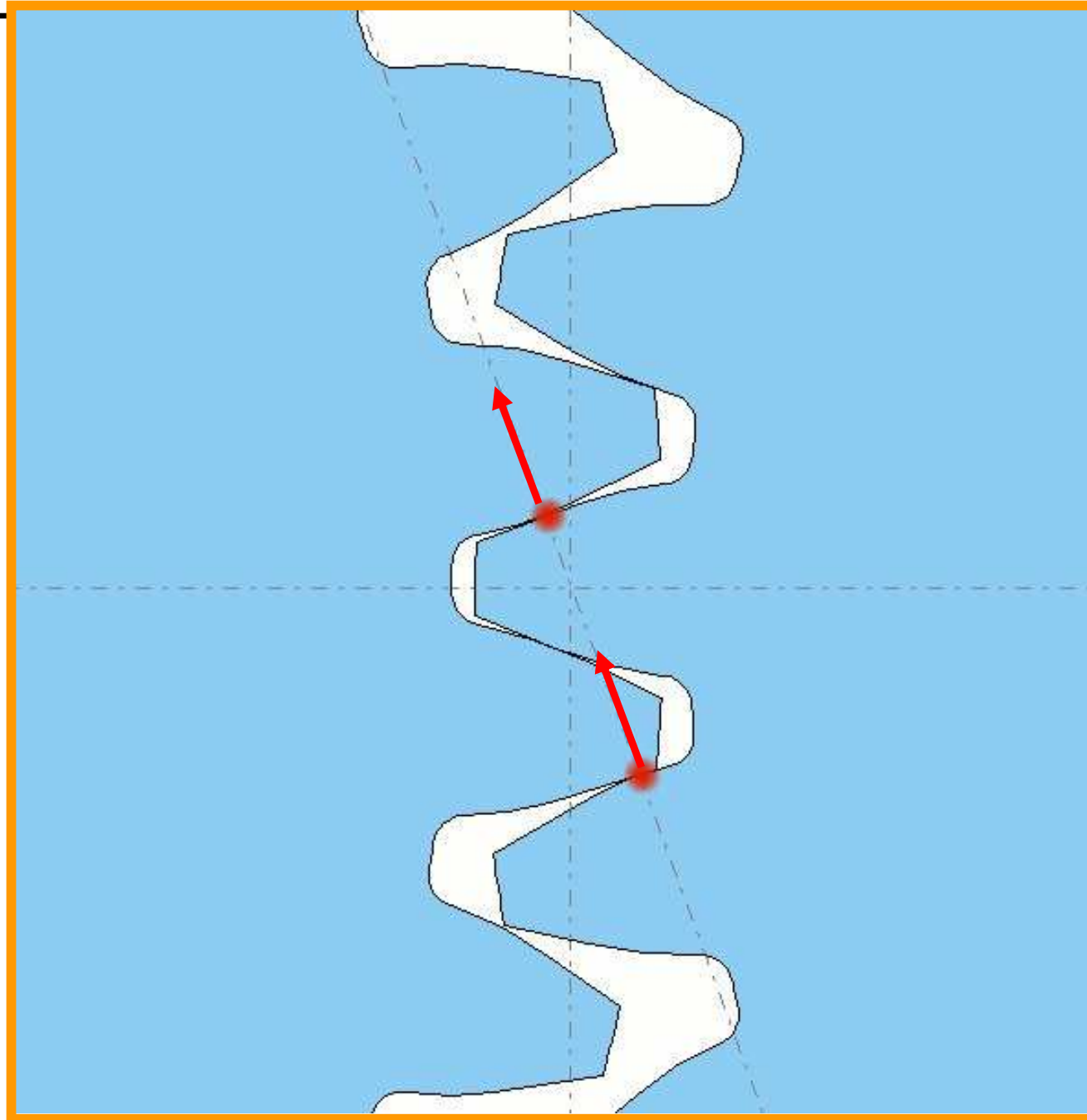


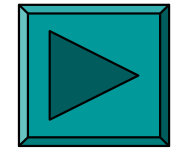
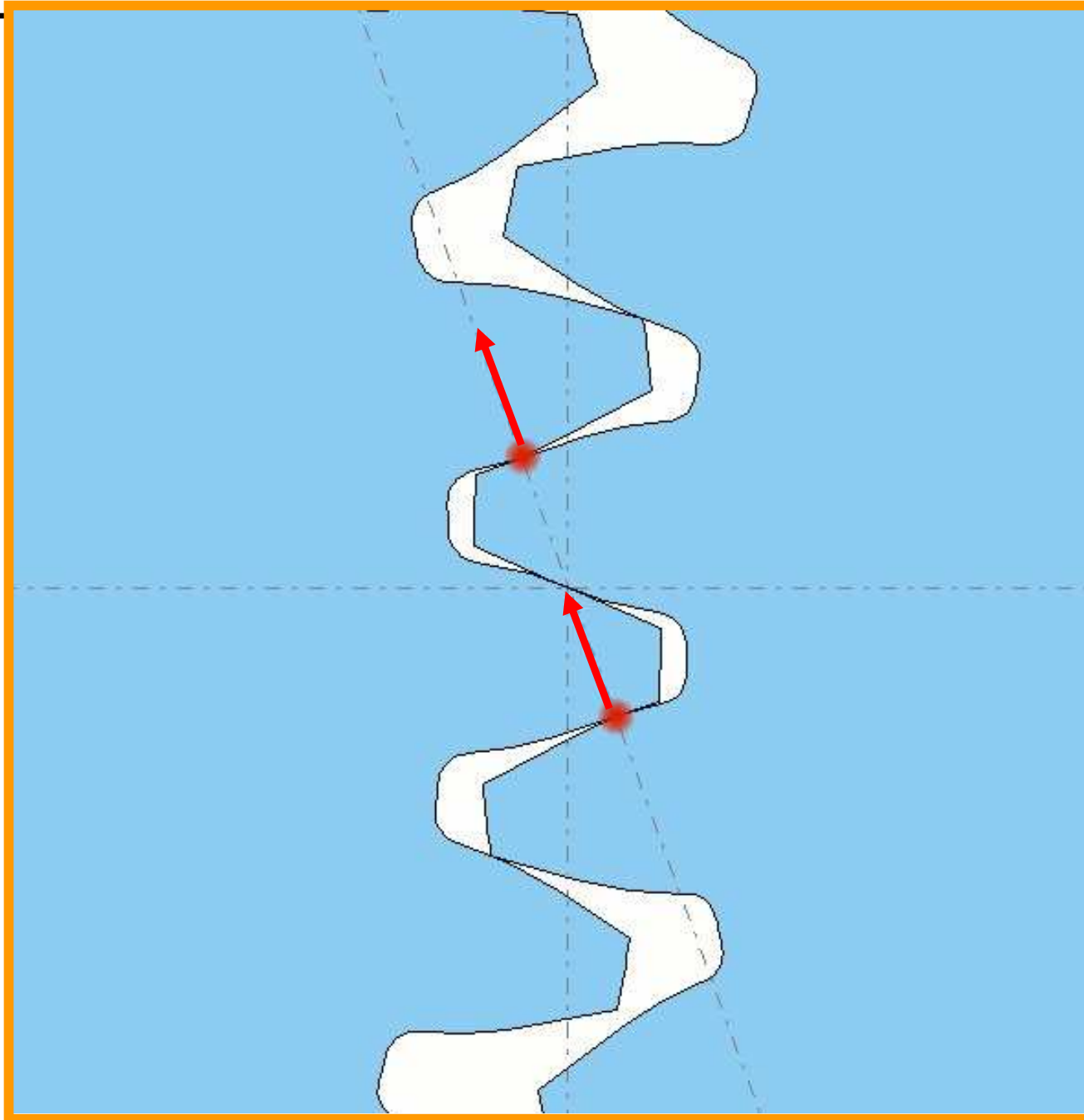
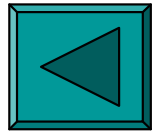
**Ligne d'action  
ou  
roulante**

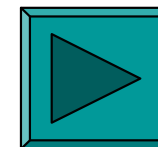
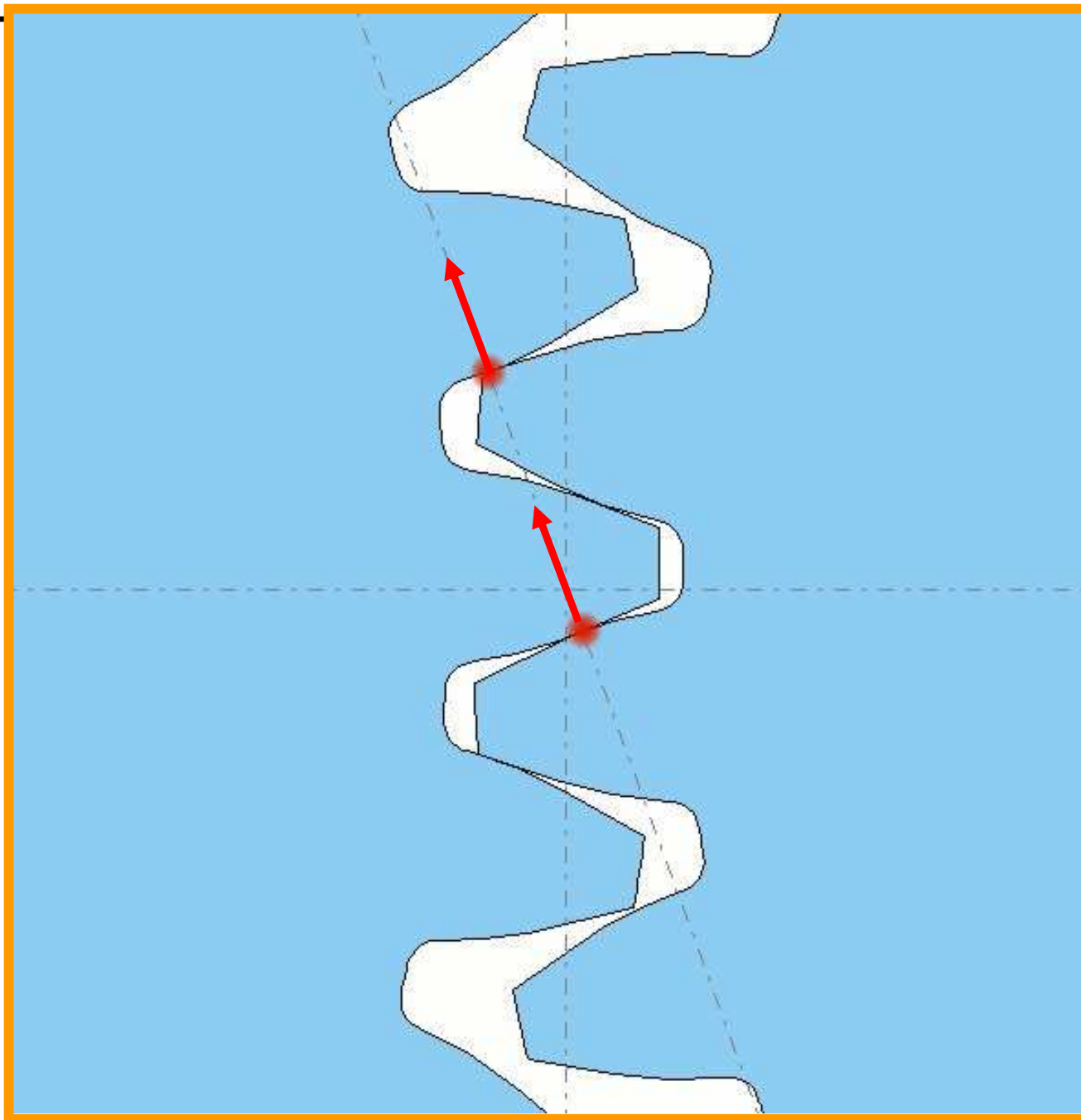
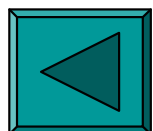
**Les contacts  
se font  
toujours sur  
une même  
ligne**

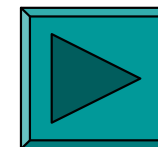
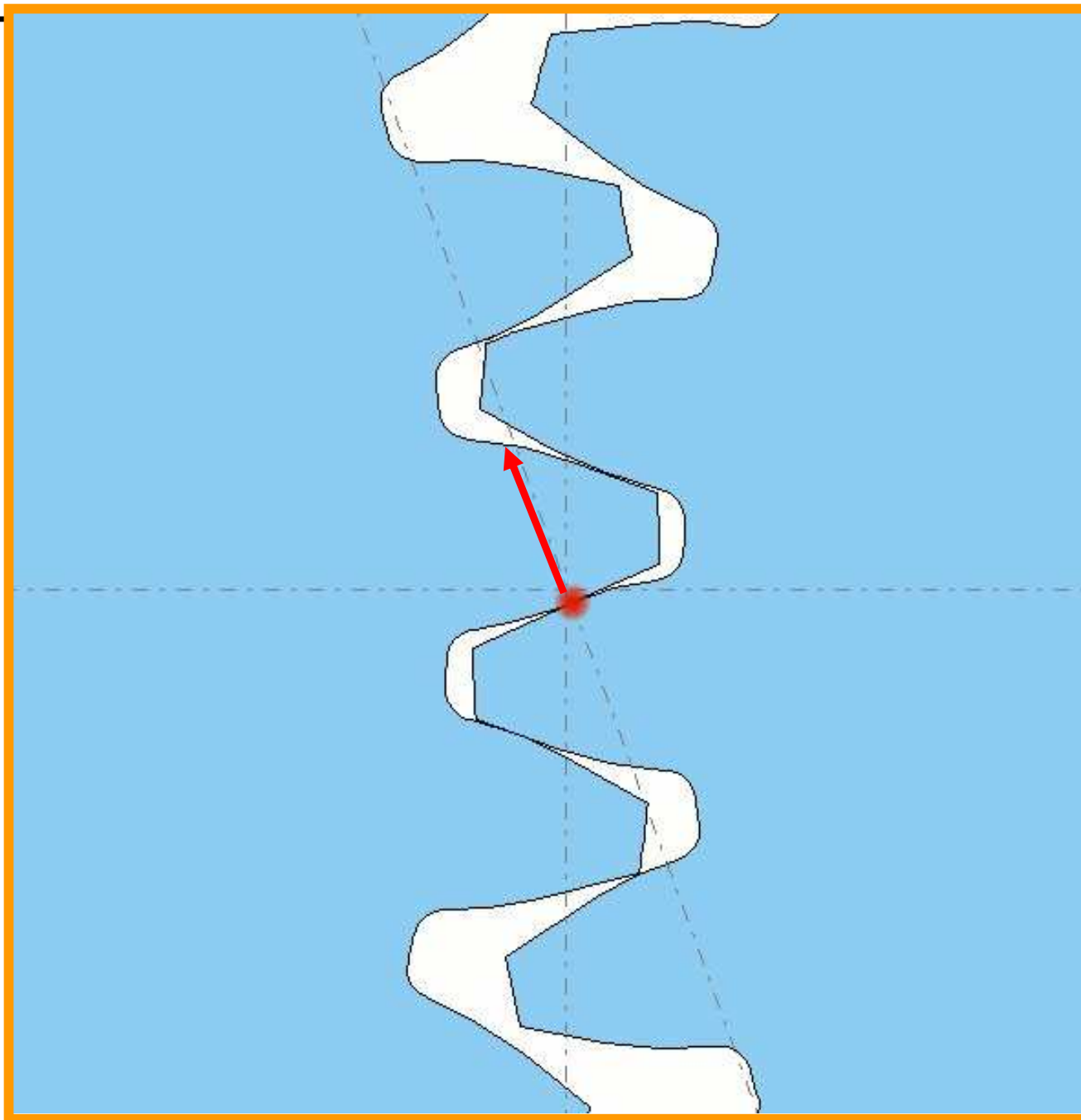
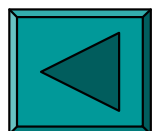
Pas  
à  
pas







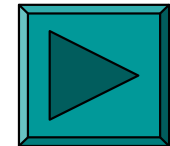
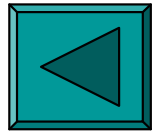








**C'est entre cette position et la suivante qu'il y a souvent choc**

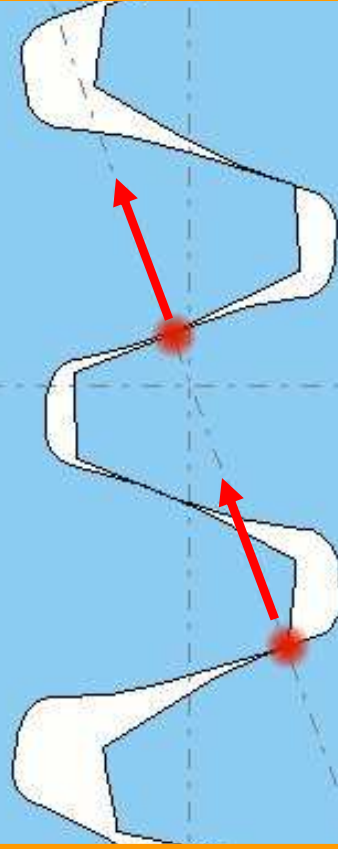


**La dent en prise fléchi légèrement sous l'effet de la charge.**

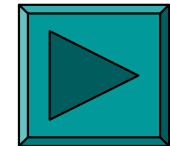
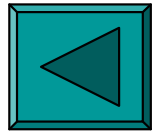


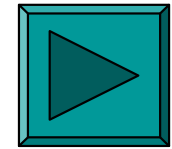
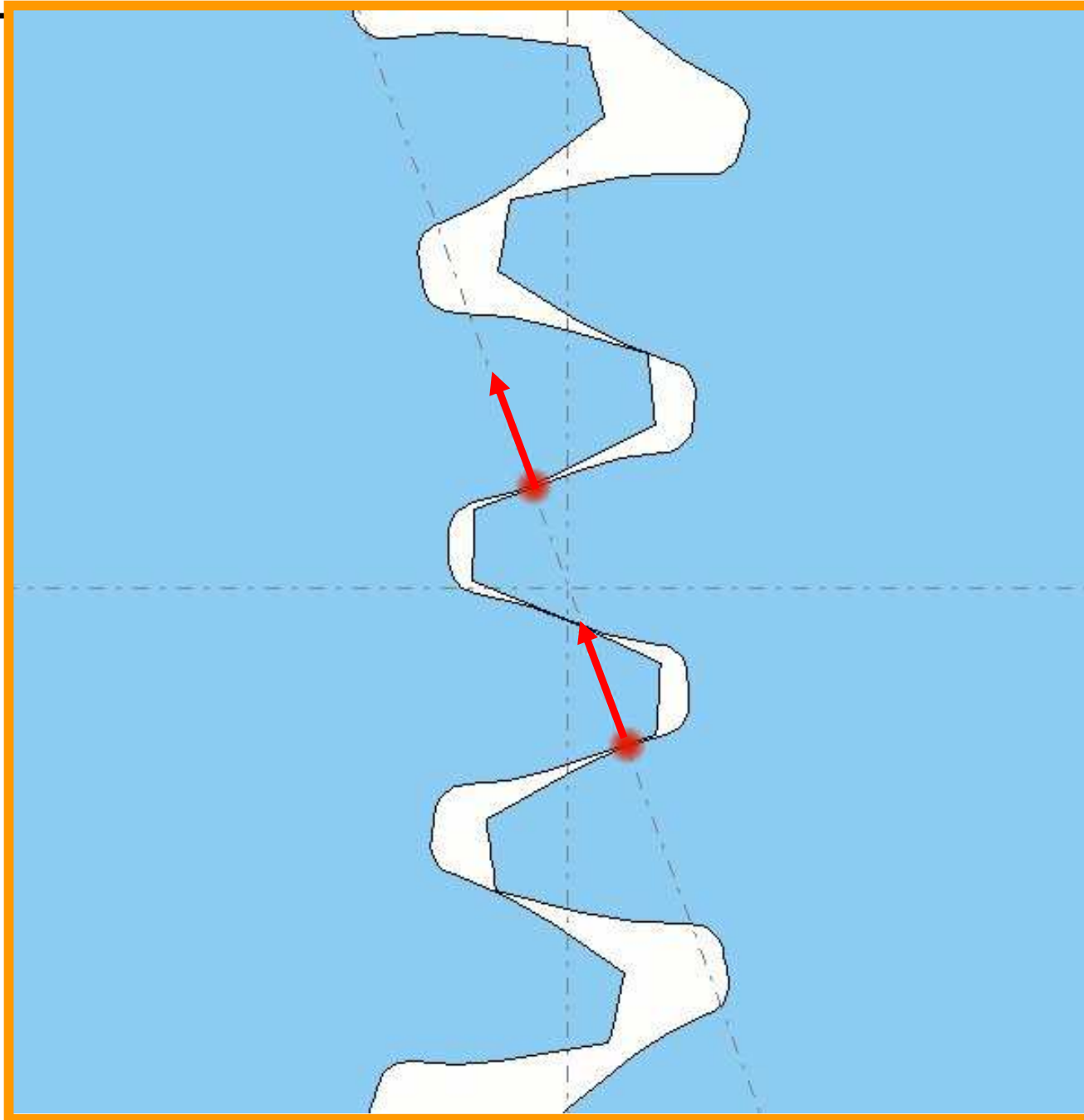
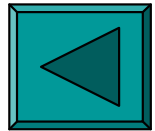


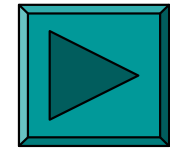
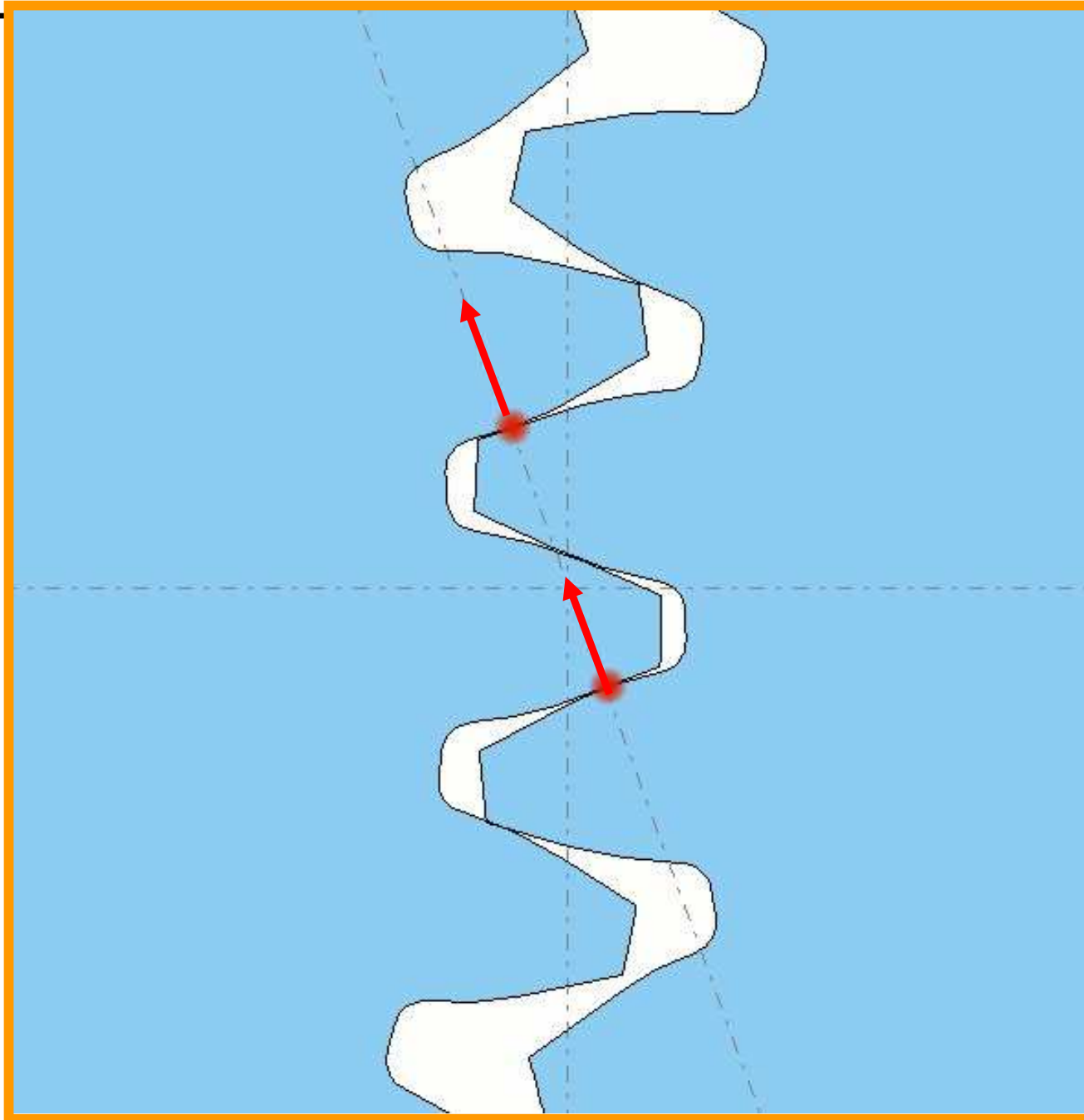
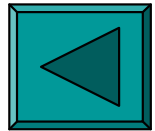
**La dent précédemment en prise avait légèrement fléchi sous l'effet de la charge, la suivante engrène donc avec choc.**

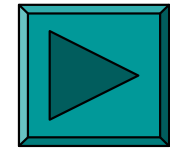
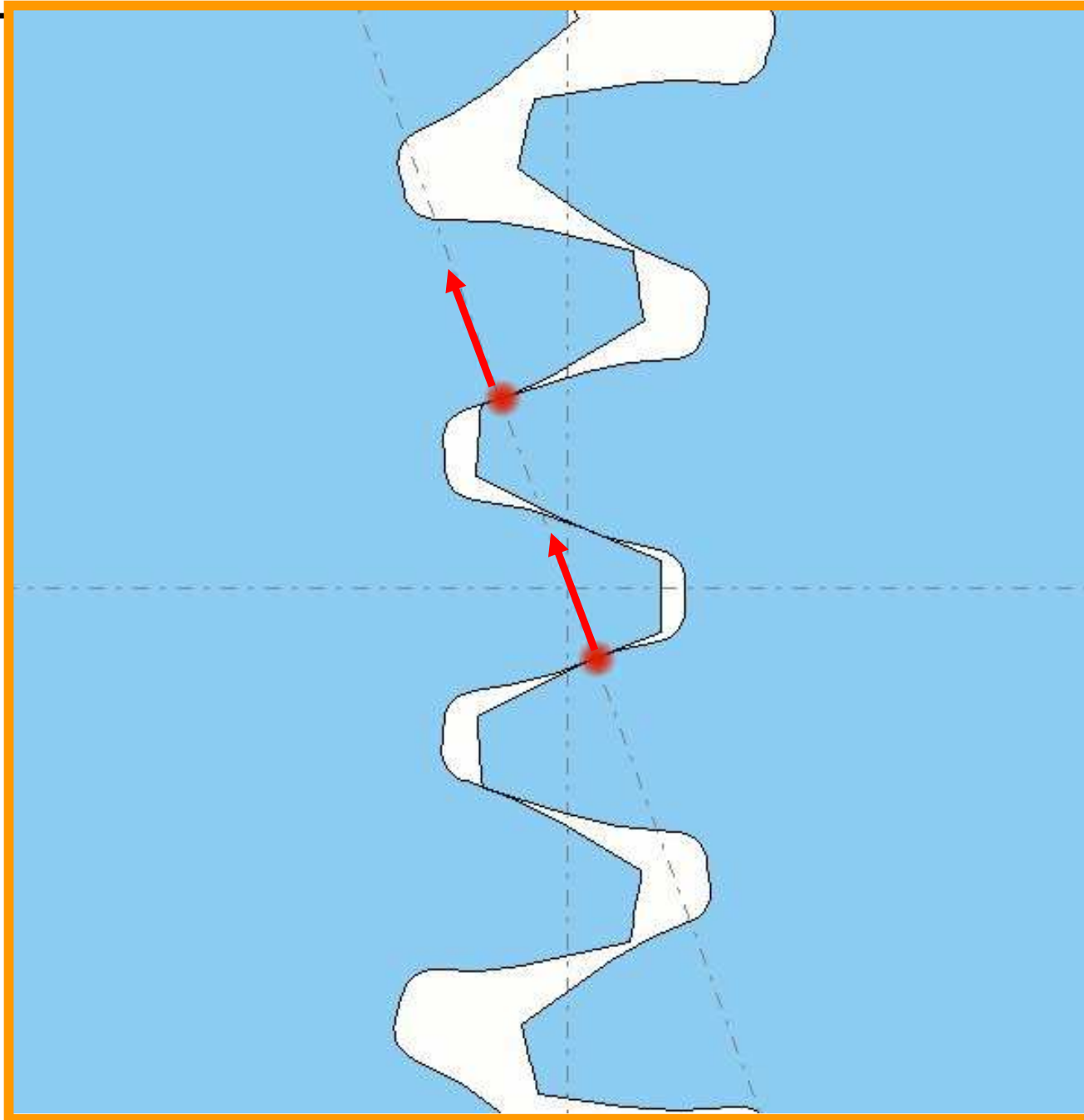
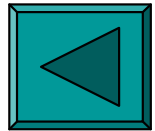


**C'est ce qui rend les dentures droites bruyantes.**









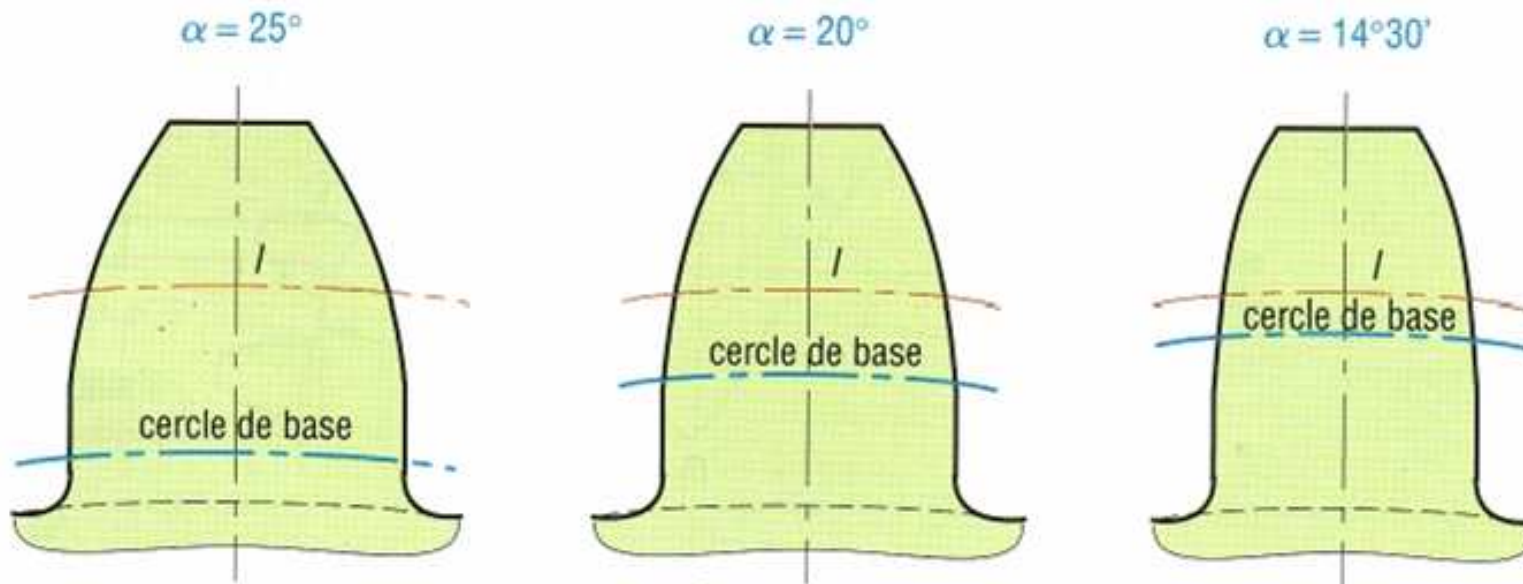


# Engrenage droit à denture droite

## *Etude du profil en développante de cercle*

**Angle de pression** ( $\alpha$ ) : autre caractéristique importante, il définit l'inclinaison de la droite de pression  $T_1T_2$  et la forme de la dent.

- $\alpha = 20^\circ$  est la valeur la plus utilisée,
- $\alpha = 14^\circ 30'$  est utilisé en remplacement d'engrenages anciens,
- $\alpha = 25^\circ$  est un standard aux USA.

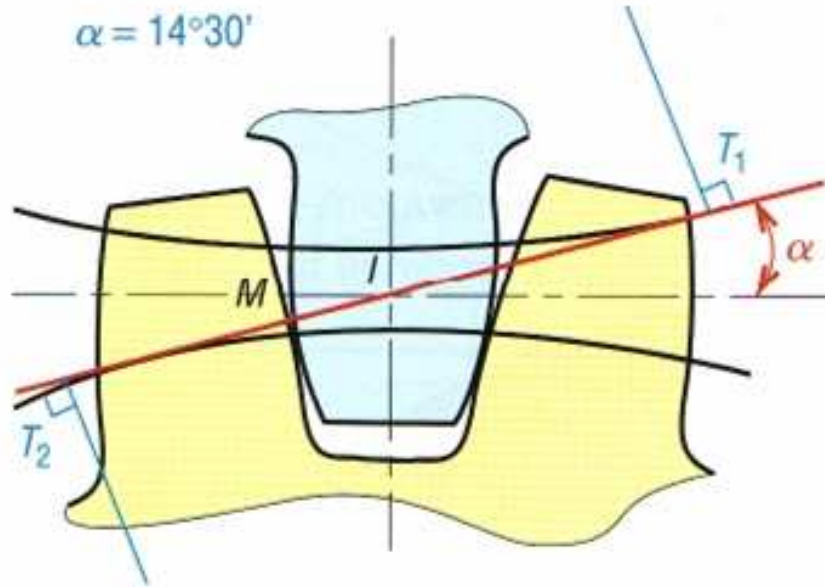


Forme de la dent en fonction de l'angle de pression.

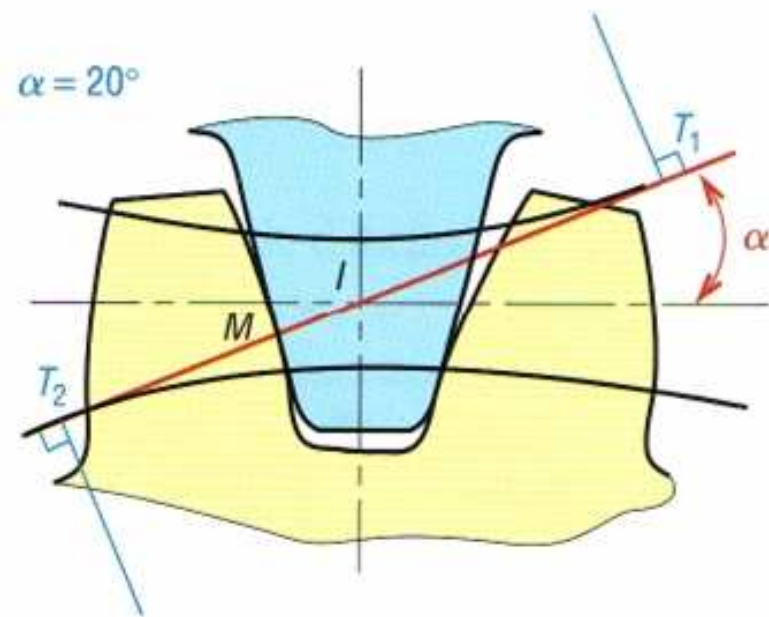


# Engrenage droit à denture droite

## *Etude du profil en développante de cercle*



Contact dans le cas d'un angle de pression de  $14^{\circ}30'$ .



Contact dans le cas d'un angle de pression de  $20^{\circ}$ .



# Engrenage droit à denture droite

## *Etude du profil en développante de cercle*

### Cercles de base et cercles primitifs :

Pour un engrenage les cercles primitifs sont uniques. Ils définissent le rapport de la transmission.

Les cercles de base définissent le profil et la forme de la denture (la développante).

À deux cercles primitifs peut correspondre, en théorie, une infinité de cercles de base et d'angles de pression possibles ; condition :  $r_2/r_1 = r_{b2}/r_{b1}$





# Engrenage droit à denture droite

## *Etude du profil en développante de cercle*

### **Exemple :**

Un engrenage se compose d'un pignon de 17 dents et d'une roue de 51 dents ; le module est de 2 mm et l'angle de pression de  $20^\circ$ .

1- Déterminons l'entraxe, les rayons de base et le pas de base.

$$d_1 = mZ_1 = 2 \times 17 = 34 \text{ mm}; \quad d_2 = mZ_2 = 2 \times 51 = 102 \text{ mm}$$

$$\text{entraxe : } a = \frac{1}{2} (d_1 + d_2) = 17 + 51 = 68 \text{ mm}$$

$$r_{b1} = r_1 \cos \alpha = 17 \cos 20 = 15,97 \text{ mm}$$

$$r_{b2} = r_2 \cos \alpha = 51 \cos 20 = 47,92 \text{ mm}$$

$$Pb = p \cos \alpha = 2 \cos 20 = 1,88 \text{ mm}$$

$$\frac{r_{b1}}{r_{b2}} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{17}{51} = \frac{1}{3}$$



## Engrenage droit à denture droite

### *Etude du profil en développante de cercle*

À l'assemblage on constate qu'il manque 2 mm d'entraxe pour monter les roues.

Si les rayons de base restent inchangés, quelle nouvelle valeur de l'angle de pression permettrait le montage ?

$$a' = a + 2 = 68 + 2 = 70 = r'_1 + r'_2$$

$$r'_1 / r'_2 = 1/3 \quad (r'_2 = 3r'_1)$$

$$a' = r'_1 + 3r'_1 = 4r'_1 = 70$$

$$r'_1 = 70/4 = 17,5 \text{ mm} \quad (r'_2 = 52,5 \text{ mm})$$

$$r_{b1} = r'_1 \cos \alpha' = 17,5 \cos \alpha' = 15,97 \text{ (question 1)}$$

$$\cos \alpha' = 15,97/17,5 = 0,913 \quad \alpha' = 24,13^\circ$$



# Engrenage droit à denture droite

## *Etude du profil en développante de cercle*

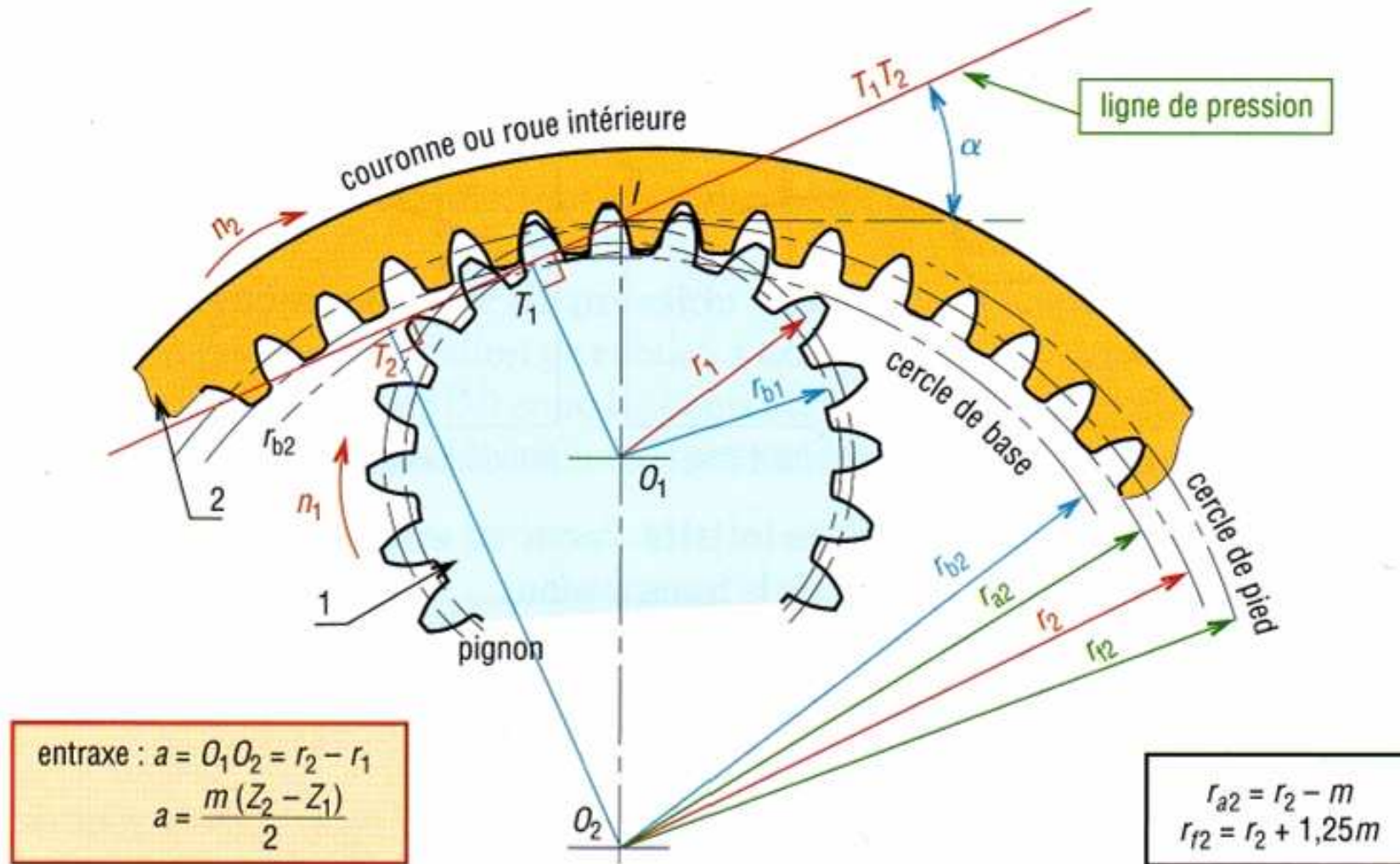
### Évolution des diamètres de base avec $\alpha$ : $m=2$ ; $Z_1=17$ ; $Z_2=51$

$\alpha$	$10^\circ$	$14^\circ30'$	$20^\circ$	$25^\circ$	$30'$
$d_1$	34	34	34	34	34
$d_2$	102	102	102	102	102
$a$	68	68	68	68	68
$d_{b1}$	33,48	32,92	31,95	30,81	29,44
$d_{b2}$	100,45	98,75	95,85	92,44	88,33



# Engrenage droit à denture droite

## Cas des roue intérieures et des crémaillères

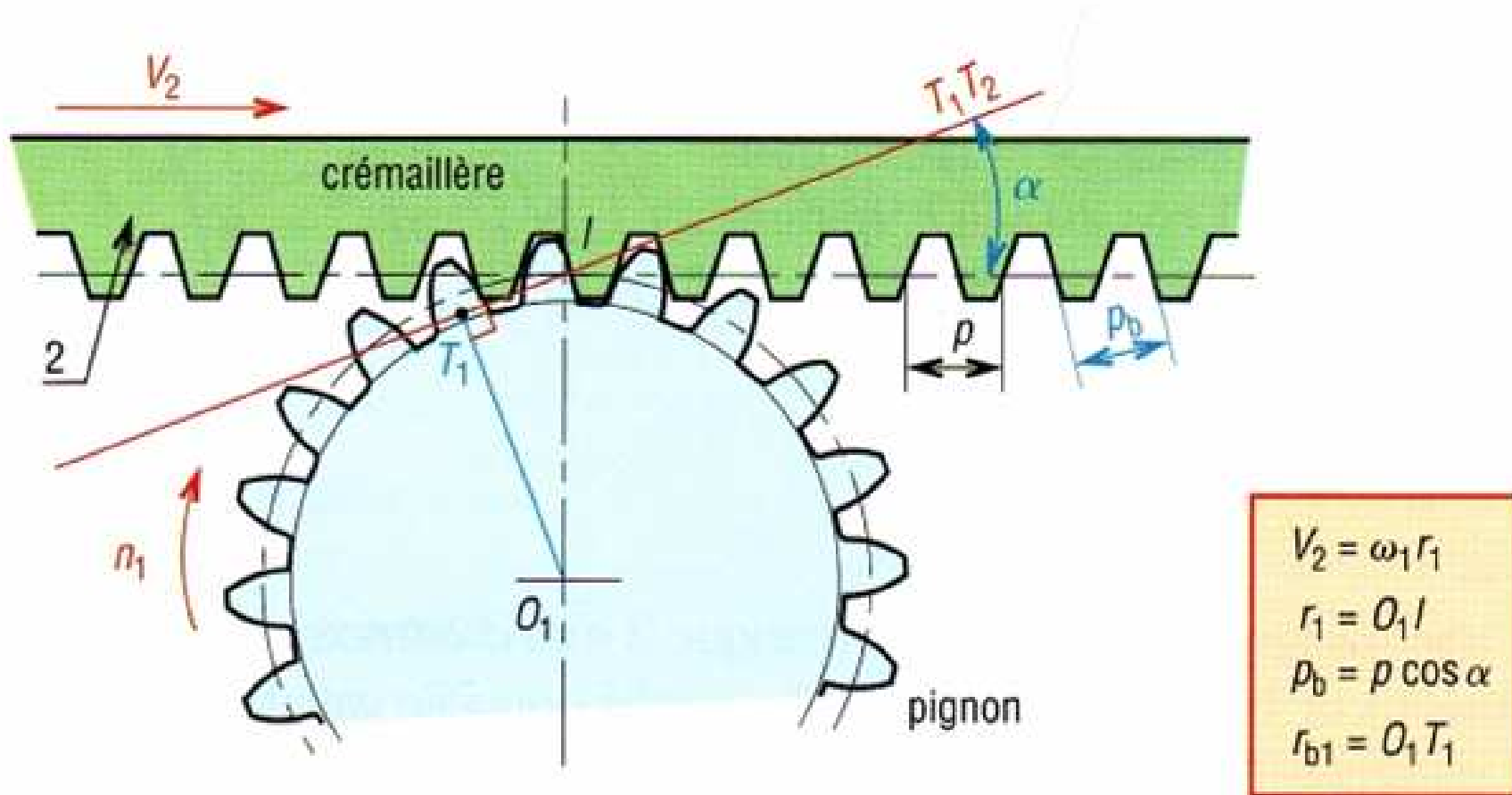


Cas d'un pignon et d'une roue intérieure.



# Engrenage droit à denture droite

## Cas des roue intérieures et des crémaillères

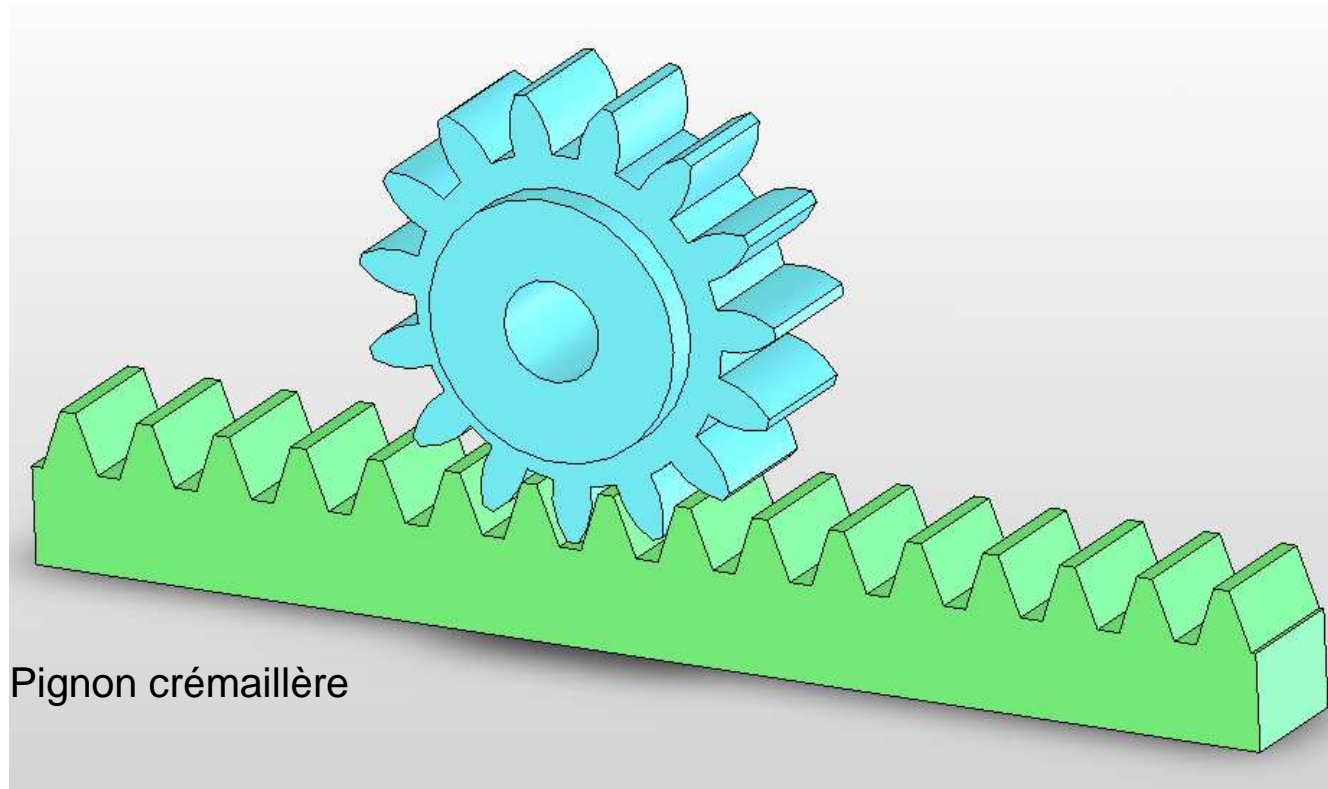


Cas d'un pignon et d'une crémaillère.



# Engrenage droit à denture droite

## *Cas des roue intérieures et des crémaillères*



Pignon crémaillère





## Engrenage droit à denture droite

### *Problèmes de l'engrènement : phénomène d'interférence*

Il y a interférence lorsque le sommet de la dent d'une roue rencontre le fond d'une dent de l'autre roue.

Au moment du taillage, ce défaut est caractérisé par un usinage parasite du pied de la dent. D'une manière générale l'interférence est évitée si :  $r_a \leq [r_b^2 + a^2 \sin^2 \alpha]^{1/2}$ .

Avec  $\alpha = 20^\circ$ , si les deux roues ont plus de 17 dents, il n'y a pas de risque d'interférence.

Pour un système pignon/crémaillère l'interférence est évité si  $Z_1 \geq 18$ .

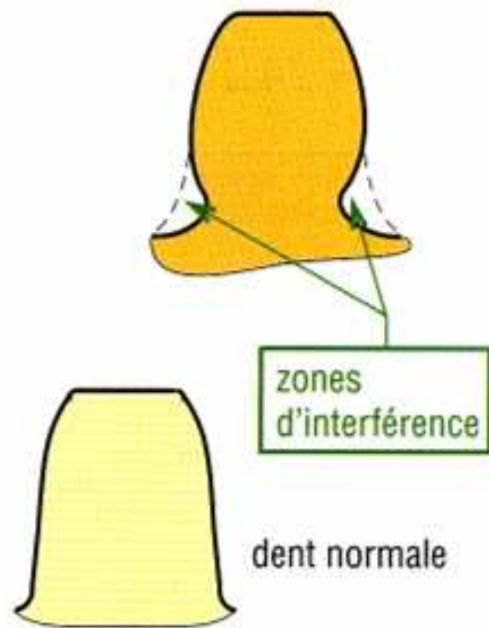
Un nombre de dents  $Z_1$  inférieur à 13 est à éviter.



# Engrenage droit à denture droite

## *Problèmes de l'engrènement : phénomène d'interférence*

Nombre de dents évitant le phénomène ( $\alpha = 20^\circ$ )					
Nombre de dents du pignon $Z_1$	13	14	15	16	17
Nombre maximum de dents pour la roue $Z_2$	16	26	45	10	1309



Interférence sur la forme de la dent.

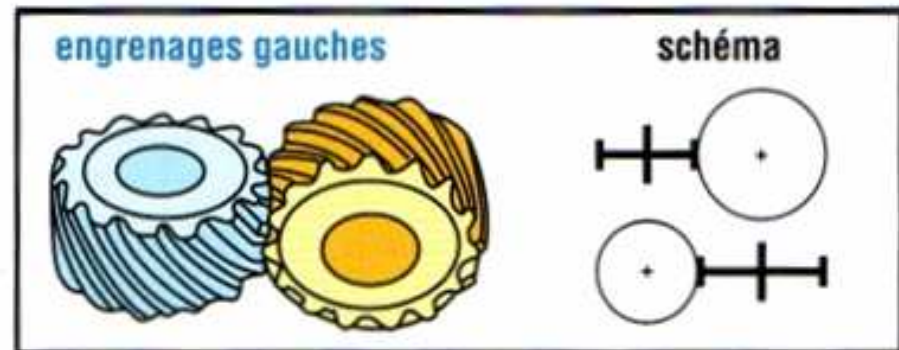
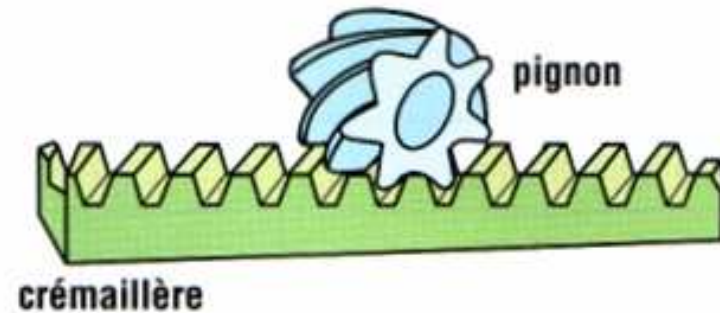
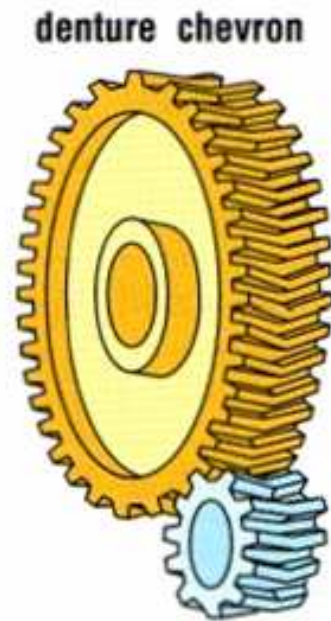
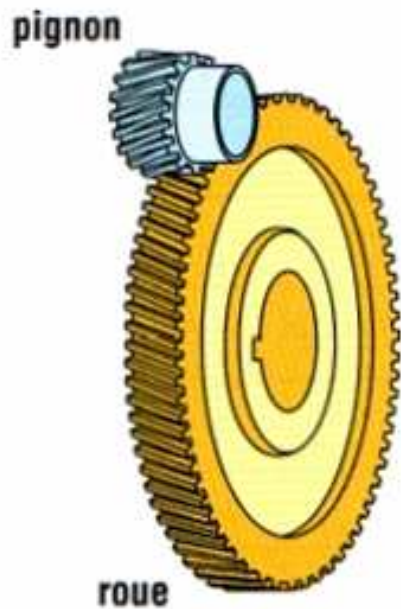




# Engrenages droits à denture hélicoïdale

## Introduction

Ils transmettent le mouvement entre deux arbres parallèles. L'angle d'inclinaison de la denture, l'angle d'hélice, est le même pour les deux roues, mais en sens inverse





# Engrenages droits à denture hélicoïdale

---

## *Comparaison entre dentures droites et dentures hélicoïdales*

### **Avantages de la denture hélicoïdale :**

- transmission plus **souple**, plus **progressive** et moins **bruyante** ;
- conduite plus grande : 2, 3 ou 4 couples de dents toujours en prise ;
- transmission d'efforts importants à vitesses élevées ;
- réalisation facile d'un entraxe imposé en faisant varier l'angle d'hélice.



# Engrenages droits à denture hélicoïdale

---

## *Comparaison entre dentures droites et dentures hélicoïdales*

**Inconvénients** : efforts supplémentaires dus à l'angle d'hélice (force axiale sur les paliers et augmentation des couples de flexion) et rendement un peu moins bon.

L'utilisation est impossible sous forme de baladeur ; ces engrenages doivent toujours rester en prise.



# Engrenages droits à denture hélicoïdale

## *Comparaison entre dentures droites et dentures hélicoïdales*

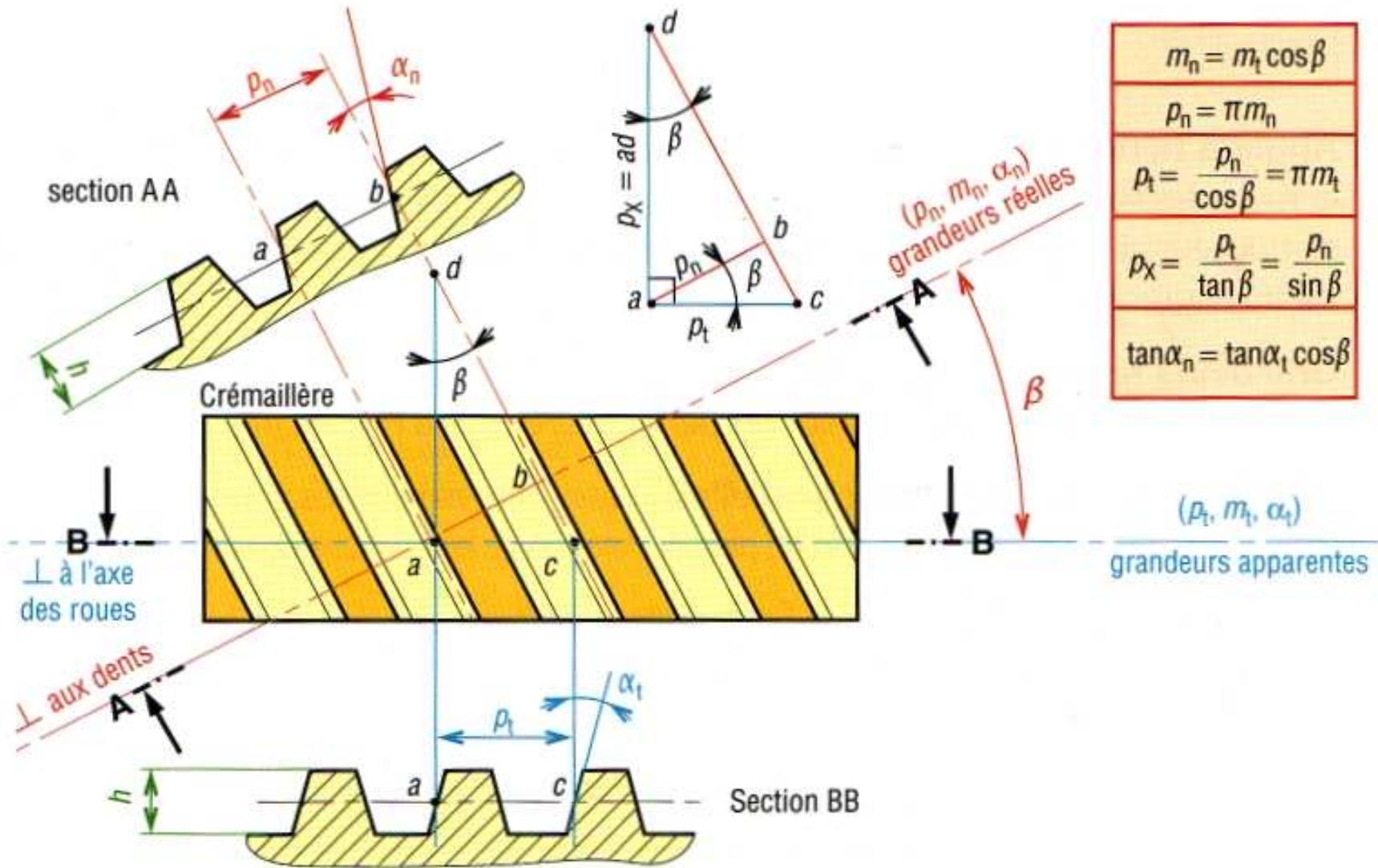
L'emploi d'une  
roue à chevron permet  
d'annuler l'effort radial



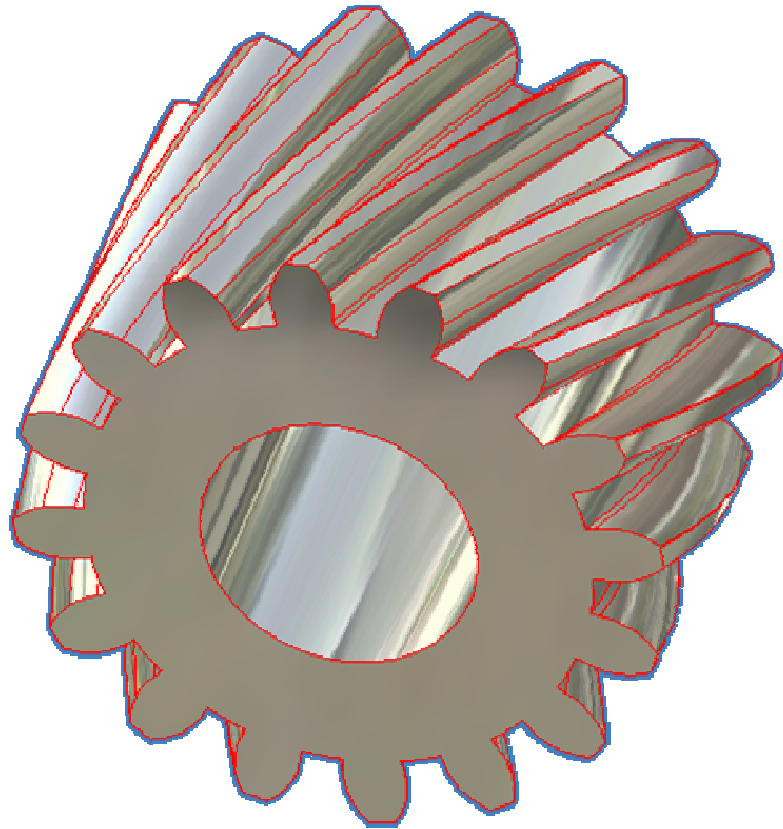


# Engrenages droits à denture hélicoïdale

## Définitions et caractéristiques



Définition des principales caractéristiques à partir d'une crémaillère hélicoïdale.



### 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	$\omega$	$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \approx 0,1n$ (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	$d_a$	$d_a = d + 2m_n$
diamètre de pied	$d_f$	$d_f = d - 2,5m_n$
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	$b$	$b > 2 \frac{\pi \cdot m_n}{\sin \beta} = 2 p_x$



# Engrenages droits à denture hélicoïdale

---

## *Définitions et caractéristiques*

**Angle d'hélice  $\beta$**  : il mesure l'inclinaison de la denture, ou de l'hélice, par rapport à l'axe de la roue ; les valeurs usuelles se situent entre **15 et 30°**.

De grandes valeurs de  $\beta$  amènent plus de **douceur et de progressivité** mais aussi des **efforts axiaux plus grands**.

Un engrenage droit est un engrenage hélicoïdal avec  $\beta = 0^\circ$ .



# Engrenages droits à denture hélicoïdale

---

## *Définitions et caractéristiques*

**Grandeurs réelles (ou normales) :**  $p_n$ ,  $m_n$  et  $\alpha_n$  ( $=20^\circ$ ).

Elles sont normalisées et mesurées perpendiculairement à l'hélice

**Grandeurs apparentes (ou tangentielles) :**  $p_t$ ,  $m_t$  et  $\alpha_t$  ne sont pas normalisées et dépendent de la valeur de  $\beta$ .

Elles sont mesurées dans le plan de rotation de la roue (analogie avec une denture droite)





# Engrenages droits à denture hélicoïdale

## *Définitions et caractéristiques*

**Entraxe a** : il dépend de l'angle  $P$ .

En faisant varier  $P$  on peut obtenir n'importe quel entraxe désiré, ce qui est particulièrement intéressant pour les trains d'engrenages.

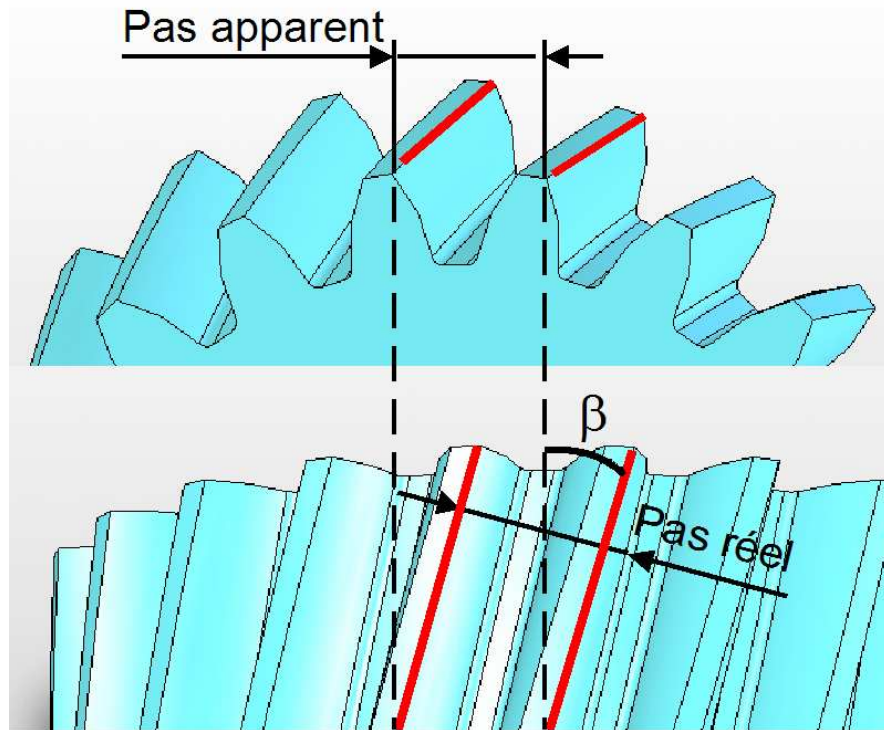
$$a = \frac{m_t (Z_1 + Z_2)}{2} = \frac{m_n (Z_1 + Z_2)}{2 \cos \beta}$$

**Largeur b**: pour des raisons de continuité et de progressivité la largeur  $b$  de la roue doit être supérieure au pas axial  $p_x$  ( $b \geq 1,2p_x$  est nécessaire, valeurs usuelles :  $b \geq 2p_x$ ).



# Engrenages droits à denture hélicoïdale

## *Définitions et caractéristiques*





# Engrenages droits à denture hélicoïdale

## Exemples

Soit un engrenage tel que  $Z_1 = 33$ ,  $Z_2 = 44$  et  $m_n = 2$  mm.

1- Quel doit être l'angle d'hélice nécessaire pour réaliser un entraxe  $a$  de 80 mm ?

$$a = \frac{m_n}{2 \cos \beta} (Z_1 + Z_2) = \frac{2}{2 \cos \beta} (33 + 44) = \frac{77}{\cos \beta} = 80 \text{ mm}$$

$$\cos \beta = \frac{77}{80} = 0,9265 \quad \beta = 15,74$$

2- Quelles sont les valeurs possibles pour l'entraxe si  $\beta$  varie entre  $0^\circ$  et  $40^\circ$  ?

À partir de la formule précédente on obtient:

$\beta(^{\circ})$	0	5	10	15	20	25	30	35	40
$a$ (mm)	77	77,3	78,2	79,7	81,9	85	88,9	94	100,5

Les valeurs possibles sont donc comprises entre 77 et 100,5 mm



# Engrenages droits à denture hélicoïdale

## Exemples

3- Si  $\beta = 35^\circ$  et  $\alpha_n = 20^\circ$ , quelles sont les valeurs de  $m_t$ ,  $p_n$ ,  $p_t$ ,  $p_x$ ,  $d_1$  et  $d_2$  et  $\alpha_t$ ?

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{2}{\cos 35} = 2,442 \text{ mm}$$

$$p_t = \pi m_t = \pi \times 2,44 = 7,67 \text{ mm}$$

$$p_n = \pi \cdot m_n = \pi \times 2 = 6,283 \text{ mm}$$

$$p_x = p_t / \tan \beta = 7,67 / \tan 35^\circ = 10,95 \text{ mm}$$

$$d_1 = m_t \cdot Z_1 = 2,442 \times 33 = 80,57 \text{ mm}$$

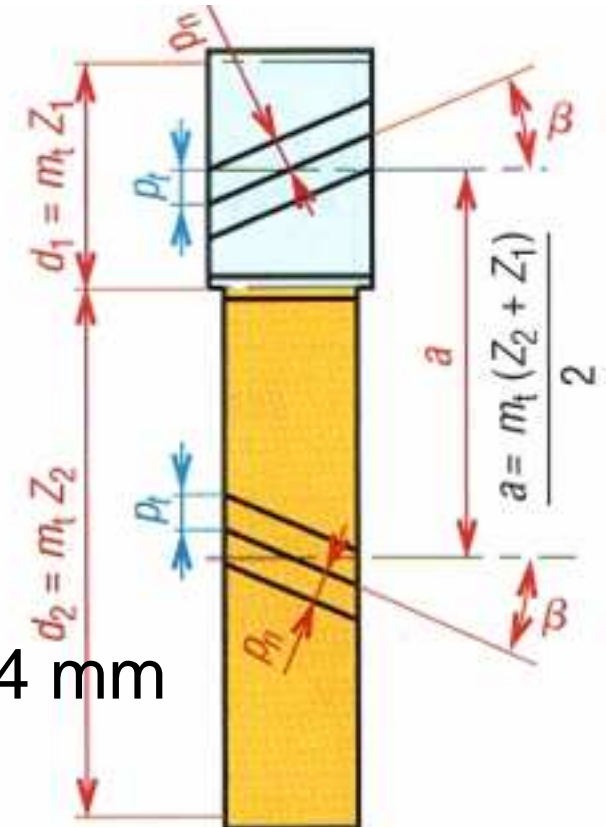
$$d_2 = m_t \cdot Z_2 = 2,442 \times 44 = 107,43 \text{ mm}$$

$$a = 1/2(d_1 + d_2) = 1/2(80,57 + 107,43) = 94 \text{ mm}$$

$$\tan \alpha_n = \tan \alpha_t \cdot \cos \beta$$

$$\tan \alpha_t = \tan 20^\circ / \cos 35^\circ = 0,444$$

$$\alpha_t = 23,96^\circ$$





# Engrenages droits à denture hélicoïdale

## *Nombre fictif ou virtuel de dents*

Ce nombre est utilisé dans certains calculs de résistance de la dent.

**Ellipse primitive** : elle est obtenue en coupant le cylindre primitif par un plan perpendiculaire à une hélice. La denture se comporte comme s'il existait un cercle primitif fictif de diamètre  $d_e = d/\cos^2\beta$ .

**Nombre fictif de dent  $Z_e$**  : nombre de dents correspondant au diamètre fictif précédent ( $d_e$ ).

$$d_e = m_n \cdot Z_e = m_t \cdot Z / \cos^2\beta = m_n \cdot Z / (\cos \beta)^3$$

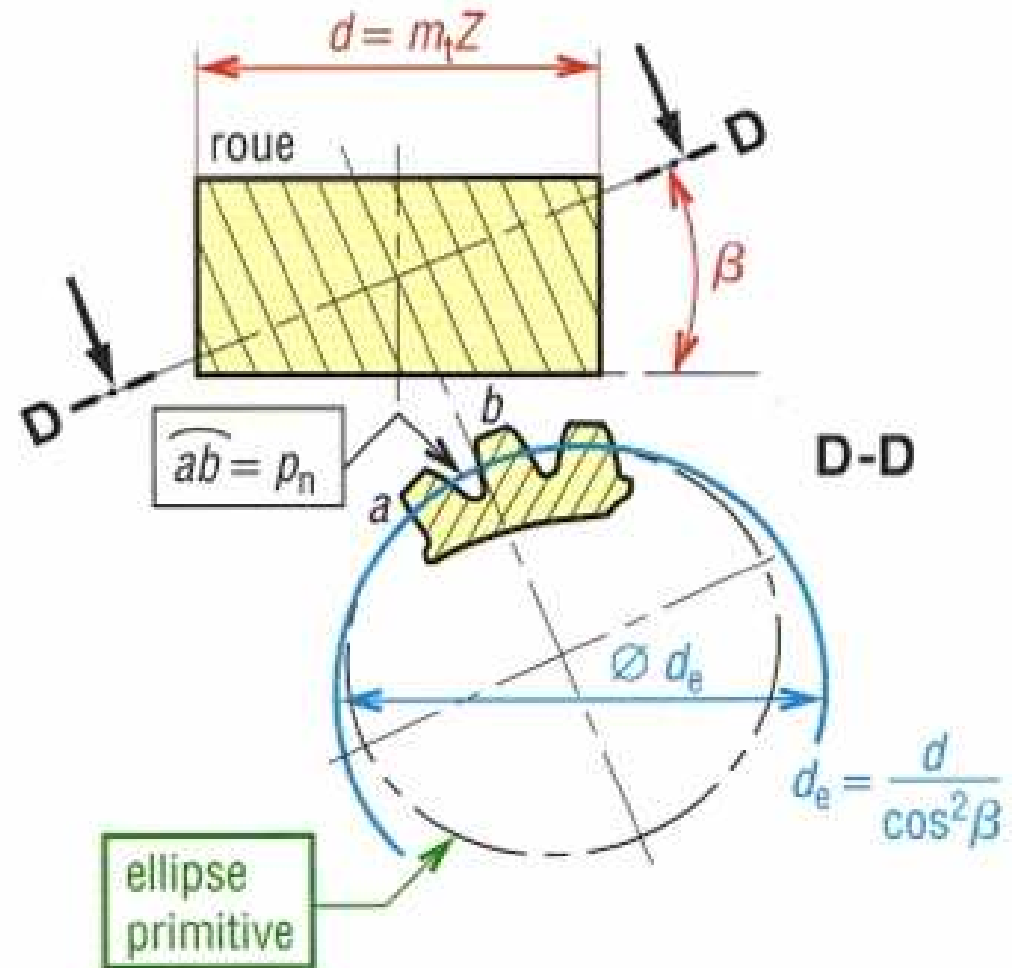
Et

$$Z_e = \frac{Z}{(\cos \beta)^3}$$



# Engrenages droits à denture hélicoïdale

## *Nombre fictif ou virtuel de dents*

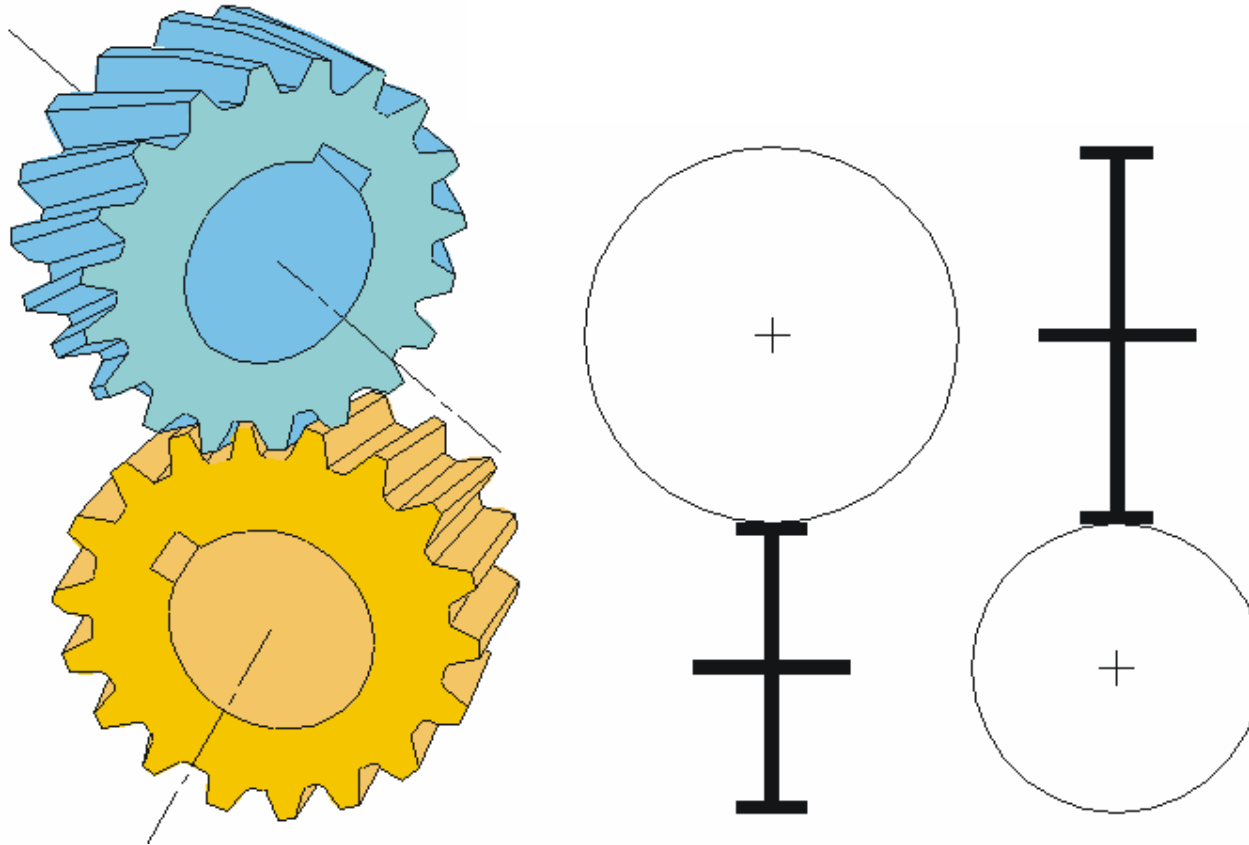


*Ellipse primitive.*



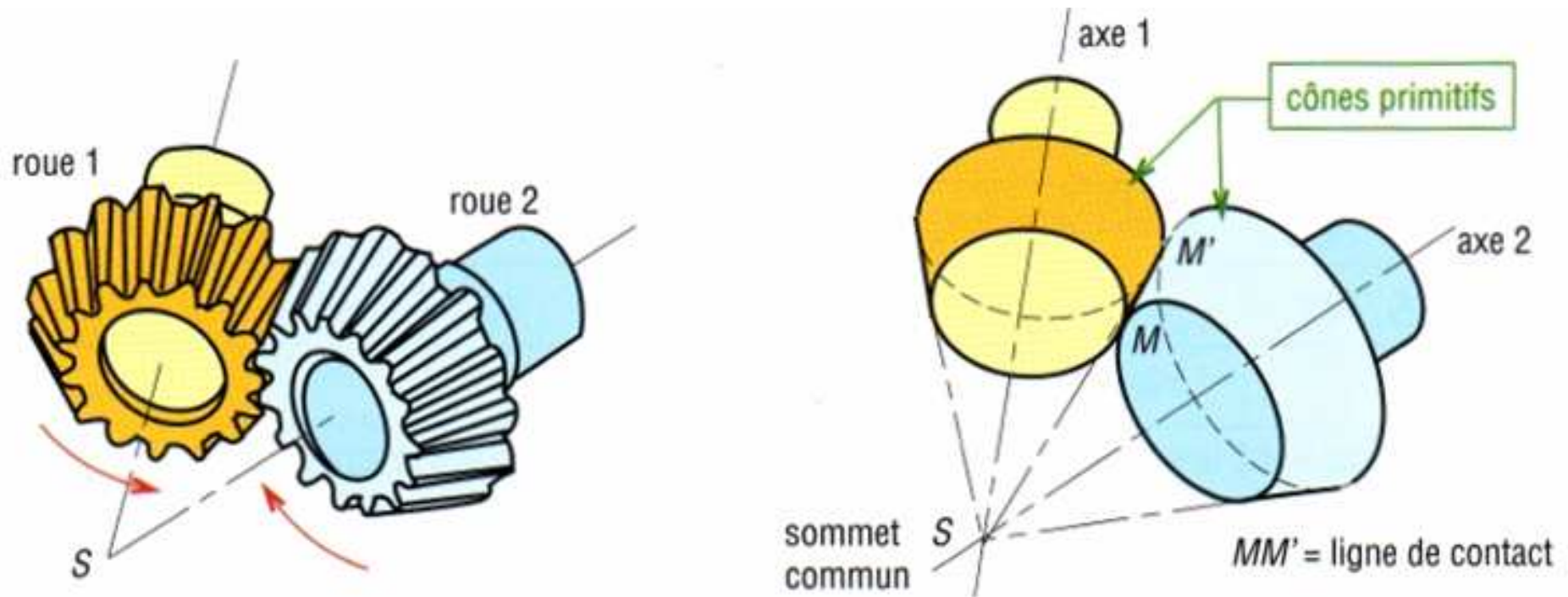
# Engrenages droits à denture hélicoïdale

## *Engrenage gauche*





# Engrenages coniques à axes concourants



C'est un groupe important utilisé pour transmettre le mouvement entre deux arbres non parallèles dont les axes sont concourants ; les axes à  $90^\circ$  sont les plus courants.





## Engrenages coniques à axes concourants

---

Les surfaces primitives ne sont plus des cylindres mais des **cônes** (cônes primitifs).

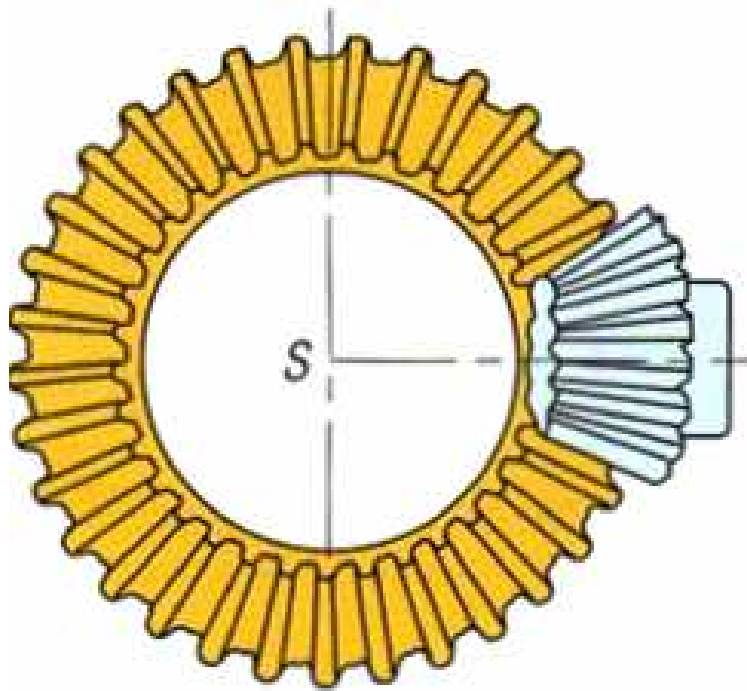
**Les cônes sont tangents** sur une ligne de contact  $MM'$  et leur **sommet commun est le point S**, c'est aussi le point d'intersection des axes de rotation des deux roues.



# Engrenages coniques à axes concourants

## Principaux types

denture droite



### Engrenages coniques à denture droite :

Ce sont les plus **simples**.

La **direction des génératrices** du profil de la denture passe par le **sommet S**.

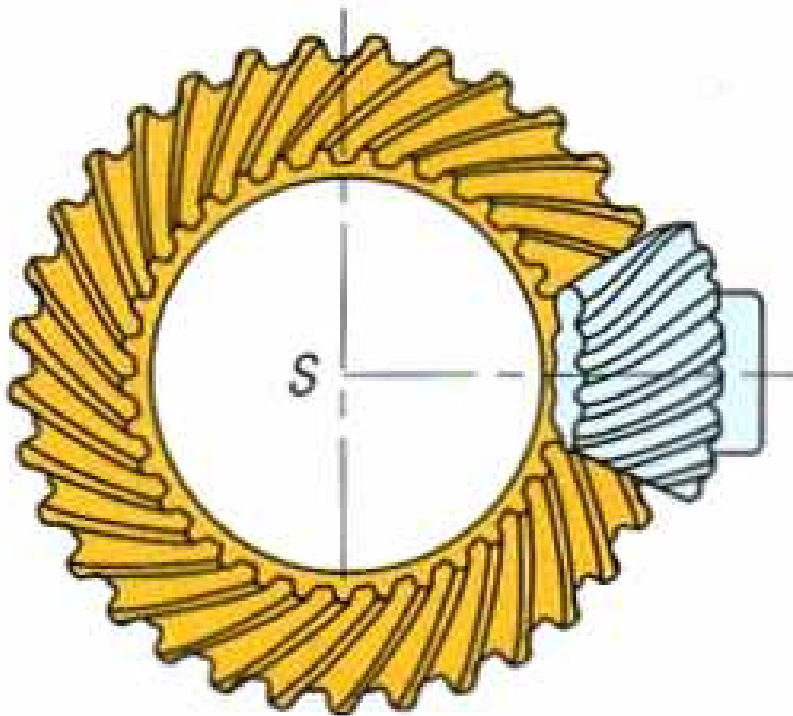
Aux vitesses élevées on retrouve les **mêmes inconvénients** que les engrenages droits à dentures droites (**bruits de fonctionnement, fortes pressions sur les dents...**).



# Engrenages coniques à axes concourants

## Principaux types

denture hélicoïdale ou spirale



**Engrenages coniques à denture hélicoïdale ou spirale** : ils sont conçus sur le même principe que les engrenages droits.

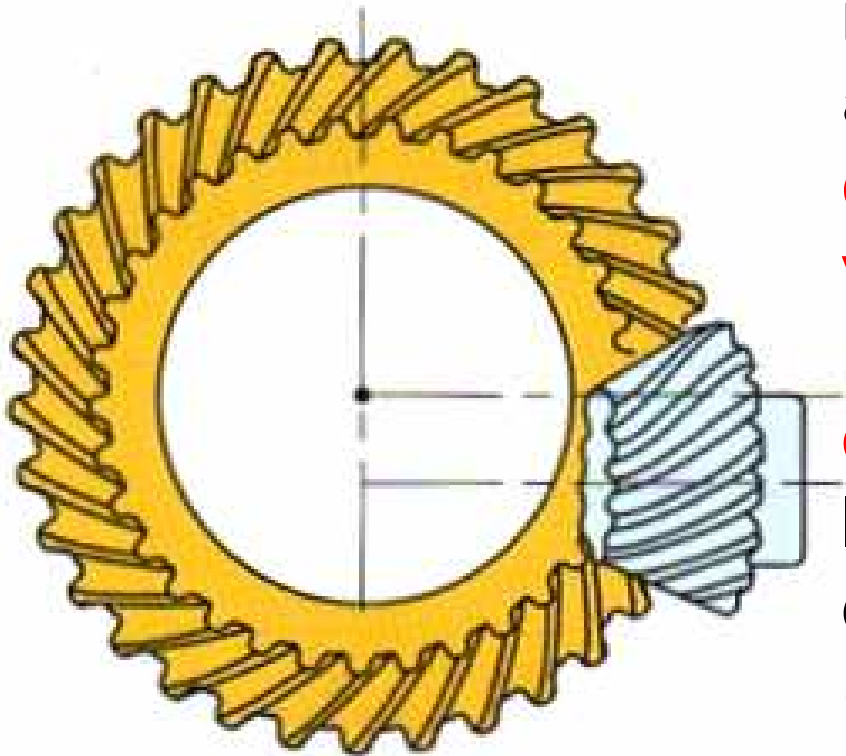
Pour **diminuer les bruits** aux grandes vitesses et assurer une plus grande progressivité de la transmission, **la denture droite est remplacée par une denture spirale** (angle de pression usuel  $\alpha_n = 20^\circ$  ou  $14^\circ 30'$ , angle de spirale  $35^\circ$ ).



# Engrenages coniques à axes concourants

## *Principaux types*

denture hypoïde



**Engrenages hypoïdes** : variante complexe des précédents, avec les mêmes qualités générales, ils sont à **mi-chemin** entre les engrenages coniques et les engrenages roue et vis.

Les axes des roues sont **orthogonaux mais non concourants**, les surfaces primitives ne sont plus des cônes mais des hyperboloïdes (forme d'hyperbole).

Le **glissement ou le frottement** entre les dents est élevé.



# Engrenages coniques à axes concourants

---

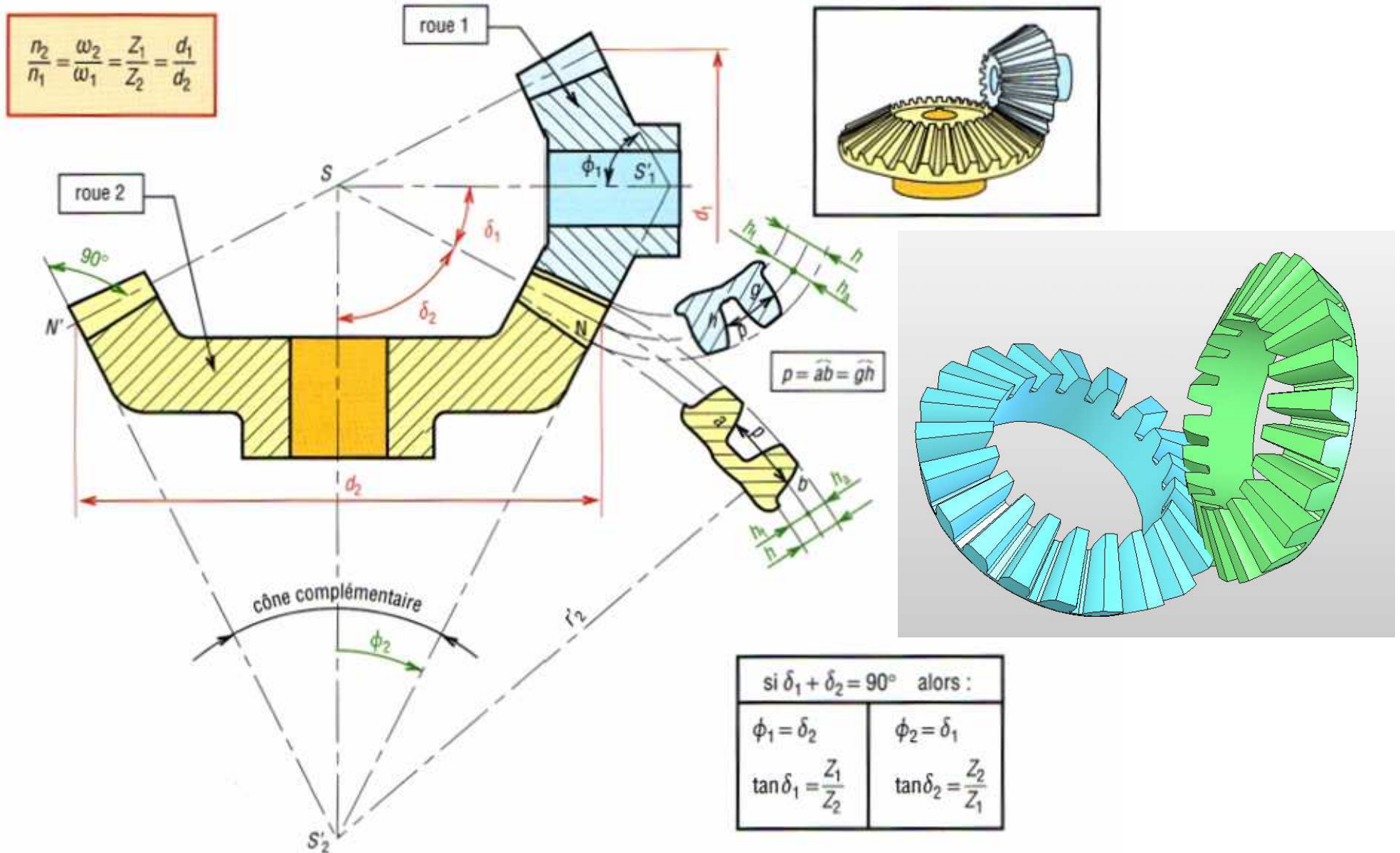
## *Caractéristiques des engrenages coniques à denture droite*

La taille et la forme de la dent (module  $m$ , pas  $p$ ,  $d$ ,  $d_f$ ,  $h$ ,  $h_a$ ,  $h_f$ ) sont définies à partir du plus grand cercle ou sur l'extrémité la plus large de la denture



# Engrenages coniques à axes concourants

## Caractéristiques des engrenages coniques à denture droite





# Engrenages coniques à axes concourants

## Caractéristiques des engrenages coniques à denture droite

Principales caractéristiques des engrenages coniques à denture droite		
caractéristiques	symboles ISO	observations et formules usuelles
vitesse angulaire	$\omega$	$\omega = (\pi \cdot n) / 30 \approx 0.1 n$ (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	$p$	$p = \pi \cdot m = 3,141 59m$ (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	$\theta_a$	$\tan \theta_a = 2m \cdot \sin \delta / d$
angle de creux	$\theta_f$	$\tan \theta_f = 2,5m \cdot \sin \delta / d$
angle de hauteur	$\theta$	$\theta = \theta_a + \theta_f$



# Engrenages coniques à axes concourants

## Caractéristiques des engrenages coniques à denture droite

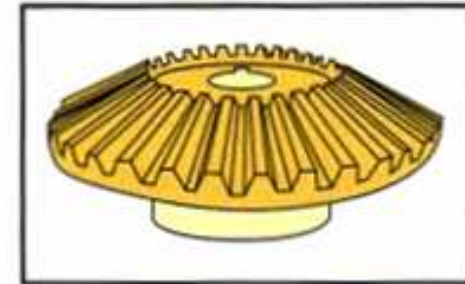
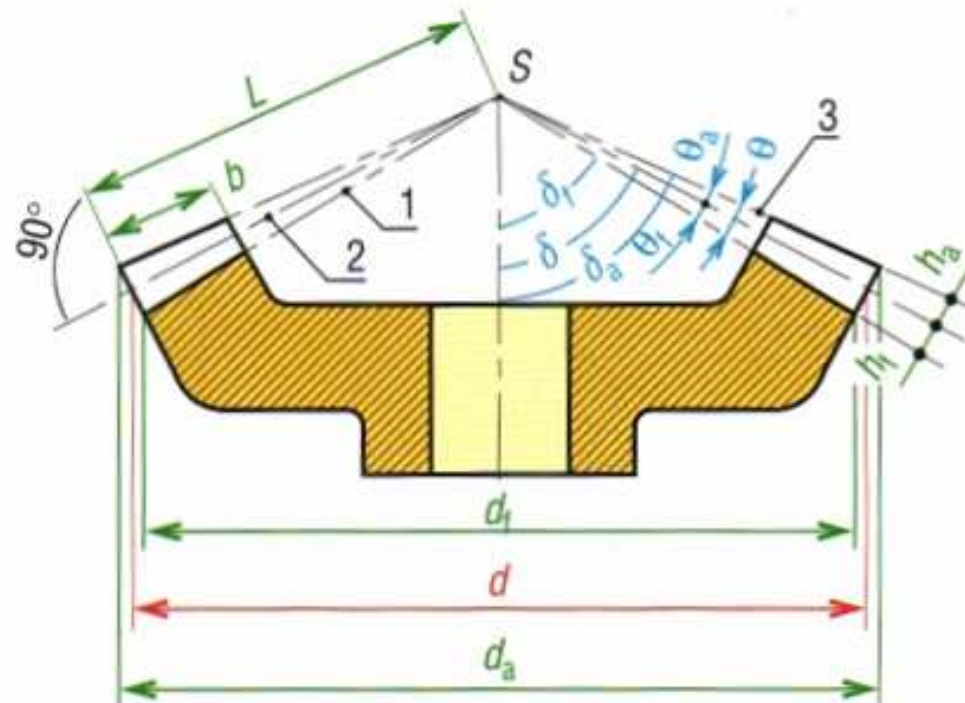
Principales caractéristiques des engrenages coniques à denture droite		
caractéristiques	symboles ISO	observations et formules usuelles
longueur génératrice primitive	L	$L = d_1/2\sin\delta_1 = d_2/2\sin\delta_2$
largeur de dent	b	$L/4 \leq b \leq L/3$ (raisons de taillage)
saillie	$h_a$	$h_a = m$
creux	$h_f$	$h_f = 1,25 m$
hauteur de dent	h	$h = h_a + h_f = 2,25m$
diamètre de tête	$d_a$	$d_a = d + 2m \cdot \cos\delta$
diamètre de pied	$d_f$	$d_f = d - 2,5m \cdot \cos\delta$
$\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$	$\delta_1 + \delta_2 < 90^\circ$	$\delta_1 + \delta_2 > 90^\circ$
$\phi_1 = \delta_2$ $\phi_2 = \delta_1$ $\tan \delta_1 = Z_1/Z_2$ $\tan \delta_2 = Z_1/Z_2$	$\phi_1 = 90 - \delta_1$ $\phi_2 = 90 - \delta_2$  $\tan \delta_2 = \frac{\sin(\delta_1 + \delta_2)}{Z_1/Z_2 + \cos(\delta_1 + \delta_2)}$	$\phi_1 = 90 - \delta_1$ $\phi_2 = 90 - \delta_2$  $\tan \delta_2 = \frac{\sin[180 - (\delta_1 + \delta_2)]}{Z_1/Z_2 - \cos[180 - (\delta_1 + \delta_2)]}$





# Engrenages coniques à axes concourants

## Caractéristiques des engrenages coniques à denture droite



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

**Cône complémentaire** : cône de sommet  $S'$  dont les génératrices ( $S'_2N...$ ), tracées à partir de l'extrémité la plus large de la denture, sont perpendiculaires à celles du cône primitif.



# Engrenages coniques à axes concourants

---

## *Caractéristiques des engrenages coniques à denture droite*

**Remarque :** l'étude géométrique d'un engrenage conique (continuité d'engrènement, interférences, glissement...) se ramène à l'étude de l'engrenage droit complémentaire (approximation de Trédgold) de rayons primitifs  $r'_2$ ,  $r'_1$  et de nombre de dents  $Z' = 2\pi r'/p$ .



## Engrenages roue et vis sans fin

---

La vis ressemble à une vis d'un système vis/écrou et la roue à une roue droite à denture hélicoïdale.

La transmission de mouvement est effectuée entre deux **arbres orthogonaux**.

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



## Engrenages roue et vis sans fin

---

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

**Contrepartie** : un glissement et un frottement important provoquent un **rendement médiocre**.

De ce fait, une **bonne lubrification est indispensable** ainsi que des **couples de matériaux à faible frottement** (exemple : vis acier avec roue en bronze).



# Engrenages roue et vis sans fin

## *Engrenages roues et vis sans fin*

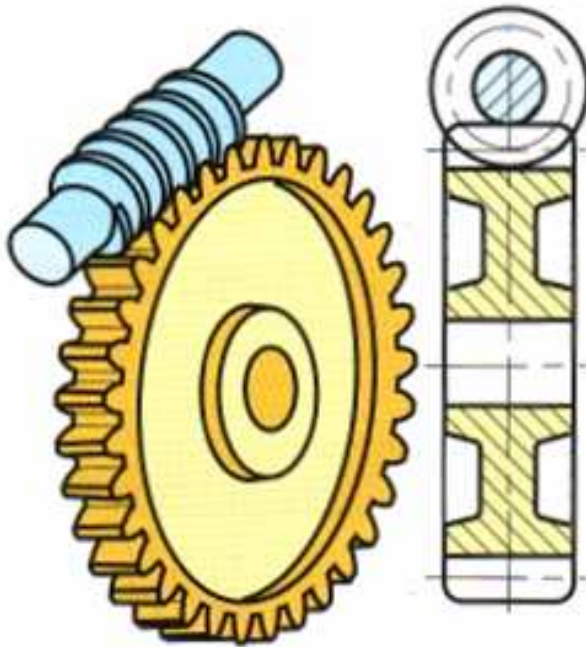




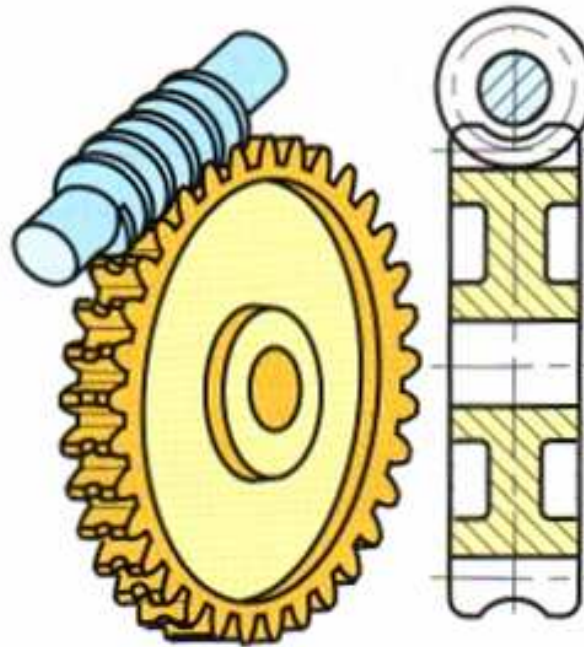
# Engrenages roue et vis sans fin

## *Principales familles*

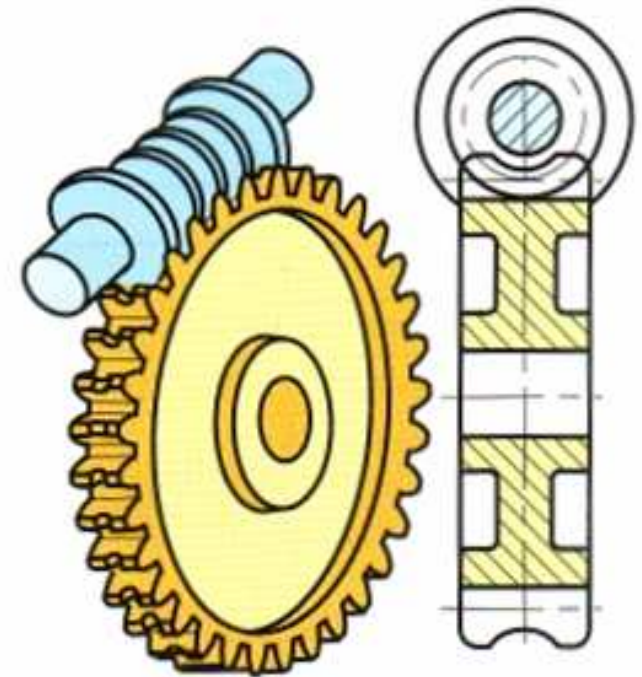
Vis sans fin  
avec roue cylindrique



Vis sans fin tangente  
avec roue creuse



Vis globique  
avec roue creuse





# Engrenages roue et vis sans fin

## *Principales familles*



*Vis globique*



# Engrenages roue et vis sans fin

## Caractéristiques

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)





# Engrenages roue et vis sans fin

## Caractéristiques

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 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 $6p_x$



# Engrenages roue et vis sans fin

---

## *Caractéristiques cinématiques et géométriques*

**Particularité** : le rapport des nombres de dents est différent du rapport des diamètres primitifs comme pour les **engrenages hypoïdes**.

Les caractéristiques de la roue sont celles d'une roue droite à **denture hélicoïdale** (paragraphe III).

$Z_v$  représente **le nombre de filets** de la vis (de 1 à 8 filets et parfois plus).



# Engrenages roue et vis sans fin

## *Caractéristiques cinématiques et géométriques*

Le **pas axial**  $p_x$  mesure la distance (suivant l'axe) entre deux filets consécutifs de la vis.

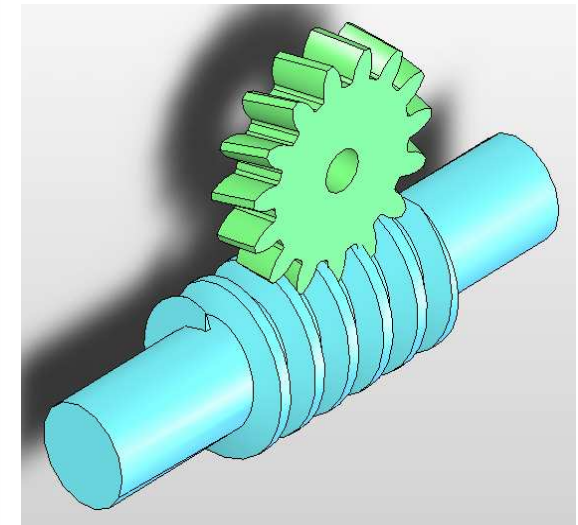
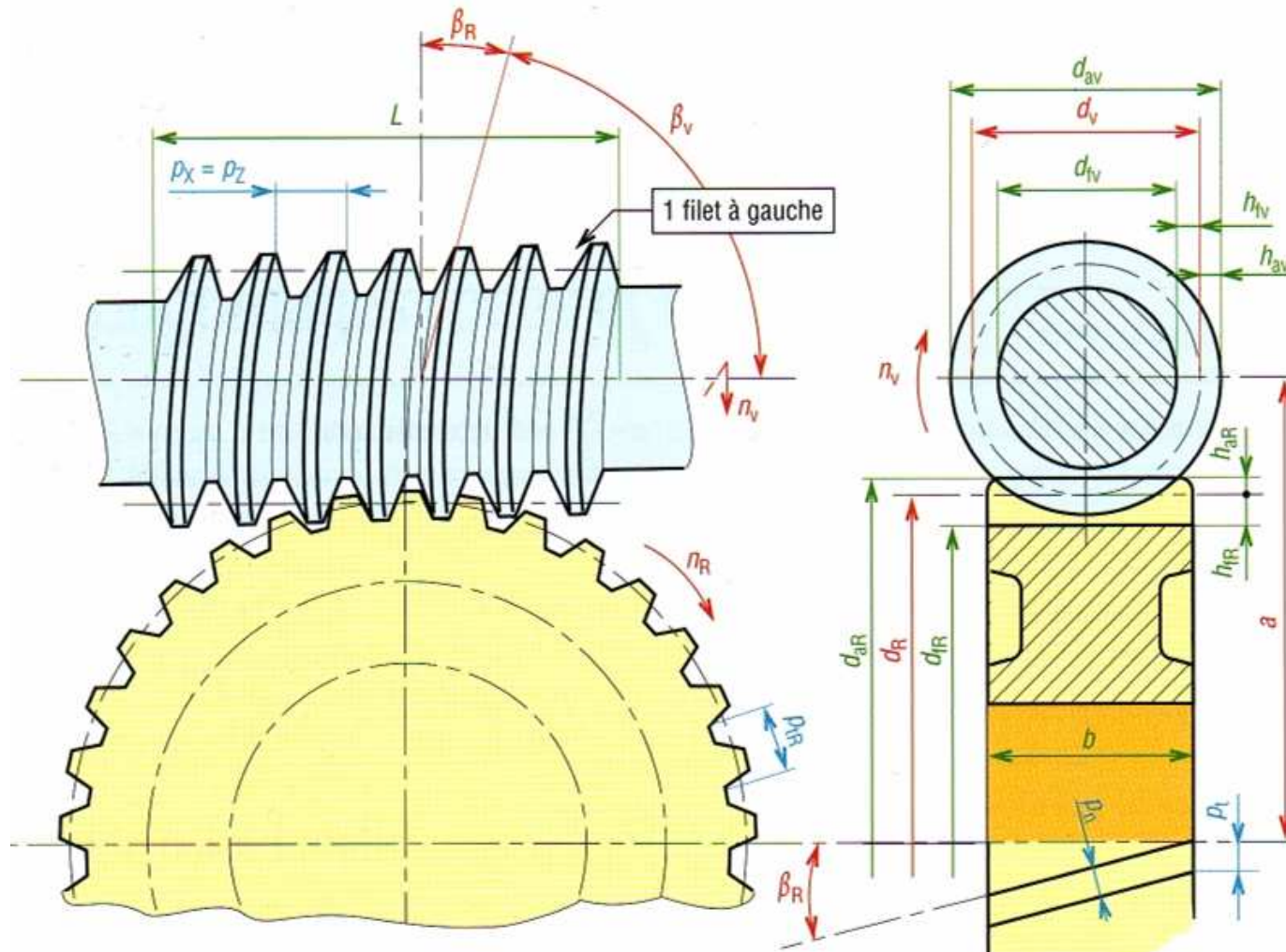
Le **pas de l'hélice**  $p_z$  représente le pas du filet, ou d'un des filets, de la vis ( $p_z = Z_v \cdot p_x$  et  $\tan \beta_R = p_z / \pi d_v$ ).

La vis et la roue **ont même pas normal**  $p_n$ . Le pas axial de la vis est égal au pas apparent de la roue ( $p_x = p_{tR}$ ).



# Engrenages roue et vis sans fin

## Caractéristiques cinématiques et géométriques



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

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

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

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

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

Principaux paramètres du système roue et vis.



# Engrenages roue et vis sans fin

---

## *Irréversibilité du système roue et vis*

Si la vis peut toujours entraîner la roue, par contre **l'inverse n'est pas toujours possible.**

Lorsque l'angle d'inclinaison de l'hélice  $\beta_R$  est suffisamment petit (moins de 6 à 10°) le système devient **irréversible** et la roue ne peut pas entraîner la vis, il y a **blocage en position.**



# Engrenages roue et vis sans fin

## *Irréversibilité du système roue et vis*

Cette propriété est intéressante pour des dispositifs exigeant un **non retour**.

Ce phénomène est comparable à l'irréversibilité du système vis écrou.

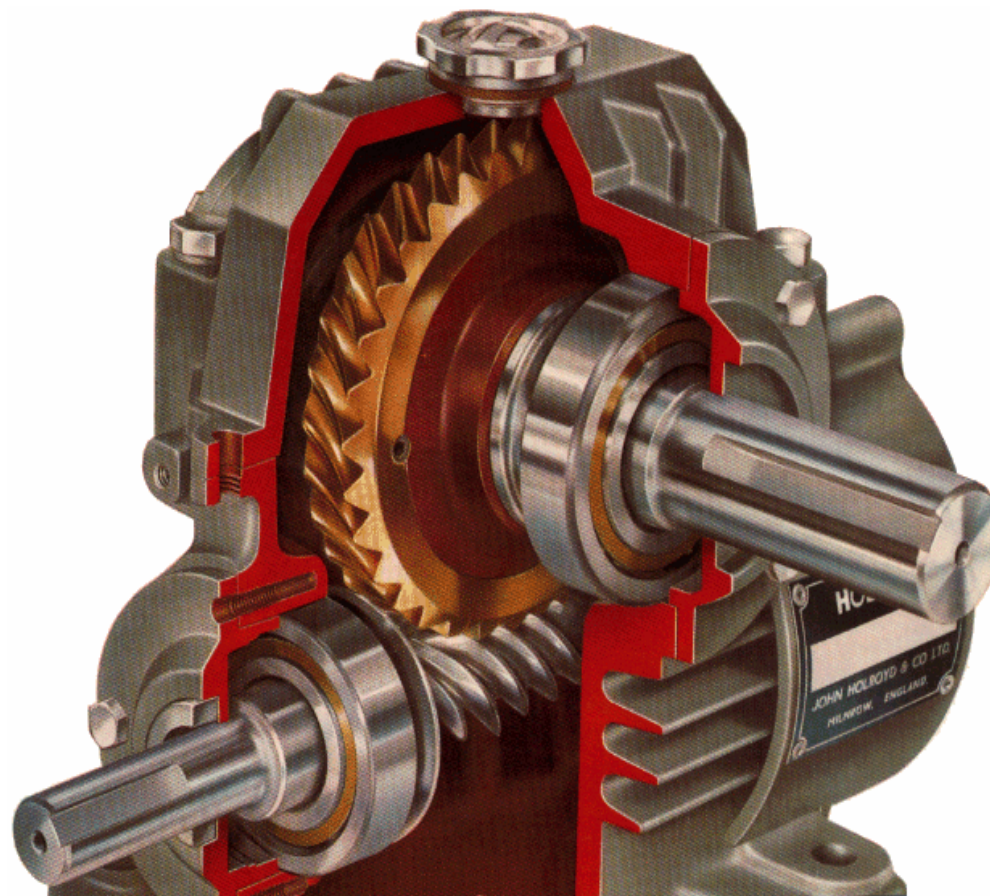
Les engrenages roue et vis sont les seuls à posséder cette propriété.





# Engrenages roue et vis sans fin

---

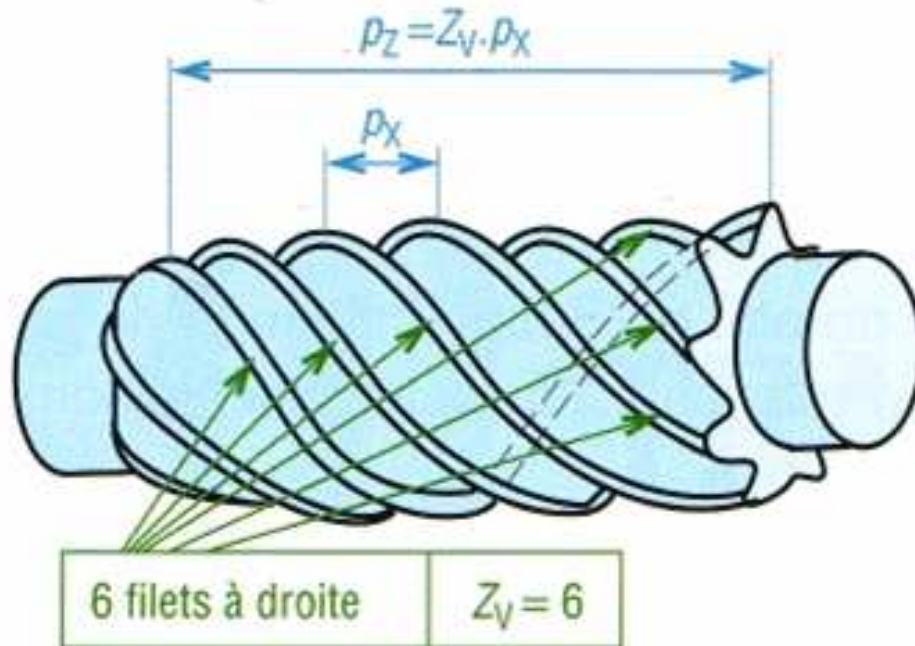
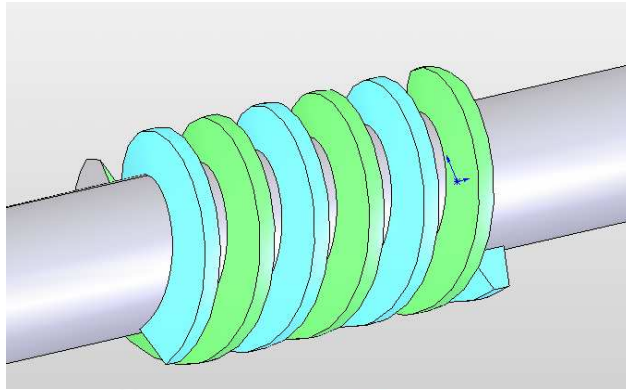


*Réducteur à vis sans fin*

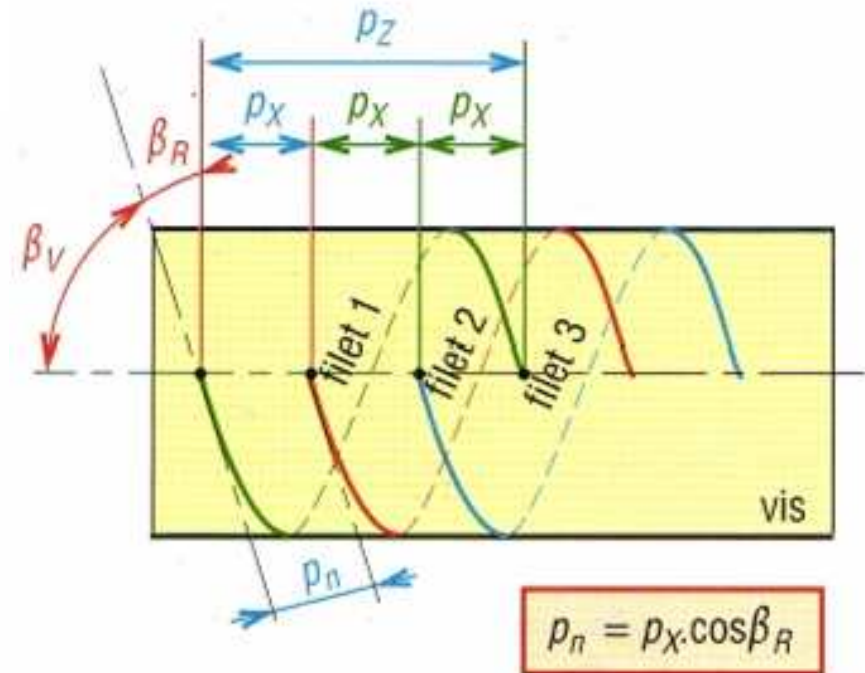


# Engrenages roue et vis sans fin

## Irréversibilité du système roue et vis



Cas d'une vis à six filets.



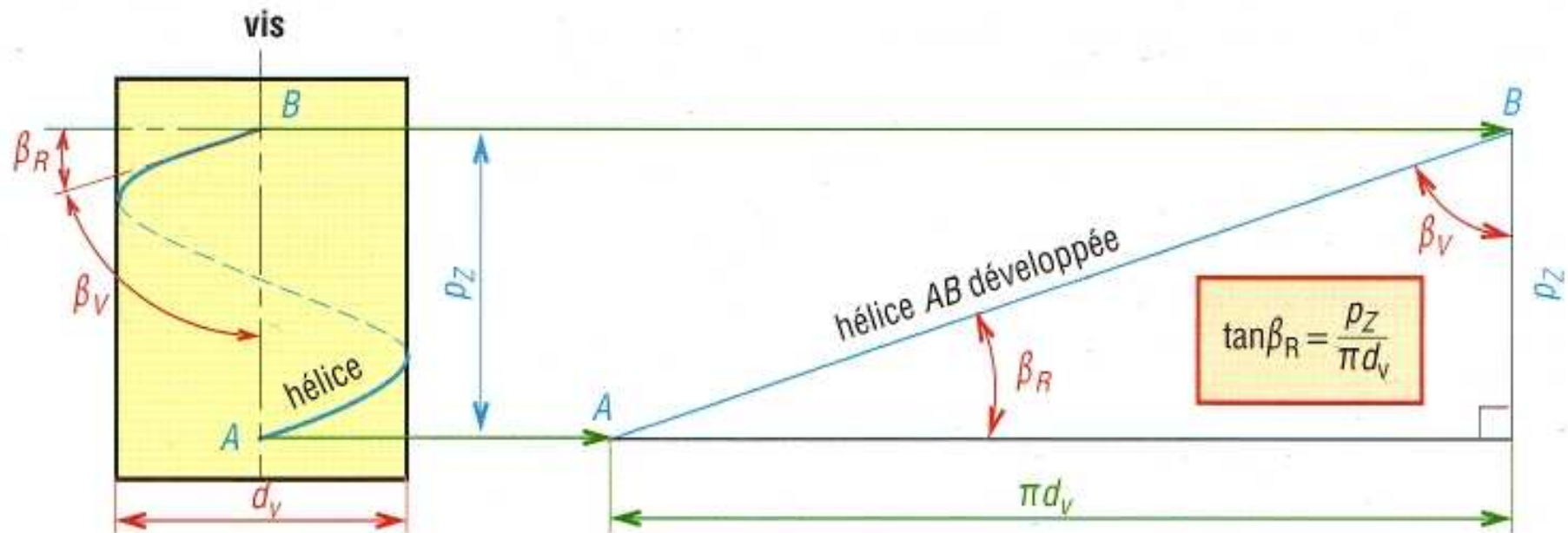
Position des filets dans le cas d'une vis à trois filets.





# Engrenages roue et vis sans fin

## *Irréversibilité du système roue et vis*



*Développement de l'hélice.*



# Engrenages roue et vis sans fin

## *Qualité des engrenages, NF ISO 1328*

La norme ISO prévoit **13 classes de qualité** (0 à 12) pour les dentures, 0 est la plus précise et 12 la moins précise (progression de  $\sqrt{2}$  entre chaque classe).

La norme donne les définitions, règles, formules, domaines de validité et les valeurs admissibles des écarts sous formes de tables de valeurs (idem ajustements).

Écarts concernés : pas, division, profil, hélice, compo-sés radiaux et faux rond.

Exemple de désignation: 8-af (af = précision courante, (df = bonne précision, etc. définissant la tolérance d'épaisseur de la dent). Voir norme NF E 23-006.



# Engrenages roue et vis sans fin

*Qualité des engrenages, NF ISO 1328*

---

## Domaines d'emplois indicatifs :

**Classes 1 à 4** : pour denture de précision exceptionnelle ou pour grandes vitesses ( $V > 30$  m/s). Engrenages étalons, turbines...

**Classes 5 et 6** : denture rectifiée ou rasée,  $R_a < 0,2$  ou  $0,4$   $\mu\text{m}$ . Pour engrenages sous vitesses élevées ( $V < 20$  m/s). Machines outils, appareils de mesure, turbines, automobiles...

**Classe 7** : cas de denture taillée par fraise mère et rectifiée,  $R_a = 0,8$  à  $3,2$   $\mu\text{m}$ ,  $V < 10$  m/s. Bonne qualité en mécanique générale : manutention, automobiles, machines outils, machines de bureau...



# Engrenages roue et vis sans fin

---

## *Qualité des engrenages, NF ISO 1328*

**Classes 8 et 9** : qualité courante pour roues trempées non rectifiées,  $R_a = 3,2 \mu\text{m}$ ,  $V < 7\text{m/s}$ .

**Classe 10** : procédés usuels et aussi extrusion, filage, frittage, moulage par injection pour engrenages en plastique...

**Classes 11 et 12** : engrenages lents ( $V < 2 \text{ m/s}$ ) et engrenages à gros modules



## Exercice 1

Soit un engrenage droit à denture droite, pas primitif 6,28 mm ( $2\pi$ ), angle de pression  $20^\circ$ , nombre de dents de la roue 80, rapport de transmission 0,25. Déterminer le nombre de dent du pignon, le module et l'entraxe a.

## Exercice 2

Soit un engrenage droit à denture droite,  $m = 3$ , entraxe approximatif 150 mm,  $n_2/n_1 = 0,25$ . Déterminer les nombres de dents des deux roues.

## Exercice 3

Un pignon de 17 dents (engrenage droit à denture droite) ayant un module de 4 mm tourne à 1000 tr/min. La roue menée possède 68 dents. Calculer la vitesse de la roue, le pas et l'entraxe.



### Exercice 4

Une roue droite à denture droite à 30 dents, un module de 4 mm, un angle de pression de  $20^\circ$ . Déterminer le diamètre primitif, le diamètre de base, la hauteur de la dent, les hauteurs de saillie et de creux.

### Exercice 5

Un pignon d'engrenage droit à denture droite de 18 dents, de module 8 mm et d'angle de pression  $20^\circ$  engrène avec une roue de 30 dents. Déterminer le pas primitif, l'entraxe et pour chaque roue :  $d$ ,  $db$ ,  $h$ ,  $ha$ ,  $hf$ . Faire un dessin à l'échelle montrant une dent de chaque roue.



## Exercice 6

Un pignon droit à denture hélicoïdale de 18 dents engrène avec une roue de 36 dents, l'angle d'hélice de la denture est de  $30^\circ$  (hélice à droite), l'angle de pression normal  $\alpha$  de  $20^\circ$  et le module normal de 4 mm. Déterminer le pas normal, le pas apparent, le pas axial, les diamètres primitifs, l'angle de pression apparent, les hauteurs de saillie et de creux.

## Exercice 7

Un engrenage droit à denture hélicoïdale se compose d'un pignon de 18 dents engrénant avec une roue de 54 dents. Le module normal est de 5 mm. Déterminer les valeurs possibles de l'entraxe ( $a$ ) si l'angle d'inclinaison de la denture ( $\beta$ ) varie entre 0 et  $40^\circ$ .  
Tracer le graphe  $a = f(\beta)$



## Exercice 8

Un engrenage droit à denture hélicoïdale se compose d'un pignon de 20 dents engrénant avec une roue de 60 dents. L'angle de pression normal est de  $20^\circ$ , le module normal de 4 mm et l'entraxe de 360 mm. Déterminer l'angle de l'hélice, le pas normal, le pas apparent, le pas axial, le module apparent et l'angle de pression apparent.

## Exercice 9

Un engrenage conique à denture droite à un pignon de 18 dents engrénant avec une roue de 54 dents. Le module est de 4 mm, l'angle de pression de  $20^\circ$  et les deux arbres sont perpendiculaires. Déterminer le pas primitif, les angles des deux cônes primitifs, les diamètres primitifs, les longueurs des cônes primitifs.





## Exercice 10

Une vis à trois filets a un diamètre primitif de 100 mm, un pas axial de 20 mm. Déterminer l'angle d'inclinaison  $\beta$ .

## Exercice 11

Une vis à deux filets a un angle d'inclinaison  $\beta$  de  $20^\circ$  pour un pas de 30 mm. Déterminer le diamètre primitif de la vis.



# Trains d'engrenages

---

## *Introduction*

Les **trains d'engrenages** sont utilisés dans une grande quantité de machines et mécanismes divers.

Les **engrenages cylindriques sont les plus courants**, les engrenages coniques réalisent la transmission entre arbres concourants.

Les engrenages **roue et vis** permettent **l'irréversibilité** et une grande réduction avec un seul couple de roues (leur faible rendement les écarte des grandes puissances).



# Trains d'engrenages

## *Introduction*

Les **dentures droites** sont employées dans les **petits appareils** et avec les **engrenages intérieurs**.

Elles sont fréquentes avec les **trains épicycloïdaux**.

Les **dentures hélicoïdales**, plus **silencieuses** sont les plus utilisées lorsqu'il s'agit de transmettre de la **puissance**





# Trains d'engrenages

## *Recommandations constructives*

En transmission de puissance les dentures durcies superficiellement par cémentation ou nitruration sont de loin les plus performantes.

Le graissage et les vibrations sont les principaux problèmes posés par les grandes vitesses.





# Trains d'engrenages

## *Recommandations constructives*

---

Les carters ou bâtis doivent être aussi rigides que possibles (alliages légers ou fonte grise FGL pour les petites puissances, fonte GS ou acier moulé pour les fortes puissances et construction soudée pour les grandes tailles).

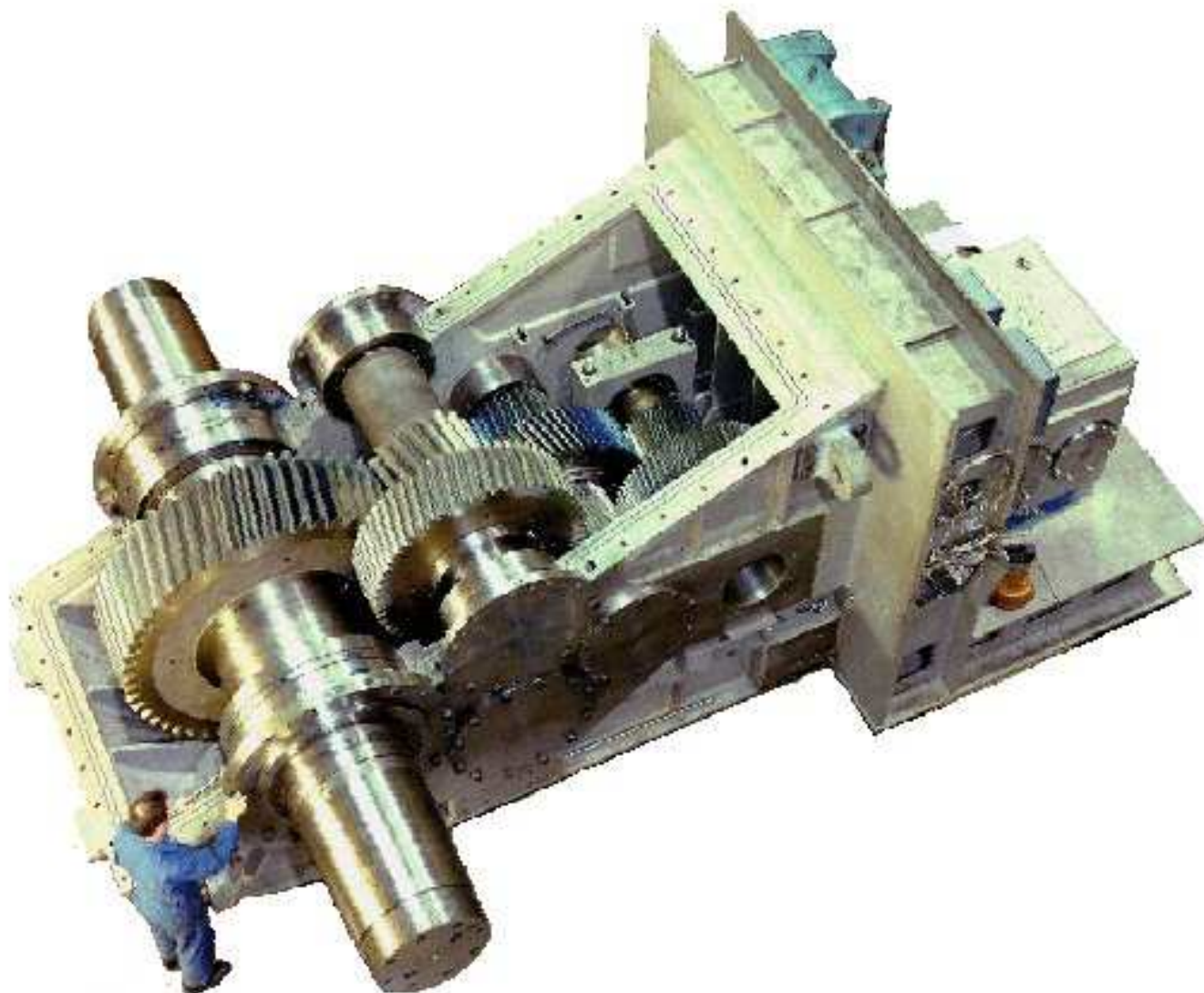
Les paliers sont généralement à roulements.

Afin de **réduire l'encombrement** et économiser la matière on **limite le rapport de transmission** d'un même couple de roue ( $1/8 \leq Z1/Z2 \leq 8$ ).



# Trains d'engrenages

---





# Trains d'engrenages

## *Recommandations constructives*

Au-delà de ces valeurs, il est souvent préférable d'utiliser deux couples de roues ou plus.

Dans la plupart des applications, les trains fonctionnent en réducteur (**réduisent la vitesse et augmentent le couple**).





# Trains d'engrenages

## *Recommandations constructives*



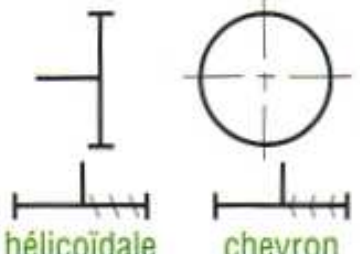
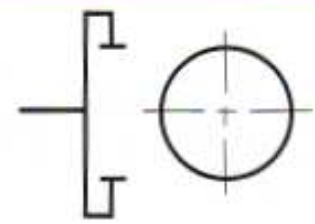
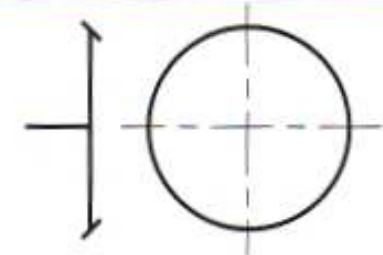
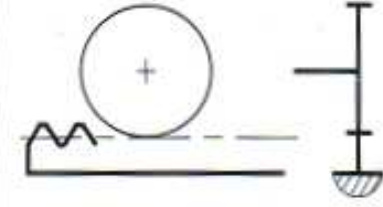
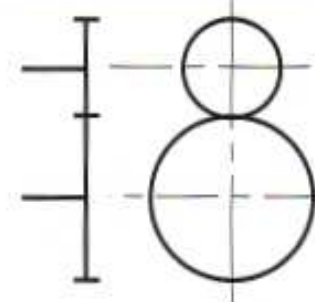
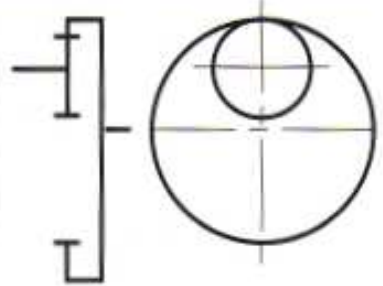
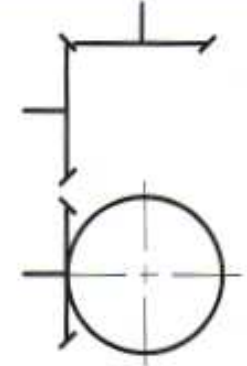
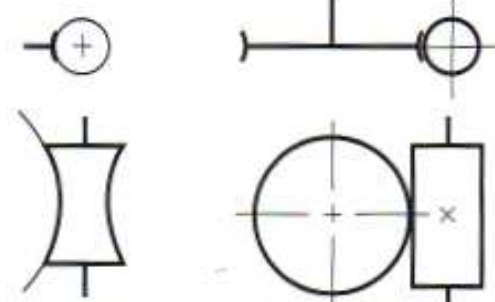




# Trains d'engrenages

## Schématisation

La normalisation indiquée ci-dessous permet de représenter schématiquement les engrenages et les chaînes cinématiques usuelles

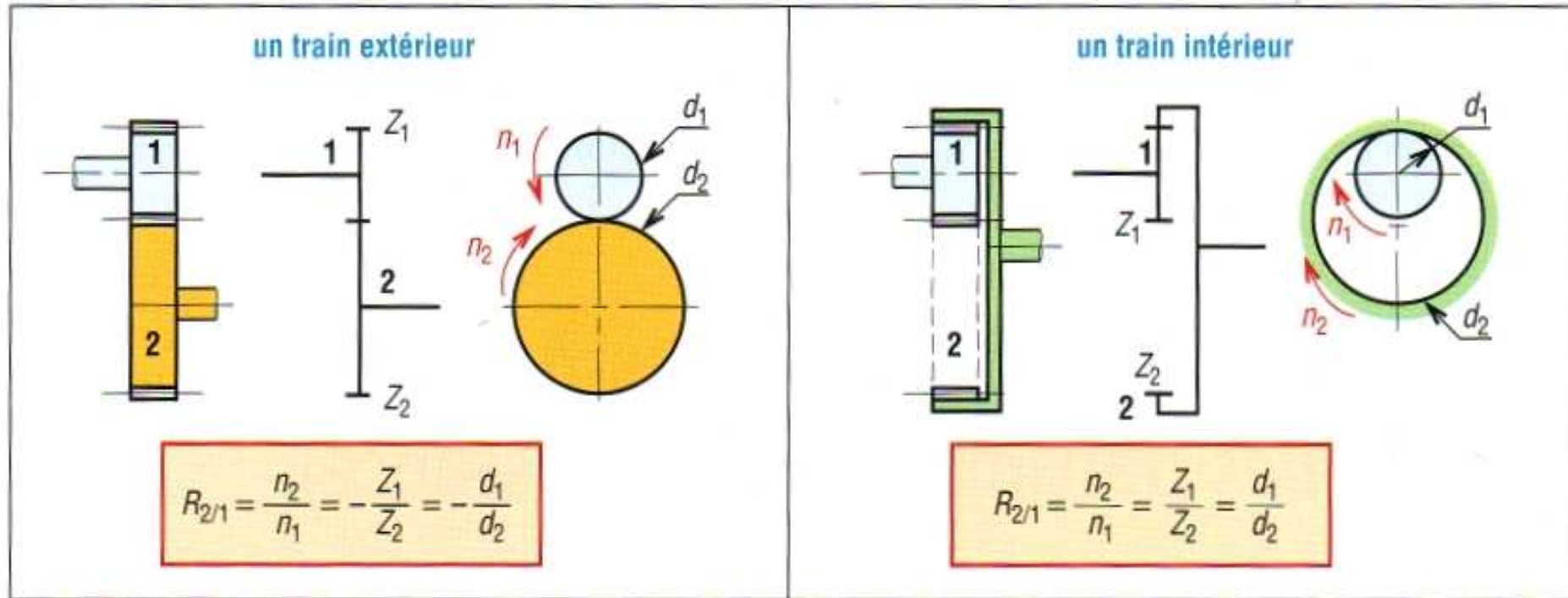
Schémas cinématiques (normalisation)			
 hélicoïdale chevron			
roue extérieure	roue intérieure	roue conique	roue et crémaillère
			
denture extérieure	denture intérieure	spirale	à vis globique roue creuse vis tangente
engrenages droits		engrenages coniques	roue et vis sans fin



# Trains d'engrenages

## Etude des trains classiques

### Trains à un engrenage



*Train à un engrenage : deux roues extérieures et cas d'une roue intérieure*

Il y a un couple de roues, le rapport de transmission ( $R_{2/1}$ ) est égal au rapport inverse des nombres de dents.

Le signe moins (cas de roues extérieures) indique une inversion du sens de rotation entre l'entrée et la sortie



### Exemple 1

$n_1=1500$  tr/min,  $Z_1=15$ ,  $Z_2=30$  dents, dentures droites extérieures

$$R_{2/1} = \frac{n_2}{n_1} = -\frac{Z_1}{Z_2} = -\frac{15}{30} = -0,5$$

$$N_2 = n_1 \cdot R_{1/2} = 1500 \cdot (-0,5) = -750 \text{ tr/min}$$



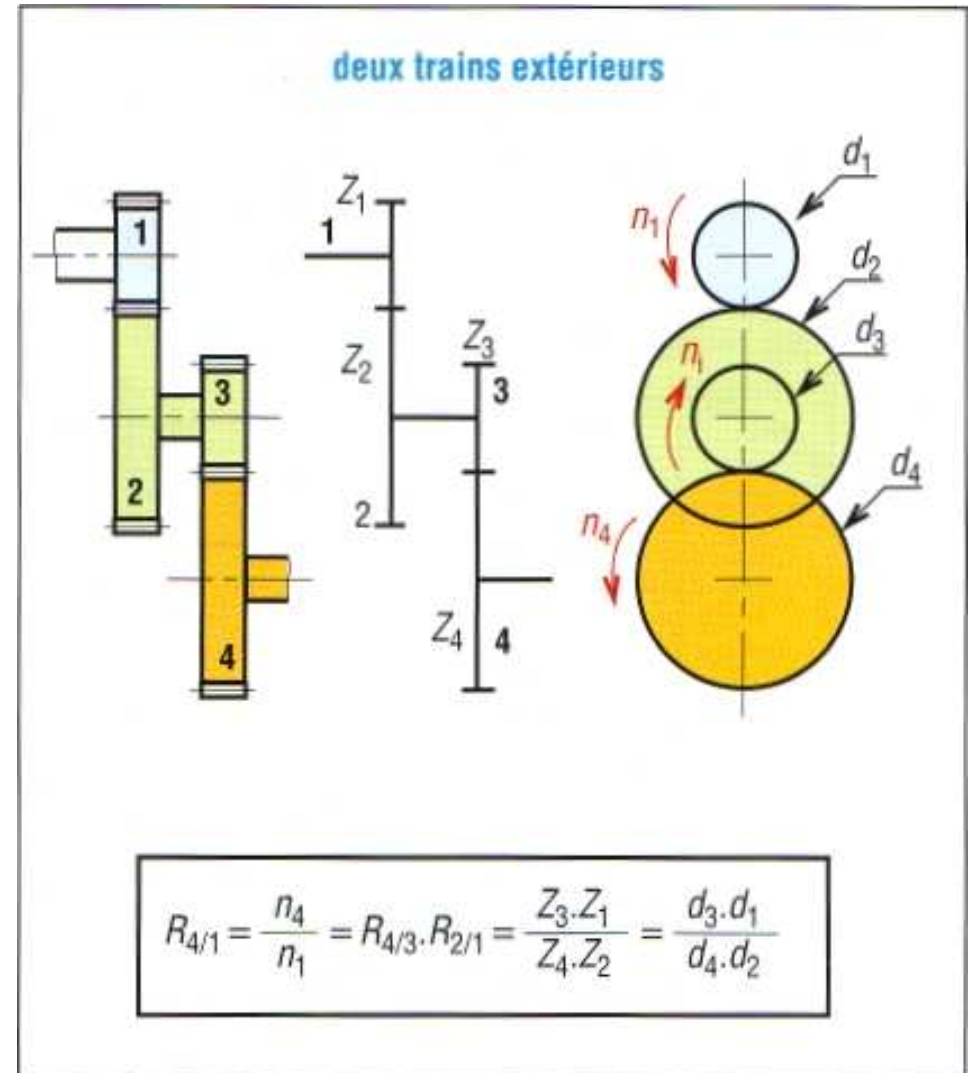
# Trains d'engrenages

## Etude des trains classiques

### Trains à deux engrenages

Il y a **deux couples** de roues en série.

Le rapport de transmission est égal au **produit des rapports de transmission** de chacun des deux couples de roues.





### Exemple 2

Ajoutons en série le couple de roues extérieures  $Z_3 = 17$  et  $Z_4 = 51$  dents au train de l'exemple 1.

En remarquant que  $n_1 = n_2 = n_3$

$$\begin{aligned} R_{4/1} &= \frac{n_4}{n_1} = \frac{n_4}{n_1} \cdot \frac{n_1}{n_2} = \frac{n_4}{n_3} \cdot \frac{n_2}{n_1} \\ &= \left[ -\frac{Z_3}{Z_4} \right] \cdot \left[ -\frac{Z_1}{Z_2} \right] = \frac{17 \times 15}{51 \times 30} = \frac{1}{6} \end{aligned}$$

$$n_4 = n_1 \cdot R_{4/1} = 1500/6 = 250 \text{ tr/min}$$

**Remarque :**  $R_{4/1} = R_{4/3} \cdot R_{2/1} = (-Z_3/Z_4) \cdot (-1/2) = (-1/2) \cdot (-1/3) = 1/6$



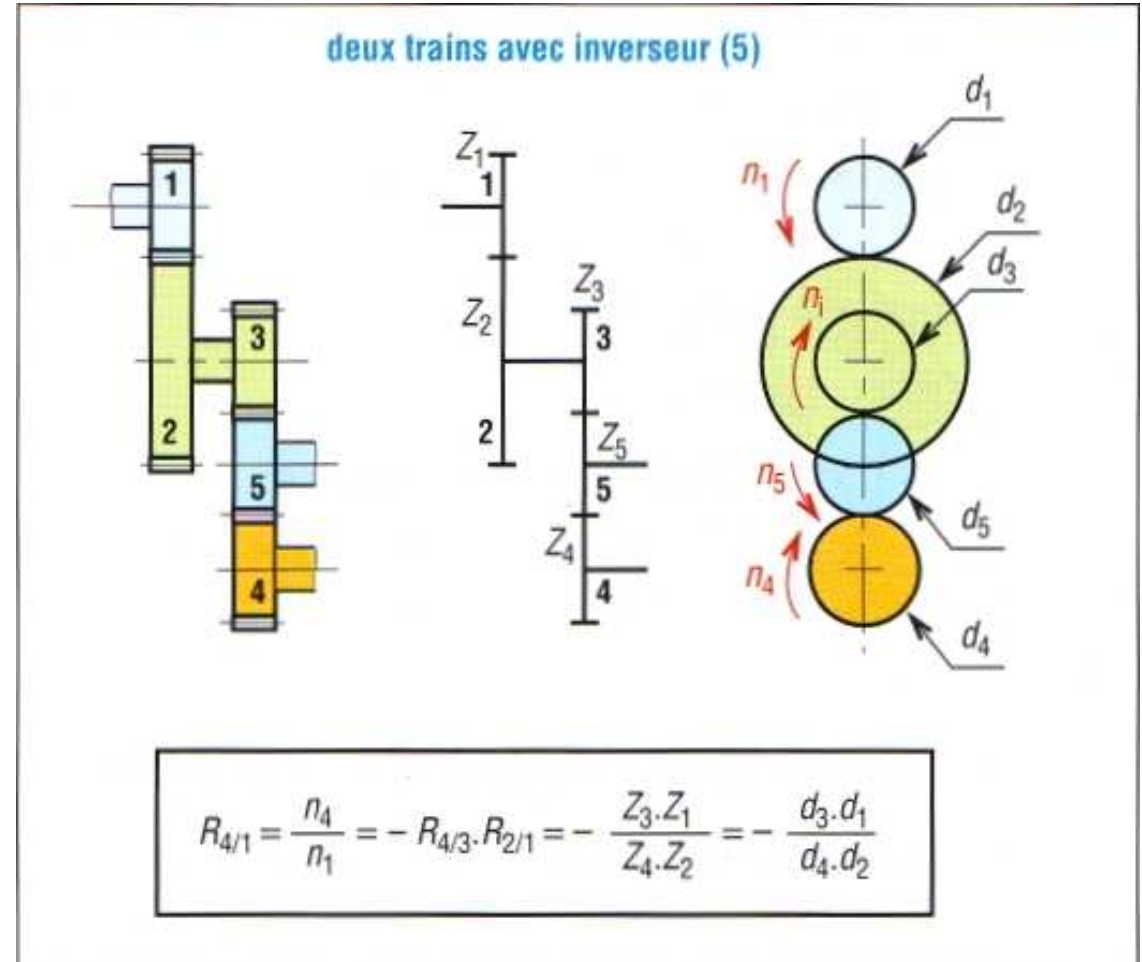
# Trains d'engrenages

## Etude des trains classiques

### Trains à deux engrenages plus roue d'inversion

Si on intercale une roue supplémentaire 5, entre 3 et 4, au train du paragraphe précédent, la roue introduite modifie le sens de rotation final sans modifier le rapport global de la transmission.

Le nombre de dents de la roue d'inversion n'a aucune importance

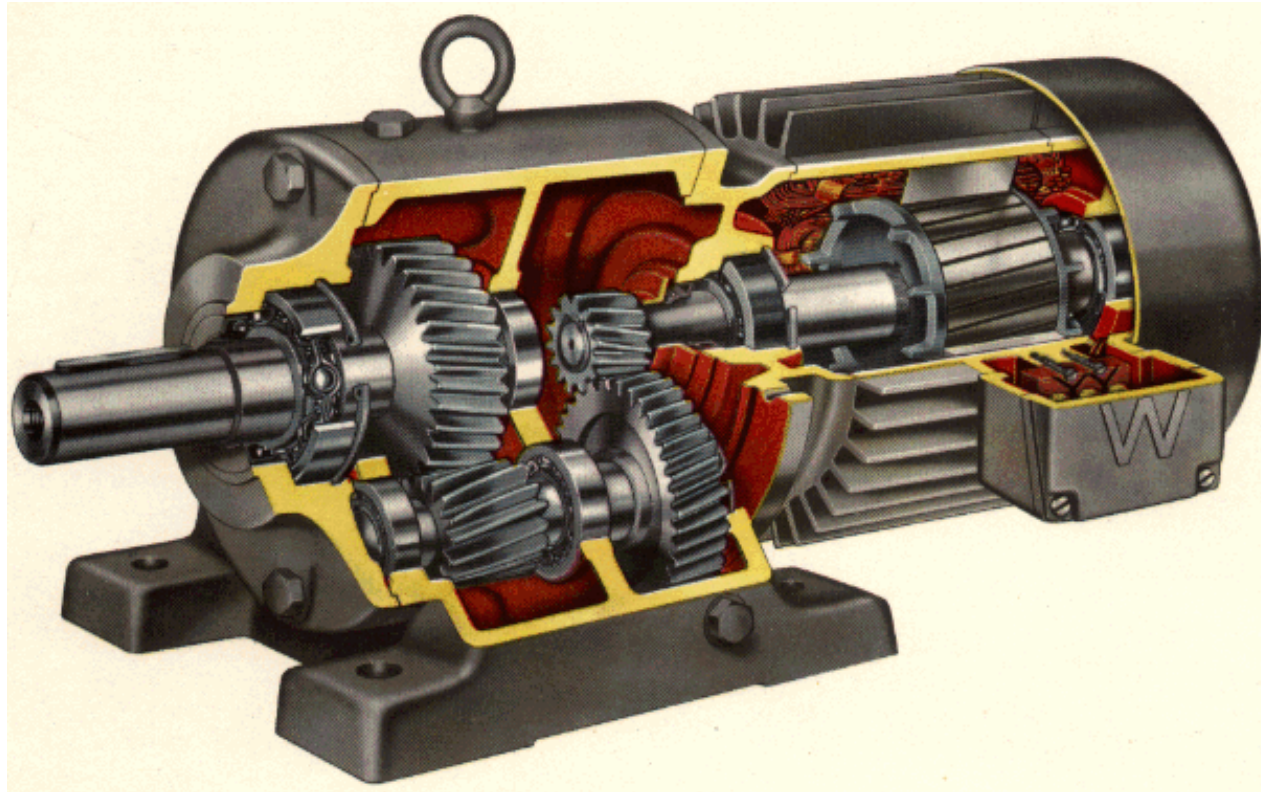


**Remarque :** cette roue peut aussi être intercalée entre 1 et 2 (même résultat).



# Trains d'engrenages

## *Etude des trains classiques*



*Moto réducteur*



### Exemple 3

Intercalons une roue 5 de 20 dents dans le train de l'exemple 2

$$\begin{aligned} R_{4/1} &= \frac{n_4}{n_1} = \frac{n_4}{n_5} \cdot \frac{n_5}{n_3} \cdot \frac{n_2}{n_1} \\ &= \left[ -\frac{Z_5}{Z_4} \right] \cdot \left[ -\frac{Z_3}{Z_5} \right] \cdot \left[ -\frac{Z_1}{Z_2} \right] \\ &= (-1)^3 \cdot \frac{Z_5 \times Z_3 \times Z_1}{Z_4 \times Z_5 \times Z_2} = -\frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_4 \cdot Z_2} = -\frac{1}{6} \end{aligned}$$

$Z_5$  est éliminé des calculs par simplification et n'intervient pas sur le résultat.  $n_4 = n_1 \cdot R_{4/1} = -250$  tr/min

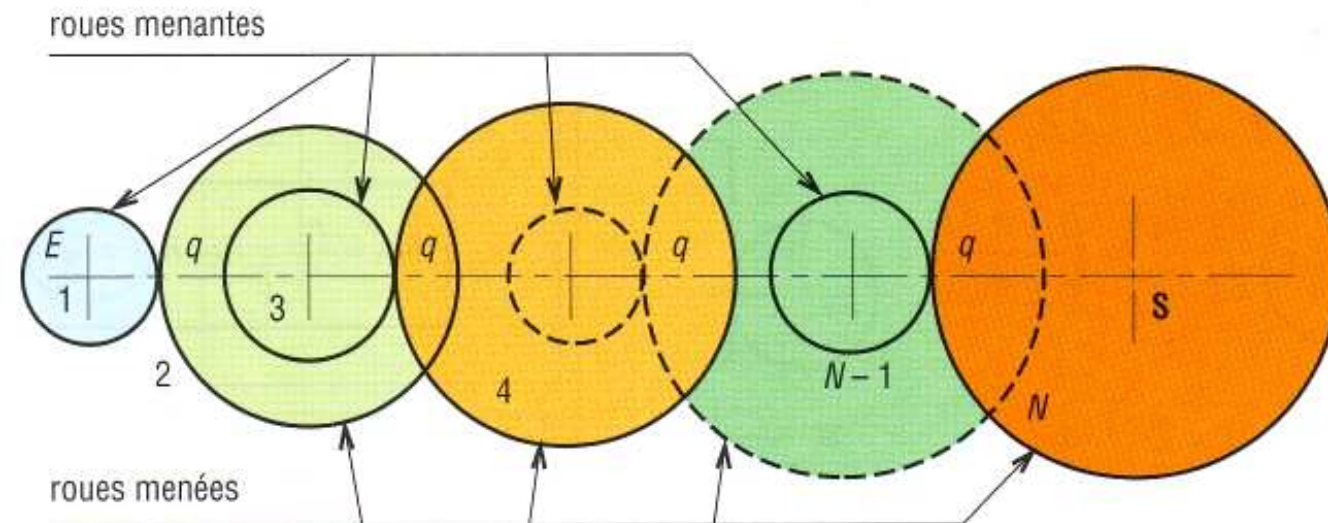
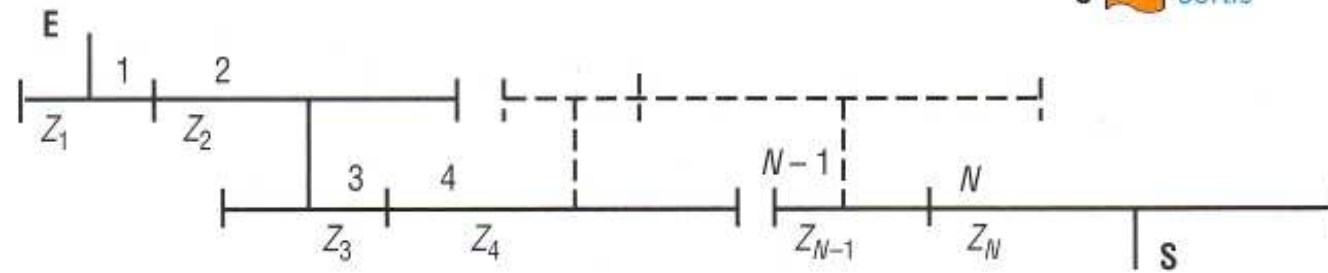
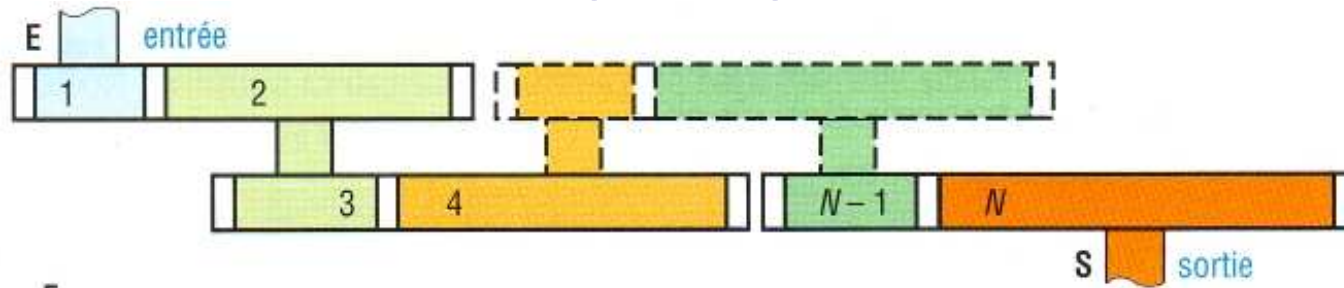




# Trains d'engrenages

## Etude des trains classiques

### Cas général : trains à N engrenages





# Trains d'engrenages

## *Etude des trains classiques*

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

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

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

Les roues menantes sont les roues motrices de chaque couple de roues.

Les roues menées sont les roues réceptrices.

$y$  est le nombre total de contacts ( $q$ ) entre roues extérieures.  $(-1)^y$  permet de savoir s'il y a ou non inversion du sens de rotation entre entrée et sortie



# Trains d'engrenages

## *Etude des trains classiques*

### Exemple 4

Dans le cas d'un train à trois engrenages (roues extérieures) avec  $Z_1 = 20$ ,  $Z_2 = 40$ ,  $Z_3 = 17$ ,  $Z_4 = 51$ ,  $Z_5 = 25$ ,  $Z_6 = 125$  quelle est la vitesse de sortie si  $n_1 = 1\ 500$  tr/min ?

Les roues 1, 3 et 5 sont menantes et les roues 2, 4 et 6 menées. Il y a trois contacts extérieurs de type q ( $y = 3$ ).

$$(-1)^y = (-1)^3 = -1$$

$$R_{6/1} = (-1)^3 \cdot \frac{Z_1 \times Z_3 \times Z_5}{Z_2 \times Z_4 \times Z_6} = -\frac{20 \times 17 \times 25}{40 \times 51 \times 125} = -\frac{1}{30}$$

$$n_6 = n_1 \cdot R_{6/1} = 1500 \cdot (-1/30) = -50 \text{ tr/min}$$



# Trains d'engrenages

---

## *Etude des trains classiques*

### Trains avec engrenages coniques et systèmes roues et vis sans fin

La formule générale précédente est applicable en supprimant  $(-1)^y$ .

On ne peut pas utiliser les rapports entre diamètres primitifs dans le cas d'une roue avec vis sans fin.



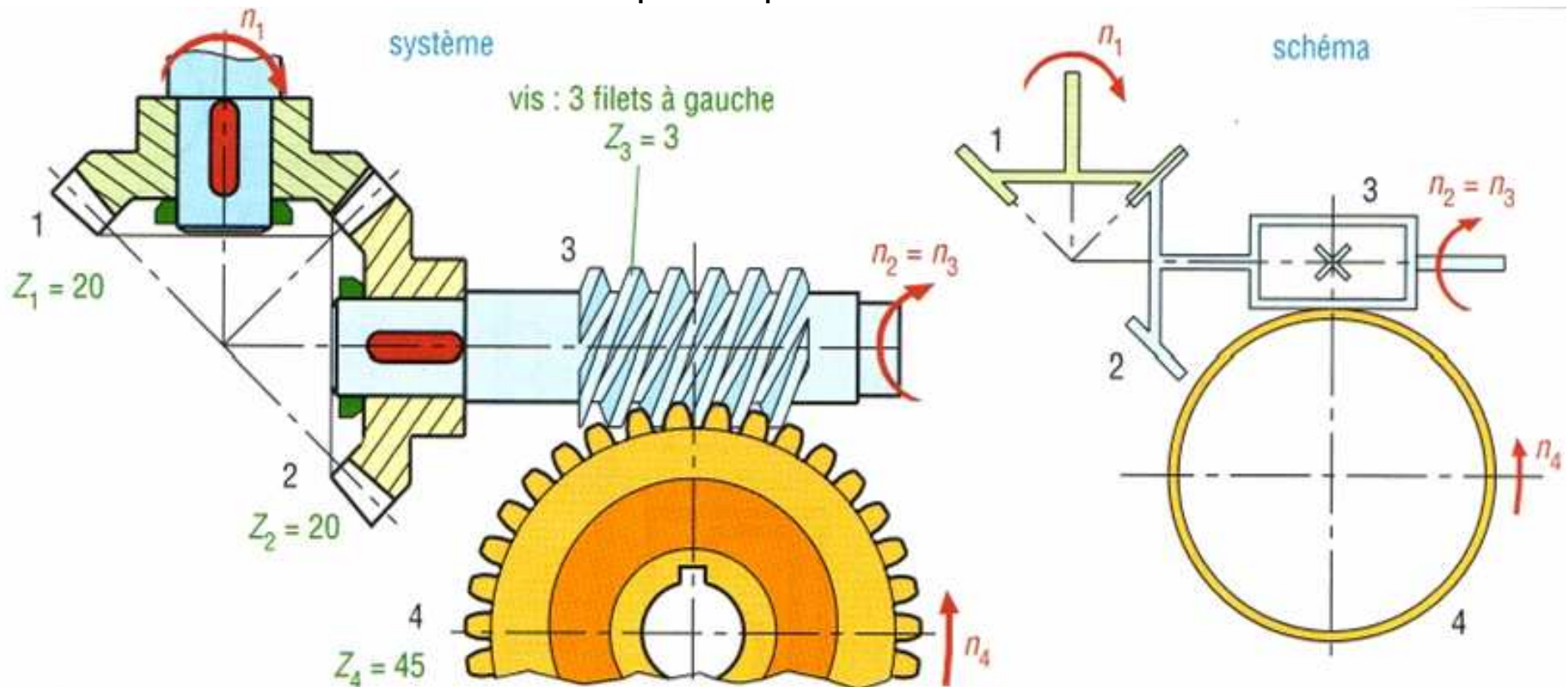
# Trains d'engrenages

## Etude des trains classiques

### Exemple 5

Un réducteur se compose d'un renvoi d'angle  $Z_1 = 20$ ,  $Z_2 = 20$  dents et d'un système roue et vis à 3 filets ( $Z_3 = 3$ ),  $Z_4 = 45$  dents.

Quelle est la valeur de  $n_4$  si  $n_1 = 1\ 500$  tr/min.





# Trains d'engrenages

## *Etude des trains classiques*

En remarquant que  $n_2 = n_3$

$$R_{4/1} = \frac{n_4}{n_1} = \frac{n_4}{n_3} \cdot \frac{n_2}{n_1} = \frac{Z_3}{Z_4} \cdot \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{3}{45} \cdot \frac{20}{20} = \frac{1}{15}$$

$$n_4 = n_1 \cdot R_{4/1} = 1500 \cdot (1/15) = 100 \text{ tr/min}$$



# Trains d'engrenages

## *Trains epicycloïdaux ou planétaires*

Ils autorisent de **grands rapports de réduction** sous un **faible encombrement** et sont régulièrement utilisés dans les boîtes de vitesse automatiques.

Les **puissances** transmises sont **modérées** et les rendements diminuent quand le rapport de réduction augmente. Leur étude est plus complexe que les autres cas.

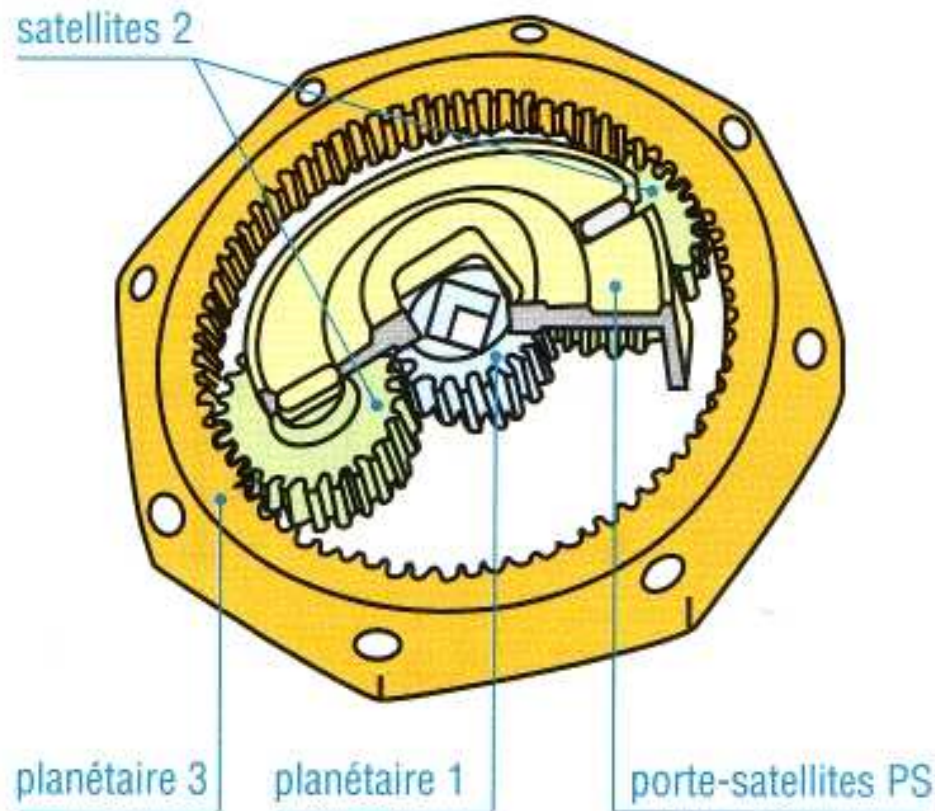
Une particularité permet de les identifier : les axes de rotation des roues appelées **satellites** ne sont pas fixes dans le bâti mais tourbillonnent par rapport aux autres roues



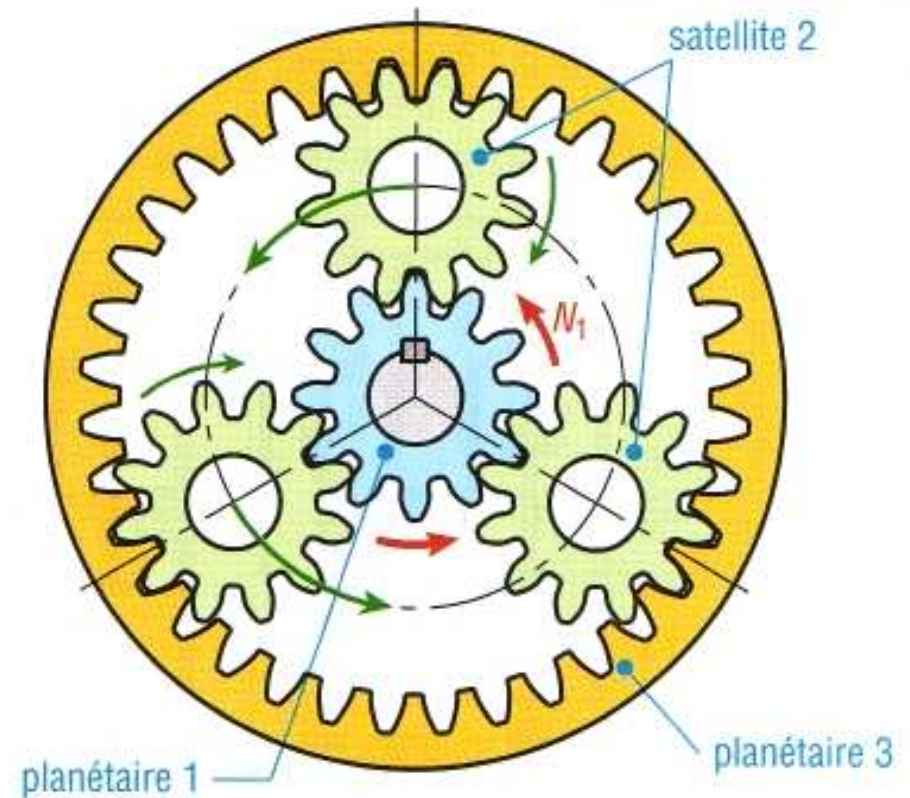
# Trains d'engrenages

## *Trains épicycloïdaux ou planétaires*

### Train épicycloïdal simple



*Train épicycloïdal simple  
avec deux satellites*



*Configuration à trois satellites*





# Trains d'engrenages

## *Trains epicycloïdaux ou planétaires*



*Démontage d'un train  
epicycloïdal*



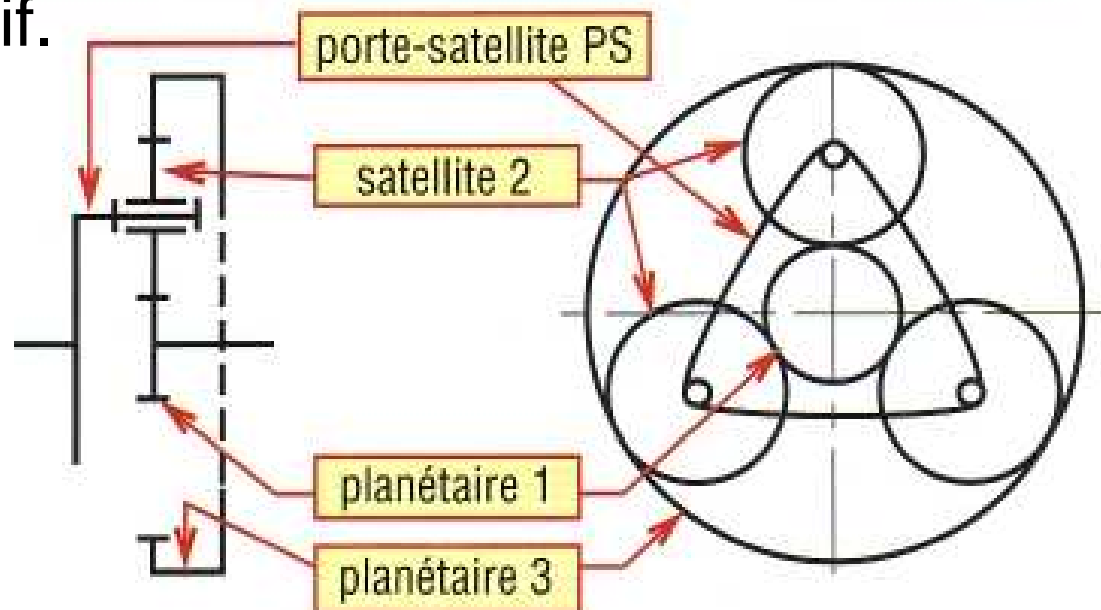
# Trains d'engrenages

## *Trains epicycloïdaux ou planétaires*

Cette configuration est la plus utilisée ; **le rendement est bon et l'encombrement axial faible.**

On peut avoir 2, 3 ou 4 satellites ; leur nombre est sans influence sur le rapport de la transmission.

Le fonctionnement n'est possible que si l'un des trois éléments principaux, planétaire 1, planétaire 3 ou porte-satellites PS, est bloqué ou entraîné par un autre dispositif.

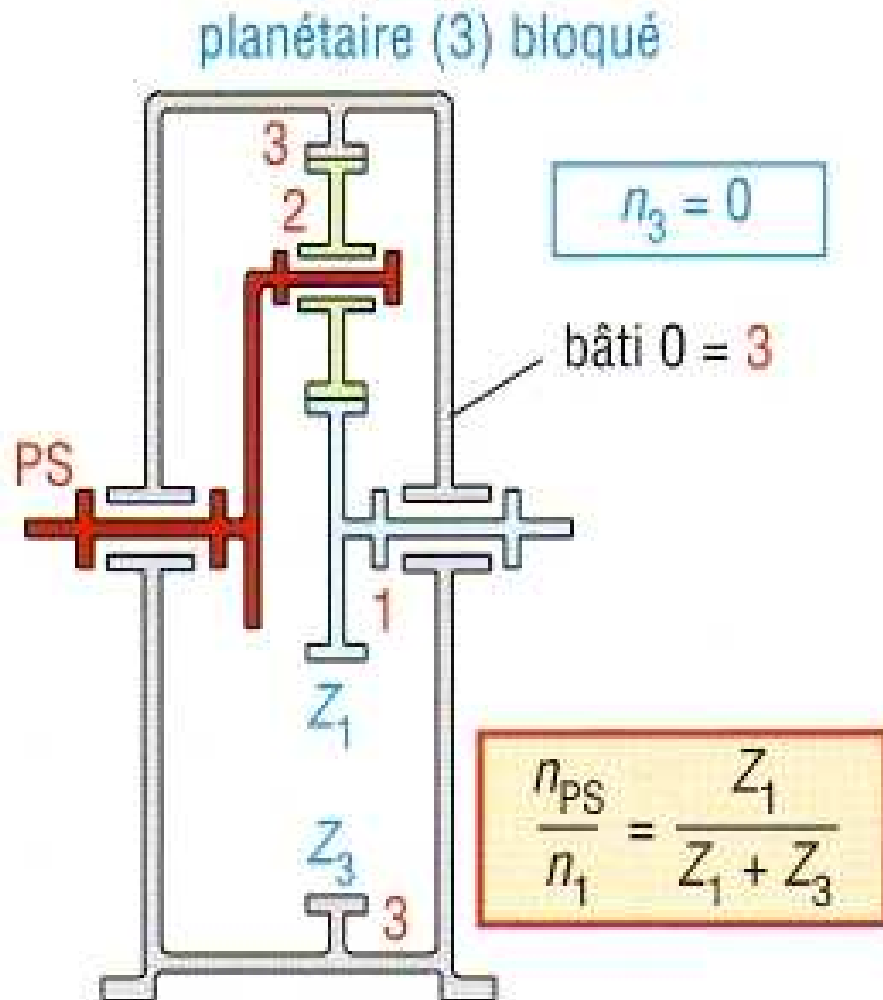




# Trains d'engrenages

## Trains épicycloïdaux ou planétaires

### Cas usuels de fonctionnement

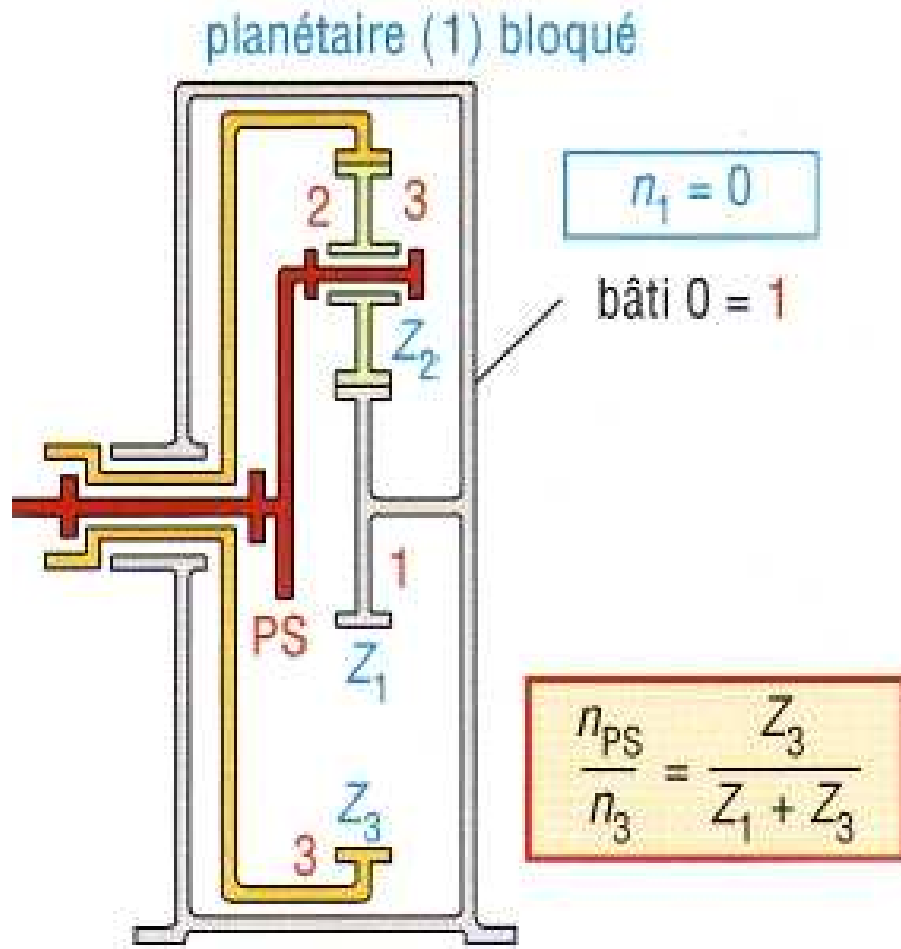




# Trains d'engrenages

## Trains epicycloïdaux ou planétaires

### Cas usuels de fonctionnement



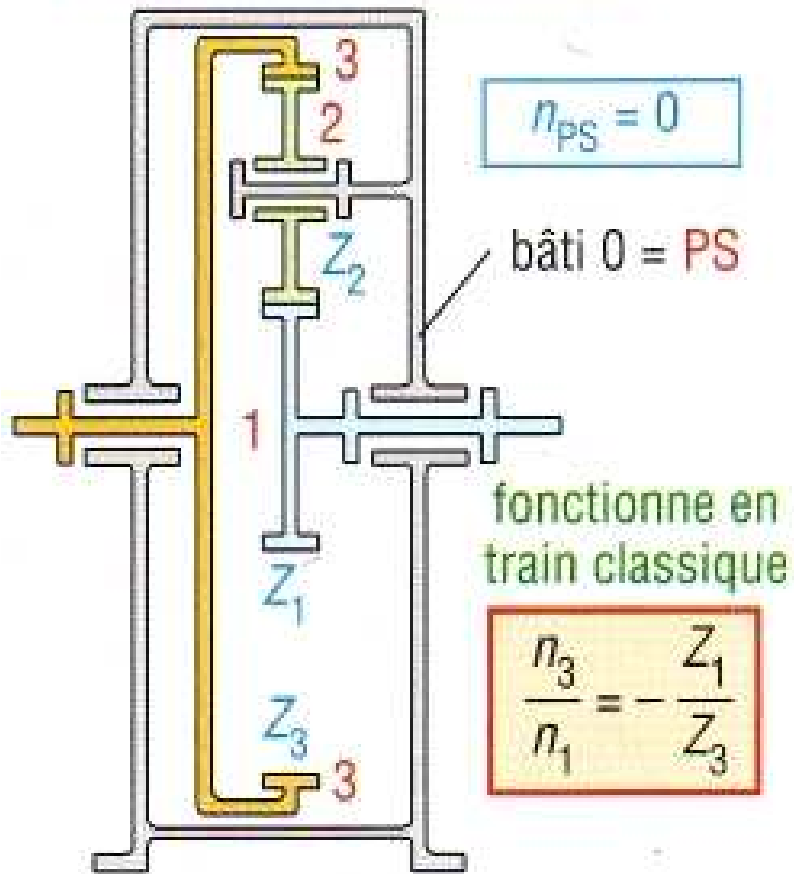


# Trains d'engrenages

## Trains epicycloïdaux ou planétaires

### Cas usuels de fonctionnement

porte satellite (PS) bloqué





# Trains d'engrenages

---

## *Trains epicycloïdaux ou planétaires*

La configuration avec planétaire 3, ou couronne bloquée, est de loin la plus utilisée : planétaire 1 en entrée et porte-satellites PS en sortie.

Si le porte-satellites est bloqué, l'ensemble fonctionne comme un train classique à un engrenage intérieur avec roue (satellite) d'inversion



# Trains d'engrenages

## *Trains epicycloïdaux ou planétaires*



*Train epicycloïdal avec embrayage à  
fourchette*



# Trains d'engrenages

## *Trains epicycloïdaux ou planétaires*

### Exemple

Cas d'une configuration avec planétaire 3 bloqué,  $Z_1 = 20$ ,  
 $Z_2 = 30$ ,  $Z_3 = 80$  dents,  $n_1 = 1\ 500$  tr/min.

$$\frac{n_{ps}}{n_1} = \frac{Z_1}{Z_2 + Z_3} = \frac{20}{20 + 80} = \frac{20}{100} = \frac{1}{5} = 0,2$$

$$N_{\text{sortie}} = n_{ps} = 1500 \times 0,2 = 300 \text{ tr/min}$$

Remarque géométrique utile :  $d_3 = d_1 + 2d_2$   
autrement dit,  $mZ_3 = mZ_1 + 2mZ_2$  soit,  $Z_3 = Z_1 + 2Z_2$   
(vérifiée pour l'exemple :  $80 = 20 + 2.30$ )

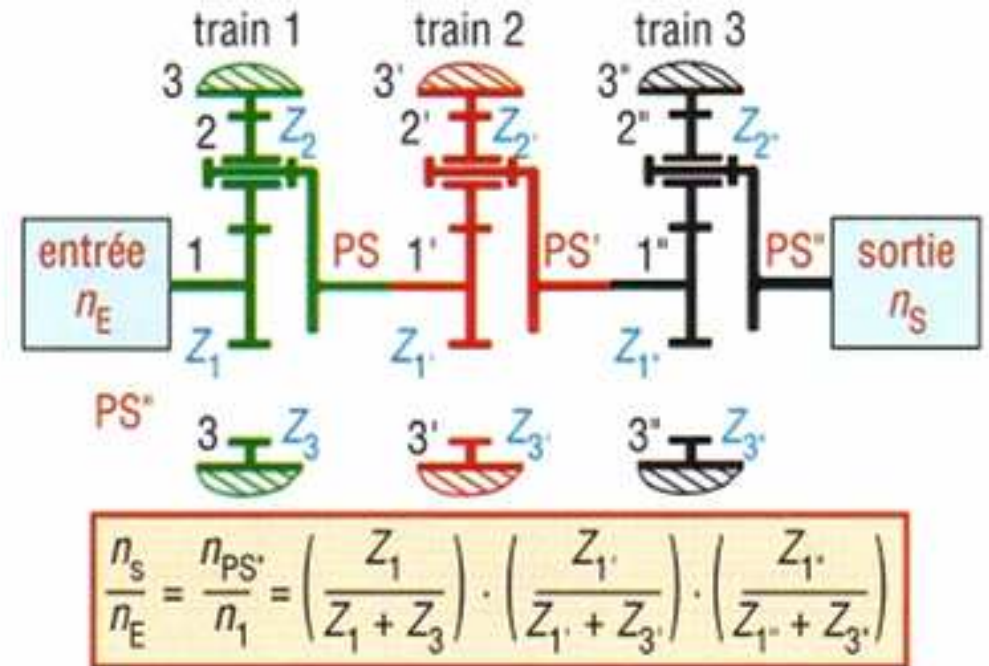
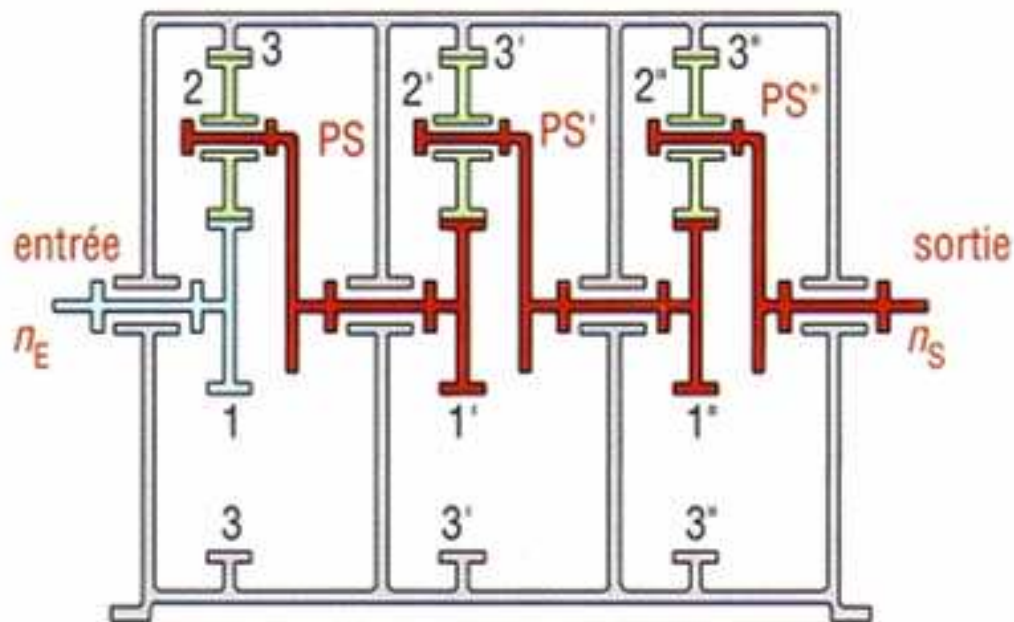




# Trains d'engrenages

## Trains épicycloïdaux ou planétaires

### Configuration avec trains en série



Combinaisons de trains épicycloïdaux simples.



# Trains d'engrenages

## *Trains épicycloïdaux dans un caterpillar*

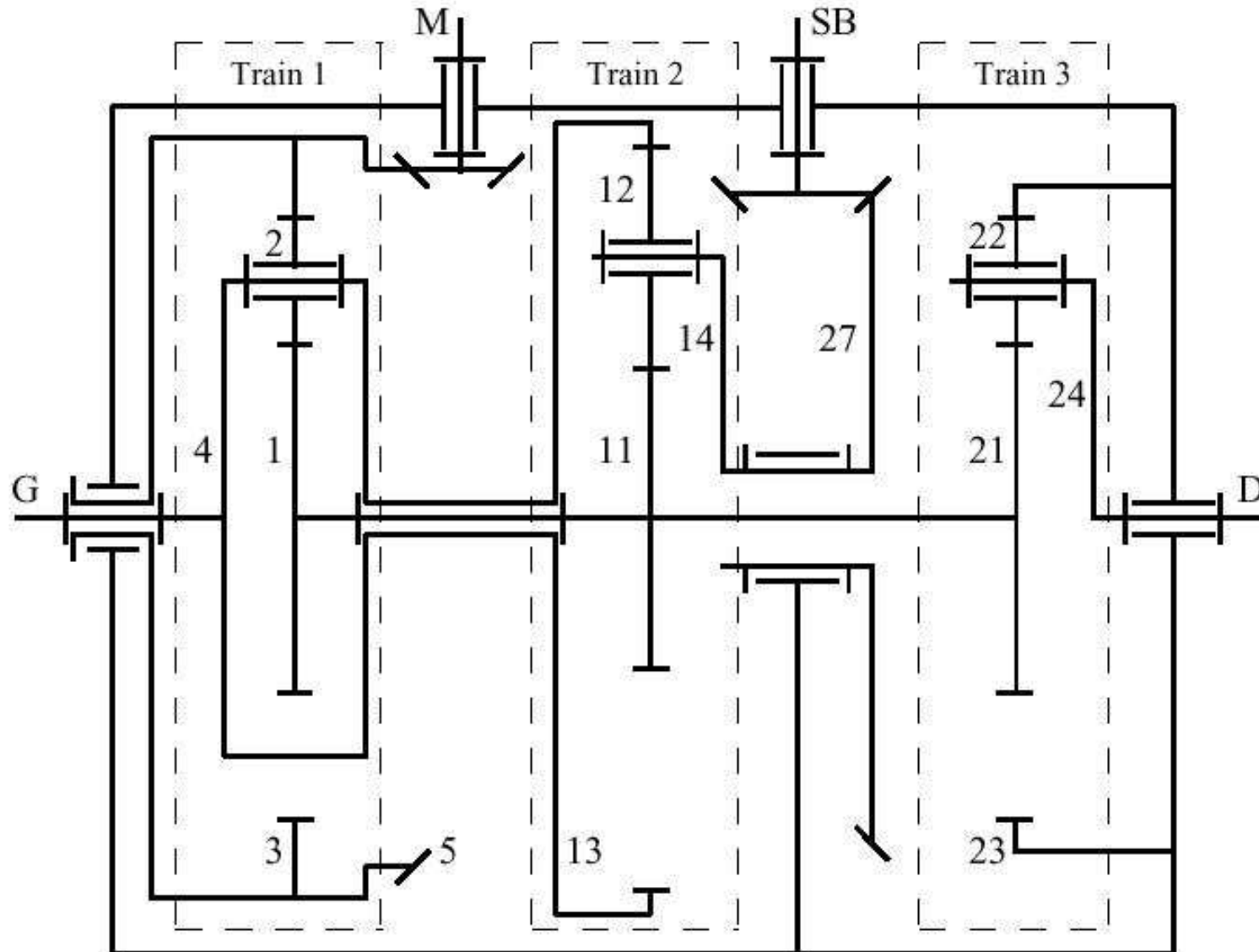
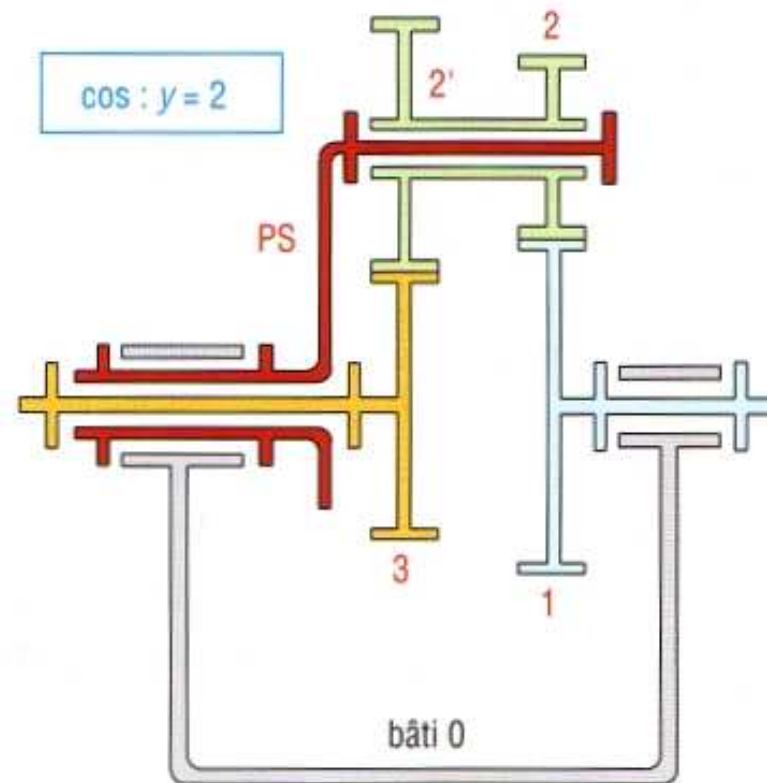


Figure 6 : schéma cinématique de l'essieu

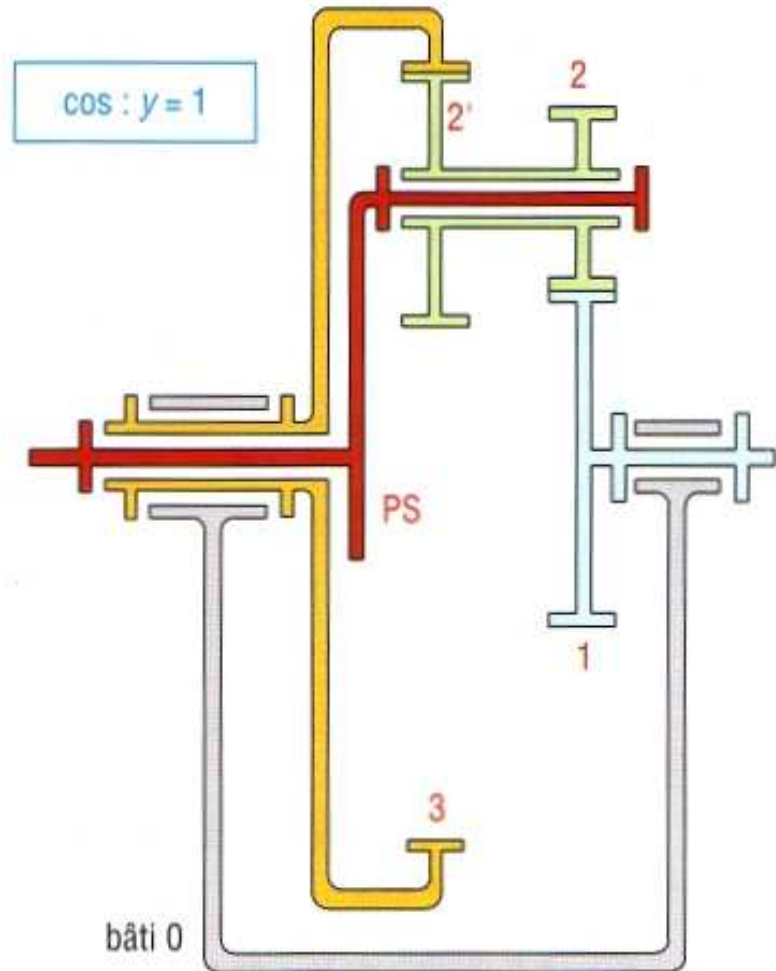


# Trains d'engrenages

## Trains épicycloïdaux avec satellites à deux roues



cos :  $y = 2$



cos :  $y = 1$

formule de willis

$$\frac{n_1 - n_{PS}}{n_3 - n_{PS}} = \frac{\omega_1 - \omega_{PS}}{\omega_3 - \omega_{PS}} = (-1)^y \cdot \frac{Z_3 \cdot Z_2}{Z_2 \cdot Z_1} = r$$

Trains épicycloïdaux avec satellite à deux roues. Autre cas :  $y = 0$  avec 1 et 3 roues intérieures.



# Trains d'engrenages

## *Trains epicycloïdaux avec satellites à deux roues*

Cette variante du cas précédent permet de plus **grands rapports de réduction**.

Le satellite est réalisé à partir de deux roues dentées 2 et 2' dont les nombres de dents  $Z_2$  et  $Z_{2'}$  sont différents.

Les rapports de transmission se calculent avec la **formule de Willis**,  $r$  est appelé la raison du train de base,  $y$  est le nombre de contacts entre roues extérieures.

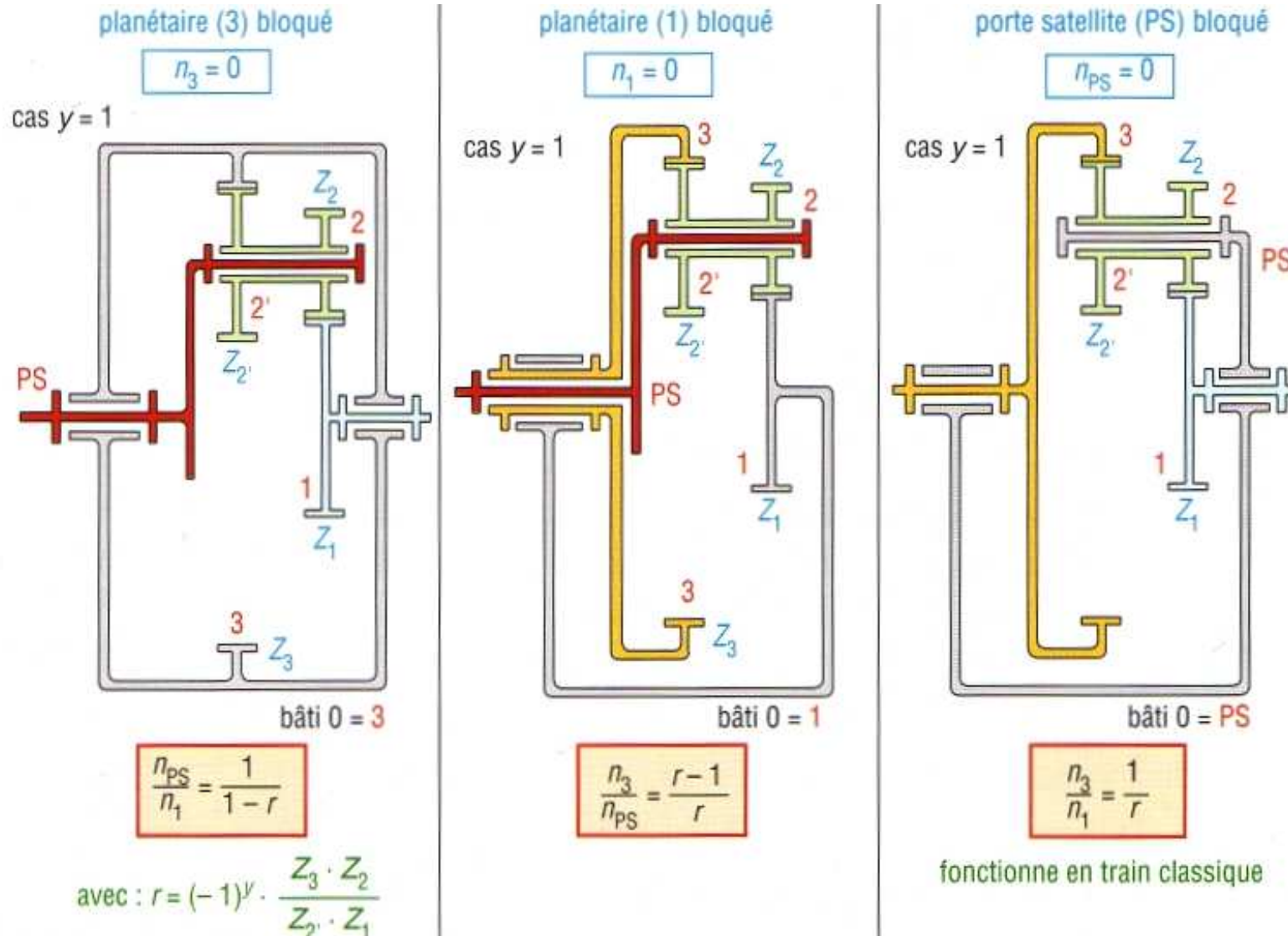
Comme précédemment, le fonctionnement n'est possible que si l'un des trois éléments de base (1, 3 ou PS) est bloqué ou entraîné par un autre dispositif.



# Trains d'engrenages

## Trains épicycloïdaux avec satellites à deux roues

### Cas usuels de fonctionnement





# Trains d'engrenages

---

## *Trains epicycloïdaux avec satellites à deux roues*

Les configurations avec planétaires 3 ou 1 bloqués sont les plus utilisées (porte-satellites PS en sortie).

Si le porte-satellites est bloqué, l'ensemble fonctionne comme un **train classique à deux engrenages**



# Trains d'engrenages

## *Trains epicycloïdaux avec satellites à deux roues*

### Exemple

Configuration de la figure 13 avec planétaire 3 bloqué,  $Z_1 = 20$ ,  $Z_2 = 30$ ,  $Z_2' = 50$ ,  $Z_3 = 100$  dents,  $n_1 = 1500$  tr/min. On suppose un même module ( $m=2$ ) pour les deux engrenages.

On a un couple de roues extérieures et un couple de roues intérieures ce qui donne  $y = 1$ .

$$r = (-1)^1 \cdot \left( \frac{Z_2 \times Z_3}{Z_2' \times Z_1} \right) = -\frac{100 \times 30}{50 \times 20} = -3$$

$$\frac{n_{ps}}{n_1} = \frac{1}{1+r} = \frac{1}{1+3} = \frac{1}{4} = 0,25$$

$$n_{ps} = 0,25 \cdot n_1 = 0,25 \times 1500 = 375 \text{ tr/min}$$



# Trains d'engrenages

## *Trains epicycloïdaux avec satellites à deux roues*

**Remarque géométrique utile :** les deux couples de roues ont même entraxe  $a$

$$\begin{aligned} a &= r_1 + r_2 = r_3 - r_{2'} \\ &= \frac{1}{2} (d_1 + d_2) = \frac{1}{2} (d_3 - d_{2'}) \\ &= m_1 (Z_1 + Z_2) = m_2 (Z_3 - Z_{2'}) \end{aligned}$$

si  $m_1 = m_2 = m$

$$Z_1 + Z_2 = Z_3 - Z_{2'}$$

(vérifié pour l'exemple :  $20 + 30 = 100 - 50 = 50$ )





# Détail d'un mécanisme de visseuse pneumatique

50  
Symbole permettant de déterminer le rapport de réduction du document

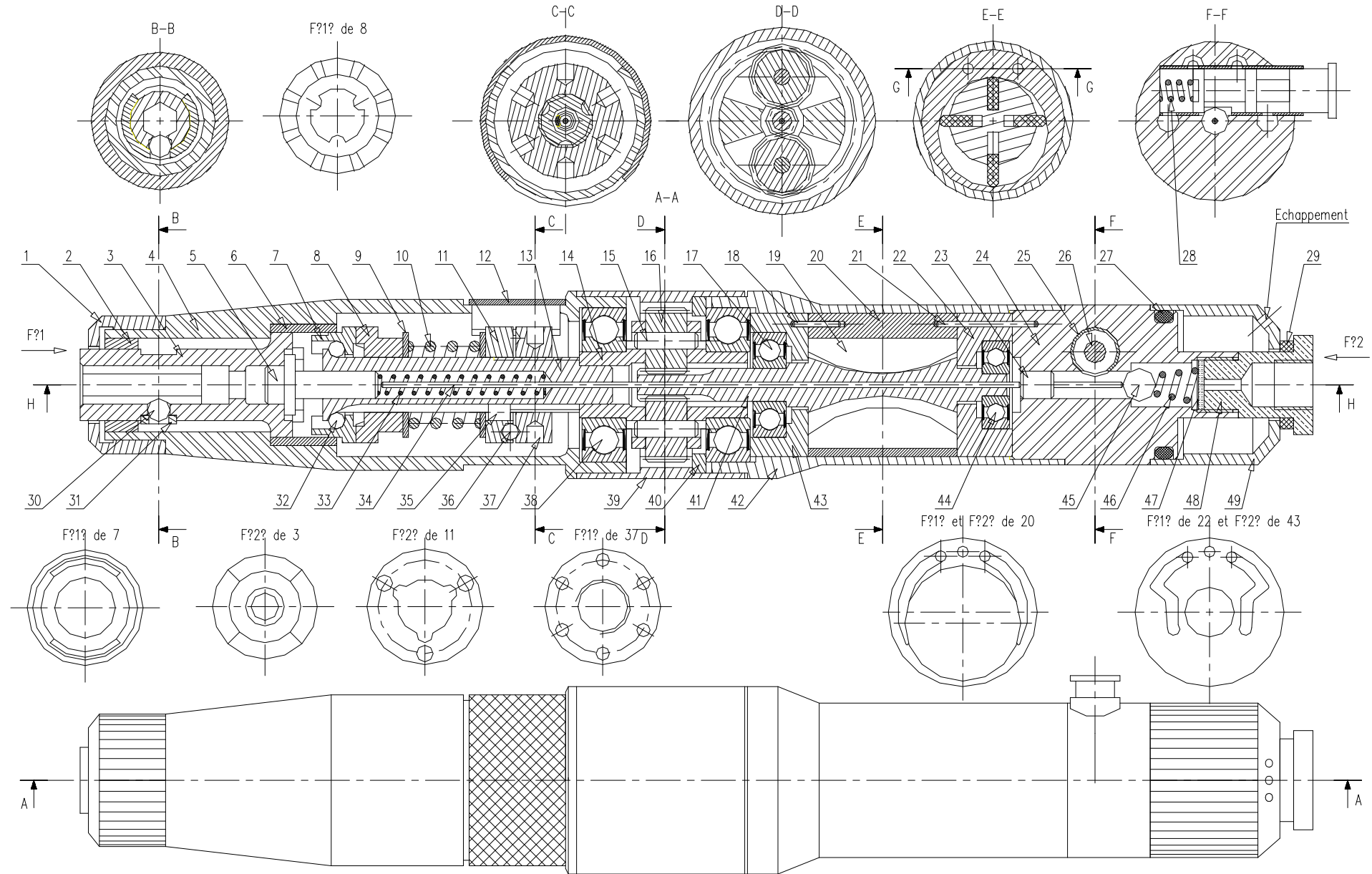
FORMAT : A3 ECHELLE : 1,6 Dessiné par : SOULE René

DOSSIER TECHNIQUE

NOM DU THEME : VISSEUSE PNEUMATIQUE SD4  
PRESENTATION DU MECANISME

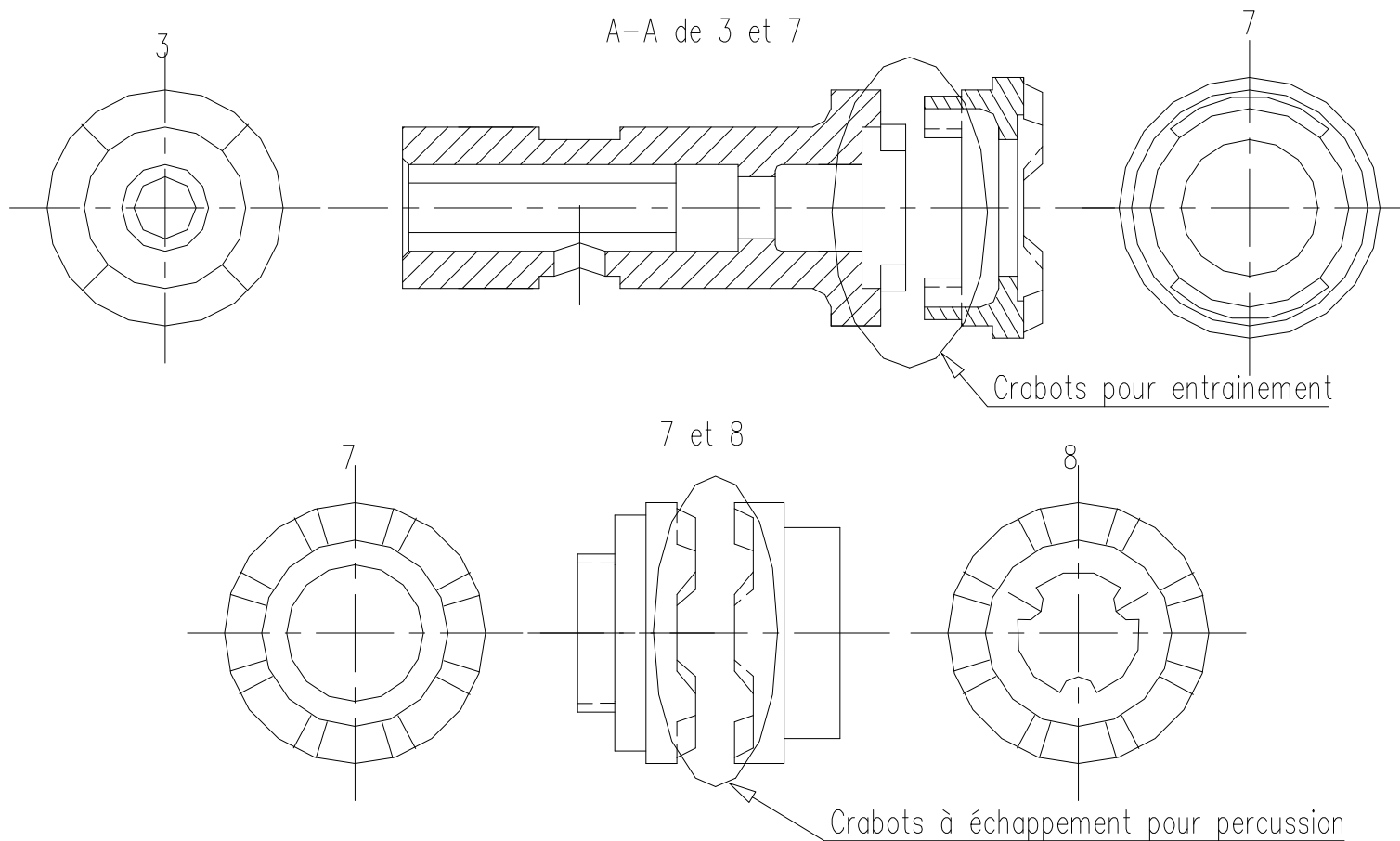
T.1 /

REALISE PAR : SOULE René - LYCEE DU PAYS DE SOULE - 64130 CHERAUTE



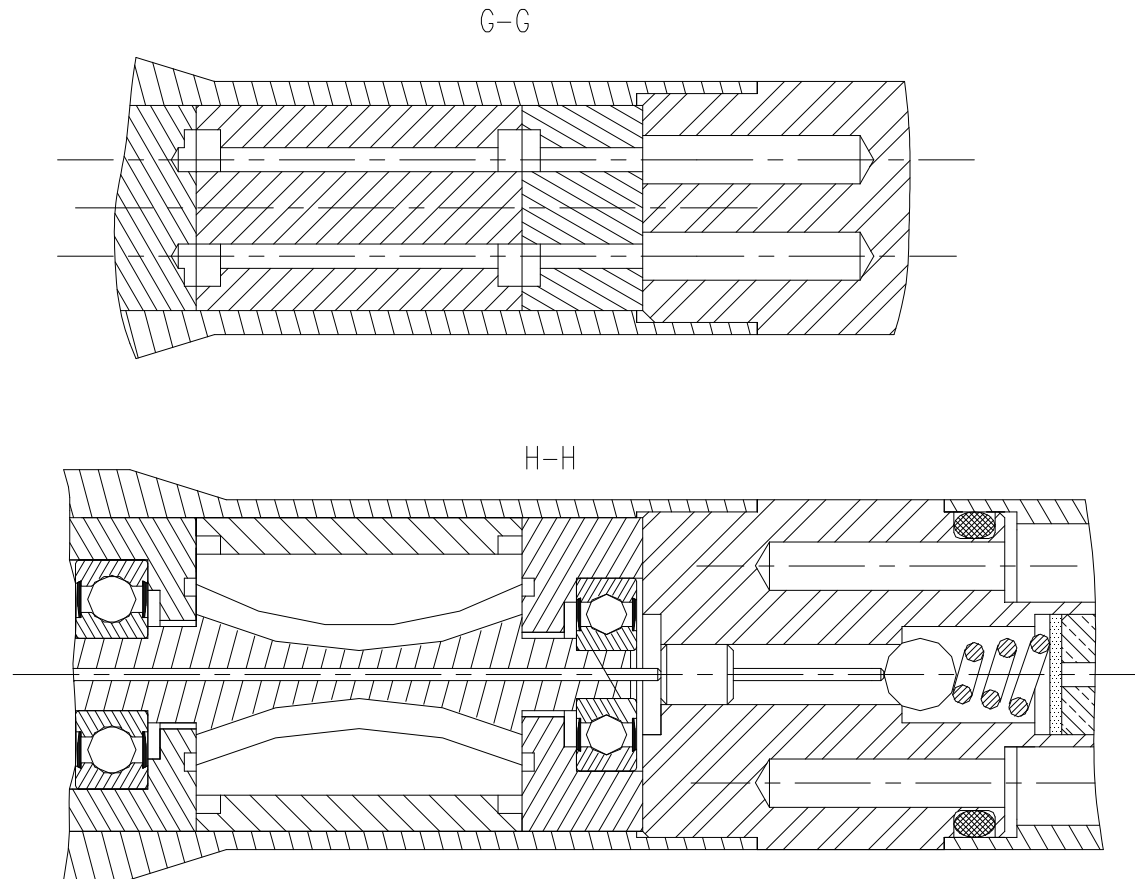


# Détail d'un mécanisme de visseuse pneumatique





# Détail d'un mécanisme de visseuse pneumatique







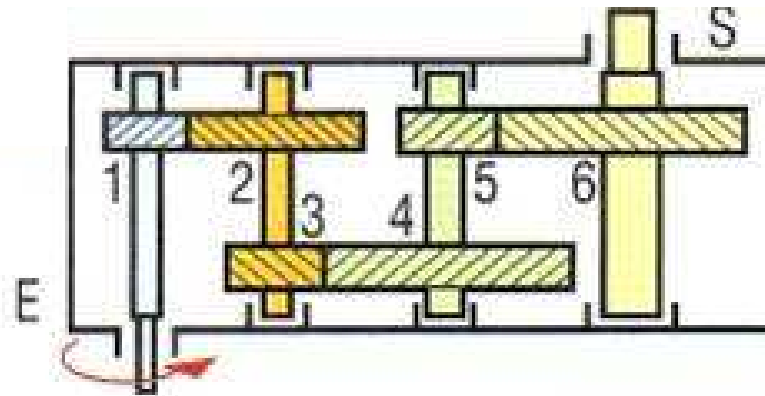
# Trains d'engrenages

## Exercices

### Exercice 1

Le réducteur représenté schématiquement se compose de trois trains d'engrenages à roues hélicoïdales ( $Z_1 = 32$ ,  $Z_2 = 64$ ,  $Z_3 = 25$ ,  $Z_4 = 80$ ,  $Z_5 = 18$ ,  $Z_6 = 50$  dents).

Si  $n_1 = 1\ 500$  tr/min, déterminer la vitesse de sortie  $n_6$  et le sens de rotation.



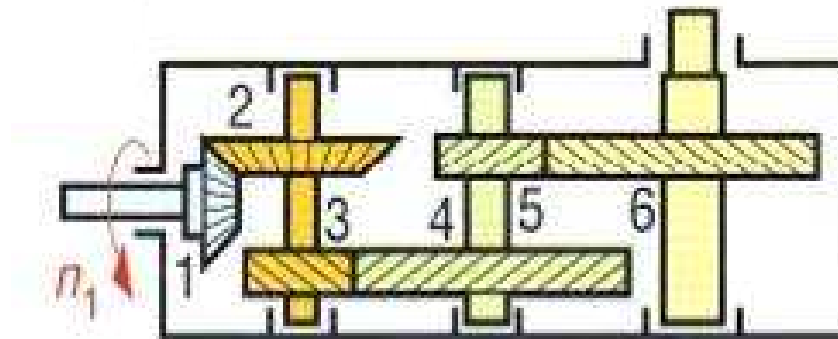


# Trains d'engrenages

## Exercices

### Exercice 2

Le réducteur spiroconique à trois trains proposés a les caractéristiques suivantes :  $Z_1 = 26$ ,  $Z_2 = 52$ ,  $Z_3 = 26$ ,  $Z_4 = 82$ ,  $Z_5 = 18$ ,  $Z_6 = 48$  dents. Si  $n_1 = 1\ 500$  tr/min, déterminer la vitesse de sortie  $n_6$  et le sens de rotation





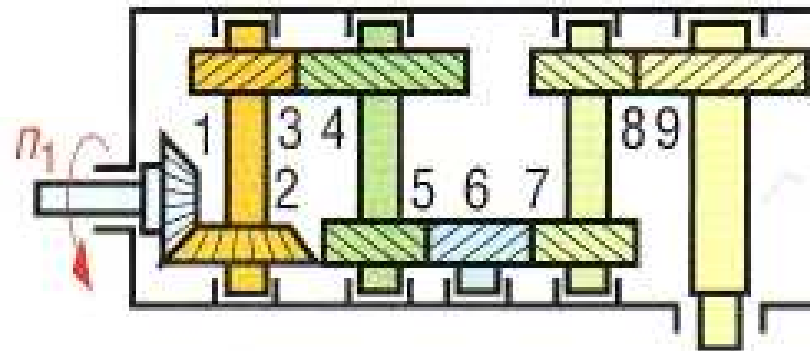
# Trains d'engrenages

## Exercices

### Exercice 3

Le réducteur spiroconique proposé a les caractéristiques suivantes :

$Z_1=32$ ,  $Z_2=40$ ,  $Z_3=18$ ,  $Z_4=72$ ,  $Z_5=22$ ,  $Z_6=24$ ,  $Z_7 = 30$ ,  $Z_8 = 17$  et  $Z_9 = 34$  dents. Si  $n_1$  1500 tr/min, déterminer la vitesse de sortie  $n_9$  et le sens de rotation



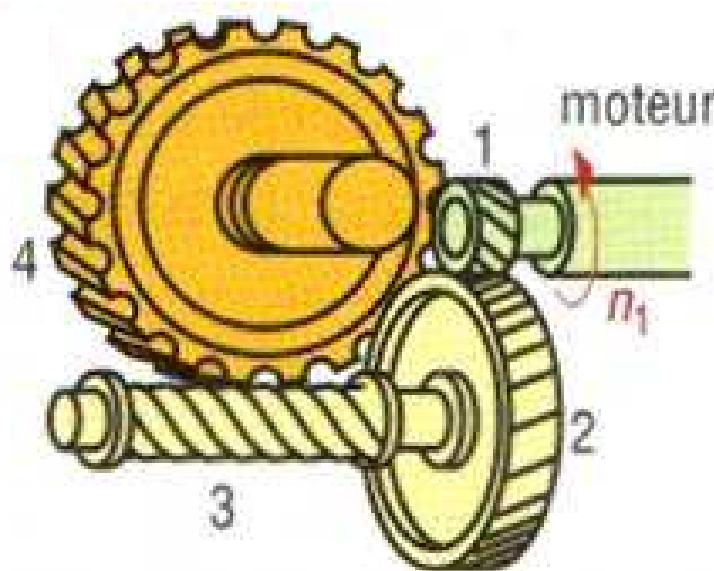


# Trains d'engrenages

## Exercices

### Exercice 4

Le réducteur à axes orthogonaux se compose de deux roues hélicoïdales ( $Z_1 = 24$ ,  $Z_2 = 84$  dents) et d'un système roue et vis sans fin (vis 3 à 4 filets,  $Z_4 = 36$  dents). Indiquer, d'après la figure, le sens des hélices de toutes les roues et vis. Calculer le rapport global de réduction et la vitesse de sortie  $n_4$  si  $n_1 = 1\ 500$  tr/min





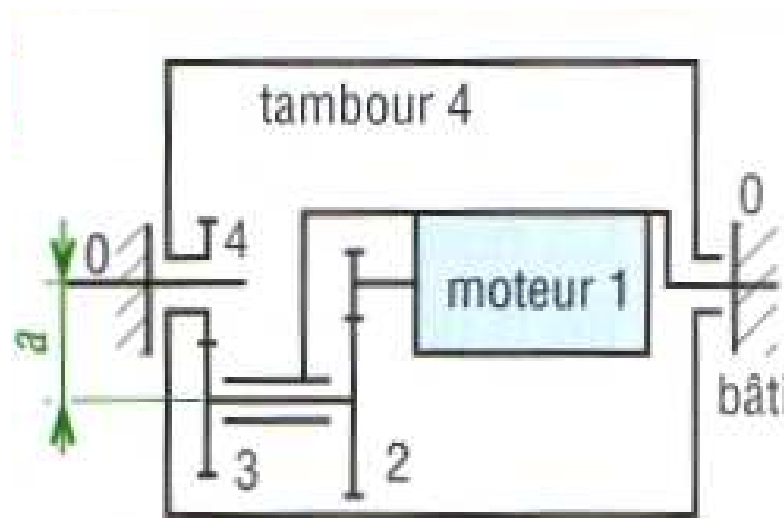


# Trains d'engrenages

## Exercices

### Exercice 5

Le tambour moteur de tapis roulant proposé schématiquement a les caractéristiques suivantes :  $n_1 = 1500$  tr/min, deux trains à dentures droites,  $Z_4 = 40$ ,  $Z_2 = 67$ , rapport de réduction [ $n_4/n_1 = 0,1015$ ], entraxe commun  $a = 42$  mm et module du couple de roues (3-4)  $m_2 = 1,5$  mm. Déterminer  $Z_3$ ,  $Z_1$  et le module  $m_1$  du couple de roue (1,2).





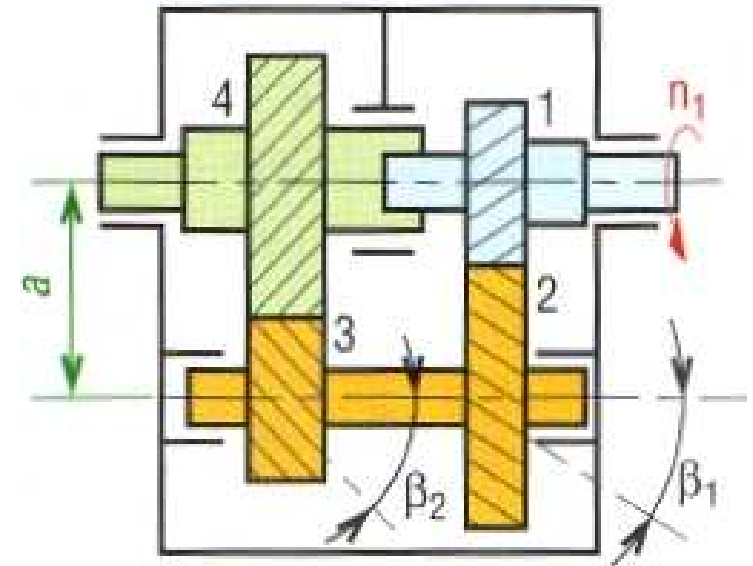
## Exercice 6

### Exercices

Le réducteur à deux trains d'engrenages hélicoïdaux proposé présente la particularité d'avoir l'arbre d'entrée coaxial à l'arbre de sortie.

Engrenage (1,2) :  $Z_1 = 30$ ,  $Z_2 = 60$ , angle d'inclinaison de l'hélice  $\beta_1 = 30^\circ$ , module normal  $m_n = 5$  mm.

Engrenage (3,4) :  $Z_3 = 22$ ,  $Z_4 = 35$ , module normal 8 mm. Si l'entraxe est le même pour les deux engrenages, déterminer l'angle de l'hélice  $\beta_2$  du deuxième train. Calculer le rapport de la transmission et la valeur de  $n_4$  si  $n_1 = 1\ 500$  tr/min. Préciser le sens de rotation





### **Exercice 7**

Si la puissance transmise est de 40 kW, déterminer les efforts axiaux  $F_A$  exercés sur les quatre roues du réducteur de l'exercice 6. Faire le bilan des efforts axiaux sur l'arbre intermédiaire (2-3). Y a-t-il compensation ?



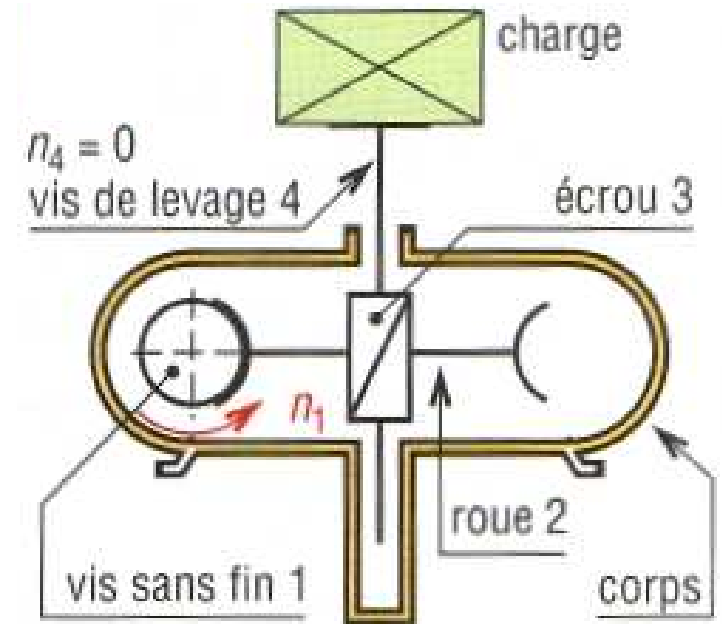
# Trains d'engrenages

## Exercices

### Exercice 8

Le vérin à vis proposé schématiquement est utilisé pour lever une charge : engrenage roue et vis couplé avec un système vis-écrou. La vis de levage 4 (pas 8 mm, filet à droite, ne peut pas tourner :  $n_4 = 0$ ) est entraînée en translation verticale à la vitesse  $V$  par l'écrou 3 solidaire de la roue 2 (25 dents). Le mouvement moteur est fourni par la vis sans fin 1 (un filet à gauche)..

Si  $n_1 = 1500$  tr/min, déterminer la vitesse  $V$  (en m/s) de sortie de la vis 4. La charge monte-t-elle ou descend-elle ?





# Trains d'engrenages

## Exercices

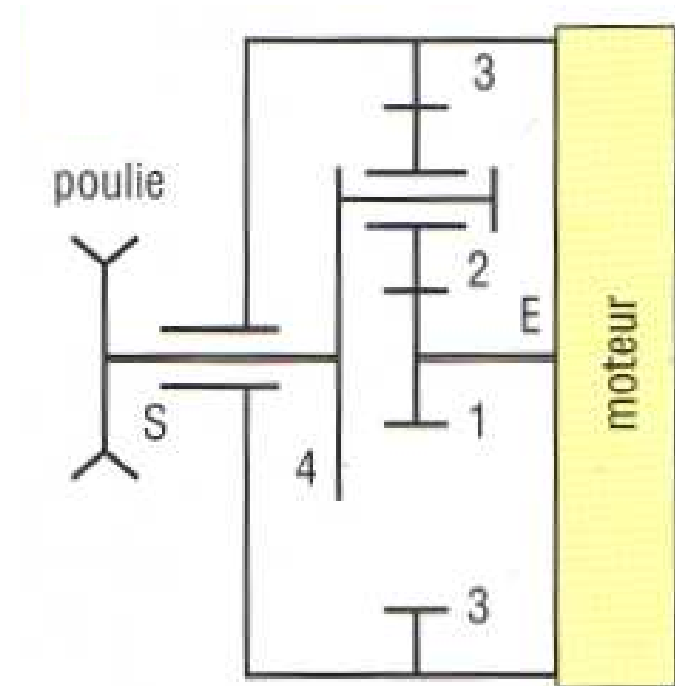
### Exercice 9

Le train épicycloïdal simple proposé à son entrée (E) sur la roue 1 ( $n_1 = 1\,330$  tr/min,  $Z_1 = 18$ ,  $Z_2 = 60$ ,  $Z_3 = 138$ ) et sa sortie S sur une poulie liée au porte-satellite 4.

Calculer la vitesse de sortie  $n_s = n_4$ .

### Exercice 10

Reprendre l'énoncé de l'exercice 9 avec les valeurs  $Z_1 = 20$ ,  $Z_2 = 50$ ,  $Z_3$  inconnue,  $n_1 = 1\,500$  tr/min.





# Trains d'engrenages

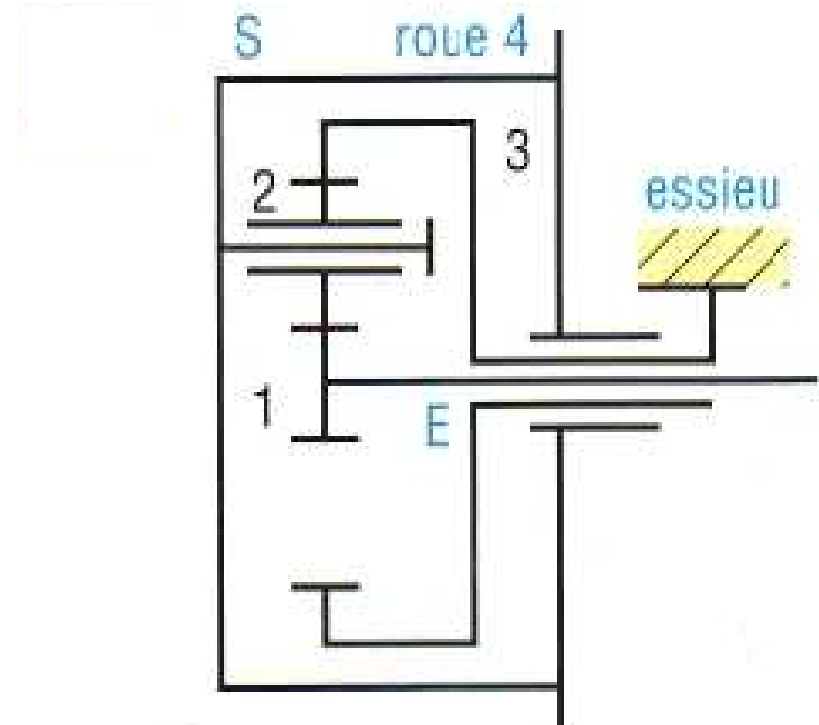
## Exercices

### Exercice 11

Le réducteur de roue proposé est utilisé sur les camions, pour diminuer le diamètre des arbres de transmission successifs.

Les caractéristiques sont :  $Z_1 = 36$ ,  $Z_2 = 36$ ,  $Z_3 = 108$ , entrée E ( $n_E = n_1 = 1000$  tr/min) et sortie S sur le porte-satellites 4 (moyeu) lié à la roue.

Déterminer la vitesse de sortie  $n_4 = n_s$ .



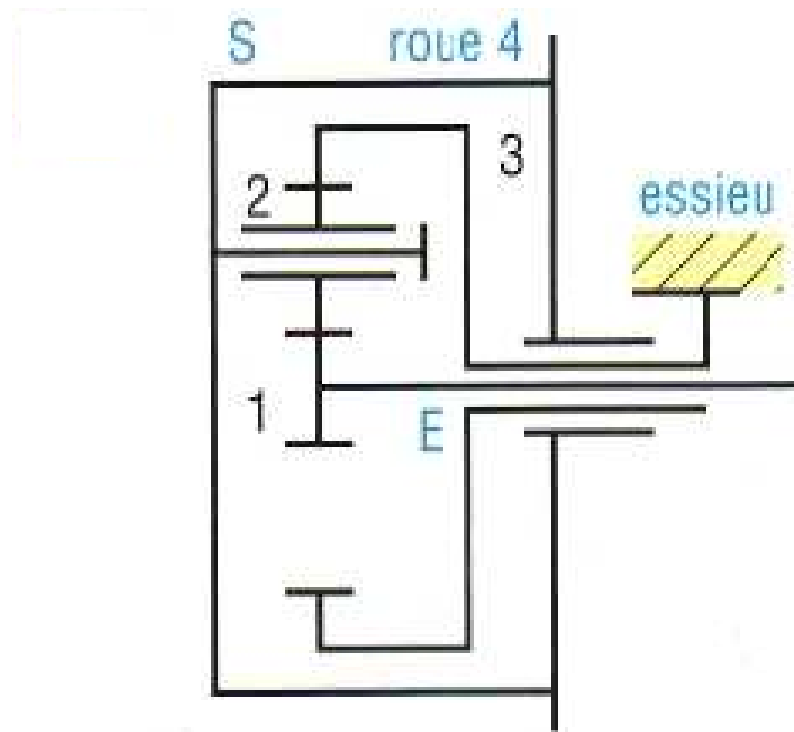


# Trains d'engrenages

## Exercices

### Exercice 12

Reprendre l'énoncé de l'exercice 11 avec  $Z_1 = 32$ ,  $Z_2 = 40$ ,  $Z_3$  inconnue,  $n_1 = 1\ 000$  tr/min



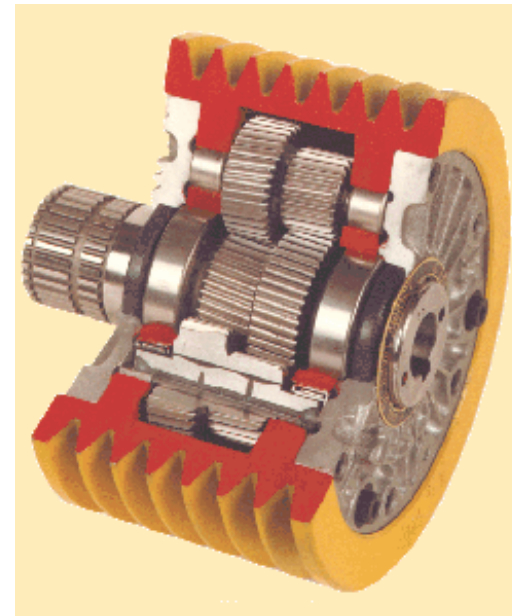
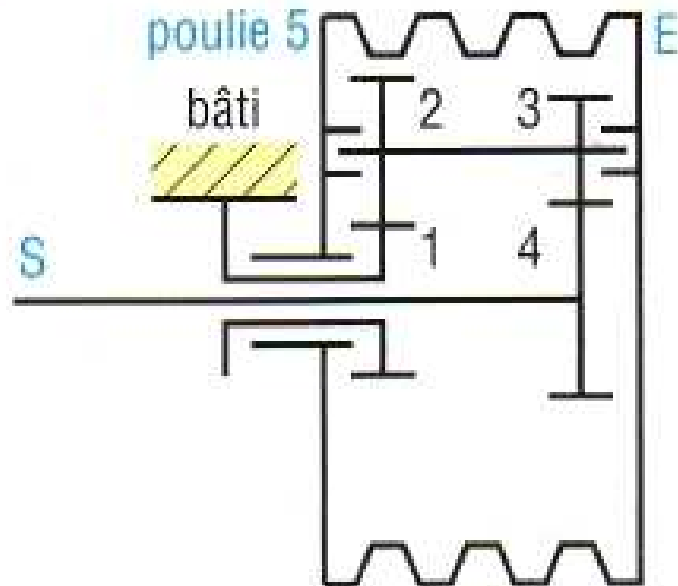


# Trains d'engrenages

## Exercices

### Exercice 13

La poulie réductrice proposée reçoit la puissance sur la poulie 5 (entrée E) par plusieurs courroies trapézoïdales. Un train épicycloïdal réduit le mouvement et le transmet à l'arbre 4 (sortie S). Les caractéristiques sont :  $Z_1 = 37$ ,  $Z_2 = 26$ ,  $Z_3 = 23$ ,  $Z_4 = 35$ . Calculer la vitesse de sortie  $n_4 = n_S$  si  $n_E = n_5 = 500 \text{tr/min}$ .







# Trains d'engrenages

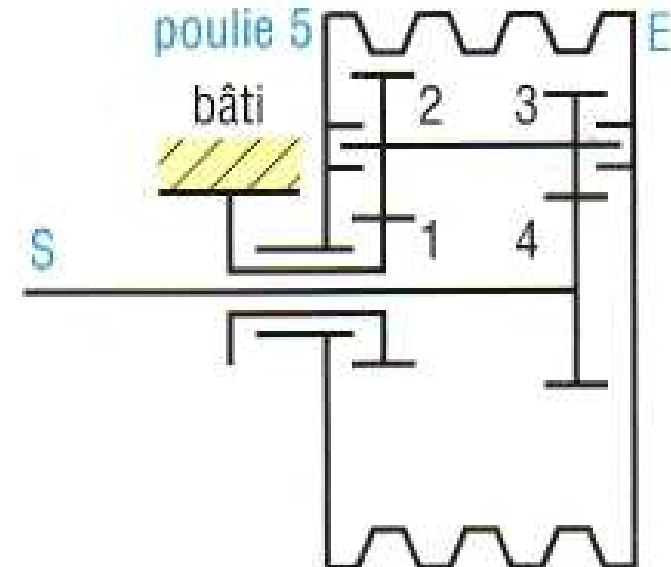
## Exercices

### Exercice 14

Reprendre l'énoncé de l'exercice 13. Afin d'élargir sa gamme de poulies réductrices le fabricant propose avec l'engrenage  $Z_3 = 23$  et  $Z_4 = 35$  les couples interchangeables suivants

$Z_1$	37	36	38	40	36
$Z_2$	26	25	26	24	32

Calculer la vitesse de sortie  $n_4$  pour chaque cas.



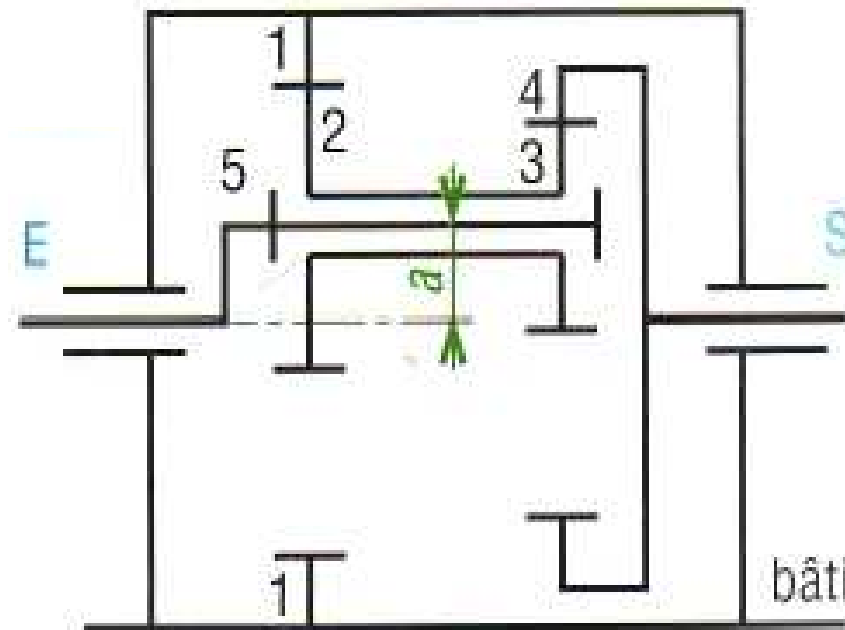


# Trains d'engrenages

## Exercices

### Exercice 15

Le réducteur à train épicycloïdal proposé a les caractéristiques suivantes :  $Z_1 = 169$ ,  $Z_2 = 163$ ,  $Z_4 = 170$ ,  $Z_3 = 164$ , entrée en E ( $n_E = n_1 = 1\ 500$  tr/min). Calculer la vitesse de sortie  $n_s = n_4$





### Exercice 16

Reprendre l'énoncé de l'exercice 15 avec  $Z_1 = A$ ,  $Z_2 = B$ ,  $Z_4 = 170$ ,  $Z_3 = 164$  (toutes les roues ont même module  $m = 1$ ) et vitesse d'entrée  $n_E = n_5 = 1000$  tr/min. Le couple A/B est interchangeable et le nombre de dents peut être choisi.

- Déterminer le rapport  $n_s/n_E$  en fonction de A et B.
- Écrire une relation entre A et B (propriété géométrique).
- Calculer  $n_s$  lorsque A a les valeurs suivantes : 50, 80, 120, 140, 160, 162, 164, 166, 168, 169. Comparer.



# Trains d'engrenages

## Exercice 17

## Exercices

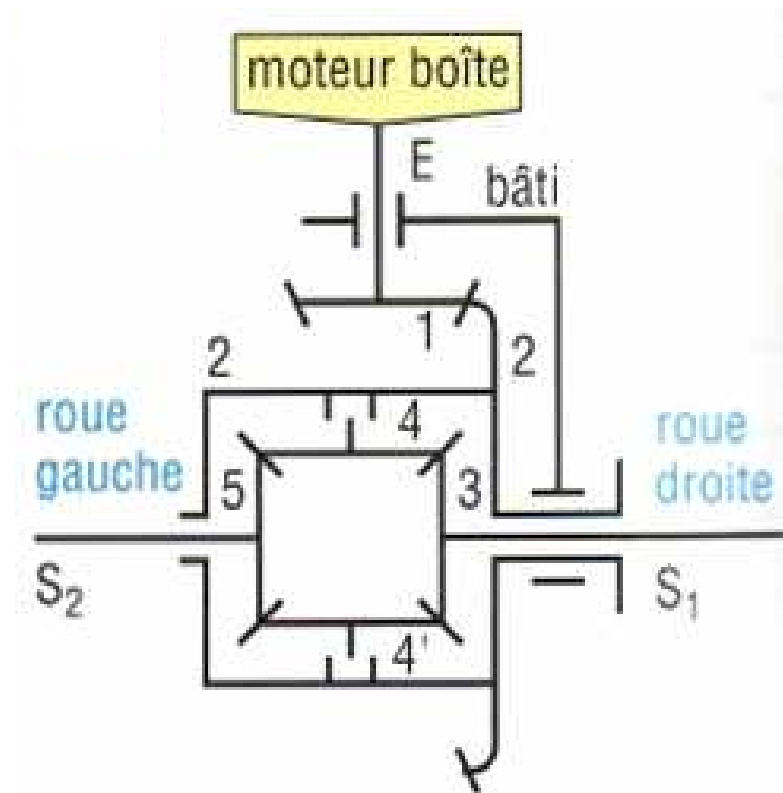
Toutes les automobiles et tous les camions sont munis d'un différentiel. Ce dispositif permet de transmettre l'énergie motrice aux deux roues même si celles-ci ne tournent pas à la même vitesse, dans le cas d'un virage.

La plupart des différentiels utilisent un train épicycloïdal sphérique, avec des roues coniques, dont le principe est indiqué figure ci-contre.

Exemple de caractéristiques :

$$Z_1=17, \quad Z_2=54, \quad Z_3=Z_5=11, \quad ,$$

$$Z_4=Z_{4'}=16.$$





# Trains d'engrenages

## *Exercices*





# Trains d'engrenages

## Exercices

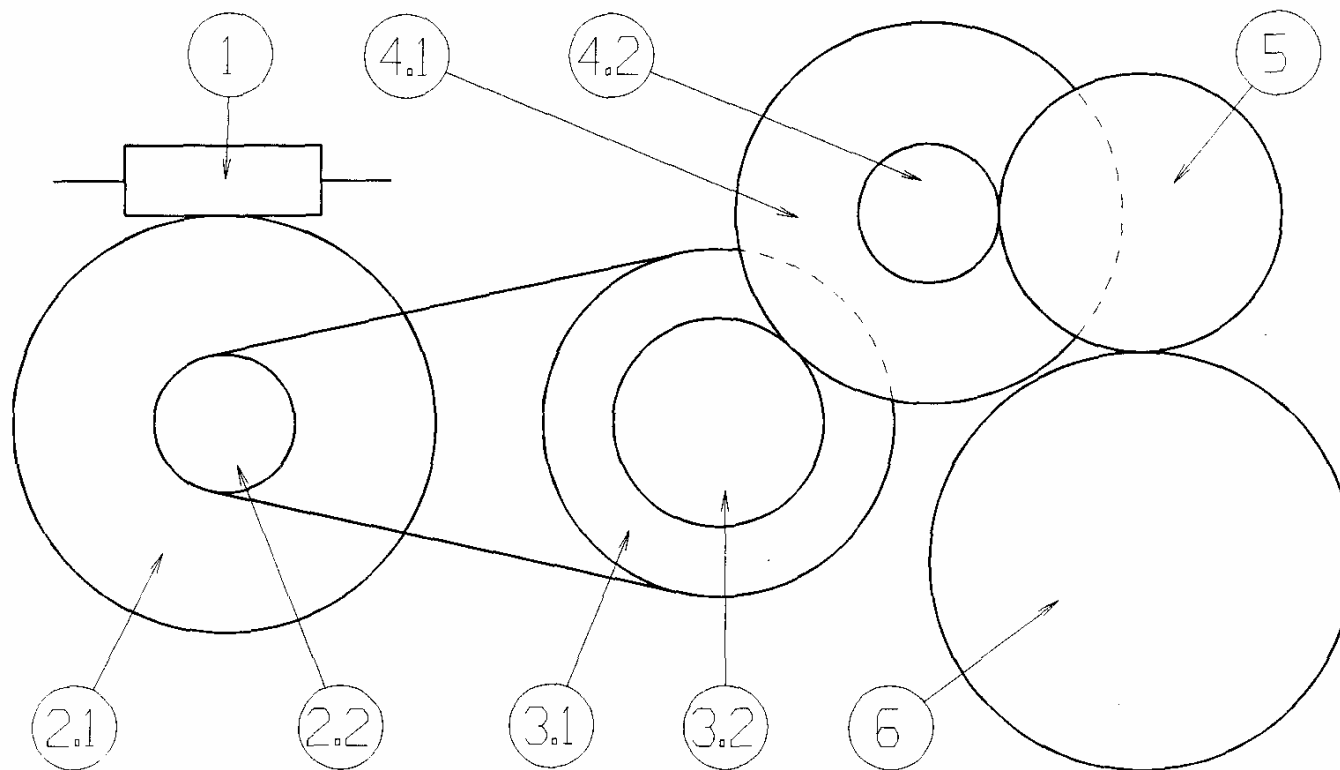
- a)  $n_1 = n_E = 2\ 000$  tr/min, déterminer la vitesse des deux roues si celles-ci sont supposées tourner à la même vitesse ( $n_{s1} = n_{s2}$ ).
- b) Refaire la question si, la voiture étant à l'arrêt, la roue gauche patine sur le verglas alors que la roue droite reste bloquée ( $n_{s1} = 0$ ).
- c) Que se passe-t-il dans les virages ? Comment réagit le différentiel ?



## Exercice 9 :

Un moteur électrique (puissance 750 W, vitesse de rotation 1500 Tour / min), entraîne une vis sans fin 1 (4 filets) Cette vis sans fin transmet le mouvement à la roue 2.1 ( $Z_{2.1} = 80$  dents).

Le mouvement de rotation est ensuite transformé par un système poulies courroie ( $d_{2.2} = 40$  mm,  $d_{3.1} = 120$  mm) qui transmet le mouvement au pignon 3.2 ( $Z_{3.2} = 40$  dents). Le mouvement de rotation est ensuite transformé par le réducteur à engrenages (3.2 ; 4.1 ; 4.2 ; 5 ; 6) avec  $Z_{4.1} = 60$  dents,  $Z_{4.2} = 20$  dents  $Z_6 = 80$  dents.







- 1 / Déterminez le rapport de réduction  $i_1 = \frac{N_2}{N_1}$
- 2 / Déterminez le rapport de réduction  $i_2 = \frac{N_3}{N_2}$
- 3 / Déterminez le rapport de réduction  $i_3 = \frac{N_6}{N_3}$
- 4 / Déterminez le rapport de réduction total  $i = \frac{N_3 N_6}{N_1}$
- 5 / Déterminez le couple  $C_1$  transmis par le moteur à la vis 1
- 6 / Connaissant  $N_1$ , déterminez  $N_6$ .
- 7 / Déterminez  $C_6$  (couple disponible au niveau de l'arbre 6).
- 8 / Que remarque t'on ?



# Trains d'engrenages

## Exercices

Un moteur électrique (Puissance  $P = 1500$  W, Vitesse de rotation  $N_M = 3500$  tr/min) entraîne une vis sans fin (1).

Le mouvement de rotation de la vis sans fin (1) est transmis à l'arbre de sortie de la poulie (8) par la chaîne cinématique composée de **3 sous-ensembles** A, B et C.

**A** : Un **engrenage roue et vis sans fin** (1) et (2)

**B** : Un **train d'engrenages** parallèles (3), (4), (5), (6)

**C** : Un ensemble **poulies-courroie** (7) et (8)

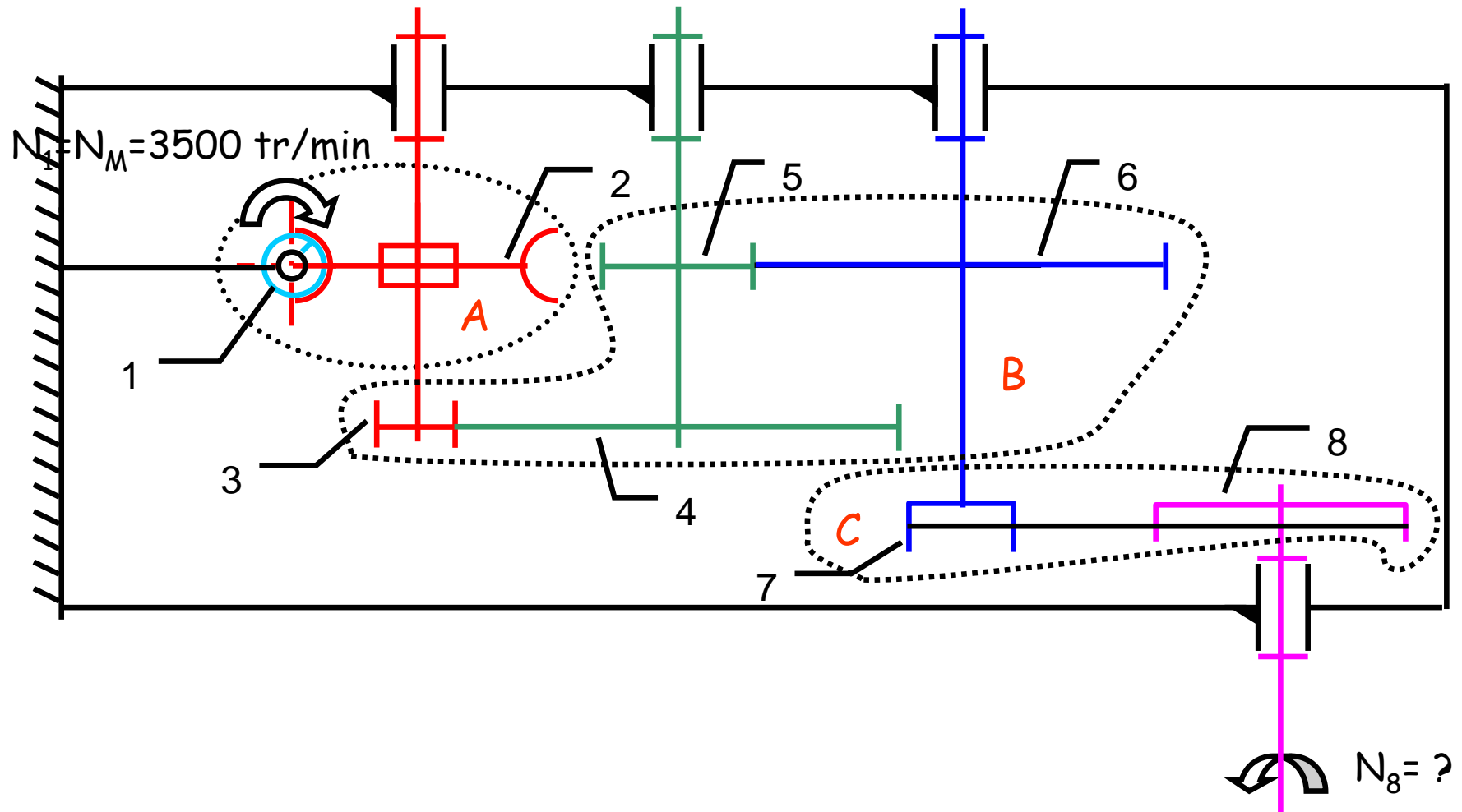
• **On donne :**

Le schéma cinématique et les caractéristiques des différents éléments de la chaîne cinématique de transmission de mouvement :



# Trains d'engrenages

## Exercices





# Trains d'engrenages

## Exercices

**Objectif :** Déterminer la vitesse de rotation de sortie,  $N_8$ .

8	$\varnothing_8 = 70 \text{ mm}$	$r_{8/7} = \frac{N_8}{N_7}$
7	$\varnothing_7 = 35 \text{ mm}$	
6	$Z_6 = 50 \text{ dents}$	$r_{6/3} = \frac{N_6}{N_3}$
5	$Z_5 = 30 \text{ dents}$	
4	$Z_4 = 60 \text{ dents}$	
3	$Z_3 = 25 \text{ dents}$	
2	$Z_2 = 50 \text{ dents}$	$r_{2/1} = \frac{N_2}{N_1}$
1	$Z_1 = 2 \text{ filets}$	
Rep.	Caractéristique	Rapport de transmission



# Trains d'engrenages

---

## Exercices

1. Exprimer littéralement puis calculer le rapport de transmission du sous-ensemble A , **r 2/1**
2. Déterminer le rapport de transmission du sous-ensemble B, **r 6/3 =** pour cela :
  - a. Donner le repère des roues **menantes**
  - b. Donner le repère des roues **menées**
  - c. Exprimer littéralement le rapport de transmission **r 6/3 =**
  - d. Calculer le rapport de transmission **r 6/3**
3. Exprimer littéralement puis calculer le rapport de transmission du sous-ensemble C , **r 8/7**
4. En fonction du nombre de contacts extérieurs du train d'engrenages B, donner le **sens de rotation de (8)** par rapport à (3) (inverse ou identique)



# Trains d'engrenages

## Exercices

5. Exprimer littéralement la vitesse de rotation de l'arbre de sortie  $N_8$  en fonction de  $N_1 (=N_M)$  et  $r_{8/1}$  puis calculer  $N_8$  en tr/min, en prenant  $r_{8/1} = 1/200$
  6. Exprimer littéralement la vitesse de rotation angulaire  $\omega_8$  en fonction de  $N_8$  puis calculer  $\omega_8$  en rad/s.
  7. **Exprimer littéralement la vitesse linéaire de la courroie  $V$  en fonction de  $\omega_8$  puis calculer  $V$  en m/s.**
  8. **Exprimer littéralement le couple disponible sur l'arbre (8)  $C_8$  en fonction de la puissance  $P$  et de  $\omega_8$  puis calculer  $C_8$  en N.m.**
- ***HYPOTHESE*** : *Le rendement de la chaîne cinématique et égal à 1*



# Efforts sur les dentures

## *Cas des engrenages droits à denture droite*

La roue 1 est supposée menante (motrice) et la roue 2 menée (réceptrice),  $r_1$  et  $r_2$  sont les rayons primitifs.

$C_1$  est le couple moteur sur la roue 1 et  $C_2$  le couple récepteur sur la roue 2.

$P_1$  est la puissance motrice de la roue 1 et  $P_2$  la puissance réceptrice de la roue 2. Si le rendement est égal à 1:

$$P_2 = P_1.$$

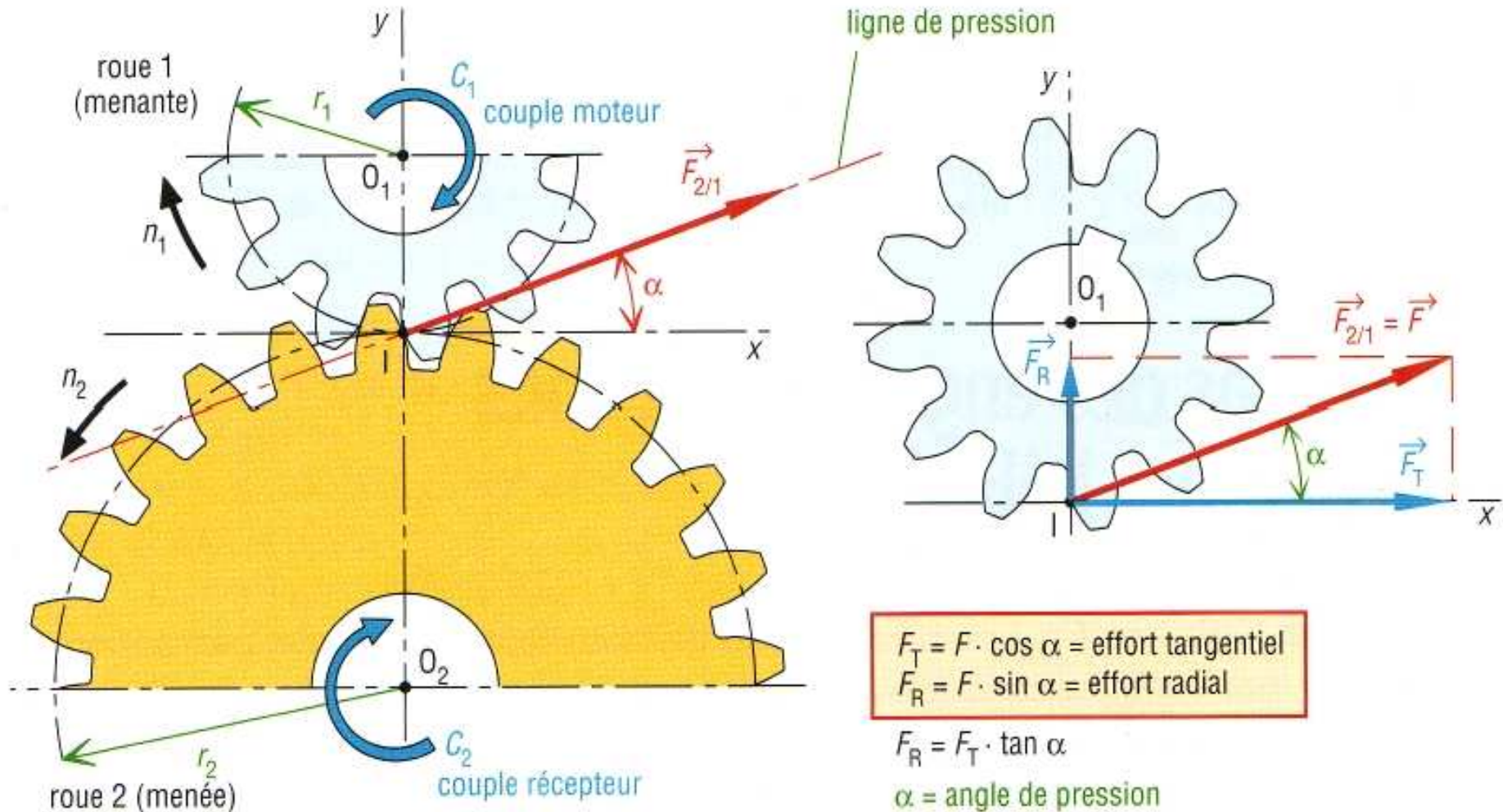
$$P = C \cdot \omega \quad P_1 = C_1 \cdot \omega_1 \quad P_2 = C_2 \cdot \omega_2$$

avec  $P$  en watts,  $C$  en Nm et  $\omega$  en rad/s



# Efforts sur les dentures

## Cas des engrenages droits à denture droite



Efforts sur une denture droite





# Efforts sur les dentures

## *Cas des engrenages droits à denture droite*

### Efforts de contact

#### **a) Action de contact $F_{2/1}$**

Elle schématise l'action exercée par la roue 2 sur la roue 1. Elle est toujours portée par la ligne de pression (inclinée de l'angle de pression  $\alpha$  et passant par I, point de contact entre cercles primitifs).

#### **b) Effort tangentiel $F_T$**

Il est obtenu en projetant  $F_{2/1}$  sur la tangente en I aux cercles primitifs.  $F_T$  est à l'origine du couple transmis.

$$F_T = F_{2/1} \cdot \cos \alpha \quad C_1 = F_T \cdot r_1 \quad C_2 = F_T \cdot r_2$$



# Efforts sur les dentures

## *Cas des engrenages droits à denture droite*

**c) Effort radial  $F_R$**  : perpendiculaire à  $F_T$ , il est obtenu en projetant  $F_{2/1}$  sur  $O_1O_2$ .

Parfois appelé **effort de séparation**, il ne participe pas à la transmission du couple ; son action a tendance à **séparer les deux roues** et se traduit par un **fléchissement des arbres**.

$$F_R = F_{2/1} \cdot \sin \alpha$$

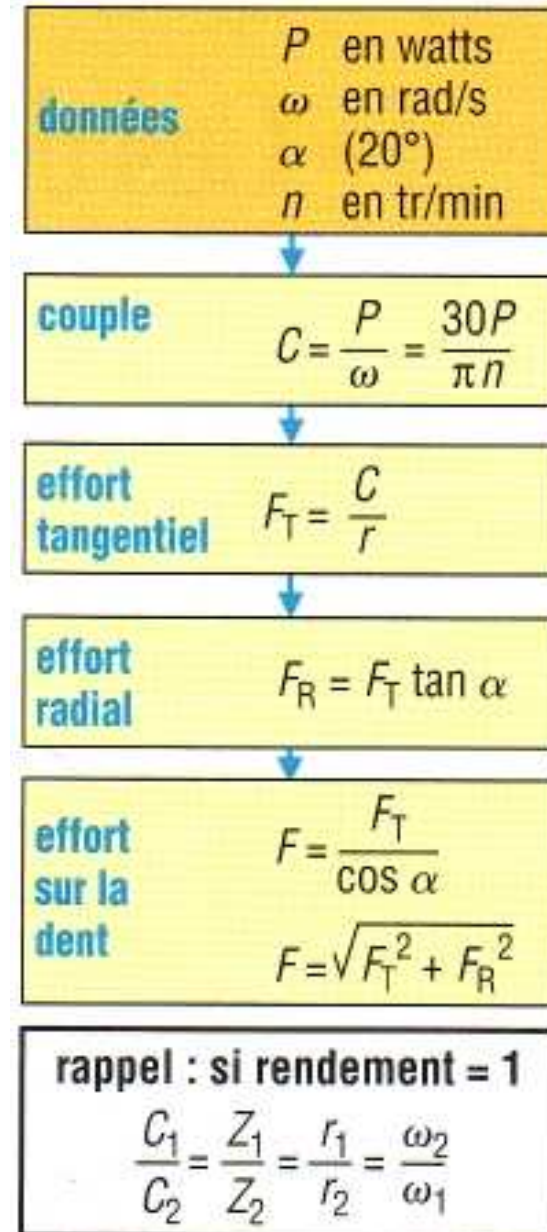


# Efforts sur les dentures

## Cas des engrenages droits à denture droite

### Calcul de $F_{2/1}$ , $F_T$ et $F_R$

L'organigramme proposé indique la procédure à suivre, connaissant la puissance d'entrée, la vitesse de rotation et l'angle de pression (la détermination de  $F_T$  à partir du couple  $C$  est nécessaire pour obtenir  $F_R$  et  $F_{2/1}$ ).





# Efforts sur les dentures

## Cas des engrenages droits à denture droite

### Efforts de contact

Une puissance de 100 kW à 1500 tr/min est transmise d'une roue 1 ( $Z_1 = 20$ ) à une roue 2 ( $Z_2 = 40$ ). Le module est de 8 mm et l'angle de pression de  $20^\circ$ .

Déterminons l'ensemble des actions exercées (cas d'un rendement égal à 1).

- $r_1 = 0,5.mZ_1 = 0.5.8.20 = 80$  mm
- $r_2 = 2r_1 = 160$  mm
- $C_1 = 30P/\pi n = 30.100\ 000/\pi.1500 = 636,62$  Nm
- $C_2 = 2C_1 = 1273,24$  Nm
- $F_T = F_{T1} = C_1/r_1 = F_{T2} = 636,6/0.080 = 7958$  N
- $F_R = F_{R1} = F_T \tan \alpha = F_{R2} = 7958.\tan 20^\circ = 2896$  N
- $F = F_{2/1} = F_{1/2} = F_T / \cos \alpha = 7\ 958 / \cos 20 = 8\ 468$  N

$$\text{Vérification } F = [F_T^2 + F_R^2]^{0,5} = [7958^2 + 2896^2]^{0,5} = 8468$$



# Efforts sur les dentures

## *Cas des engrenages droits à denture hélicoïdale*

L'action  $F(F_{2/1}$  ou  $F_{1/2})$  exercée entre les dents en contact présente, par rapport au cas précédent, une composante axiale  $F_A$  supplémentaire due à l'inclinaison  $\beta$  de la denture.

$F_A$  est parallèle à l'axe de la roue et se transmet aux paliers par l'intermédiaire des arbres.

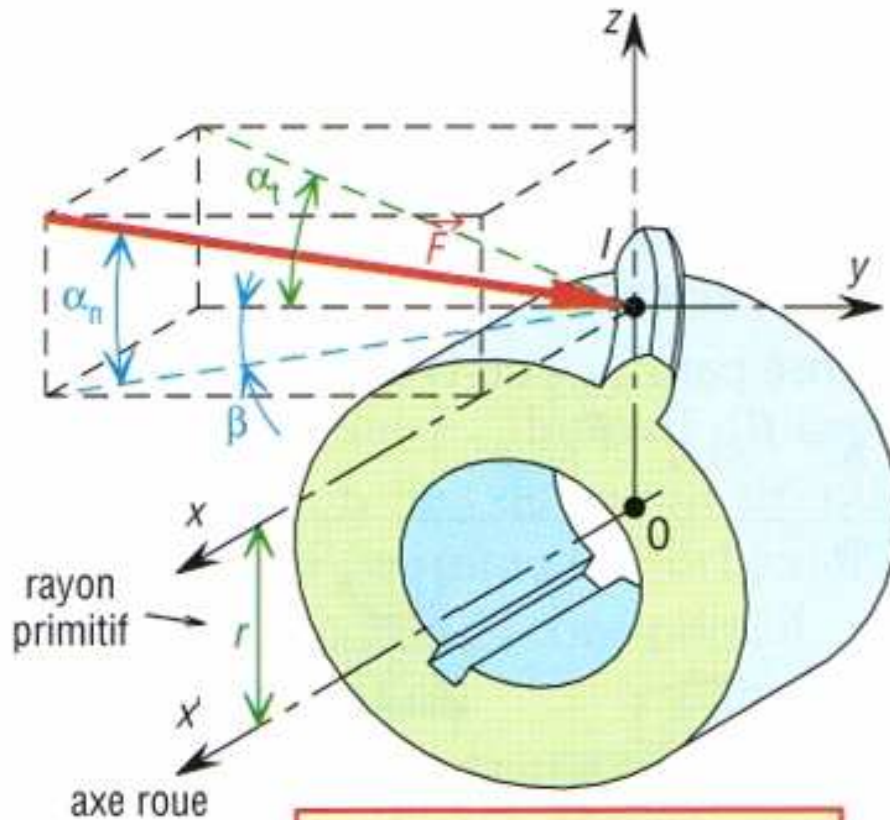
$F_A$ , **effort radial** passant par le centre de la roue, et  $F_T$ , **effort tangentiel** transmettant le couple et la puissance, sont analogues au cas précédent des dentures droites.

Ni  $F_R$ , ni  $F_A$  **ne participent à la transmission du couple**



# Efforts sur les dentures

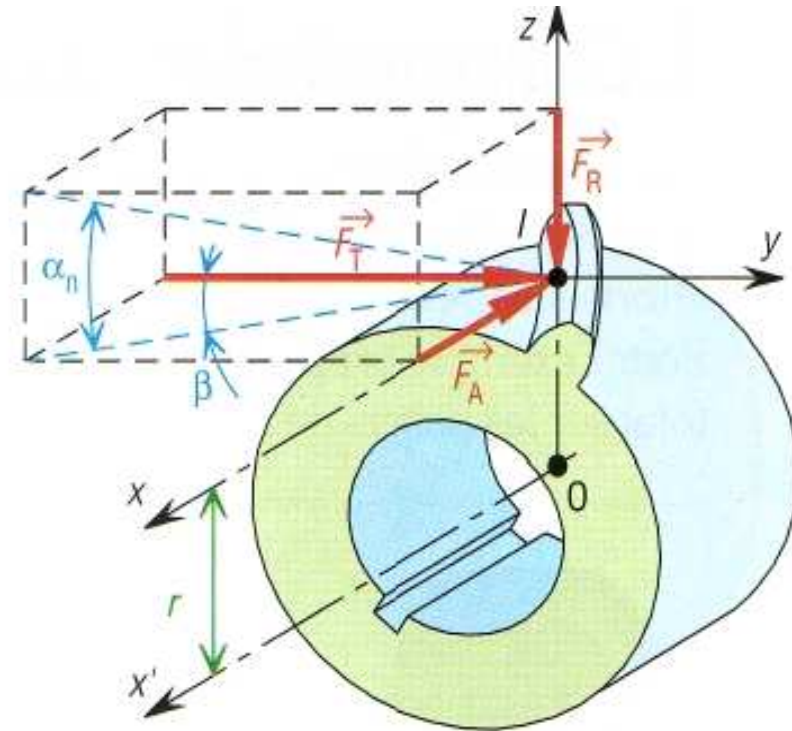
## Cas des engrenages droits à denture hélicoïdale



$F =$  effort total sur la dent

$$\tan \alpha_n = \tan \alpha_t \cdot \cos \beta$$

Action  $F$  résultante sur une dent hélicoïdale.



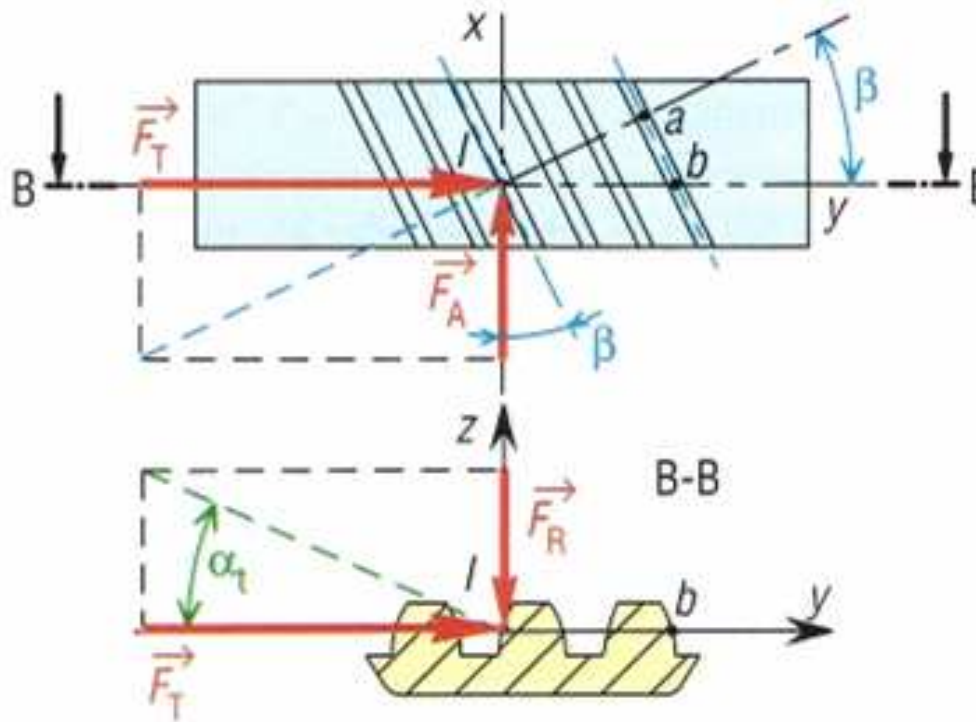
$$\begin{aligned} F_R &= F \cdot \sin \alpha_n = \text{effort radial (sur } z) \\ F_T &= F \cdot \cos \alpha_n \cdot \cos \beta = \text{effort tangentiel (sur } y) \\ F_A &= F \cdot \cos \alpha_n \cdot \sin \beta = \text{effort axial (sur } x) \end{aligned}$$

Composantes  $F_T$ ,  $F_A$ ,  $F_R$  de  $F$ .

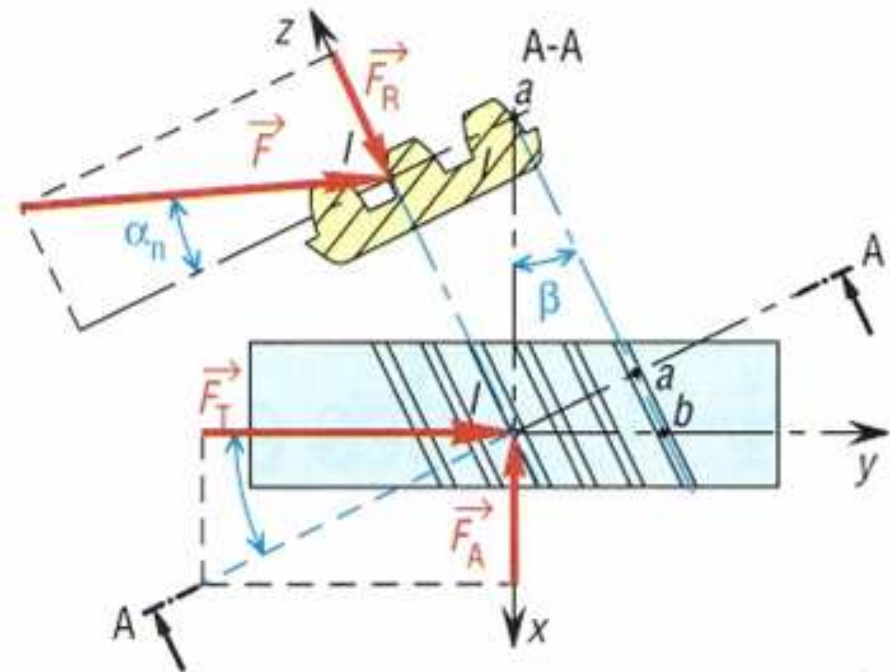


# Efforts sur les dentures

## Cas des engrenages droits à denture hélicoïdale



Vues de  $F_A$  et  $F_T$  dans le plan (I, x, y).



Mise en évidence de  $F$  et  $F_R$  dans le plan AA.

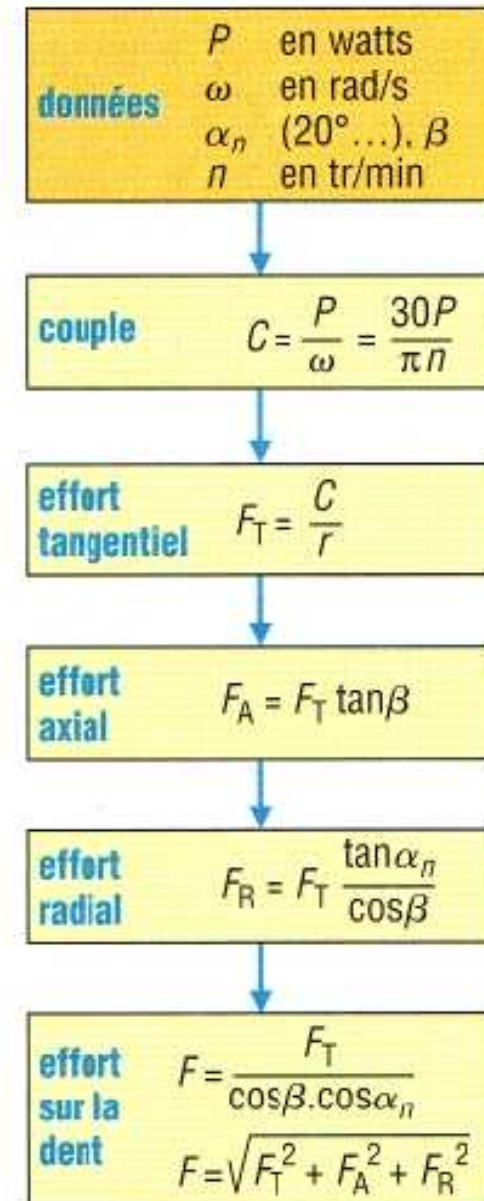


# Efforts sur les dentures

## Cas des engrenages droits à denture hélicoïdale

### Calcul de $F_T$ , $F_R$ , $F_A$ et $F$

L'organigramme proposé indique la procédure à suivre, connaissant la puissance d'entrée, la vitesse de rotation, l'angle de pression normal  $\alpha_n$  ( $\alpha_t$  = angle de pression apparent) et l'angle d'inclinaison  $\beta$ .







### Exemple 2

Reprenons les données de l'exemple 1 (100 kW à 1500 tr/min,  $Z_1 = 20$  et  $Z_2 = 40$ , module normal 8 mm) avec un angle de pression normal :  $\alpha_n = 20^\circ$ . Déterminons les actions si l'angle d'inclinaison de la denture est de  $30^\circ$ .

- $m_t = m_n / \cos \beta = 8 / \cos 30^\circ = 9,24 \text{ mm}$
- $r_1 = 1/2 \cdot m_t \cdot Z_1 = 1/2 \cdot 9,24 \cdot 20 = 92,4 \text{ mm}$
- $r_2 = 2r_1 = 184,8 \text{ mm}$
- $C_1 = 30P / \pi n = 30 \cdot 100\,000 / \pi \cdot 1500 = 636,62 \text{ Nm}$
- $C_2 = 2C_1 = 1273,24 \text{ Nm}$
- $F_T = F_{T1} = C_1 / r_1 = F_{T2} = 636,62 / 0,0924 = 6890 \text{ N}$
- $F_A = F_{A1} = F_T \tan \beta = F_{A2} = 6890 \cdot \tan 30 = 3978 \text{ N}$
- $F_R = F_{R1} = F_T \cdot \tan \alpha_n / \cos \beta = F_{R2} = 6890 \cdot \tan 20 / \cos 30 = 2896 \text{ N}$



# Efforts sur les dentures

## *Cas des engrenages droits à denture hélicoïdale*

- $F = F_{2/1} = F_T / (\cos\beta \cdot \cos\alpha_n) = F_{1/2} =$   
 $689 / (\cos 30 \cdot \cos 30) = 8466 \text{ N}$

Vérification :  $F = [F_T^2 + F_A^2 + F_R^2]^{1/2}$   
 $= [6890^2 + 3978^2 + 2 \cdot 896^2]^{1/2} = 8466 \text{ N}$

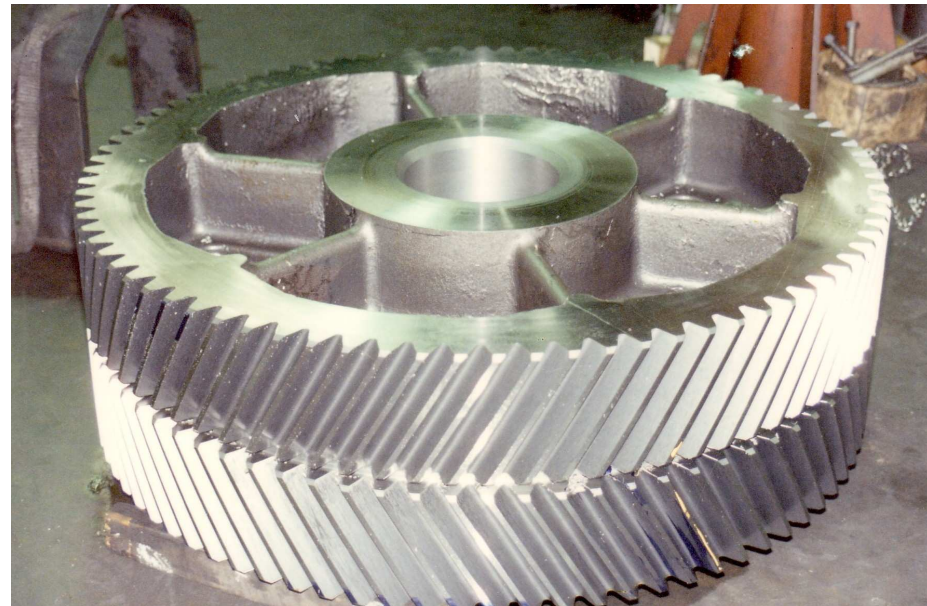
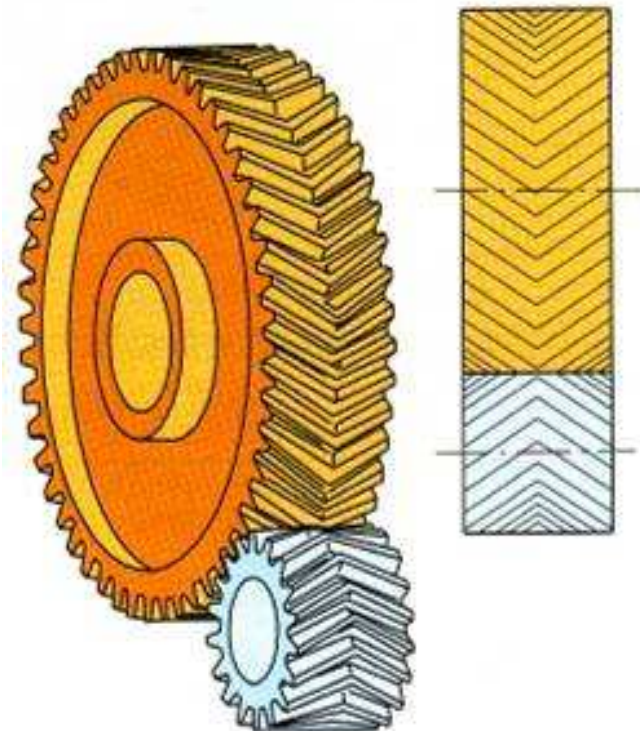


# Efforts sur les dentures

## *Cas des engrenages droits à denture hélicoïdale*

### Compensation des efforts axiaux $F_A$

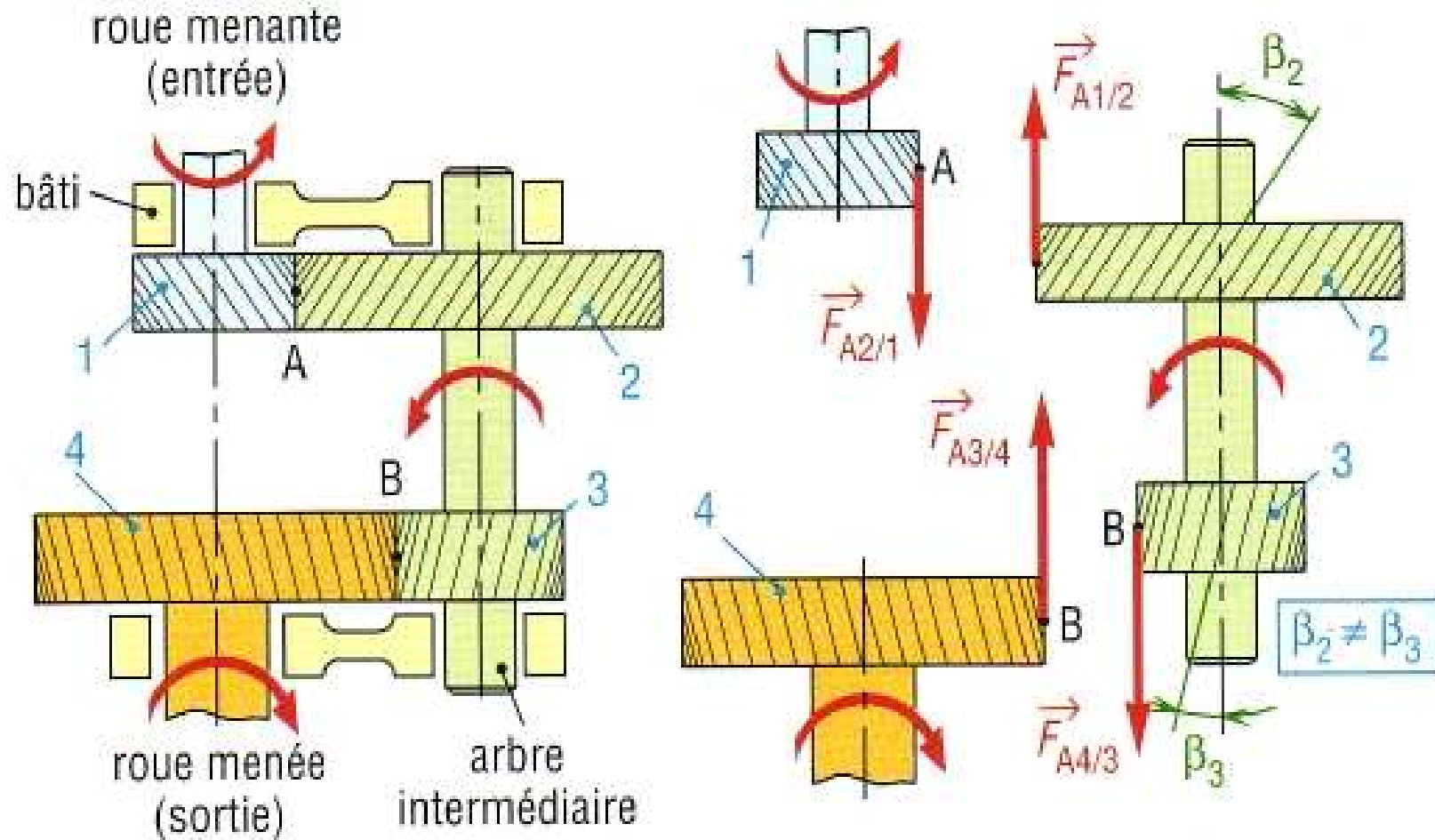
Les dentures chevrons éliminent les effets de l'effort axial sur les paliers. Pour un même arbre comportant deux roues, l'utilisation de sens d'hélices judicieusement choisis compense les efforts axiaux respectifs.





# Efforts sur les dentures

## Cas des engrenages droits à denture hélicoïdale

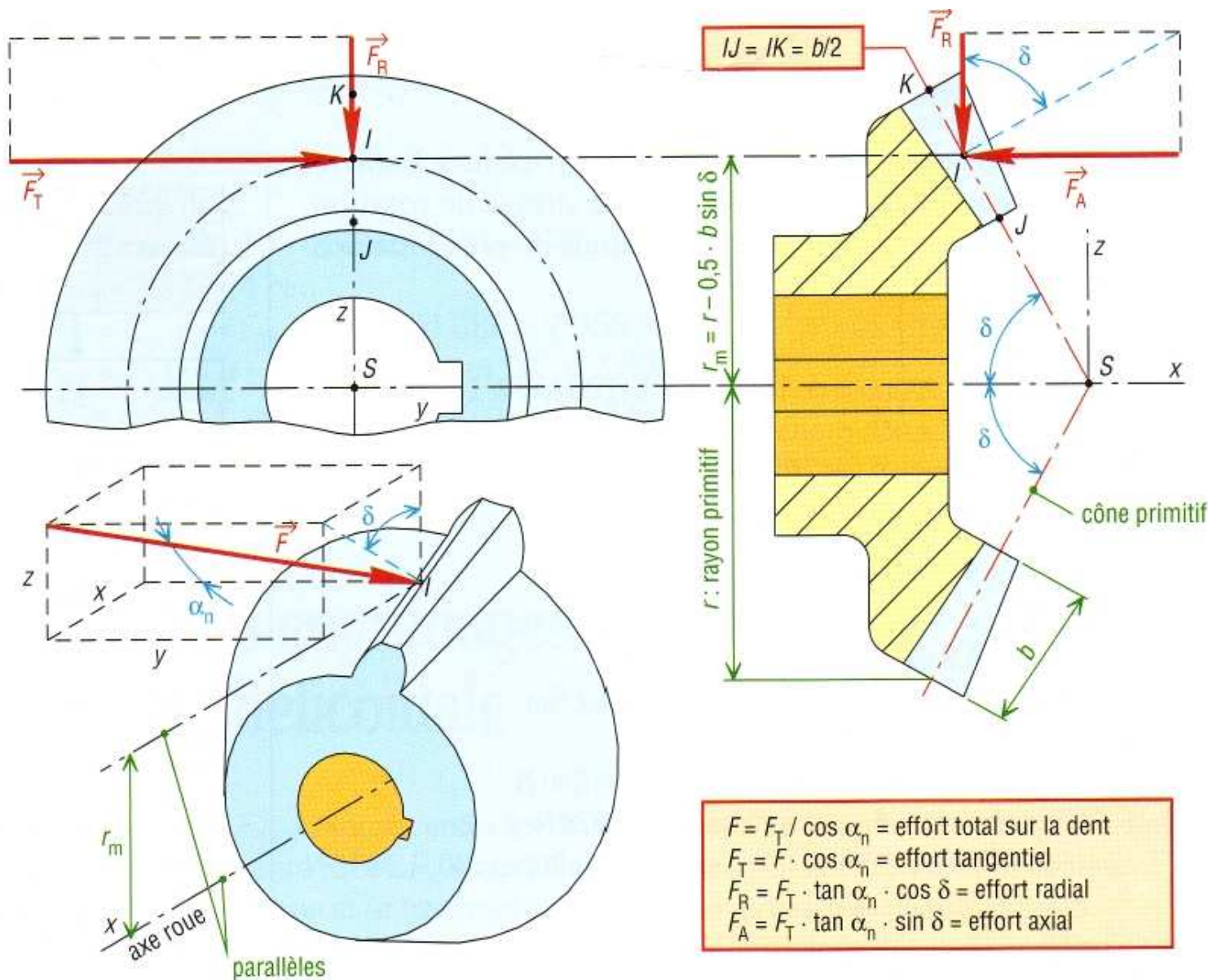


Pour l'exemple proposé,  $F_{A1/2}$  en A est compensé par  $F_{A4/3}$  en B ce qui donne un effort axial total sur les paliers de l'arbre intermédiaire :  $F_A = F_{A1/2} - F_{A4/3}$



# Efforts sur les dentures

## Cas des engrenages coniques à denture droite



$$\begin{aligned}
 F &= F_T / \cos \alpha_n = \text{effort total sur la dent} \\
 F_T &= F \cdot \cos \alpha_n = \text{effort tangentiel} \\
 F_R &= F_T \cdot \tan \alpha_n \cdot \cos \delta = \text{effort radial} \\
 F_A &= F_T \cdot \tan \alpha_n \cdot \sin \delta = \text{effort axial}
 \end{aligned}$$

Efforts sur une denture conique.



# Efforts sur les dentures

## *Cas des engrenages coniques à denture droite*

La forme conique des roues engendre des efforts axiaux  $F_A$ .

Le point d'application I de l'effort  $F(F_{2/1})$  porté par KI sur la dent est supposé situé au milieu de la denture ( $b/2$  de chaque côté) et sur le cône primitif.

L'effort tangentiel  $F_T$  dépend du rayon moyen  $r_m$  et non pas du rayon primitif.

L'effort radial  $F_R$  comme l'effort axial  $F_A$  dépendent de l'angle  $\delta$  du cône primitif.



# Efforts sur les dentures

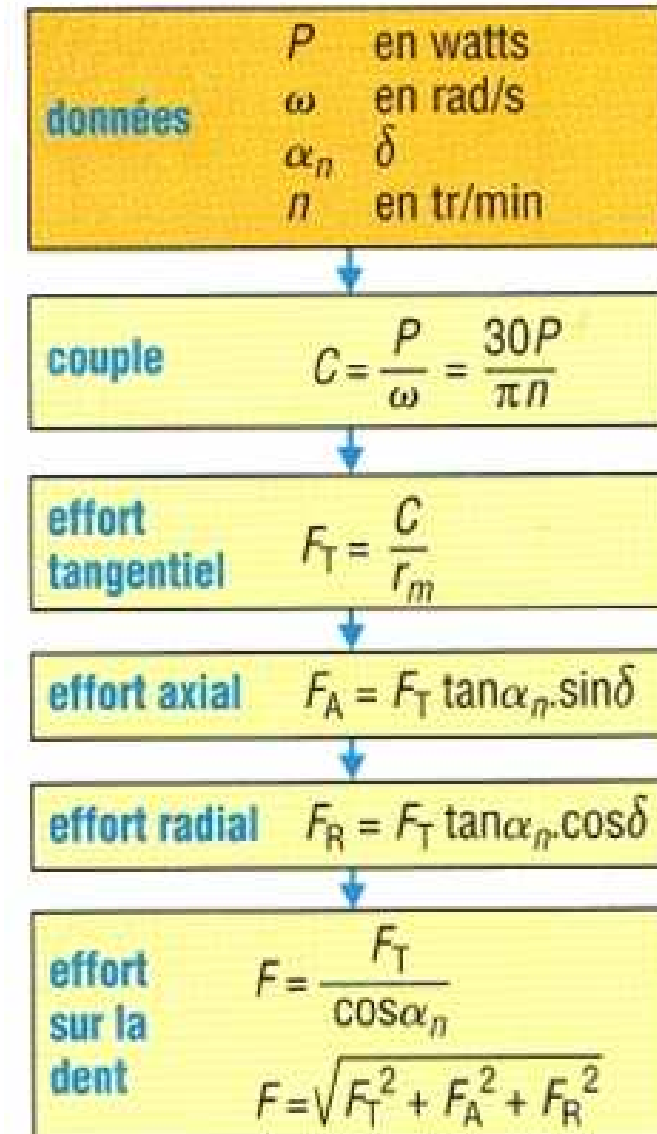
## Cas des engrenages coniques à denture droite

### Calcul des efforts

La procédure de détermination des efforts connaissant la puissance, la vitesse et les angles  $\alpha_n$  et  $\beta$  est indiquée par l'organigramme proposé.  $F_R$  et  $F_A$  ne participent pas à la transmission du couple  $C$

Si les axes des deux roues sont perpendiculaires, l'effort axial sur la roue 1 devient l'effort radial sur la roue 2 et inversement

$$(F_{A1} = F_{R2} \text{ et } F_{R1} = F_{A2})$$





# Efforts sur les dentures

## Cas des engrenages coniques à denture droite

**Exemple 3:** reprenons les données de l'exemple 1 (100 kW, 1 500 tr/min,  $Z_1 = 20$ ,  $Z_2 = 40$  et module 8 mm). Les axes des roues sont supposés perpendiculaires,  $\alpha_n = 20^\circ$  et  $b = 50$  mm.

Déterminons les efforts sur la dent.

- $r_1 = 0,5.m.Z_1 = 0,5.8.20 = 80$  mm
- $r_2 = 2r_1 = 160$  mm
- $C_1 = 30P/\pi.n_1 = 636,62$  Nm
- $C_2 = 2C_1 = 1273,24$  Nm
- $\tan \delta_1 = r_1/r_2 = 80/160$   $\delta_1 = 26,56^\circ$
- $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$  (axes perpendiculaires)
- $\delta_2 = 90^\circ - 26,56^\circ = 63,44^\circ$

Rayon moyen :  $r_{m1} = r_1 - 0,5.b \cdot \sin \delta_1$   
 $= 80 - 25 \cdot \sin 26,56 = 68,82$  mm





## Efforts sur les dentures

### *Cas des engrenages droits à denture hélicoïdale*

- $F_T = F_{T1} = C_1/r_{m1} = F_{T2} = 636.62/0,06882 = 9250 \text{ N}$
- $F_{A'} = F_{R2} = F_T \cdot \tan \alpha_n \cdot \sin \delta_1 = 9250 \cdot \tan 20^\circ \cdot \sin 26,56^\circ = 1505 \text{ N}$
- $F_{R1} = F_{A2} = F_T \cdot \tan \alpha_n \cdot \cos \delta_1 = 9250 \cdot \tan 20^\circ \cdot \cos 26,56^\circ = 3011 \text{ N}$
- $F = F_T / \cos \alpha_n = 9250 / \cos 20^\circ = 9844 \text{ N}$

Vérification :  $F = [F_T^2 + F_{A'}^2 + F_{R2}^2]^{1/2}$   
 $= [9250^2 + 1505^2 + 3011^2]^{1/2} = 9844 \text{ N}$



## Efforts sur les dentures

### *Cas des engrenages à roue et vis sans fin*

Le sens des actions  $F_{Tr}$  et  $F_{Tv}$  est indiqué pour un filet à droite (vis et roue).

Dans le cas d'un filet à gauche, ce sens doit être inversé.

$F_T$ , est l'effort tangentiel sur la vis et  $F_{Tr}$  l'effort tangentiel sur la roue.

Si la vis est motrice ou menante, cas général,  $F_{Tv}$ , créé par le couple moteur  $C_v$  est à l'origine, de tous les autres efforts.

$F_{Tv} = F_{Ar}$  = effort axial sur la roue

$F_{Tr} = F_{Av}$  = l'effort axial sur la vis

La procédure de détermination des efforts est indiquée par l'organigramme proposé. Les formules indiquées ne tiennent pas compte du frottement.



# Efforts sur les dentures

## Cas des engrenages à roue et vis sans fin

### Cas du frottement

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

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

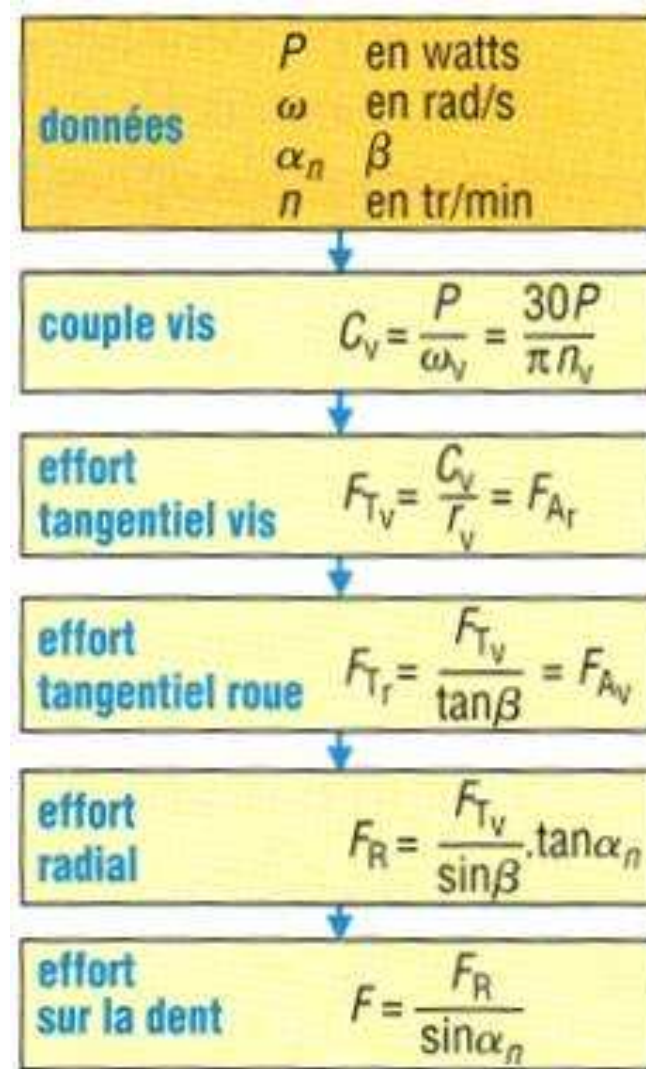
$$\eta = \frac{\text{puissance entrée}}{\text{puissance de sortie}} = \frac{\cos\alpha_n - f \cdot \tan\beta}{\cos\alpha_n + f \cdot \cot\beta}$$

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



# Efforts sur les dentures

## Cas des engrenages à roue et vis sans fin



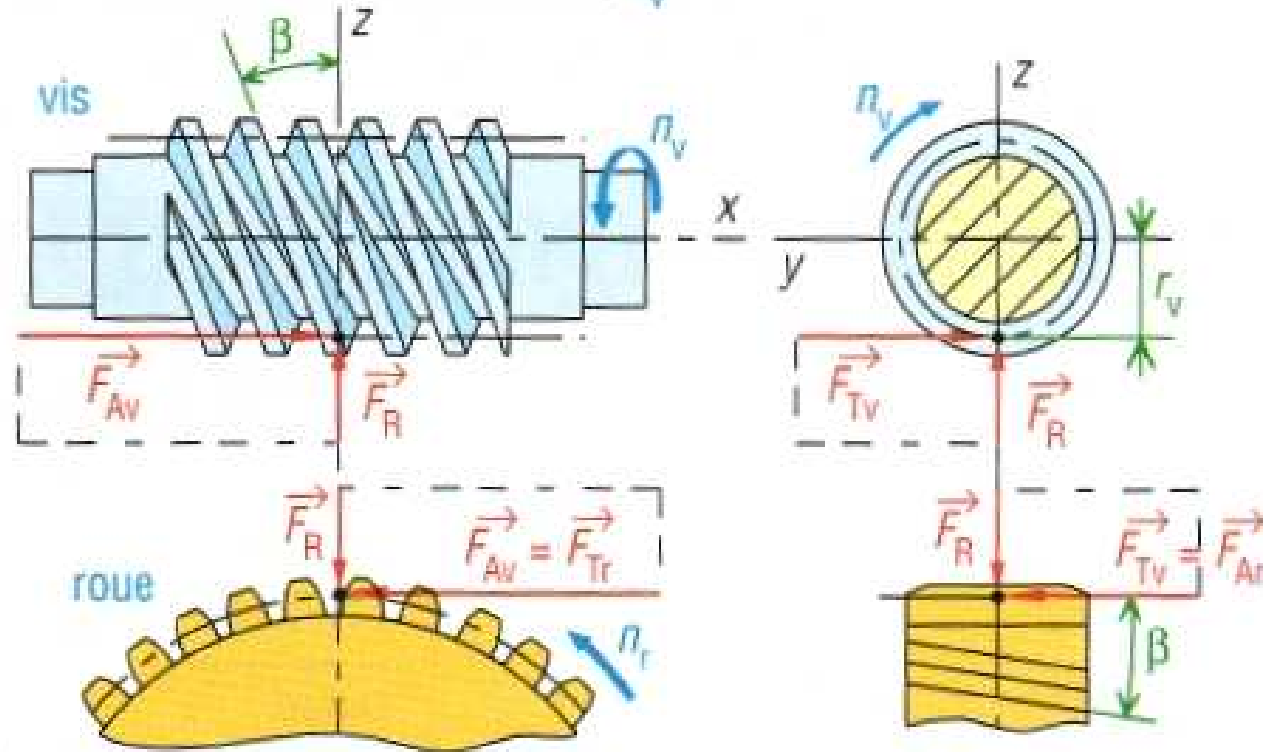


# Efforts sur les dentures

## Cas des engrenages à roue et vis sans fin

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

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

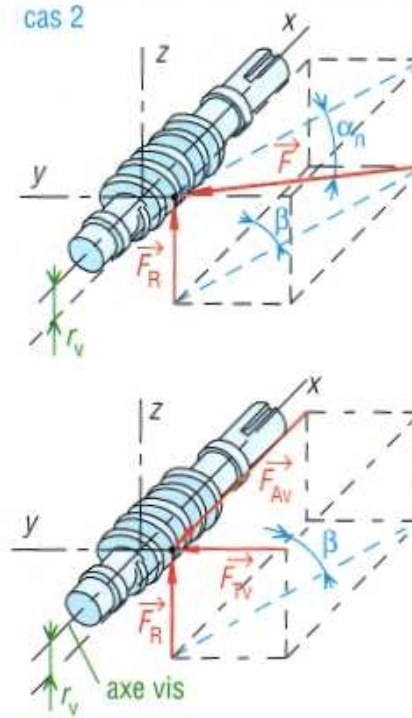
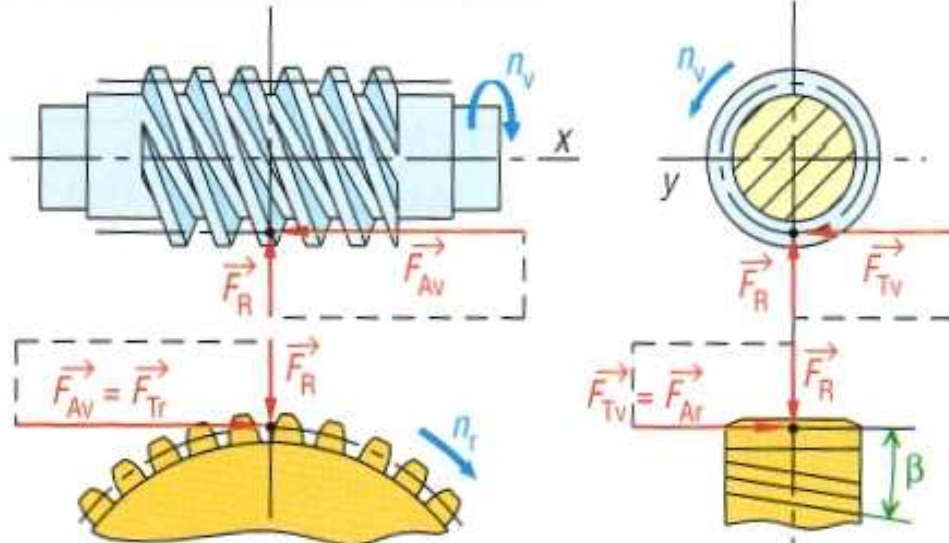




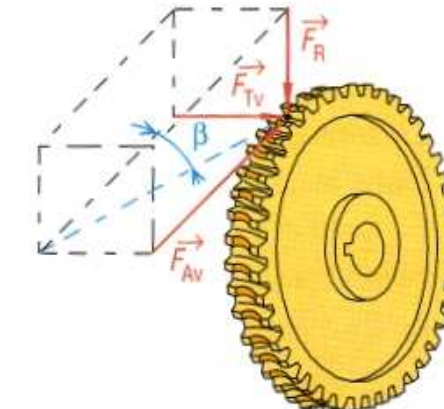
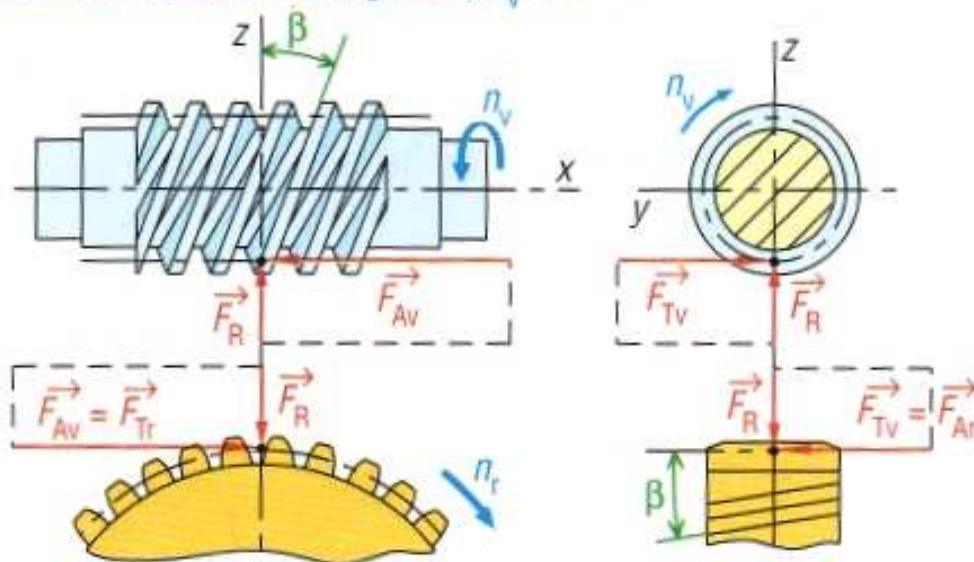
# Efforts sur les dentures

## Cas des engrenages à roue et vis sans fin

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



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





# Efforts sur les dentures

## *Calcul de la résistance de la dent*

La conception d'un engrenage passe par la détermination de l'épaisseur de la dent, du module à partir de l'effort  $F$  ( $F_{2/1}$ ) exercé entre les roues et des conditions de service.

Cette détermination conduit à deux types de calculs

- Un calcul de contrainte au pied de la dent (zone fragile).
- Un calcul de résistance (usure, fatigue...) dans la zone de contact entre dents.



### **Remarques**

L'application des **méthodes de calcul normalisées** (ISO, AGMA...) est en général un parcours difficile semés de tâtonnements, choix, essais, erreurs et jugements qui exigent de l'ex-périence (voir ouvrages spécialisés).

- Les méthodes abordées dans ce paragraphe, limitées au calcul des contraintes, sont des méthodes approchées permettant une approximation ou une étude simplifiée ; elles ne peuvent pas être utilisées pour des applications importantes





## Efforts sur les dentures

---

### *Méthode de Lewis : cas d'un engrenage droit à denture droite*

Cette méthode est à l'origine des autres méthodes. Sa formule a été établie en 1892.

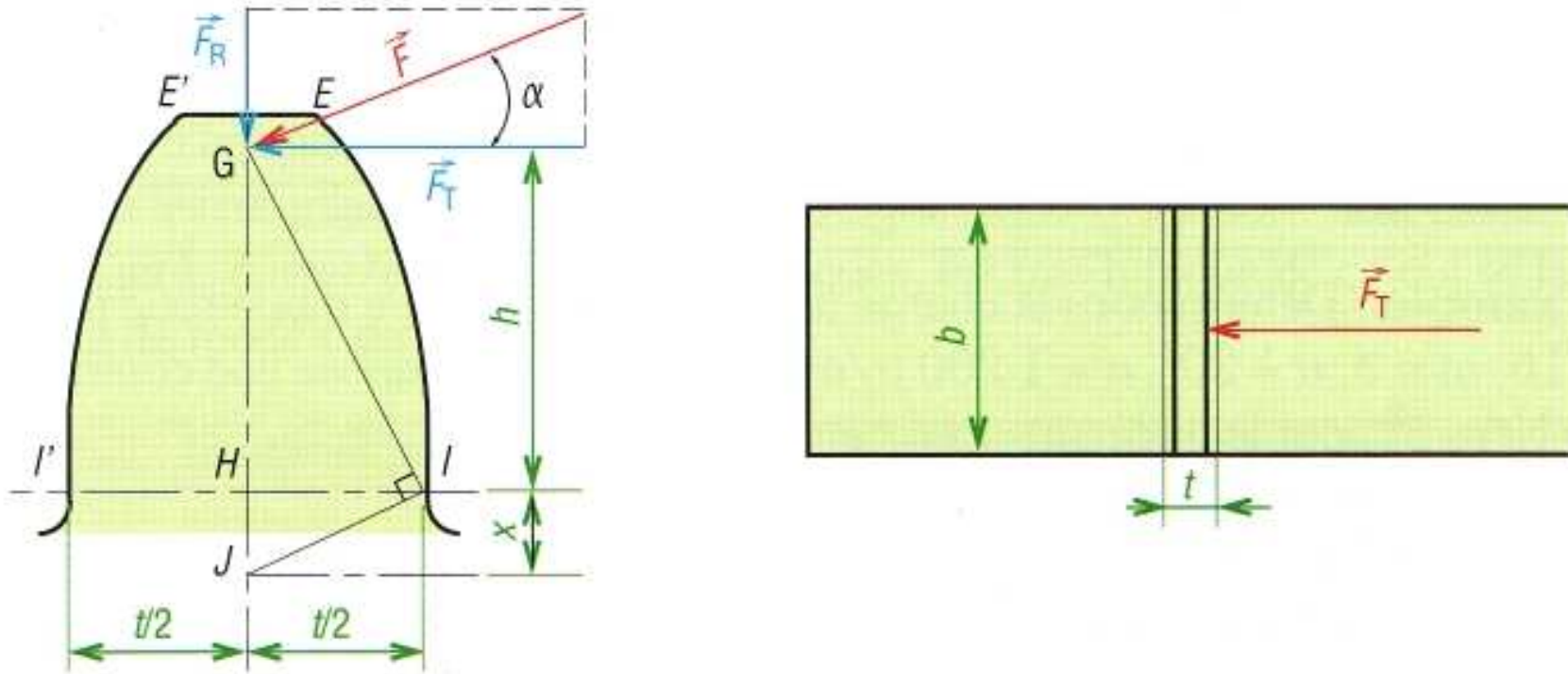
Elle est encore utilisée aujourd'hui pour des approximations et des études simplifiées.

**Inconvénients** : méthode majorante, supposant une seule dent en prise ; ne tient pas compte du phénomène de concentration de contraintes au pied de la dent (rayon  $r_f$ ) et néglige les conditions de service (chocs, fatigue...).



# Efforts sur les dentures

*Méthode de Lewis : cas d'un engrenage droit à denture droite*



*Efforts exercés sur une dent.*



## Efforts sur les dentures

### *Méthode de Lewis : cas d'un engrenage droit à denture droite*

**Principe** : la dent est calculée en flexion comme une poutre encastrée soumise à l'effort  $F$  supposé situé à son extrémité  $E$  (ou  $E'$ ).

$F$  peut être remplacé par ses composantes  $F_T$  et  $F_R$ . Les effets de  $F_A$  beaucoup plus faibles sont négligés.

La résistance des matériaux (cours de flexion) montre que la contrainte de flexion est maximale en  $I$  (ou  $I'$ , racine de la dent) et qu'en ce point

$$\sigma_{\max i} = \frac{F_T}{b.m.Y} = \frac{F_T}{k.m^2.Y} \leq R_{pe}$$

$b = k . m$  : largeur de la dent

$m$  : module

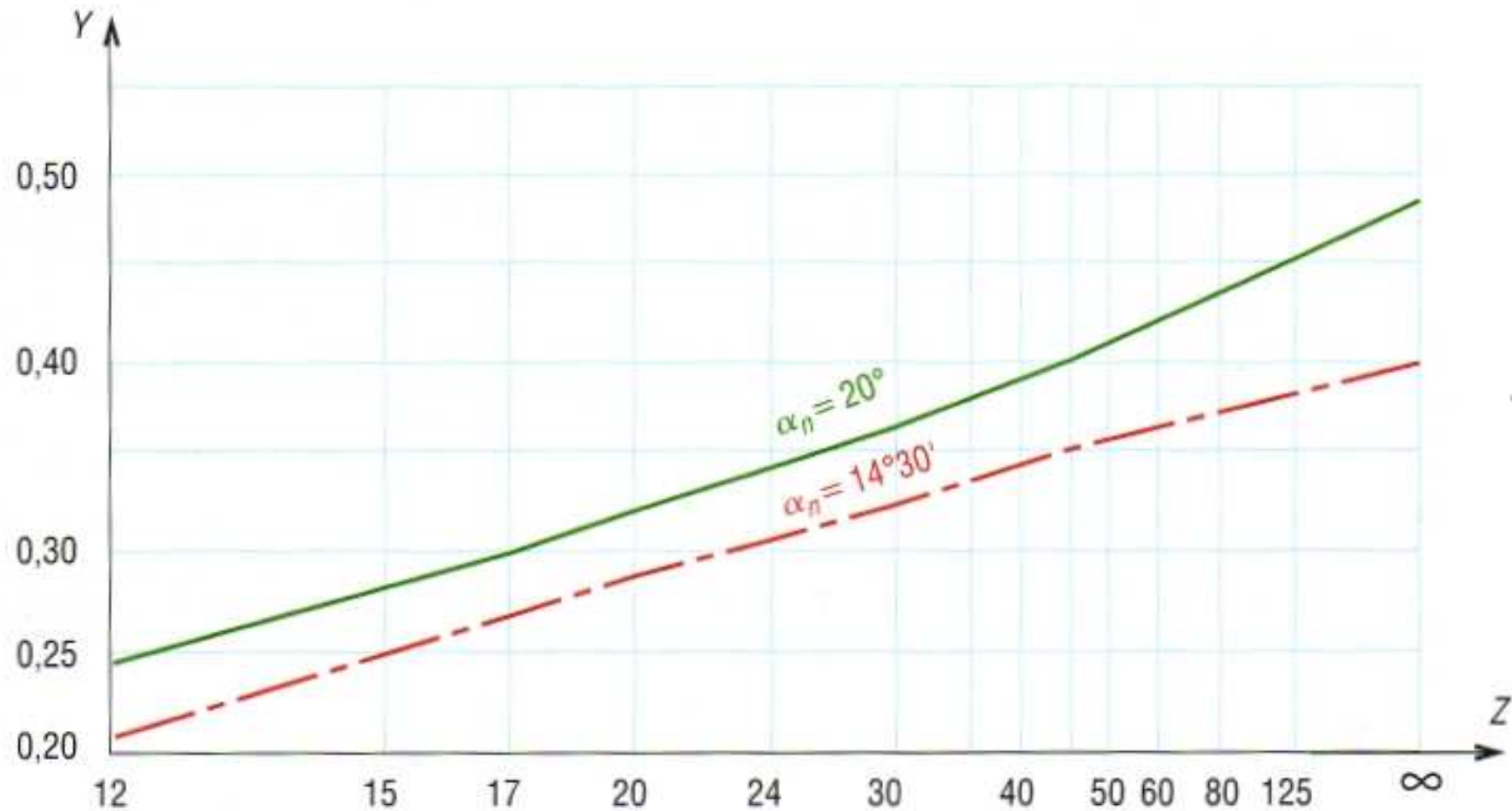
$R_{pe}$  : contrainte admissible par le matériau (traction)

La valeur de  $Y$  dépend de l'angle de pression  $\alpha$  et du nombre de dents  $Z$



# Efforts sur les dentures

*Méthode de Lewis : cas d'un engrenage droit à denture droite*



*Valeur du coefficient  $Y$ .*



## Efforts sur les dentures

### *Méthode de Lewis : cas d'un engrenage droit à denture droite*

Au besoin, un coefficient correcteur ( $K_v$ ) permet de tenir compte des effets de la vitesse circonférentielle au diamètre primitif ( $V = \pi n r / 30$ )

$$\sigma_{\max i} = \frac{F_T}{b.m.Y.K_v} \leq R_{pe} \text{ avec } K_v = \frac{6}{6+V} \quad (V \text{ en m/s})$$

Valeurs indicatives des contraintes admissibles	
métaux	$R, (\text{N/mm}^2)$
aciers trempés et revenus ou cémentés	110 à 370
fontes FGL	50 à 80
bronze	80 à 120
nylon PA6.6	~ 30



## Efforts sur les dentures

### *Méthode de Lewis : cas d'un engrenage droit à denture droite*

#### **Exemple :**

Déterminons la charge tangentielle admissible d'une roue de caractéristiques  $Z = 16$ ,  $m = 3$ ,  $\alpha = 20^\circ$ ,  $n = 1200$  tr/min,  $k = 12$  si l'on impose une contrainte admissible de  $210$  N/mm<sup>2</sup> pour le matériau (acier cémenté).

$$r = mZ/2 = 3 \cdot 16/2 = 24 \text{ mm}$$

$$V = \pi r n / 60 = \pi \cdot 24 \cdot 1200 / 60 = 3016 \text{ mm/s} = 3 \text{ m/s}$$

$$b = k \cdot m = 12 \cdot 3 = 36 \text{ mm}$$

$$K_v = 6 / (6 + V) = 6 / (6 + 3) = 0,666$$

par lecture du graphe des  $Y$  ( $Z = 16$ ), on obtient :  $Y \approx 0,30$

$$F_T \leq R_{pe} \cdot b \cdot m \cdot Y \cdot K_v = 210 \times 36 \times 3 \times 0,30 \times 0,666 = 4530 \text{ N}$$



## Efforts sur les dentures

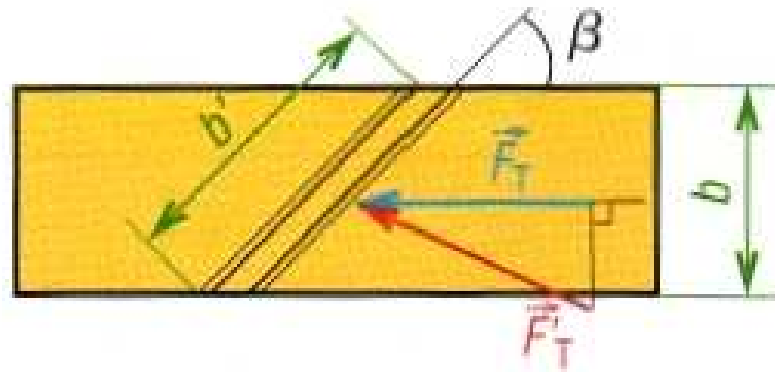
### *Méthode de Lewis : cas d'un engrenage droit à denture hélicoïdale*

En remarquant que

$$[F_T/b' = (F_T/\cos \beta)/(b/\cos \beta) = F_T/b],$$

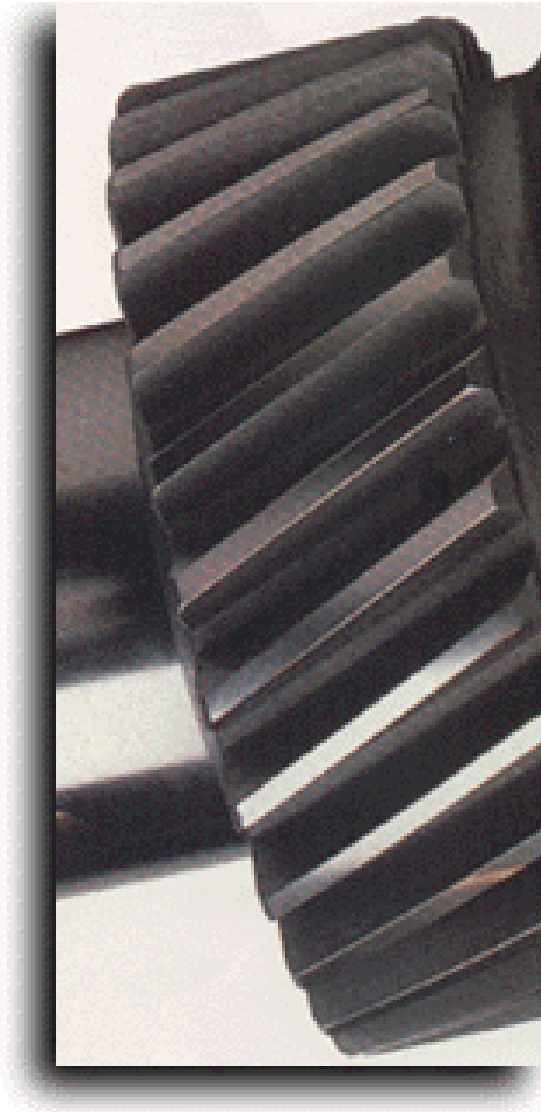
La formule précédente est conservée en remplaçant le module  $m$  par le module réel  $m_n$  et en remplaçant  $Z$  par le nombre de dent équivalent  $Z_e$ .

$$\sigma_{\max i} = \frac{F_T}{b \cdot m_n \cdot Y \cdot K_v} \leq R_{pe} \text{ avec } Z_e = \frac{Z}{\cos^3 \beta}$$

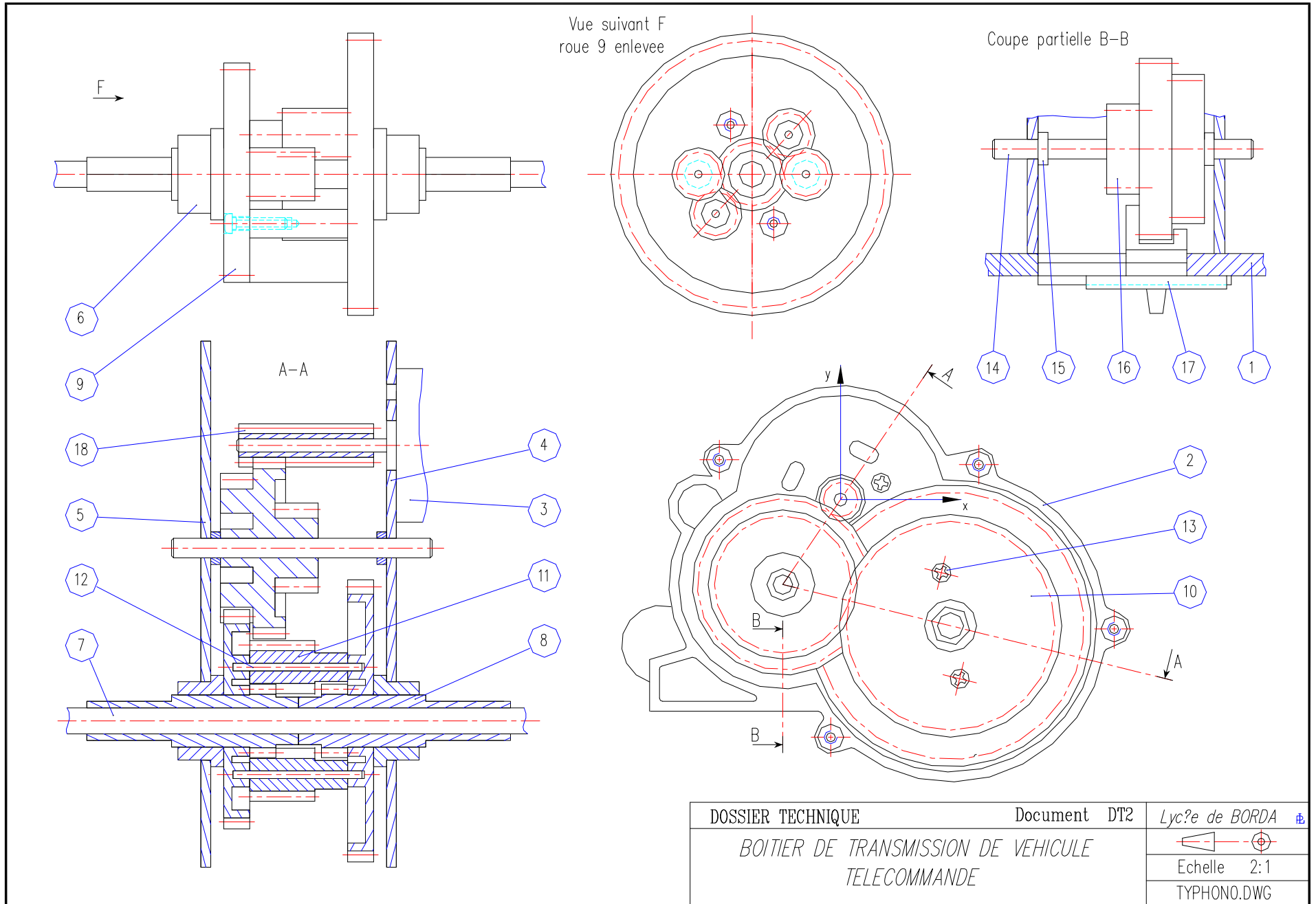








# EXEMPLES

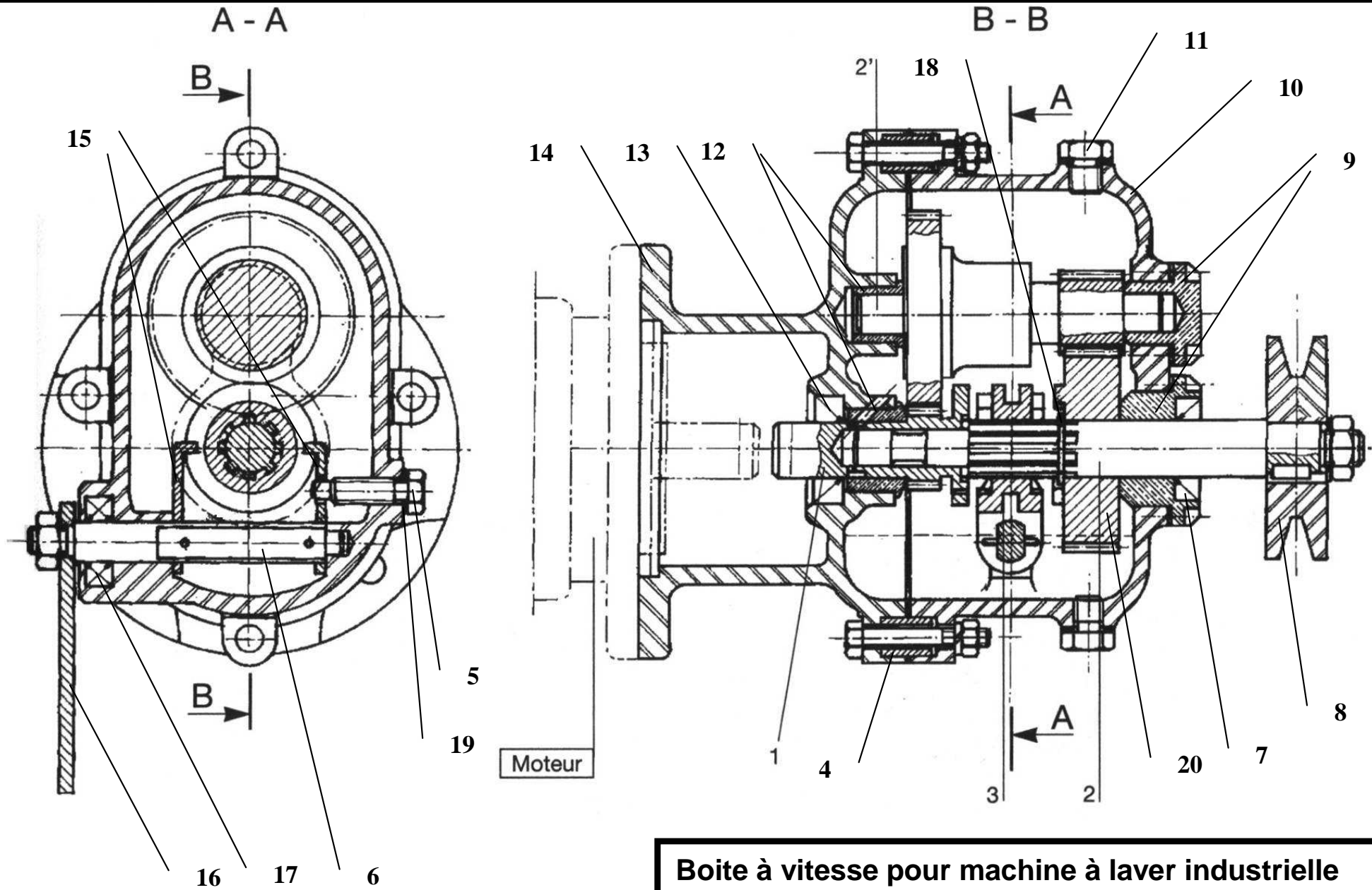




18	1	Pignon moteur $m=0,8$ $Z=7$	laiton	
17	1	Fourchette changement de vitesse	PP66	
16	1	Balladeur $m=0,8$ $Z=35/m=1$ $Z=21$ et $12$	PP66	
15	2	But?e	laiton	
14	1	Axe balladeur	Acier	
13	4	Vis CLZ, ST2, 2-9,5 C		
12	4	Axe satellite	Acier	
11	4	Satellite $m=0,8$ $Z = 8$	PP66	
10	1	Roue dent?e $m=1$ $Z = 41$	PP66	
9	1	Roue dent?e $m=1$ $Z = 32$	PP66	
8	2	Arbre de roue $m=0,8$ $Z = 13$	PP66	
7	1	Axe de rigidification	Acier	
6	2	Palier amovible	PP66	
5	1	Plaque palier	PVC	
4	1	Plaque palier support moteur	Acier	
3	1	Moteur		
2	1	Demi boitier cot? moteur	PVC	
1	1	Demi boitier cot? r?ducteu	PVC	
REP.	NBR.	DESIGNATION	MATIERE	OBSERVATIONS
BOITIER DE TRANSMISSION DE VOITURE TELECOMMANDEE				NOMENCLATURE
DOSSIER TECHNIQUE				Fichier : TYPHON2.DWG



# Boite de vitesse de machine à laver



**Boite à vitesse pour machine à laver industrielle**

Ech : 1/2



## Nomenclature

20	1	Roue		$Z_{20}=48$ dents
19	3	Joint		
18	1	Anneau élastique		
17	1	Joint à double lèvre		
16	1	Levier de commande		
15	2	Fourchette		
14	1	Carter		
13	1	Joint à lèvre		
12	1	Coussinet		
11	2	Bouchon		
10	1	Carter		
9	2	Coussinet		
8	1	Poulie		
7	1	Joint à lèvre		
6	2	Axe de commande		
5	1	Vis de butée		
4	1	Bague de centrage		
3	1	Crabot		
2'	1	Arbre intermédiaire		$Z_{2'a}=50$ ; $Z_{2'b}=20$
2	1	Arbre secondaire		
1	1	Arbre primaire		$Z_1=18$ dents
Rep	Qté	Désignation	Matière	Observation
Boîte à vitesse de machine à laver industrielle				20 01 2001
				A4



# Boîte de vitesse de machine à laver

## *Définitions, terminologie et symboles normalisés ISO*

### **Mise en situation**

Ce type de boîte à vitesse est installé sur des machines à laver professionnelles pour entraîner le tambour. Les différents programmes de la machine nécessitent que le tambour puisse tourner à 2 vitesses différentes.

### **Principe de fonctionnement**

Il s'agit d'une boîte à vitesse à trois arbres (1, 2, 2') et deux rapports.

Le crabot 3 est en liaison glissière par rapport à l'arbre de sortie (secondaire) 2.

La position axiale du crabot est commandée par le système de fourchette composé de 16+6+15.



## Boite de vitesse de machine à laver

---

Il existe 3 positions possibles de 3 :

P1 : en position gauche → prise directe entre les arbres 1 et 2

P2 : au milieu → point mort, c'est à dire aucune transmission de 1 vers 2, c'est la position dessinée sur le plan d'ensemble

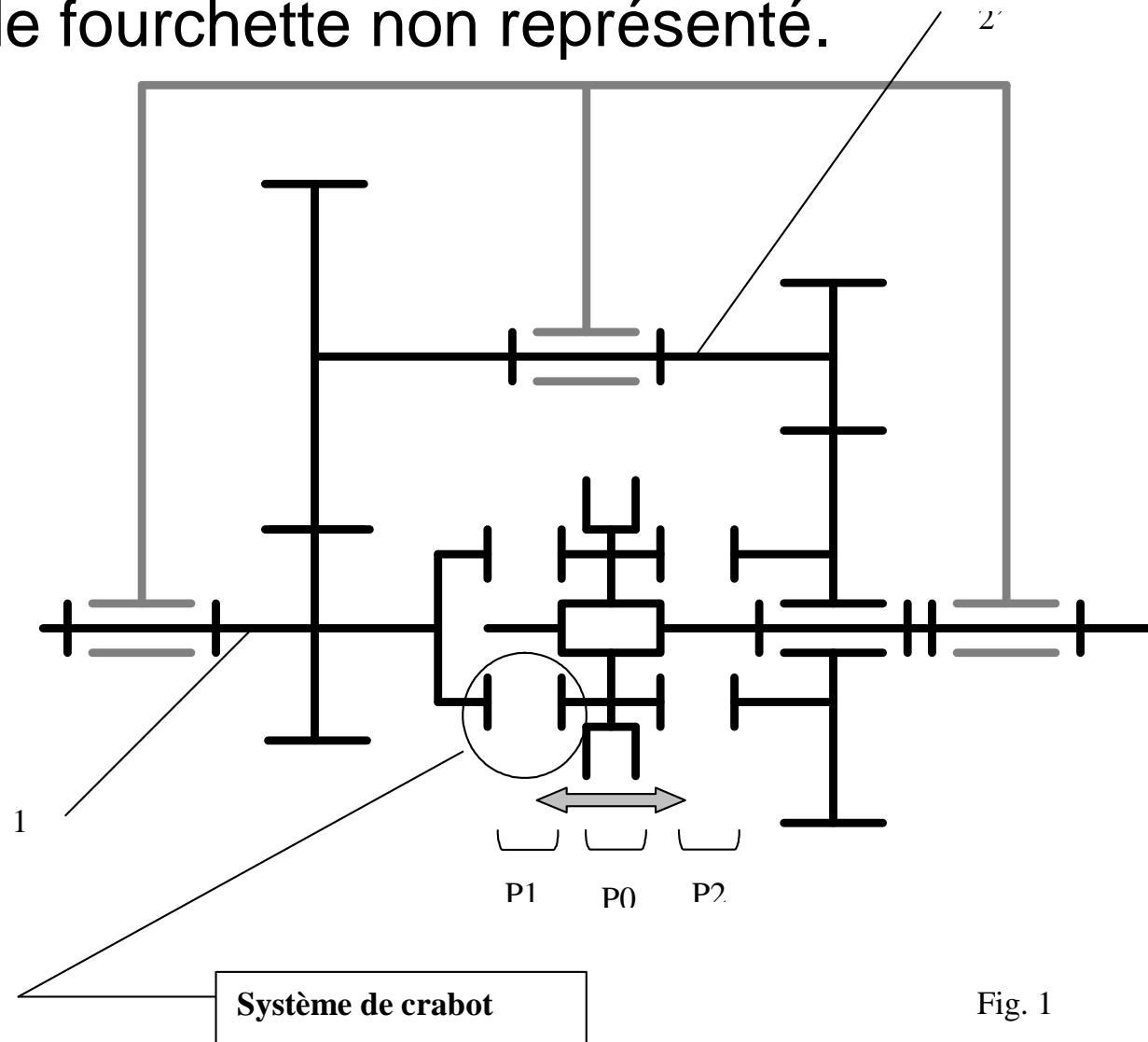
P3 : en position droite → Position réducteur



# Boite de vitesse de machine à laver

*Schéma cinématique en position point mort:*

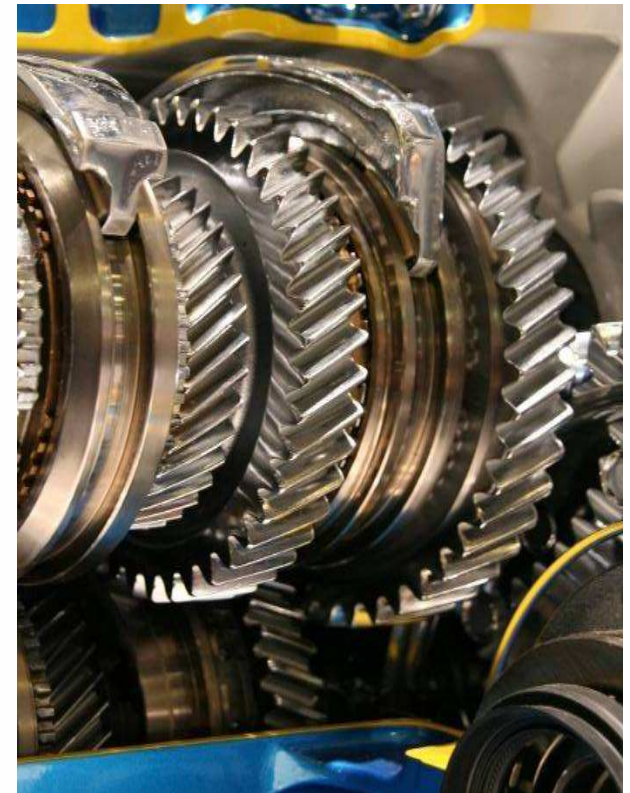
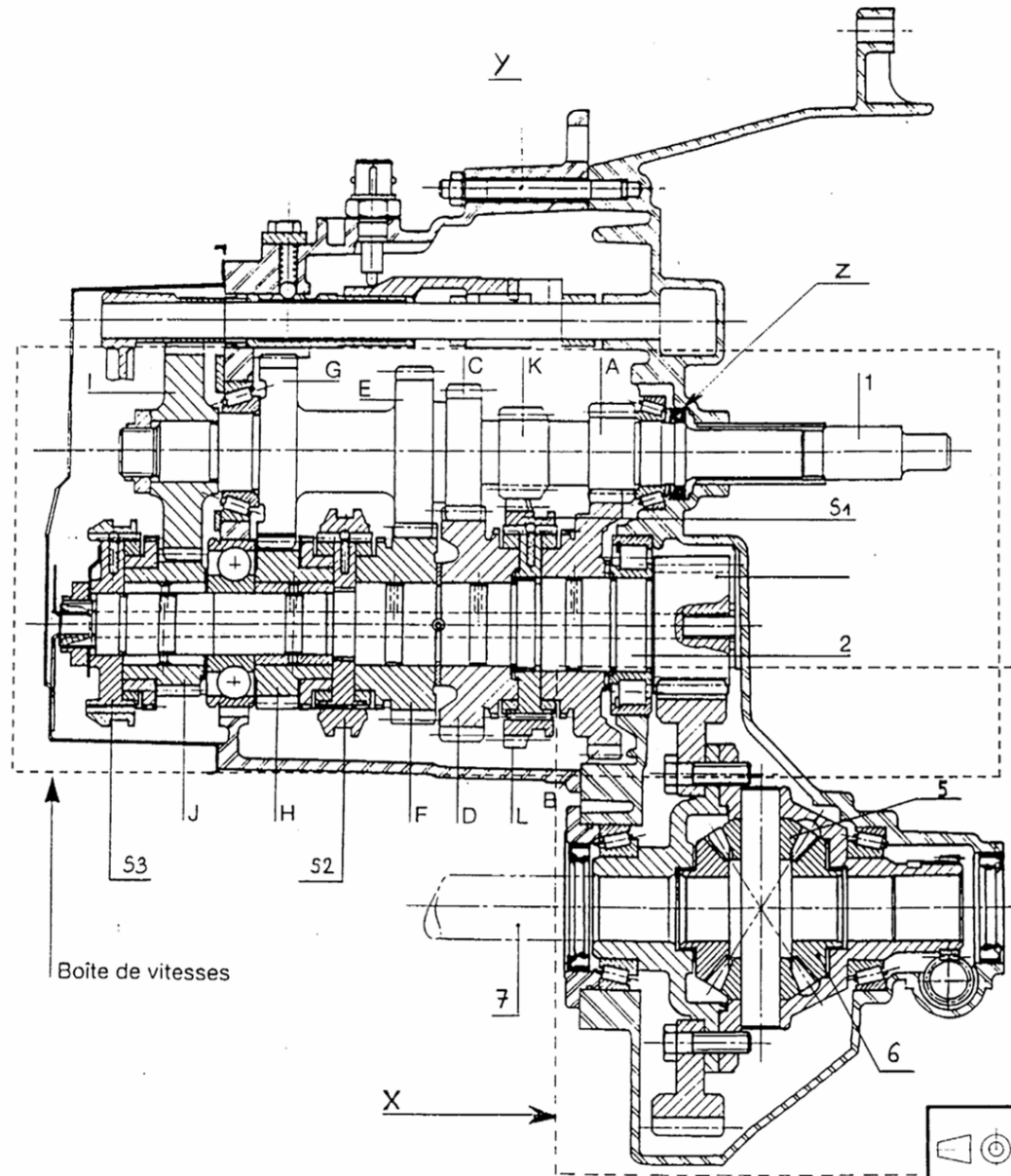
Systeme de fourchette non représenté.







# Boite de vitesse de voiture



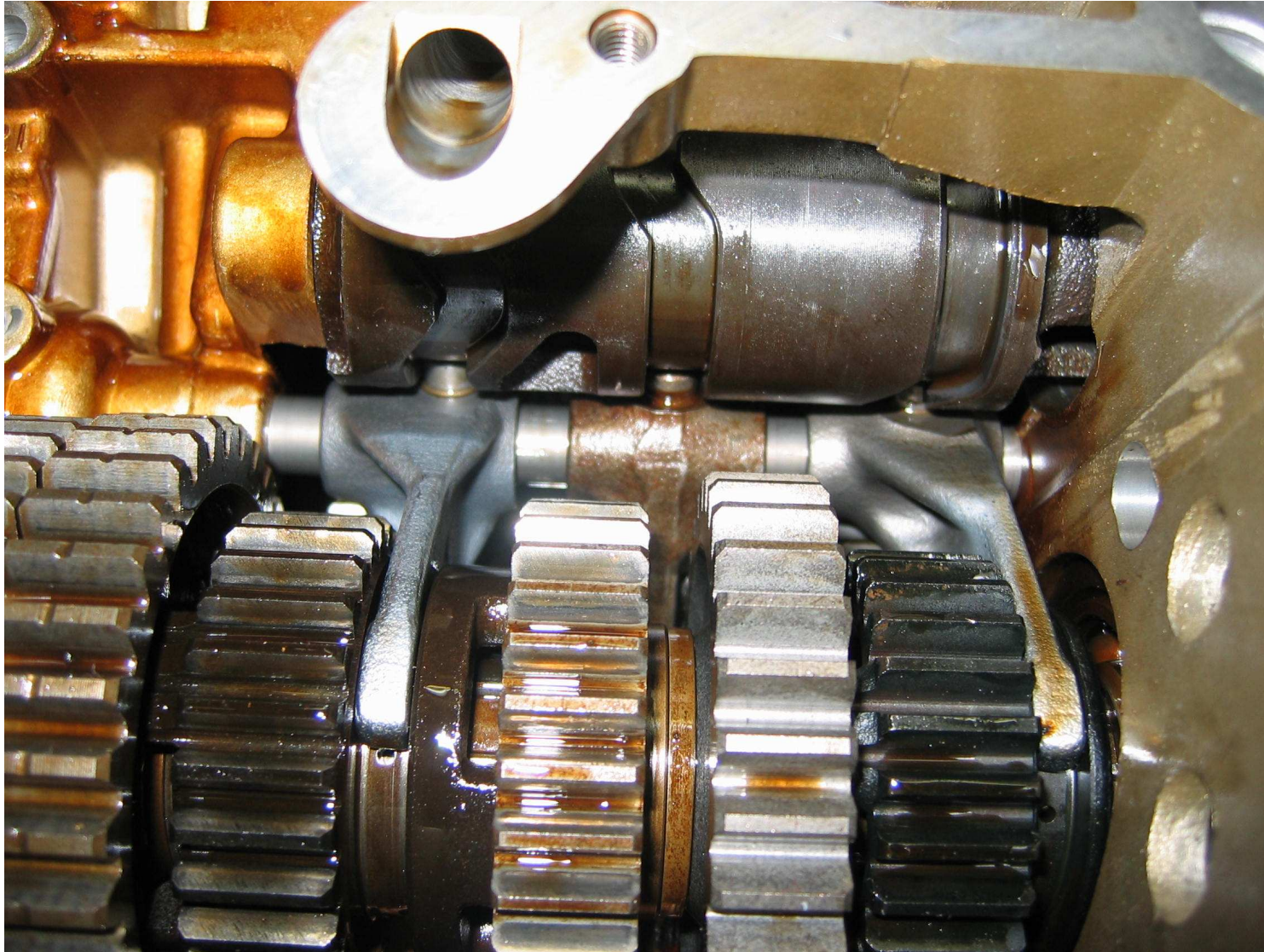
Synchroniseurs

	<b>BOITE DE VITESSES</b>	Echelle
		Date
		NOM:
L.E.P. ST BARBE PLAINE DU FOREZ SURY LE COMTAL		



# Boite de vitesse de voiture

## *Fourchette et pignon baladeur*





### Tracé d'une développante

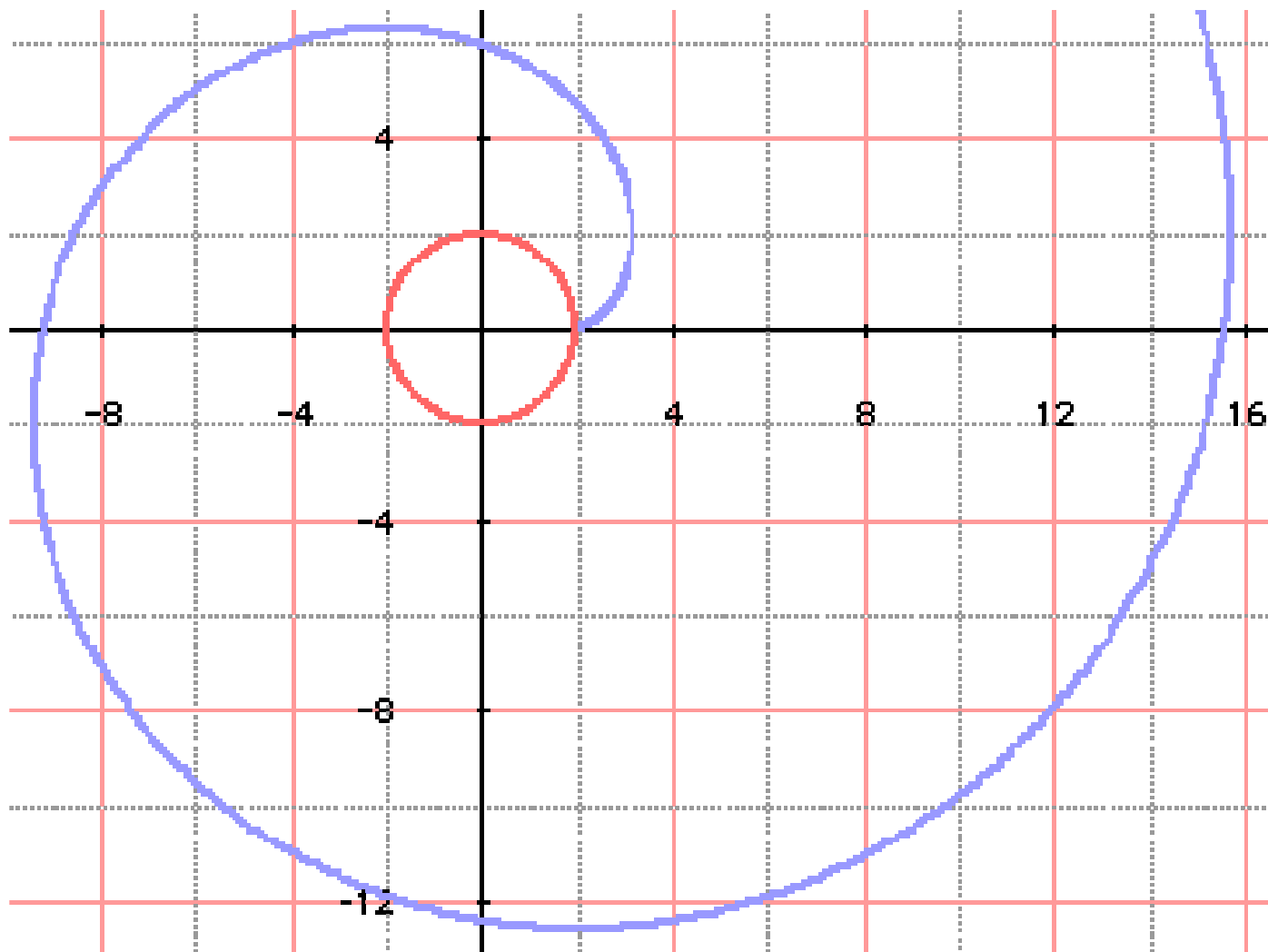
#### Faites l'expérience suivante :

- Enroulez une ficelle autour d'un objet cylindrique (les spires restant proches les unes des autres);
- Fixez un crayon à l'extrémité;
- Placez l'ensemble sur une feuille de papier commencez à tracer en déroulant la ficelle **tout en tendant celle-ci**;
- Vous devez obtenir une sorte de *spirale* comme ci-après :



# Annexes

## *Développante de cercle*





## Annexes

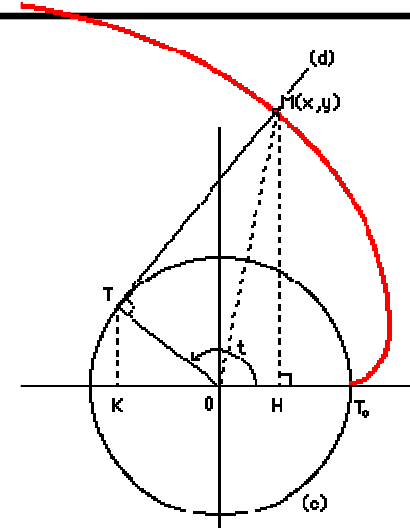
### Développante de cercle

Nom de la courbe : développante de cercle

Etymologie : du verbe *développer*

Définitions possibles : outre celle, plus générale, donnée par [Huygens](#) dans sa *théorie des développantes*, on peut donner la définition suivante correspondant à l'expérience ci-dessus : considérons un cercle (c) et une demi-droite (d) tangente à (c) en un point  $T_0$ .

Lorsque (d) "roule" sans glisser sur (c) -i.e. le point de tangence T, initialement en  $T_0$ , décrit (c)- soit M le point de (d) tel que la distance TM égale la mesure de l'arc  $TT_0$ . M décrit une *développante* du cercle (c).

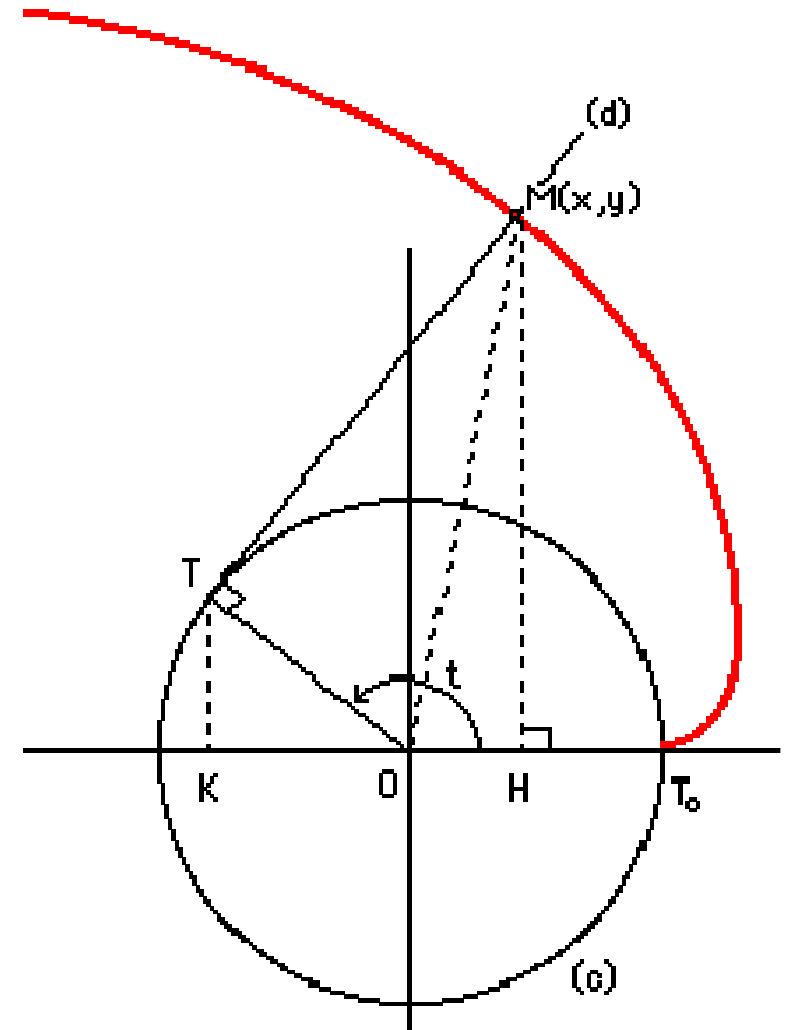




## Annexes

### Développante de cercle

**Equation** : dans un repère orthonormé direct  $(Ox, Oy)$  dont l'origine est au centre  $O$  du cercle de rayon  $r$ ,  $(Ox)$  étant porté par  $OT_0$ , l'équation paramétrique s'obtient aisément par projection de  $M$  sur les axes en remarquant que les coordonnées de  $T$  sont  $x_T = r \cdot \cos t$ ,  $y_T = r \cdot \sin t$  et que  $TM = rt$ , d'où  $x_M = OH = OK + KH$  (en mesure algébrique), soit :

$$x_M = r \cdot \cos t + rt \cdot \cos(t - \pi/2) = r \cdot \cos t + rt \cdot \sin t.$$




## Annexes

### *Couple spiroïde*

Ces couples font partie des engrenages à axes orthogonaux et comprennent deux éléments :

- **un pignon conique** en acier (en général)
- **une roue dentée** en acier, bronze ou polymère

Dans un soucis de standardisation, la distance entre deux axes sera égale au tiers du diamètre de la couronne.





### **Ce système comporte les avantages suivants :**

- Contrôle du jeu simple et efficace.
- Grande précision.
- Grandes possibilités pour le rapport de réduction : 1/10 à 1/400 .
- Mouvement silencieux et doux.
- Montage facile et adaptable.
- Grande résistance aux chocs.
- 10% des dents de la couronne sont en prise simultanément.
- Possibilité de transmettre des couples importants avec de faibles dimensions



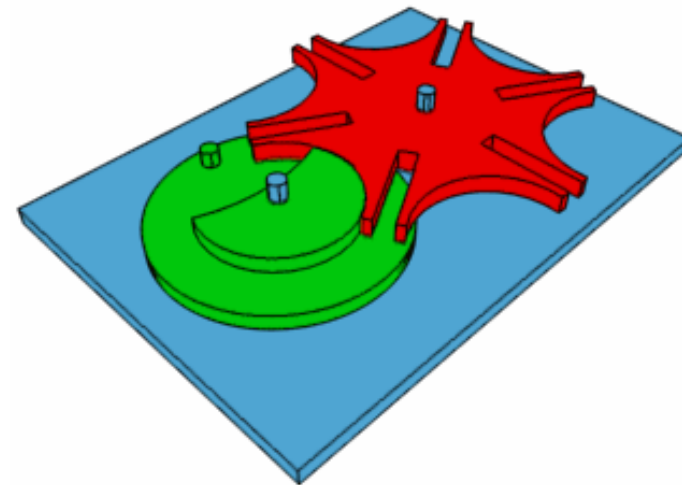
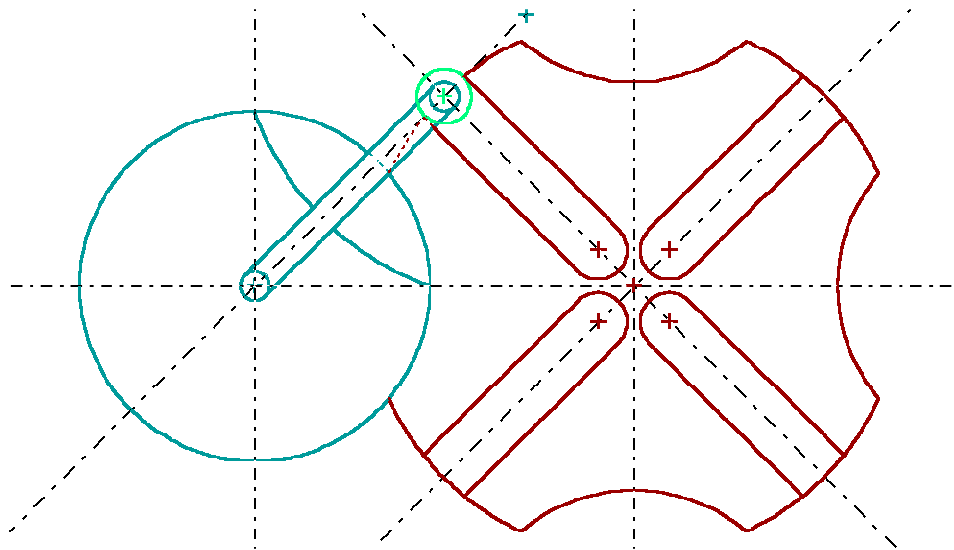


# Croix de malte

## Présentation

Les mécanismes dit à " croix de Malte " sont des **dispositifs d'indexage**.

Leur nom provient de la pièce en rouge sur le schéma qui a la forme de l'insigne des chevaliers de Malte.





# Croix de malte

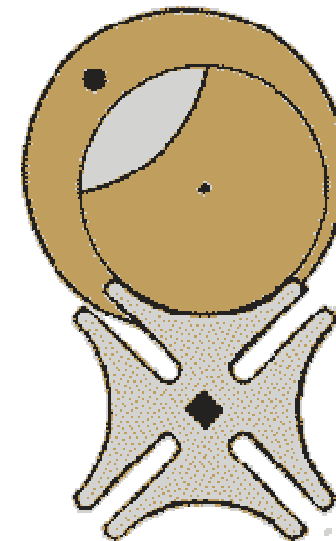
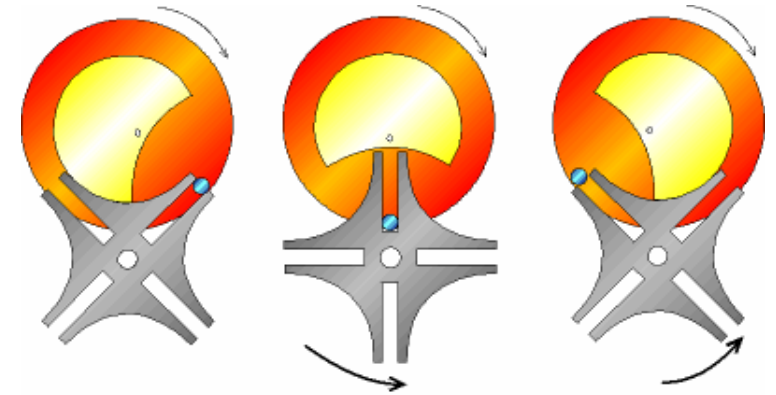
## Fonctionnement

Il y a 2 phases de fonctionnement.

- 1 phase de **rotation d'un quart de tour de la croix**
- 1 phase d'indexage qui est beaucoup plus longue.

Lors de la phase d'indexage, le galet du plateau moteur est à l'extérieur de la rainure.

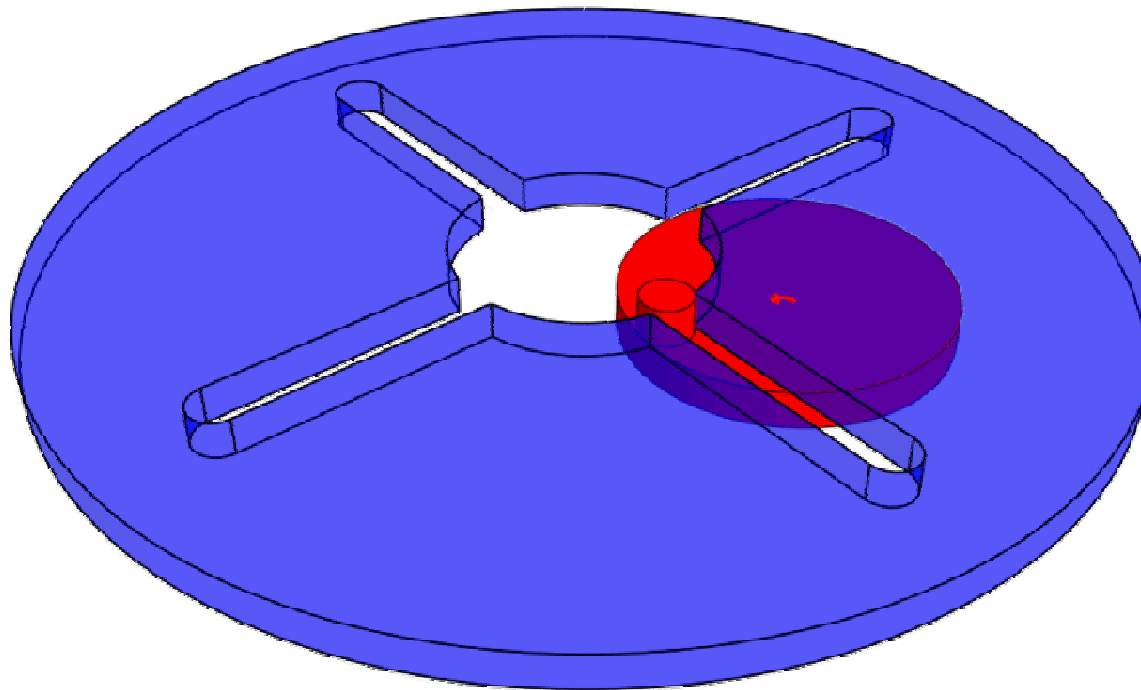
Pendant toute la durée de l'indexage, le plateau et la croix frottent l'une sur l'autre, mais la croix reste immobile et le mécanisme est irréversible.





# Croix de malte

*Autre modèle de croix de malte*





## 1. Profil de denture en développante de cercle

### 1.1. Définition d'une développante de cercle.

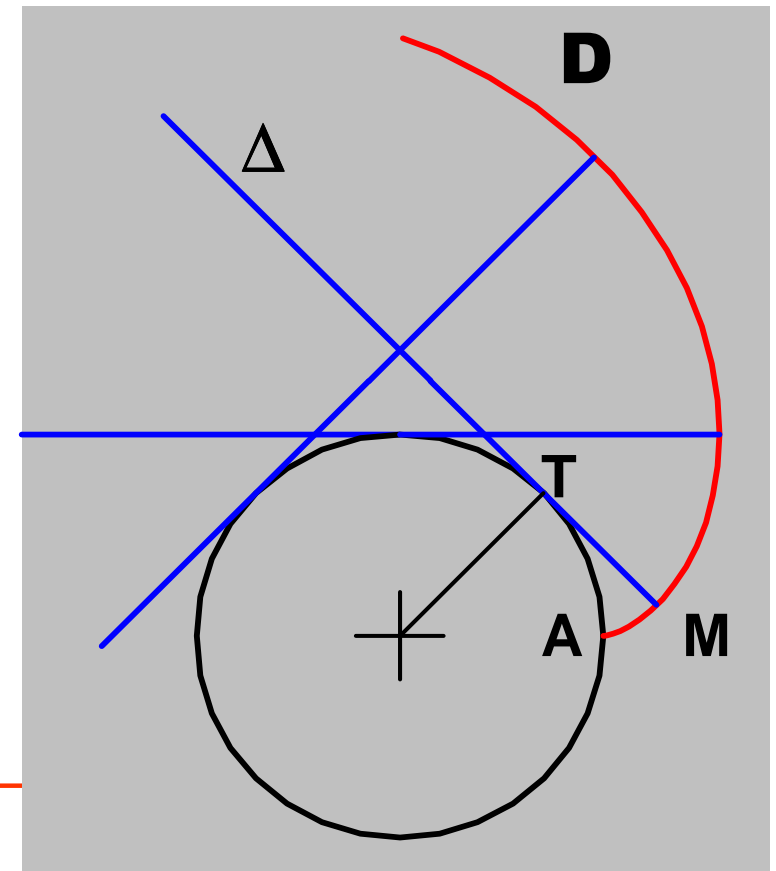
La droite  $\Delta$  roule sans glisser sur le cercle de base  $C_b$ .

Le point  $M$  de la droite  $\Delta$  décrit une développante  $D$  du cercle de base  $C_b$ .

La courbe  $D$  est telle que :

$$\overline{TM} = \text{arc}(TA)$$

**Cercle de base  $C_b$**





## Annexe: etude géométrique

### 1. Profil de denture en développante de cercle

#### 1.2. Equation de la développante de cercle.

$$\overline{\text{TM}} = \text{arc}(\text{TA})$$

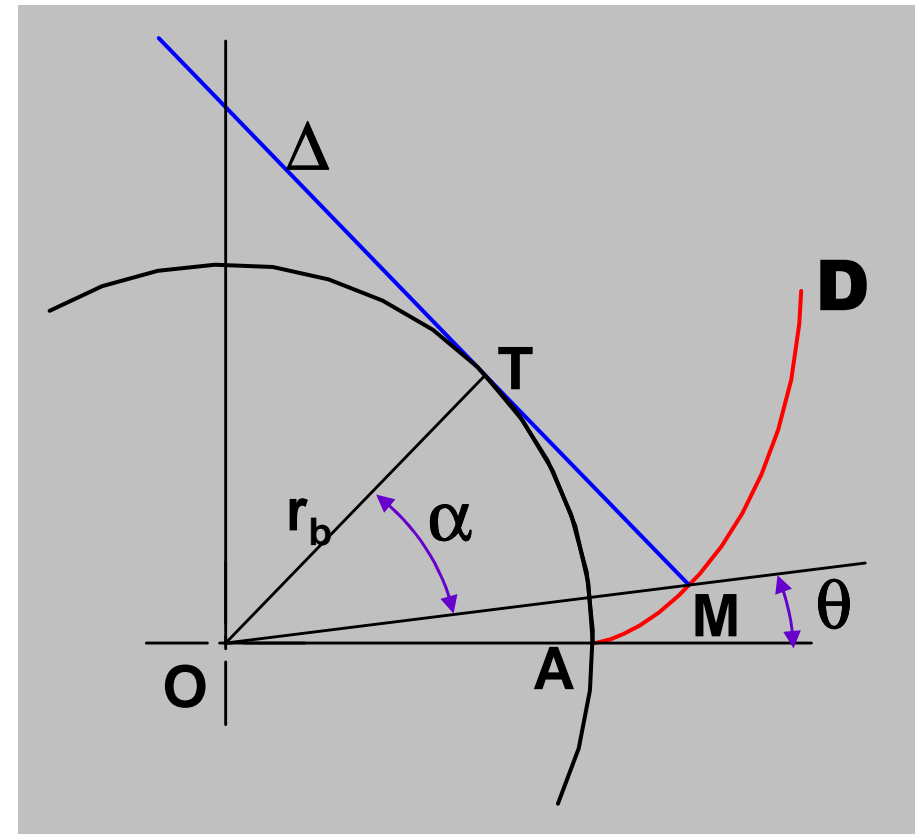
$$r_b \cdot \tan(\alpha) = (\alpha + \theta) \cdot r_b$$

$$\theta = \tan(\alpha) - \alpha$$

$$\theta = \text{inv}(\alpha)$$

Coordonnées polaires du point M :

$$\left( \rho = \frac{r_b}{\cos(\alpha)} ; \theta = \text{inv}(\alpha) \right)$$





## 1. Profil de denture en développante de cercle

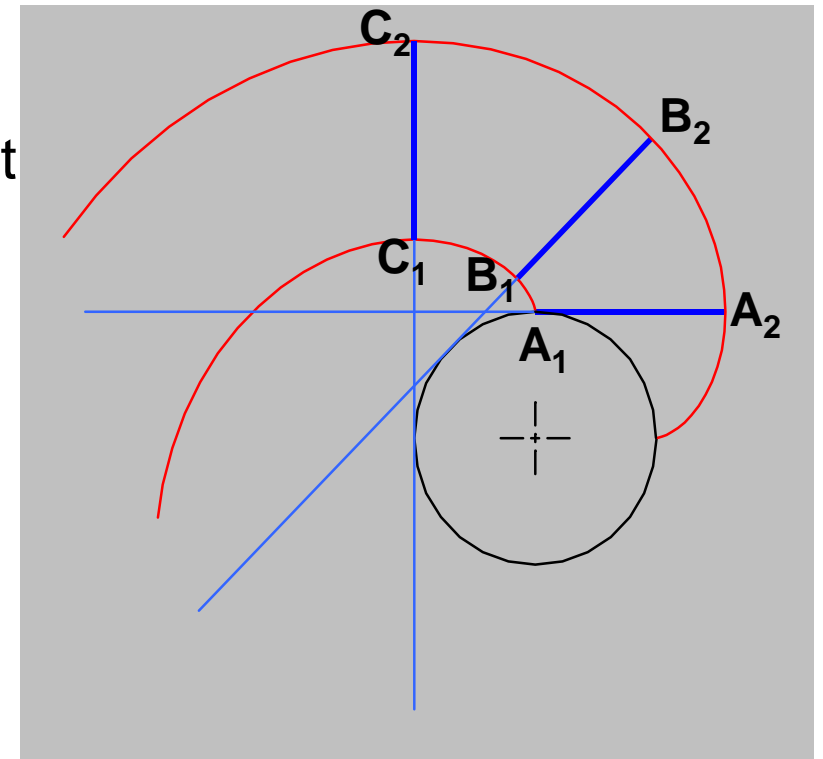
### 1.3. Propriétés géométriques des développantes de cercle.

Deux développantes de même cercle de base sont identiques (se déduisent l'une de l'autre par rotation autour du centre O).

Deux développantes d'un même cercle sont deux courbes parallèles.

La distance des deux courbes mesurée sur les normales communes est constante :

$$\overline{A_1A_2} = \overline{B_1B_2} = \overline{C_1C_2} = \text{constante}$$





# Annexe: etude géométrique

## 1. Profil de denture en développante de cercle

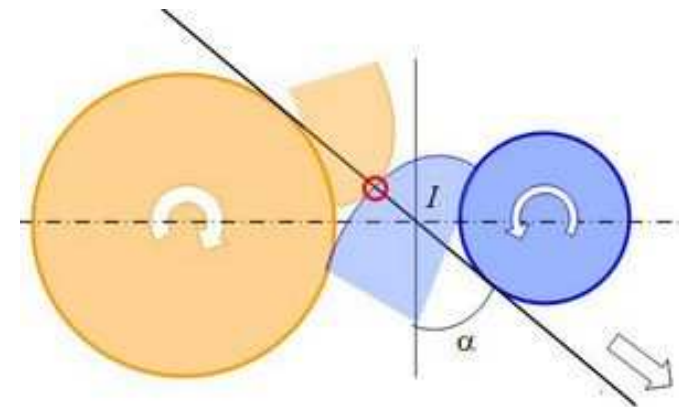
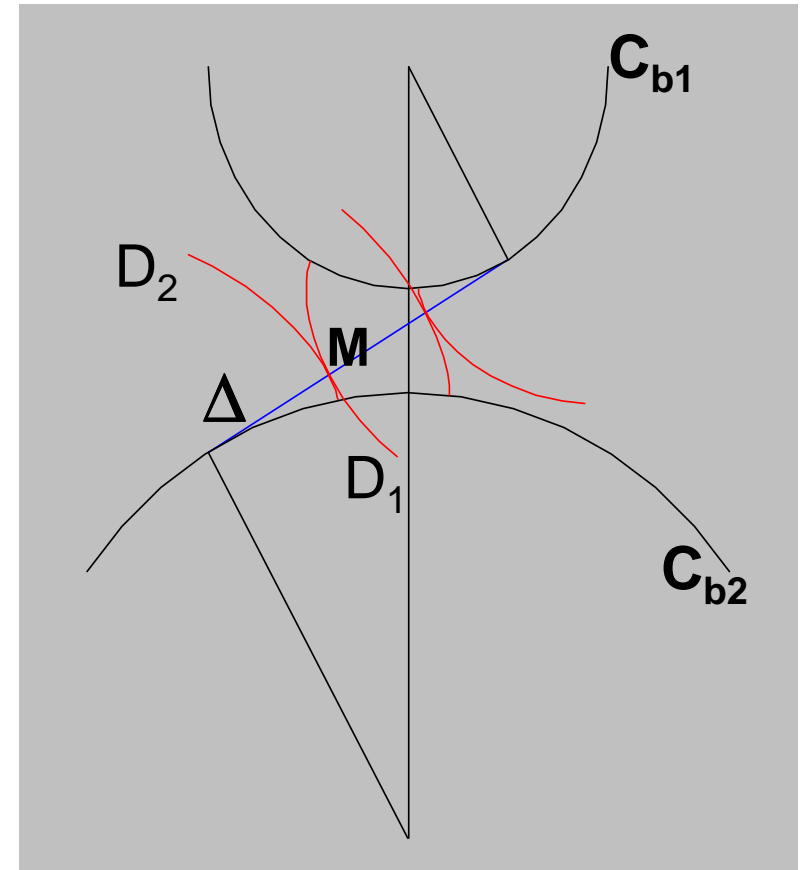
### 1.4. Conjugaison des profils en développante de cercle.

$\Delta$  roule sans glisser sur les deux cercles de base  $C_{b1}$  et  $C_{b2} \Rightarrow$

$D_1$  est développante du cercle  $C_{b1}$ .  
 $D_2$  est développante du cercle  $C_{b2}$ .

On constate au cours de l'engrènement que les deux développantes de cercle  $D_1$  et  $D_2$  sont constamment tangentes en un point  $M$  situé sur la droite  $\Delta$ .

On dit que les profils  $D_1$  and  $D_2$  sont constamment **conjugués**.





## 1. Profil de denture en développante de cercle

### 1.4. Conjugaison des profils en développante de cercle.

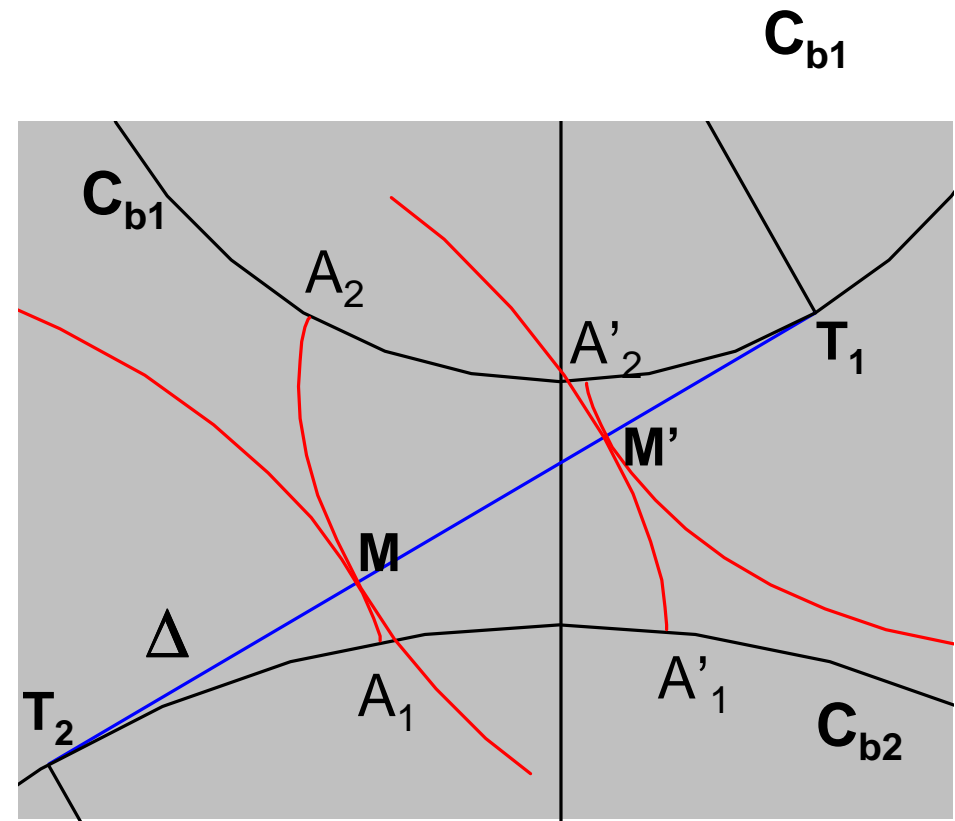
Le rapport des vitesses est à chaque instant constant :

$$\text{arc}(A_1A'_1) = \overline{MM'}$$

$$\text{arc}(A_2A'_2) = \overline{MM'}$$

$$\text{arc}(A_1A'_1) = \text{arc}(A_2A'_2)$$

⇒ même vitesse circonférentielle.







## 1. Profil de denture en développante de cercle

### 1.5. Primitif de fonctionnement.

I est le point géométrique d'intersection entre les droites  $O_1O_2$  et  $T_1T_2$ .

$O_1I$  définit le rayon primitif  $r_1$  du **cercle primitif**  $C_1$ .

$O_2I$  définit le rayon primitif  $r_2$  du **cercle primitif**  $C_2$ .

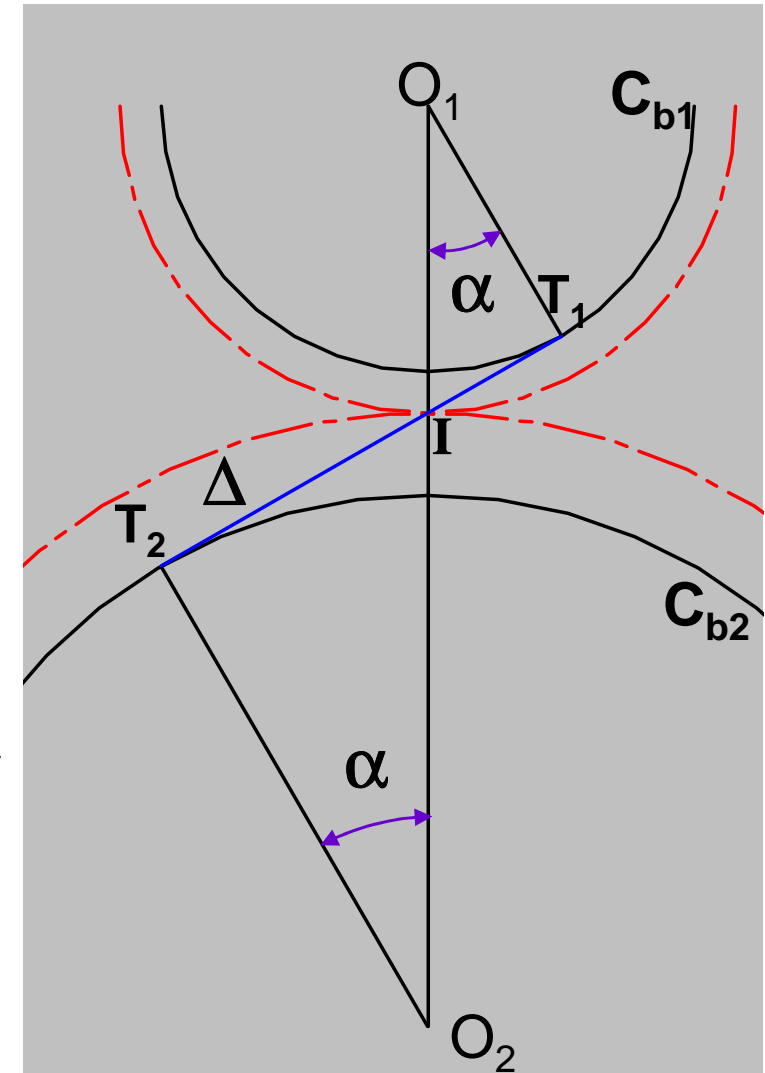
$O_1O_2$  définit **l'entraxe de fonctionnement** :  $a = r_1 + r_2$ .

La droite  $T_1T_2$  est appelée **droite de pression**  $\Delta$ .

L'angle  $\alpha$  est appelé **angle de pression** (valeur courante  $\alpha = 20^\circ$ ).

Dans le triangle  $(O_1, I, T_1)$ ,  
on peut écrire la relation :

$$r_1 = \frac{r_{b1}}{\cos(\alpha)}$$





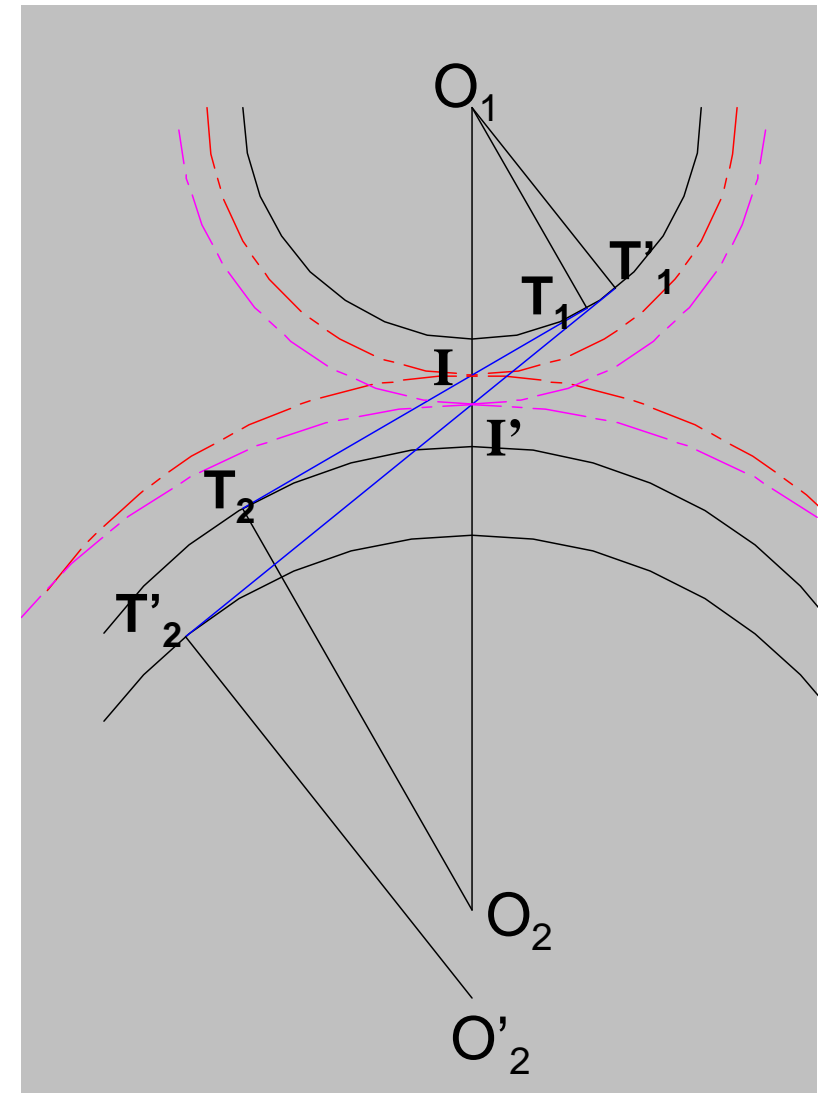
## 1. Profil de denture en développante de cercle

### 1.6. Variations d'entraxe.

Les variations d'entraxe dues aux tolérances de fabrication, jeux, usures, sont sans incidence sur le rapport des vitesses instantanées.

La nouvelle droite de pression  $T'_1T'_2$  reste tangente aux cercles de base, son intersection  $I'$  avec  $O_1O'_2$  détermine de nouveaux primitifs  $C'_1$  et  $C'_2$  qui ont même rapport que les cercles primitifs théorique  $C_1$  et  $C_2$  :

$$\frac{IO_1}{IO_2} = \frac{O_1T_1}{O_2T_2} = \frac{O_1T'_1}{O_2T'_2} = \frac{I'O_1}{I'O'_2}$$



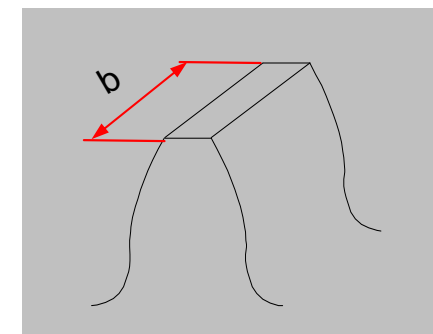
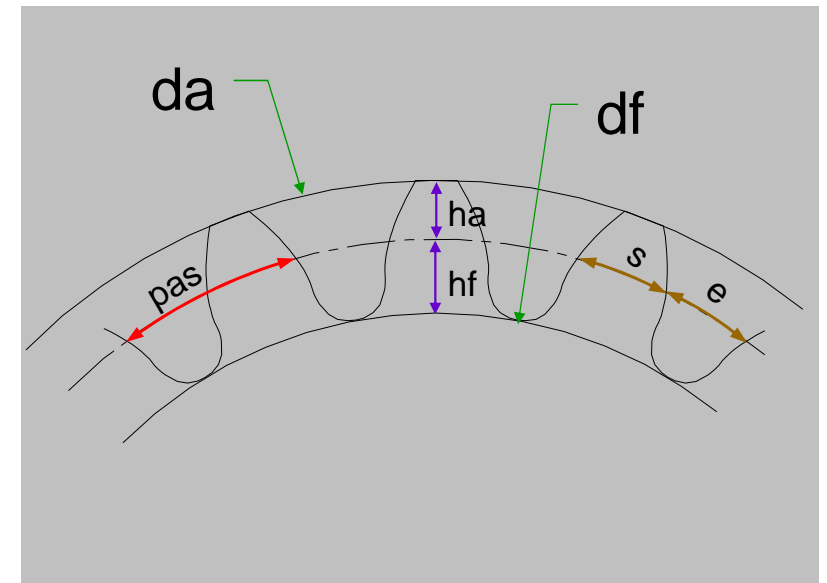


# Annexe: etude géométrique

## 1. Profil de denture en développante de cercle

### 1.7. Denture normale.

Z	nombre de dents	
p	pas circonférentiel	$p = \frac{\pi \cdot d}{Z} = \pi \cdot m$
m	module ou pas diamétral	$m = \frac{d}{Z}$
ha	saillie de denture	ha=m
hf	creux de denture	hf=1,25 . m
e	intervalle	s = e
s	épaisseur de dent	
da	diamètre de tête	da=d+2.ha
df	diamètre de pied	df=d-2.hf
b	Largeur de denture	b=k.m
k	coefficient de largeur de denture	Micro : k=1 à 2 Méca géné : k=6 à 8





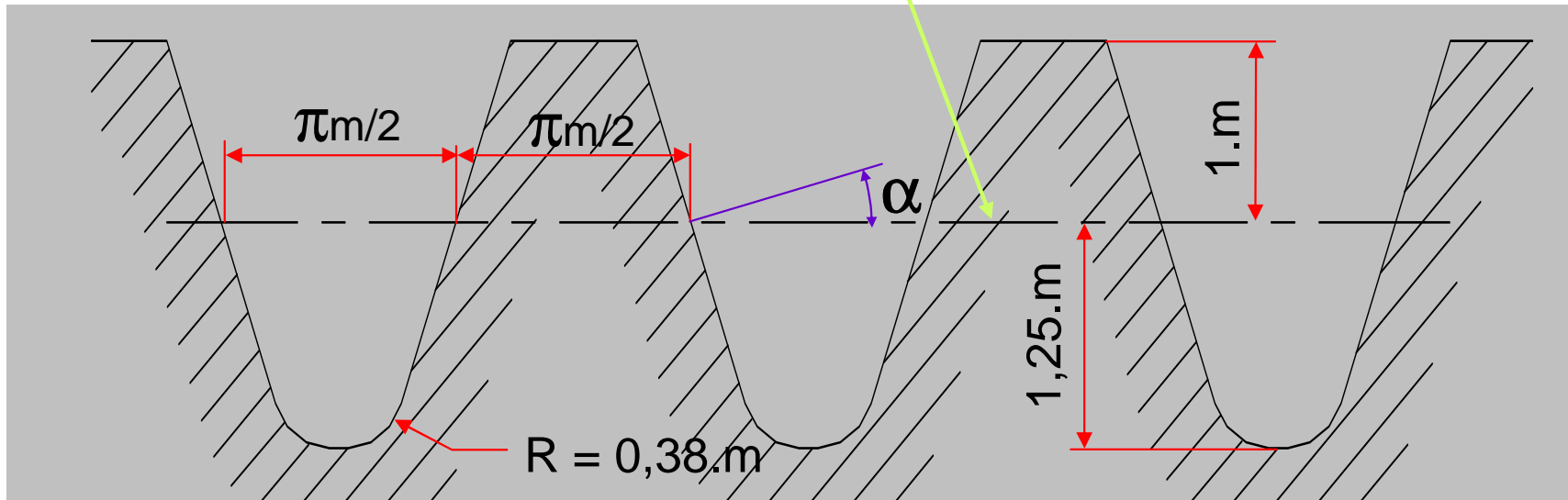
# Annexe: etude géométrique

## 1. Profil de denture en développante de cercle

### 1.8. Crémaillère de référence.

La crémaillère de référence va permettre de définir de manière exacte le profil des dentures de toutes les roues ayant le même module.

Ligne de référence



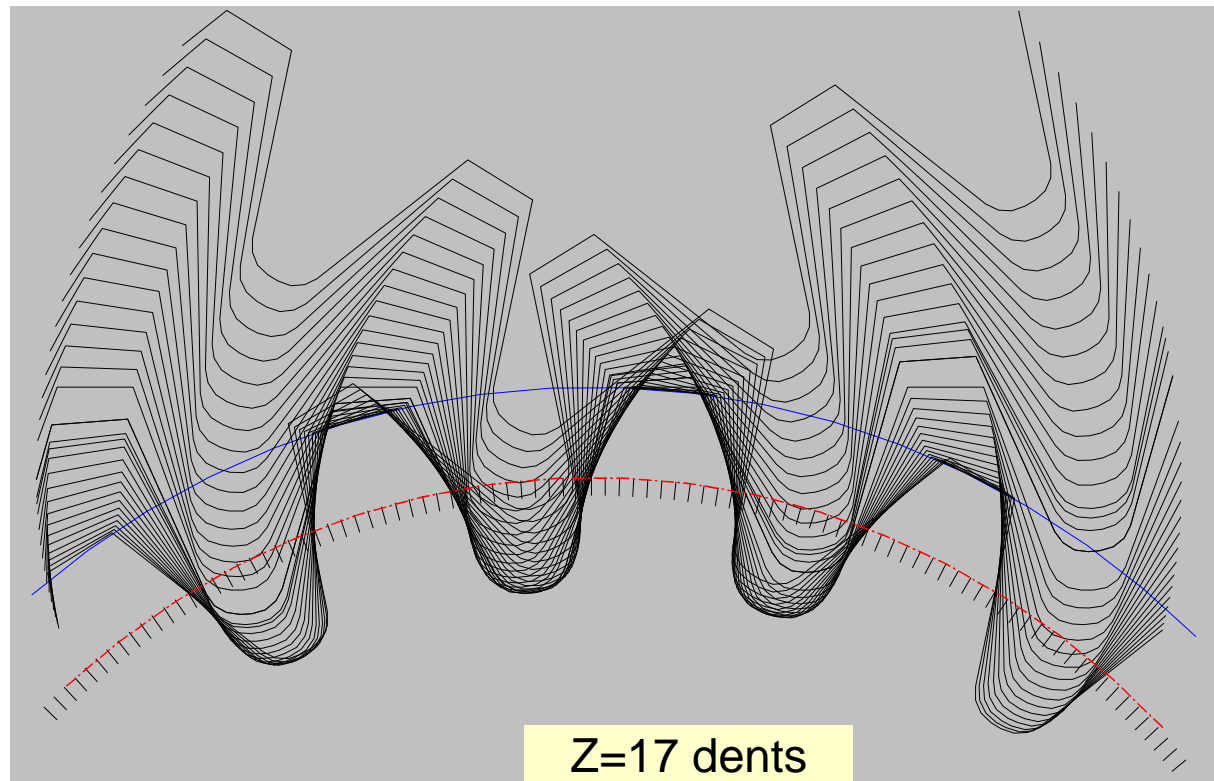


# Annexe: etude géométrique

## 1. Profil de denture en développante de cercle

### 1.8. Crémaillère de référence.

Quand on fait rouler sans glisser la ligne de référence de la crémaillère de référence sur le cercle primitif de la roue, on obtient la denture du pignon par enveloppe de la crémaillère.





## Annexe: etude géométrique

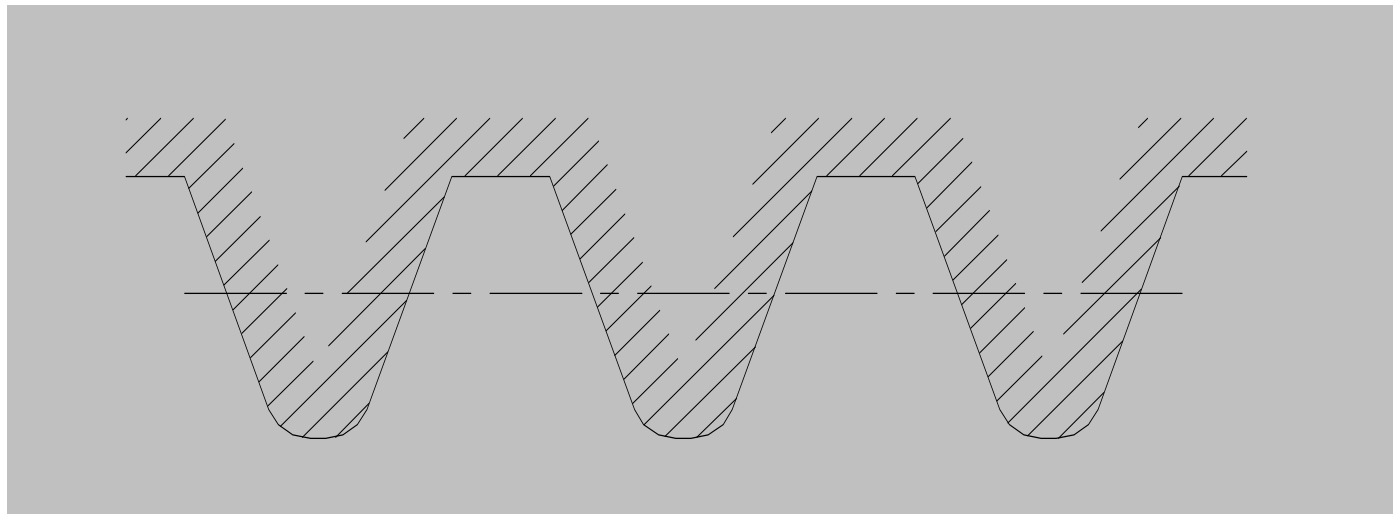
---

### 1. Profil de denture en développante de cercle

#### 1.8. Crémaillère de référence.

La génération de denture par outil crémaillère reprend ce principe pour la fabrication de roues et de pignons à partir d'une crémaillère de taillage.

La crémaillère de taillage est la crémaillère complémentaire à la crémaillère de référence.



La ligne de référence de la crémaillère de taillage roule sans glisser sur le cercle primitif du pignon.



# Annexe: etude géométrique

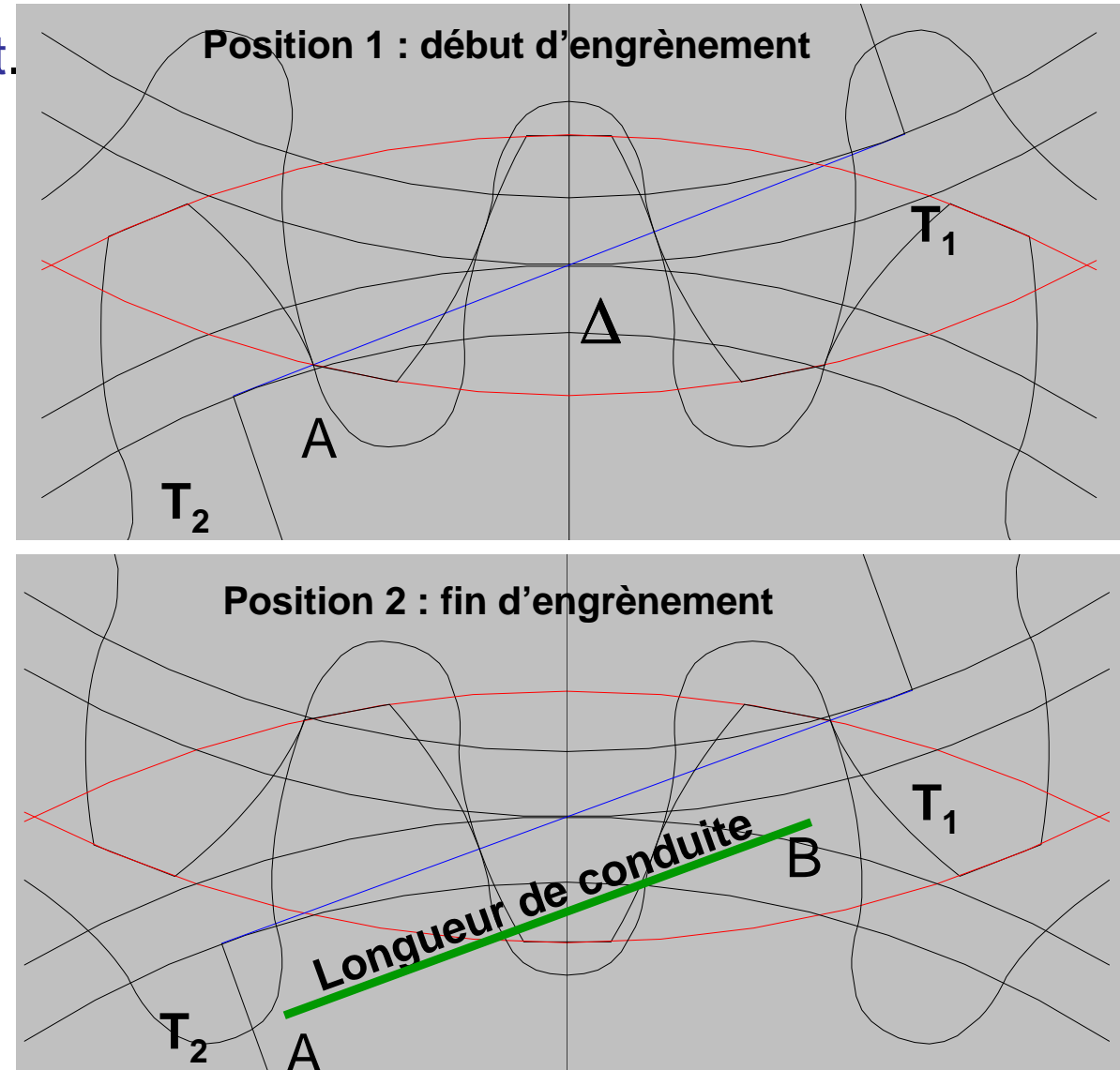
## 1. Profil de denture en développante de cercle

### 1.9. Continuité de l'engrènement.

La continuité de l'engrènement est assurée si un couple de dents entre en contact avant que le précédent ne perde le contact.

L'engrènement de chaque dent commence en A  $\Delta I C_{a1}$   
et se termine en B  $\Delta I C_{a2}$

Le segment AB s'appelle la **longueur de conduite**.





## 1. Profil de denture en développante de cercle

### 1.9. Continuité de l'engrènement.

On définit ainsi le rapport de conduite :

$$C\alpha = \frac{\text{longueur de conduite}}{\text{pas de base}} = \frac{\overline{AB}}{\pi.m.\cos(\alpha)}$$

Le rapport de conduite  $C\alpha$  traduit le nombre minimum de dents en prise. L'expérience montre que pour fonctionner dans de bonnes conditions, il faut :

$$C\alpha \geq 1.3$$

Pour améliorer l'engrènement il faut augmenter le rapport de conduite :

- $C\alpha$  augmente avec le nombre de dents (pour garder un même encombrement il faudra diminuer le module).
- $C\alpha$  augmente si la saillie augmente (réalisé par déport de denture).
- $C\alpha$  augmente si  $\alpha$  diminue.





## 2. Étude cinématique

### 2.1. Glissement.

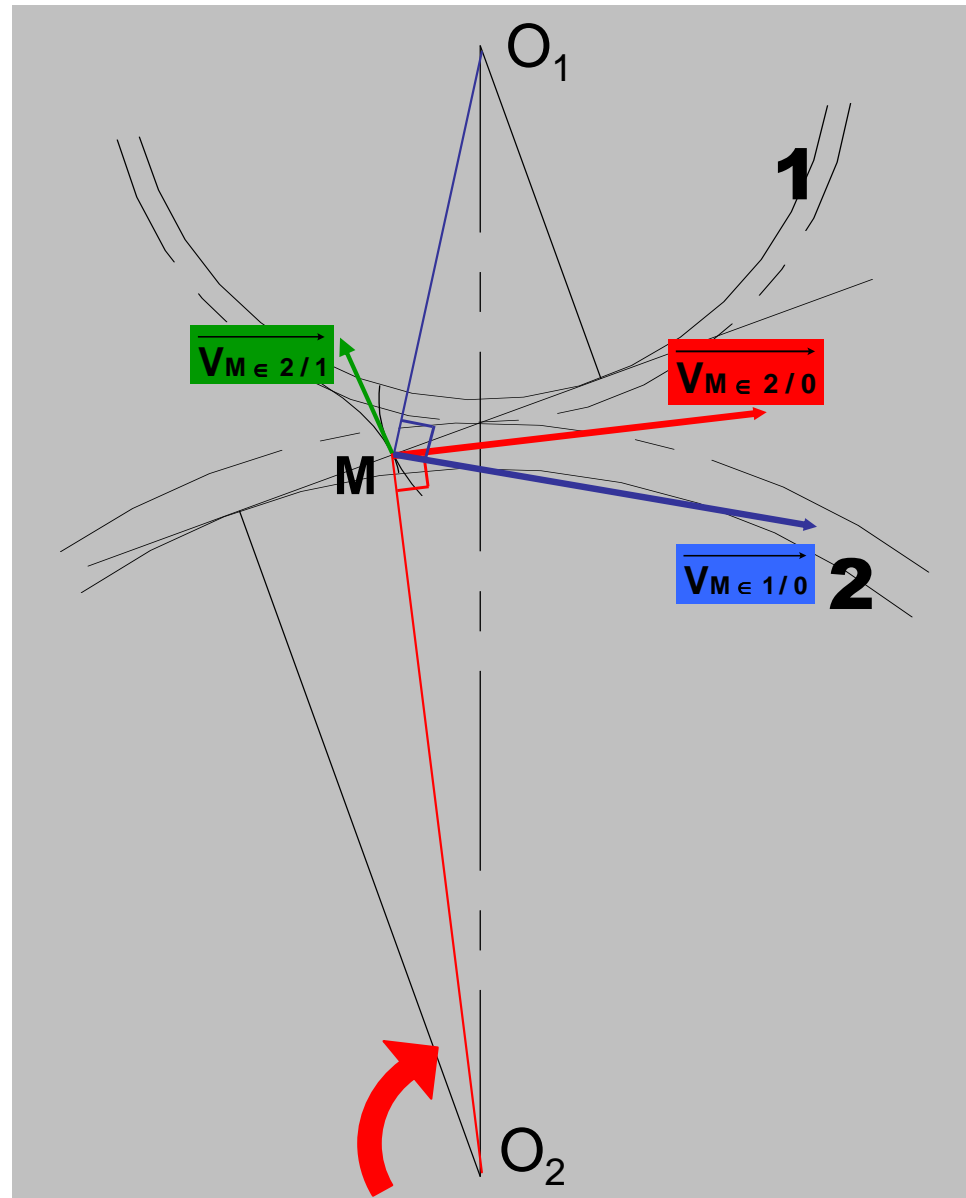
$N_{2/0} = 150 \text{ tr/min}$  ;

$Z_1 = 20 \text{ dents}$  ;

$Z_2 = 40 \text{ dents}$  ;

$m = 0.3 \text{ mm}$ .

On remarque qu'il existe un **glissement relatif** entre les deux profils en contact.



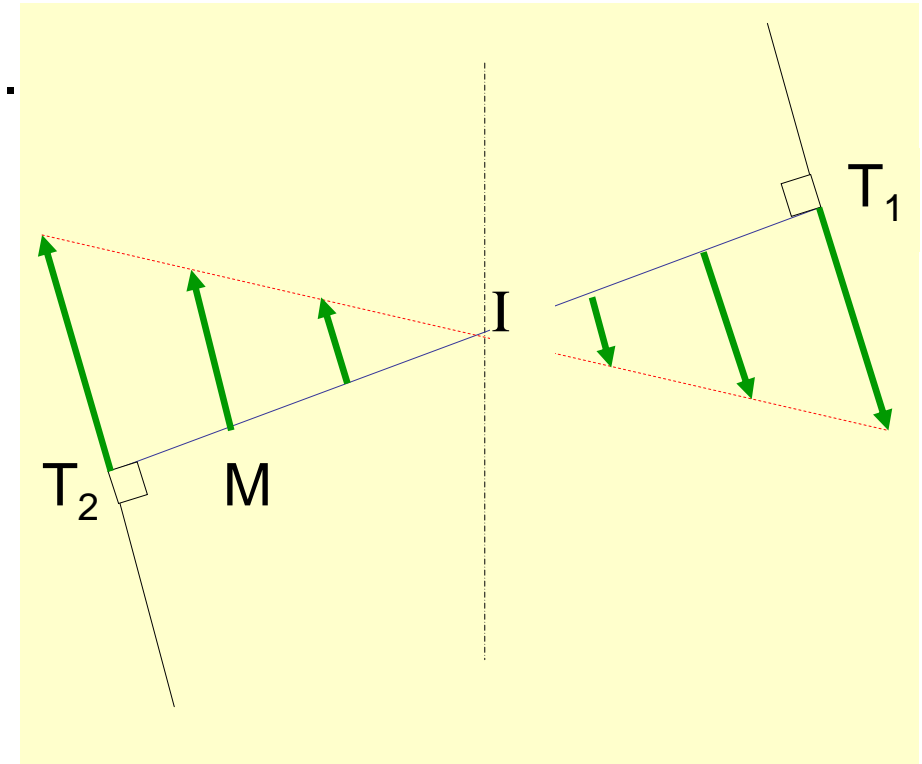


## 2. Étude cinématique

### 2.2. Distribution des vitesses de glissement.

Les vecteurs vitesse de glissement sont de direction perpendiculaire à la droite  $T_1T_2$  ( $\Delta$ ).

On constate que le vecteur vitesse de glissement est nul au point I car ce point est le centre instantané de rotation du mouvement de 2 par rapport à 1 .  
On peut tracer une droite de distribution des vecteurs vitesses de glissement le long de la droite  $\Delta$  entre les points  $T_1$  et  $T_2$  .



Pour réduire le glissement relatif, on aura intérêt à utiliser une longueur de profil actif réduite, donc un grand nombre de dents et un module le plus petit possible.

On constate que le glissement varie le long de  $\Delta$ , cela va provoquer une usure non uniforme le long du profil de la dent.



## Annexe: etude géométrique

### 3. Dimensionnement d'une dent - Choix du module

#### 3.1. Effort sur la denture.

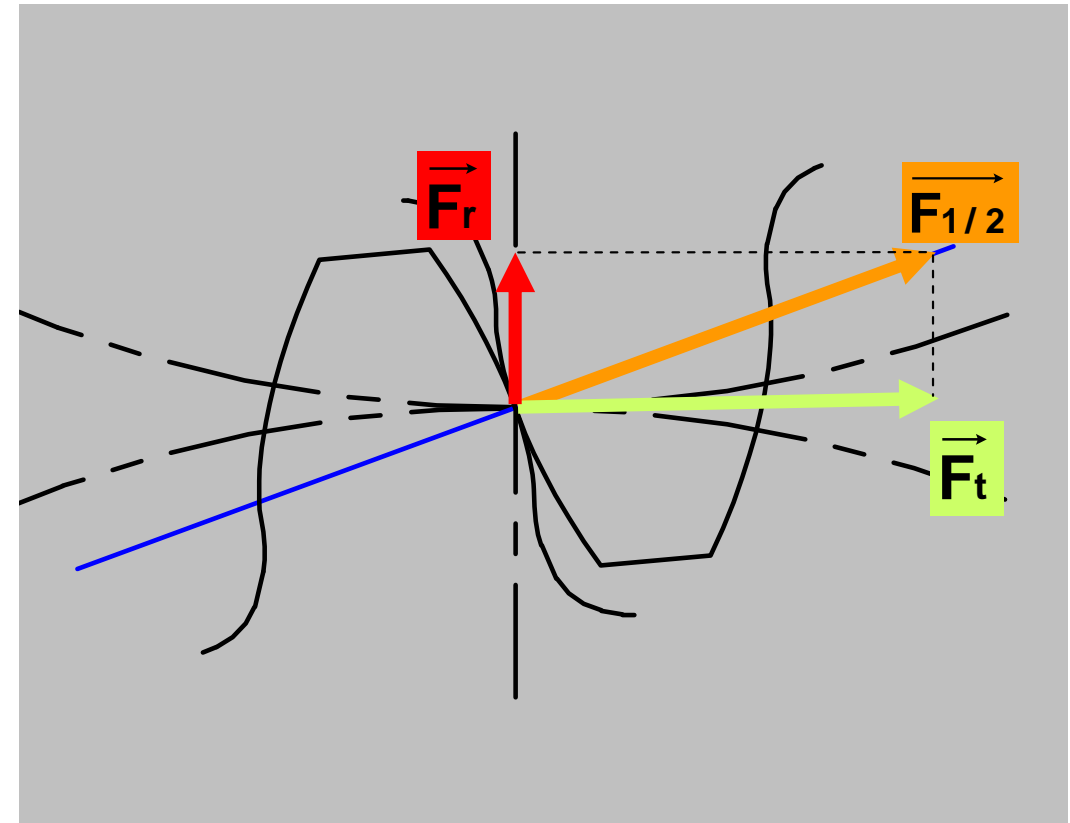
$\vec{F}_{1/2}$  est portée par la ligne de pression  $\Delta$ .

$$\vec{F}_{1/2} = \vec{F}_r + \vec{F}_t$$

$\vec{F}_t$  effort tangentiel, c'est l'effort "utile" à la transmission de mouvement et qui sollicite la dent en flexion.

$$\|\vec{F}_t\| = \|\vec{F}_{1/2}\| \cdot \cos(\alpha) = \frac{C_1}{r_1} = \frac{C_2}{r_2}$$

$\vec{F}_r$  effort radial, c'est l'effort qui est transmis aux paliers et qui sollicite la dent en compression.



$$\|\vec{F}_r\| = \|\vec{F}_{1/2}\| \cdot \sin(\alpha) = \|\vec{F}_t\| \cdot \tan(\alpha)$$



## Annexe: etude géométrique

### 3. Dimensionnement d'une dent - Choix du module

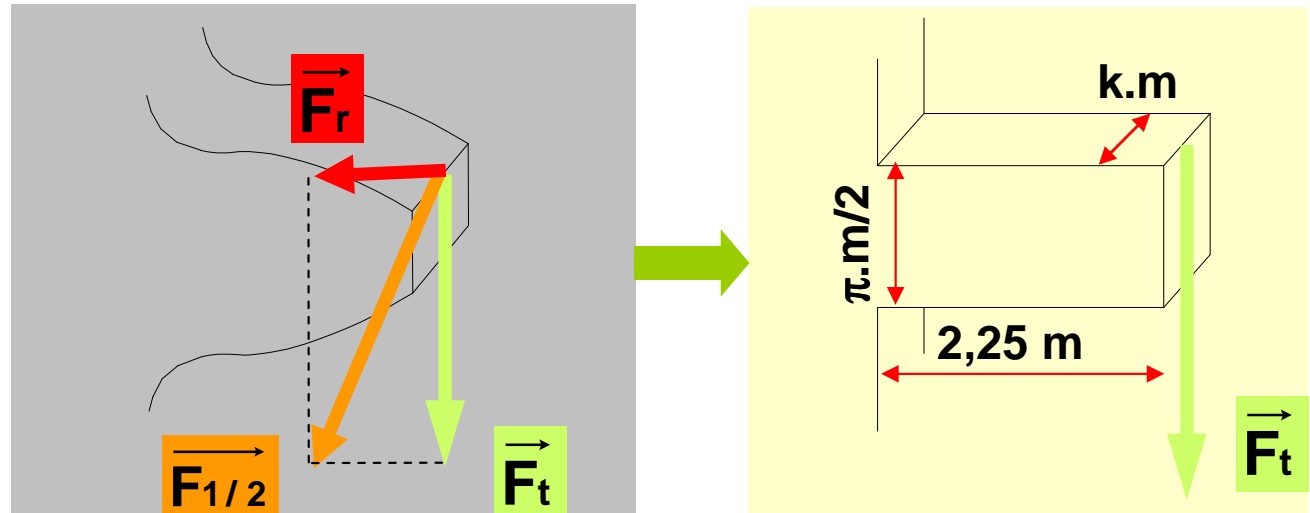
#### 3.2. Calcul de résistance de la dent.

##### Méthode élémentaire

On calcule la contrainte due à la flexion au pied de la dent.

*Hypothèses :*

- Dent assimilée à une poutre encastrée, sollicitée en flexion.
- Effort exercé en bout de dent (début d'engrènement).
- Une seule dent en prise.



La contrainte normale doit satisfaire à la condition de résistance :  $\sigma \leq R_{pe}$

$$m \geq 2,34 \sqrt{\frac{F_t}{k \cdot R_{pe}}}$$



### 3. Dimensionnement d'une dent - Choix du module

#### 3.2. Méthodes de calcul.

**Méthode élémentaire** : C'est la méthode vue précédemment. Cette méthode donne une valeur approchée et majorée du module, cependant sa facilité d'emploi permet de faire rapidement une prédétermination du module.

C'est la méthode employée couramment en microtechniques.

**Méthode de Lewis** : Calcul de contrainte en flexion sur une poutre d'égale résistance.

**Méthode ISO** : calcul de résistance à la pression de contact et de contrainte en flexion, cette méthode est normalisée (NF E 23-015) mais fastidieuse à mettre en œuvre. Elle prend en compte de nombreux facteurs liés au fonctionnement.

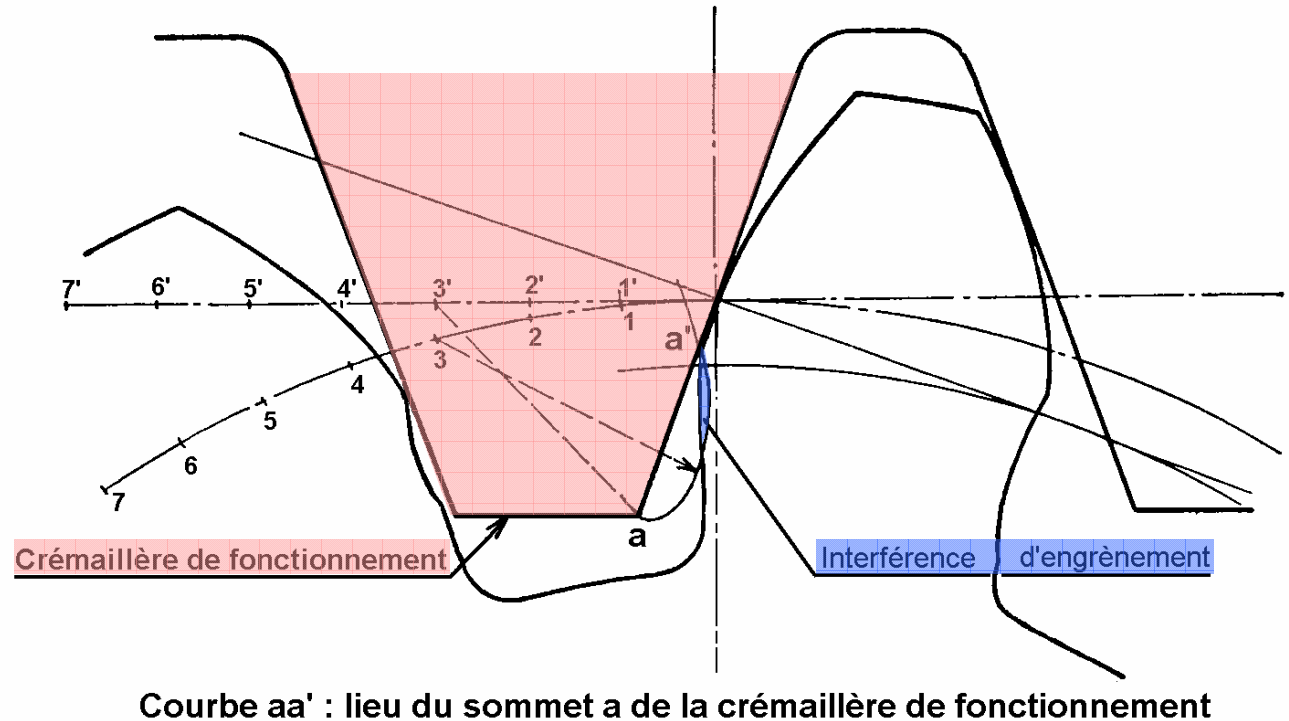


## Annexe: etude géométrique

### 4. Interférence - Correction de denture

#### 4.1. Interférence de fonctionnement.

Lorsqu'un pignon de faible nombre de dents (donc de creux de denture étroit) engrène avec une roue de grand nombre de dents (donc de sommet de dent large) le fonctionnement peut se révéler impossible si le sommet des dents de la roue ne peut se déplacer dans le creux de denture du pignon. Dans ce cas on dit qu'il y a **interférence de fonctionnement.**



Courbe aa' : lieu du sommet a de la crémaillère de fonctionnement

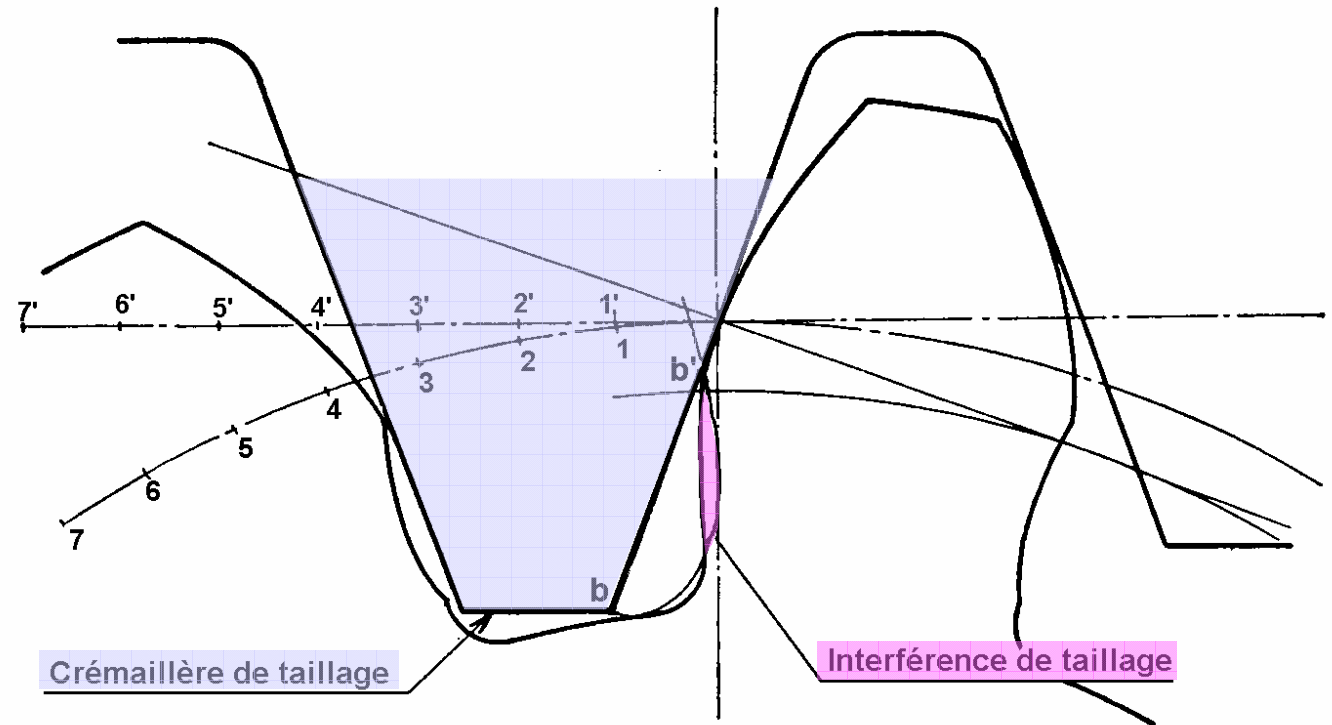


## Annexe: etude géométrique

### 4. Interférence - Correction de denture

#### 4.1. Interférence de taillage.

Lorsqu'un pignon de faible nombre de dents est taillé avec un outil crémaillère, il peut arriver que lors de l'usinage, le profil de denture du pignon soit tronqué au pied de la dent et présente un point anguleux. Dans ce cas on dit qu'il y a **interférence de taillage**.



Courbe bb' : lieu du sommet b de la crémaillère de taillage

D'une manière générale :



### 4. Interférence - Correction de denture

#### 4.2. Inconvénients de l'interférence.

#### ***Interférence de taillage :***

affaiblissement de la dent à la base et concentration de contraintes diminuent la résistance de la dent.

#### ***Interférence de fonctionnement :***

génère usure, vibrations, rendement faible, et souvent impossibilité de fonctionnement (blocage).

Elle doit être évitée.





## Annexe: etude géométrique

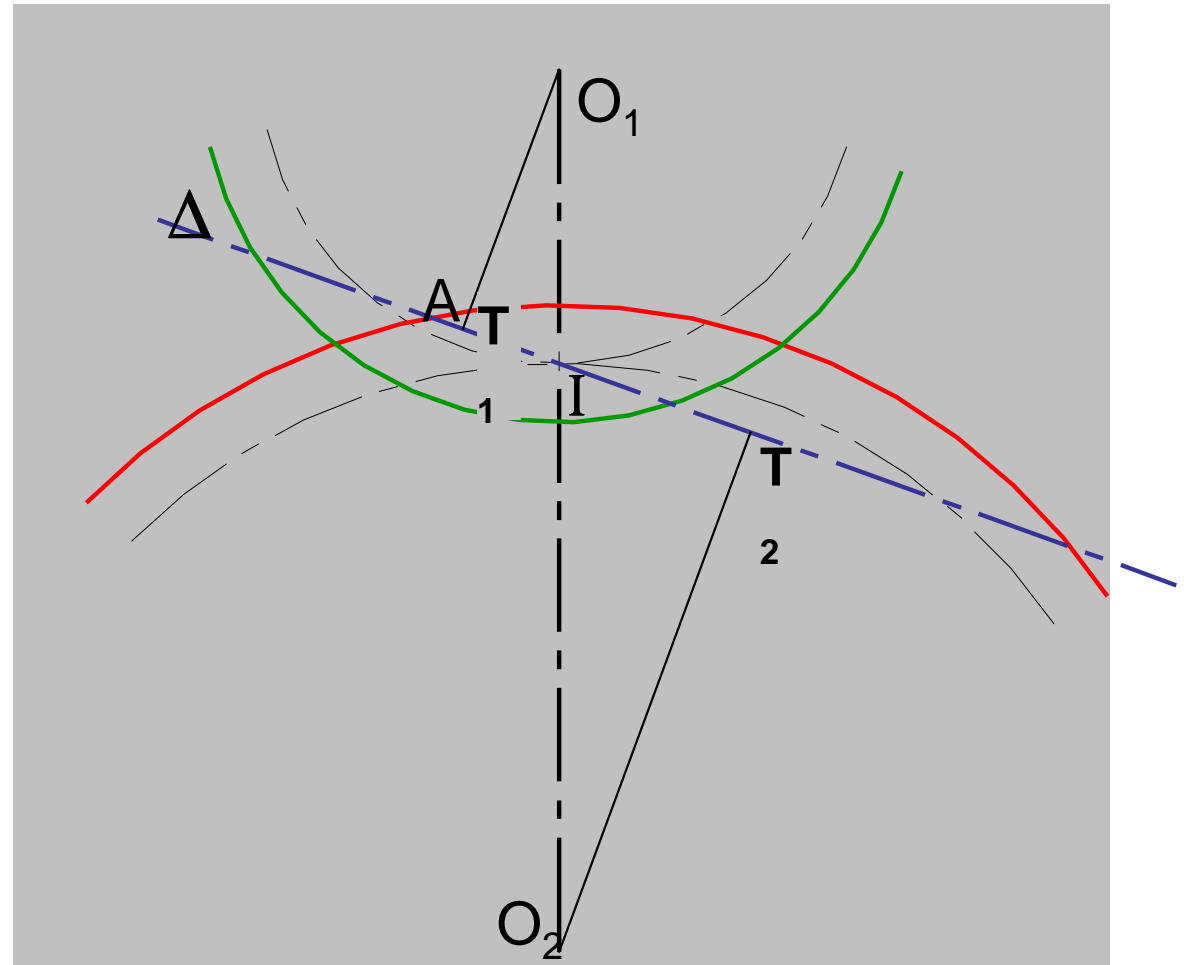
### 4. Interférence - Correction de denture

#### 4.3. Condition de non-interférence.

Détermination graphique  
de l'interférence de  
fonctionnement :

Si  $\overline{IA} > \overline{IT}_1$

alors il y a  
interférence de  
fonctionnement.





# Annexe: etude géométrique

## 4. Interférence - Correction de denture

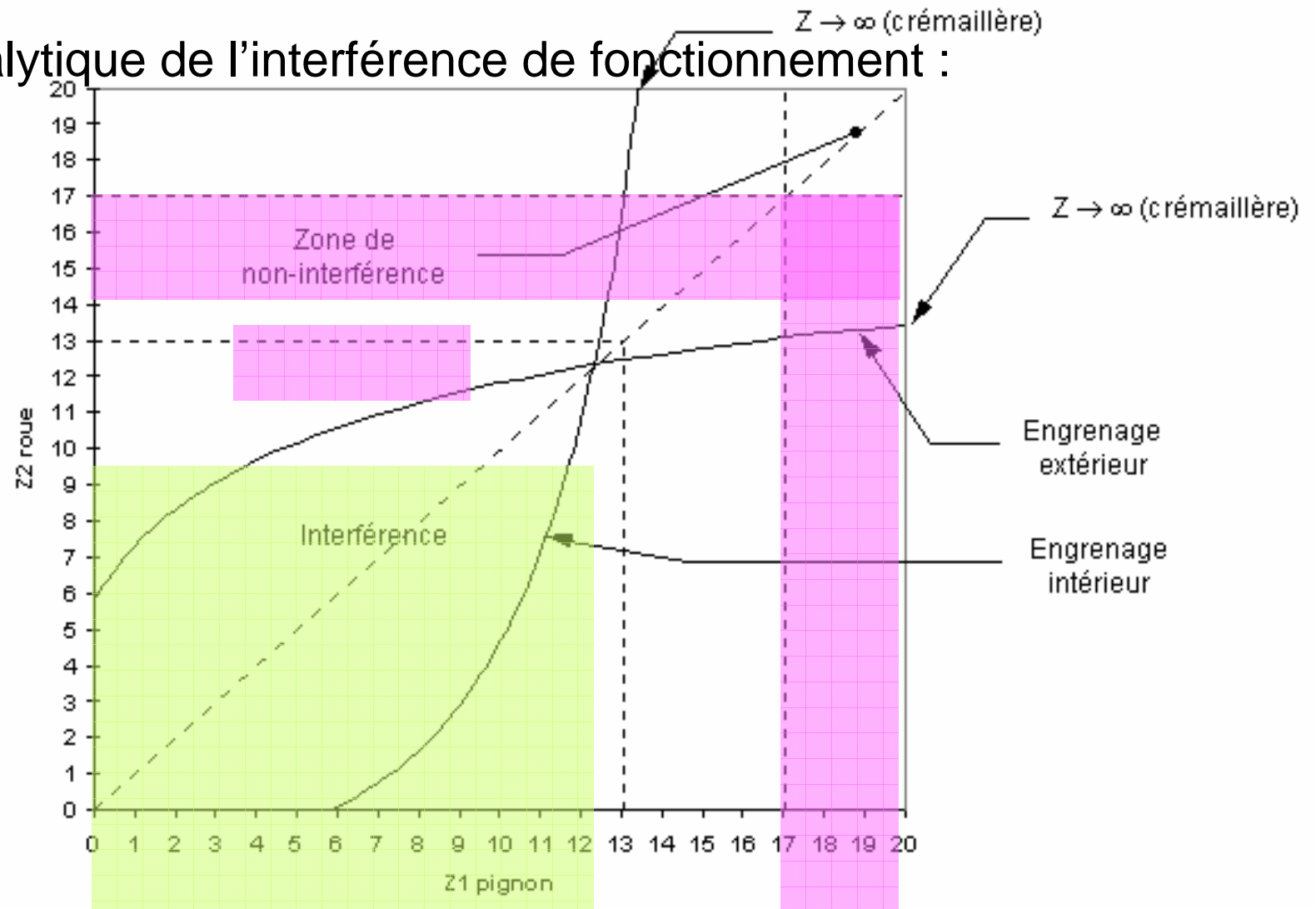
### 4.3. Condition de non-interférence.

Détermination analytique de l'interférence de fonctionnement :

$$Z_1 \geq \frac{4 - 0,117 \cdot Z_2^2}{0,234 \cdot Z_2 - 4}$$

$Z_1 \geq 17$  jamais d'interférence.

$Z_1 < 13$  toujours interférence.





### 4. Interférence - Correction de denture

#### 4.3. Condition de non-interférence.

Comment supprimer l'interférence ?

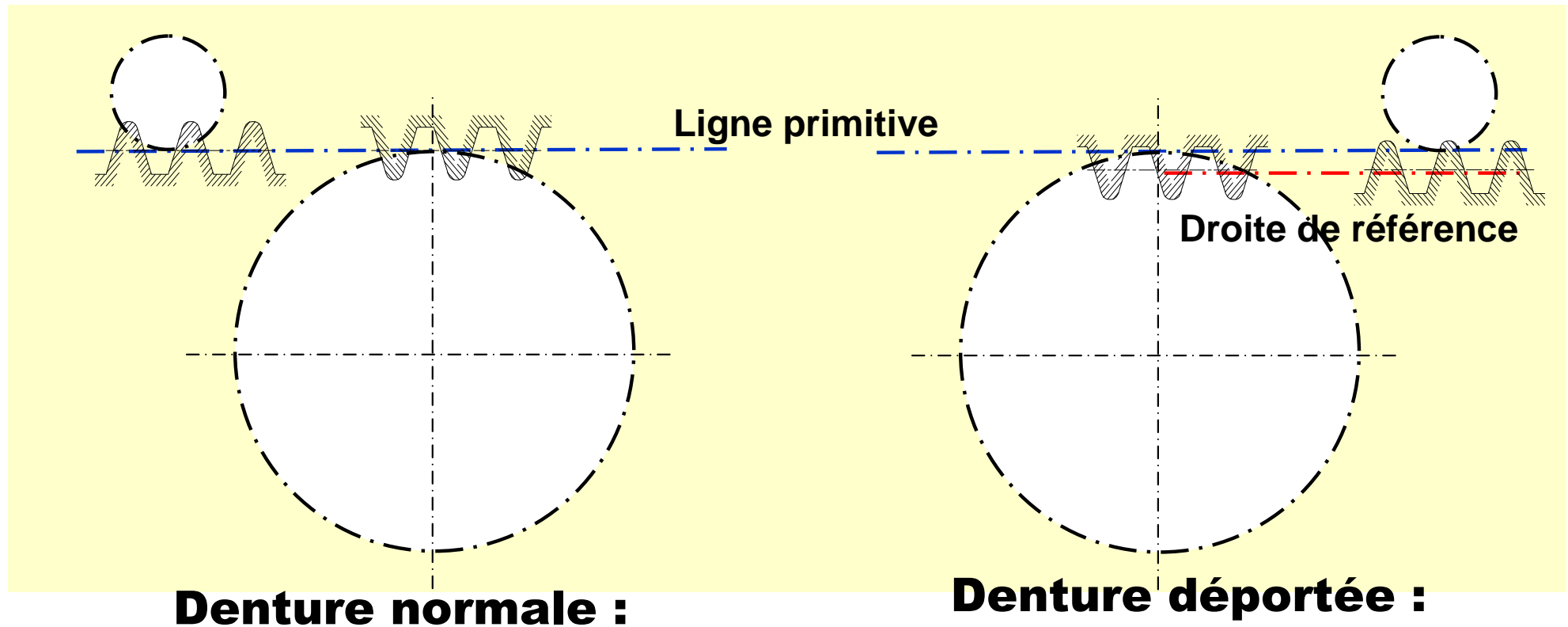
- augmenter l'angle de pression  $\alpha$**  : peu utilisé car cela nécessite un outillage spécial pour le taillage des dents et aussi car on diminue le rapport de conduite  $C\alpha$ .
- réduire la hauteur de saillie** : peu utilisé car on diminue également rapport de conduite  $C\alpha$ .
- par déport de denture** (avec ou sans variation d'entraxe) : c'est la méthode couramment utilisée pour résoudre les problèmes d'interférence.



# Annexe: etude géométrique

## 4. Interférence - Correction de denture

### 4.4. Déport de denture sans variation d'entraxe.



La droite de référence de la crémaillère est sur la ligne tangente aux primitifs

La droite de référence de la crémaillère est décalée par rapport à la ligne primitive



# Annexe: etude géométrique

## 4. Interférence - Correction de denture

### 4.4. Déport de denture sans variation d'entraxe.

On définit le déport de denture :

$$\delta = m \cdot x$$

(m : module ; x : coefficient de déport)

Les diamètres de tête et de pied ont changé :

*Pignon*

$$ha_1 = ha + \delta$$

$$= m + \delta$$

$$hf_1 = hf - \delta$$

$$= 1,25.m - \delta$$

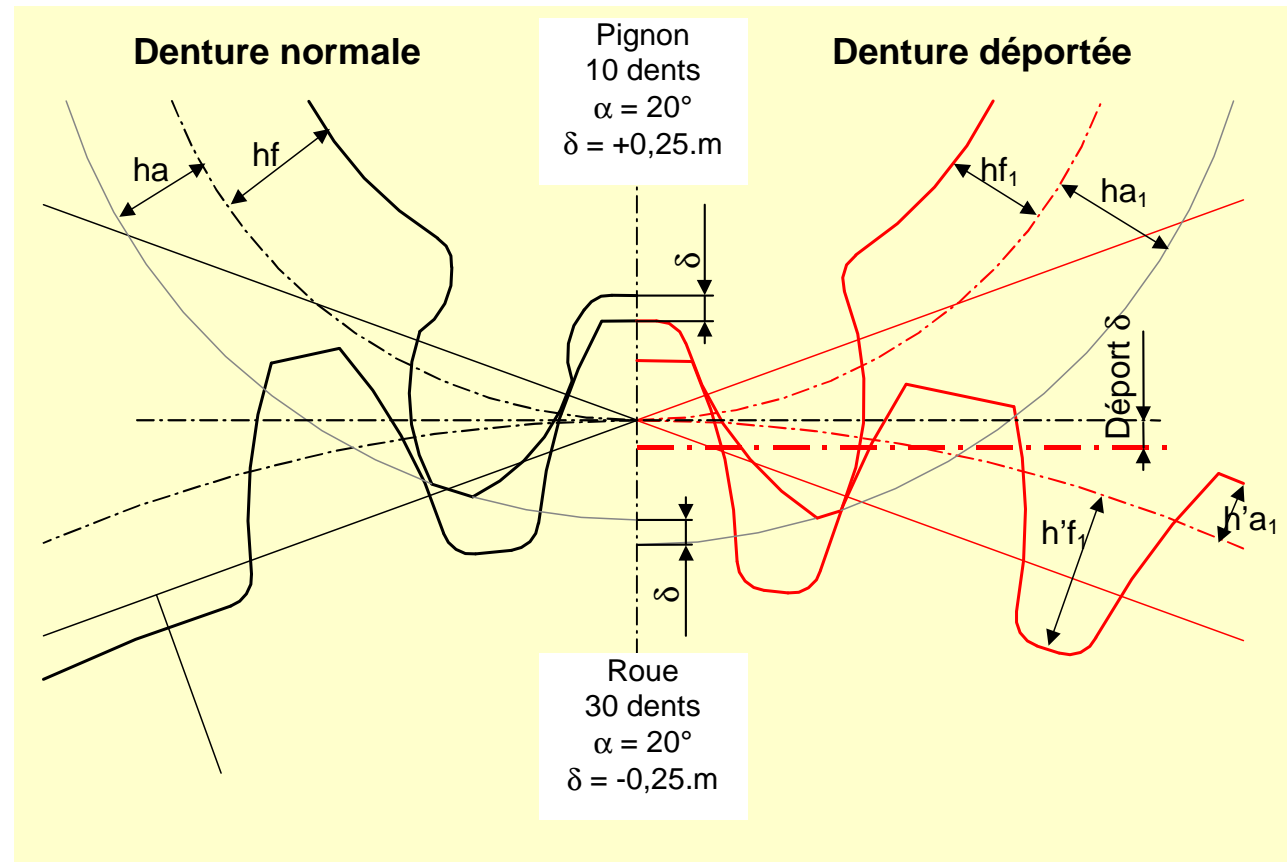
*Roue*

$$h'a_1 = ha - \delta$$

$$= m - \delta$$

$$h'f_1 = hf + \delta$$

$$= 1,25.m + \delta$$





### 4. Interférence - Correction de denture

#### 4.4. Déport de denture sans variation d'entraxe.

On définit le déport de denture :  $\delta = m \cdot x$   
(m : module ; x : coefficient de déport)

Si  $x > 0$ , la denture est **déportée positivement**  
→ la crémaillère s'éloigne du pignon.

Si  $x < 0$ , la denture est **déportée négativement**  
→ la crémaillère se rapproche du pignon.

Si  $x_1 + x_2 = 0$ , le déport de denture est réalisé **sans variation d'entraxe**.



# Annexe: etude géométrique

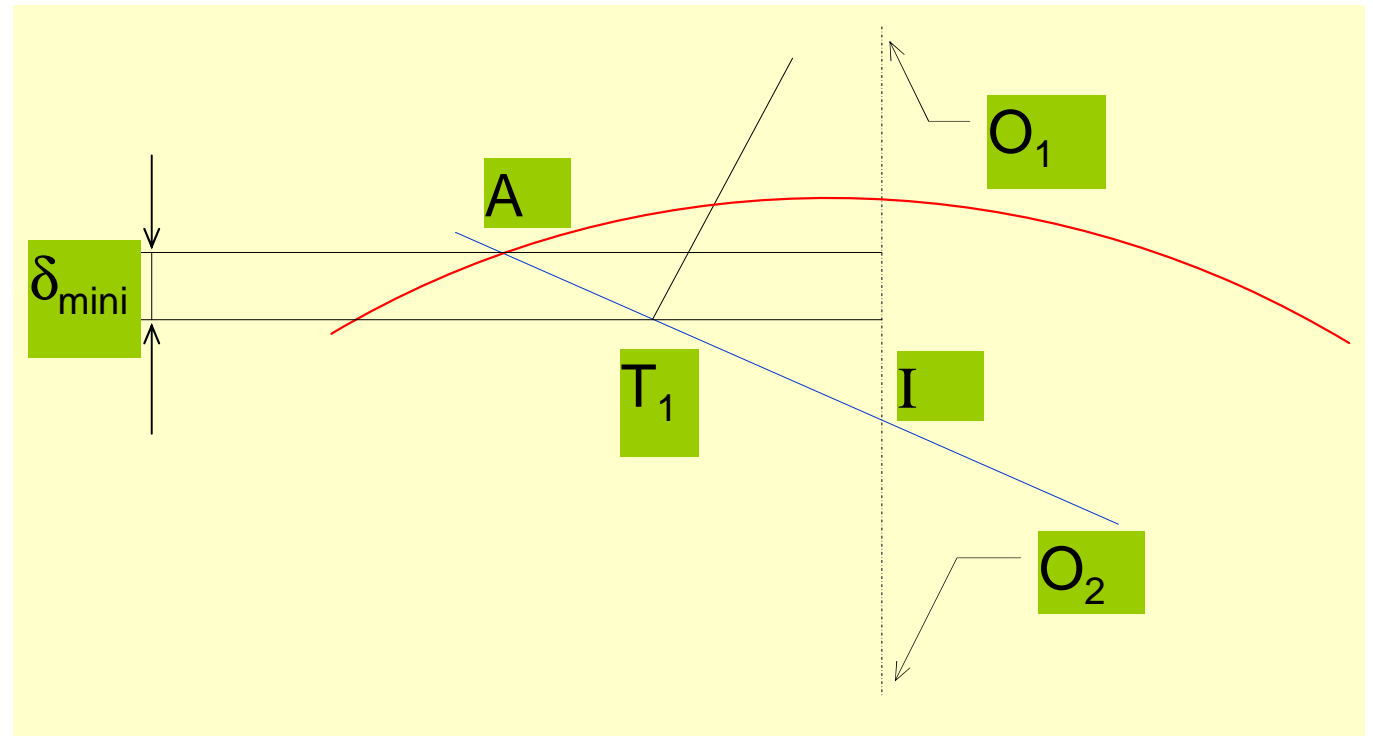
## 4. Interférence - Correction de denture

### 4.4. Détermination graphique du déport de denture minimum .

Nous avons vu au chapitre 4-3 que si ,

$$\overline{IA} > \overline{IT_1}$$

alors il y a interférence.



Pour supprimer cette interférence il faut donc ramener le point A à l'intérieur du segment  $T_1T_2$  :

$$\delta_{\min i} = \overrightarrow{AT_1} \bullet \overrightarrow{O_1O_2}$$



### 4. Interférence - Correction de denture

#### 4.4. Limites du déport de denture sans variation d'entraxe :

La crémaillère de taillage s'enfonçant moins dans le pignon, elle devra s'enfoncer plus sur la roue. L'opération est possible tant que l'on ne reporte pas l'interférence sur la roue, Pour éviter de reporter l'interférence sur la roue, on devra respecter la condition suivante :

$$\mathbf{Z_1 + Z_2 \geq 34} \quad (\text{pour } \alpha = 20^\circ).$$

Dans le cas où  $Z_1 + Z_2 < 34$  ; il faudra envisager un déport de denture avec variation d'entraxe.







# Lubrification des engrenages

---

## *introduction*

Dans tous les montages d'engrenages, la lubrification remplit les fonctions suivantes:

1. Réduire la friction aux points de contact;
2. Refroidir les points chauds;
3. Transporter les contaminants jusqu'aux filtres.

De très hautes températures sont générées le long de la ligne de contact

Un débit d'huile continu est nécessaire pour refroidir ces points et dissiper cette chaleur.



# Lubrification des engrenages

---

## *Choix d'un lubrifiant : Sources d'informations*

### Le fabricant des engrenages

Il peut faire bénéficier de l'expérience acquise et recommander les lubrifiants qui, historiquement, ont bien performés avec leur produits;

### Le fabricant de l'équipement

Le manufacturier de l'équipement dans lequel les engrenages sont utilisés est généralement consulté pour tout problème de lubrification;

### Les fabricants de lubrifiants

Ils conseillent sur base de leur expérience, ou selon des résultats d'essais expérimentaux qu'il conduisent régulièrement sur leur lubrifiants



# Lubrification des engrenages

---

## *Facteurs importants :*

### La Température

Les engrenages peuvent opérer à **très haute température**.

Les facteurs intrinsèques qui affectent la température d'opération sont généralement :

- La charge transmise,
- le type d'engrenage,
- les matériaux utilisés pour fabriquer l'engrenage,
- le type de roulement.

Des **facteurs externes** comme la température ambiante, haute ou basse, peuvent aussi avoir un effet important sur le type de lubrifiant utilisé.



# Lubrification des engrenages

---

## *Facteurs importants :*

L'effet de la **haute température** est de **réduire l'épaisseur du film d'huile** dans la zone de contact.

Ce film peut être adéquat à température ambiante, mais insuffisant à haute température.

Dans les applications générant de hautes températures, il peut être nécessaire de **refroidir le lubrifiant**.

Il est recommandé de **vérifier cette température** régulièrement.



# Lubrification des engrenages

---

## *Facteurs importants :*

### **Vitesse de rotation :**

Les engrenages opérants à haute vitesse ont besoin d'un lubrifiant à basse viscosité afin d'obtenir une lubrification et un refroidissement adéquat, et pour opérer avec un minimum de friction.

À plus basse vitesse, un lubrifiant à plus haute viscosité est généralement utilisé.

Le facteur le plus important est la capacité d'un lubrifiant à suivre une dent d'engrenage jusqu'à la zone de contact, et maintenir un film adéquat une fois le contact établi.



# Lubrification des engrenages

---

## *Facteurs importants :*

### **La charge :**

La charge ou pression appliquée sur les dents d'engrenages est un facteur très important pour sélectionner la viscosité d'une huile de lubrification.

**Règle générale**, plus la charge est élevée, plus la viscosité du lubrifiant est élevée



# Lubrification des engrenages

---

## *Facteurs importants :*

### **Type de friction :**

Pour les engrenages du type vis ou du type hypoïde, où la friction et le glissement sur les faces de contact sont très grands, il est recommandé d'utiliser des lubrifiants contenant des additifs EP (Extreme Pressure).

La fonction de l'additif EP est de modifier physiquement la surface de contact pour prévenir les microsoudages des "high spots".





## **Contamination :**

L'eau, par condensation de l'humidité de l'air, est un contaminant commun.

Il est recommandé de sélectionner des lubrifiants d'où l'eau et les autres contaminants peuvent facilement être filtrés.

L'eau provoque un processus d'oxydation dans les huiles et le matériel des engrenages qui peut s'avérer destructeur.

Dans ce contexte, l'huile devient le média qui transporte les contaminant vers les filtres



# Lubrification des engrenages

---

## *Méthode d'application des lubrifiants*

La méthode d'application du lubrifiant va aussi affecter le choix de ce dernier.

Idéalement, les engrenages doivent être logés dans un boîtier étanche qui garde l'humidité et les autres contaminants à l'extérieur.

Ce n'est pas toujours possible, et dans certains cas, absolument non concevable.

Les méthodes suivantes sont utilisées dans divers types d'assemblage d'engrenages :



### **Système à recirculation**

Le lubrifiant est apporté à l'engrenage par une pompe et des conduits.

Le lubrifiant peut être appliqué soit par un jet de fines gouttelettes.

La pompe peut être actionnée de manière autonome, soit par le mécanisme à lubrifier (ex. : Moteur d'automobile).

Les systèmes à recirculation nécessitent un boîtier étanche et sont indiqués pour les systèmes à vitesse de révolution normale à faible.

Ils utilisent généralement des lubrifiants à faible viscosité.

Des refroidisseurs ou réchauffeur de lubrifiant peuvent être montés sur ces systèmes.



# Lubrification des engrenages

---

## *Méthode d'application des lubrifiants*

### **Bain / Splash systèmes**

Le lubrifiant est emmagasiné dans un carter ou bain. Un engrenage baigne en partie dans le lubrifiant.

Sous l'effet de la rotation de cette roue, le lubrifiant est entraîné dans la zone de contact des dents d'engrenage, et le surplus est projeté sur la paroi du carter, et est guidé vers les paliers et roulements, dans sa course de retour (gravité) vers le bain.



# Lubrification des engrenages

---

## *Facteurs importants :*

Il est recommandé que le plus large engrenage soit 1/3 ou 1/2 immergé dans le bain.

À basse vitesse de révolution, la zone de contact entre les roues doit être complètement immergé.

À haute vitesse de rotation, une huile à basse viscosité est recommandée afin de réduire la chaleur générée par friction dans le lubrifiant.



# Lubrification des engrenages

---

## *Méthode d'application des lubrifiants*

### **"Idler immersion systems"**

Systeme similaire au précédent à l'exception que le lubrifiant est entraîné par une courroie ou chaîne.

Cette dernière est partiellement immergée dans l'huile et qui tourne avec les engrenages.



# Fabrication des engrenages

---

**Par moulage** : au sable, pour solides en fonte ou en acier, sous pression pour roues en alliages légers, ou matières plastiques. Les dentures sont très souvent achevées sur une machine à tailler.

**Par forgeage** : il donne également des dentures brutes.



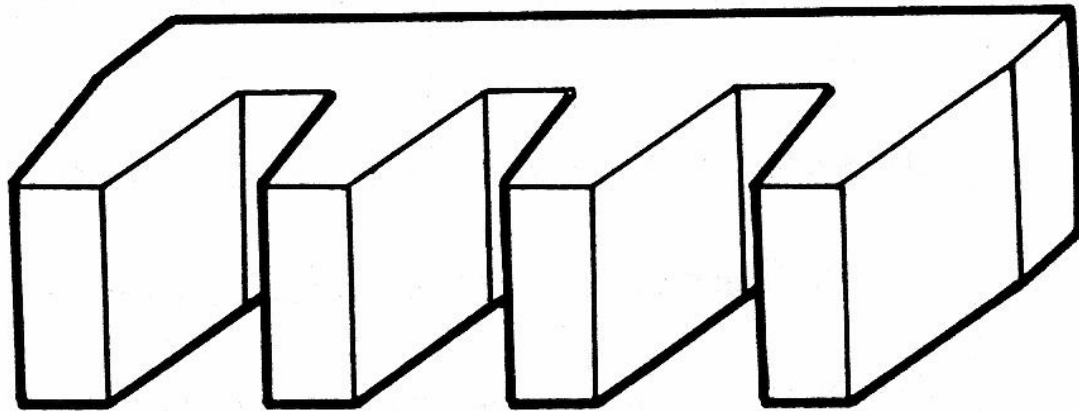
**Par taillage** : 1- *taillage successif* : les dents usinées complètement et successivement soit par une fraise de forme (fraise module) (figure 6) ou par génération avec outil crémaillère (figure 7), ou encore par génération avec outil-pignon.

*taillage progressif* : à chaque instant toutes les dents à tailler sont à peu près dans le même état dans la génération par vis mère.

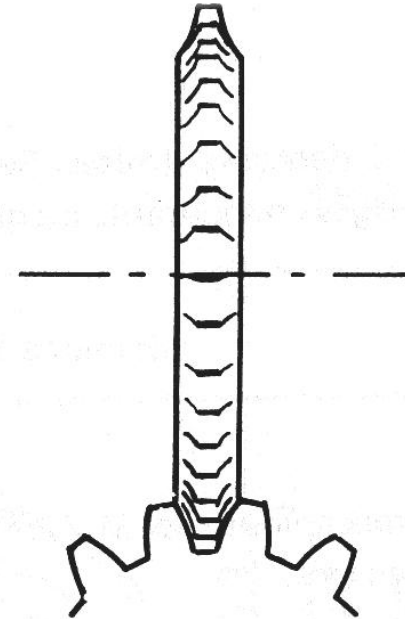




# Fabrication des engrenages



*Outil crémaillère*

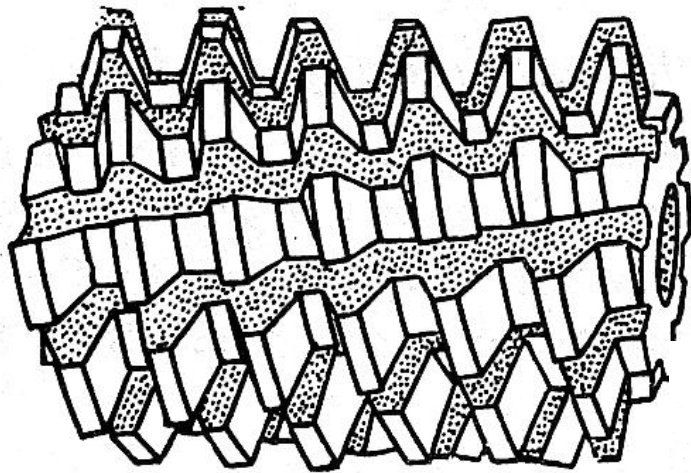


+

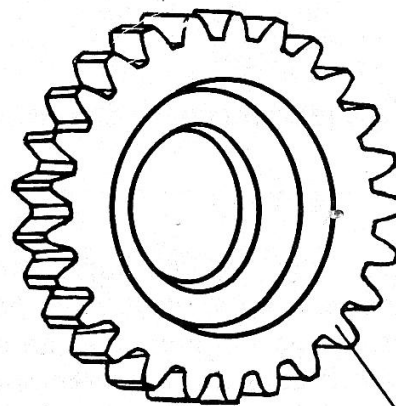
*Fraise disque*



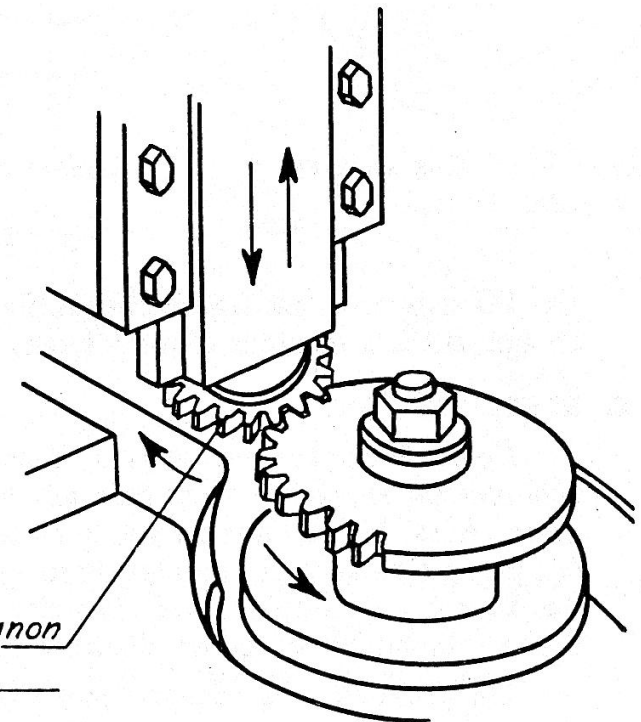
# Fabrication des engrenages



*Fraise mère*



Outil pignon  
Fellow





# Fabrication des engrenages





# Fabrication des engrenages

---





# Exemples de construction

## *Le différentiel*

Un différentiel est un système mécanique qui a pour fonction de distribuer une vitesse de rotation de façon adaptative aux besoins d'un ensemble mécanique

Sous sa forme la plus fréquente le différentiel est composé d'un pignon conique (solidaire de l'arbre moteur) entraînant perpendiculairement une couronne dentée conique supportant une cage de pignons satellites, ceux-ci entraînant deux pignons planétaires solidaires des arbres entraînés.





# Exemples de construction

---

## *Le différentiel*

Le cas d'utilisation le plus répandu est l'entraînement d'un véhicule.

Dans un virage, la roue située à l'intérieur (du côté où l'on tourne), ayant une distance plus faible à parcourir, tourne moins vite que la roue située à l'extérieur.

Grâce au différentiel, la motricité est maintenue tout en autorisant la différence de vitesse entre les roues.

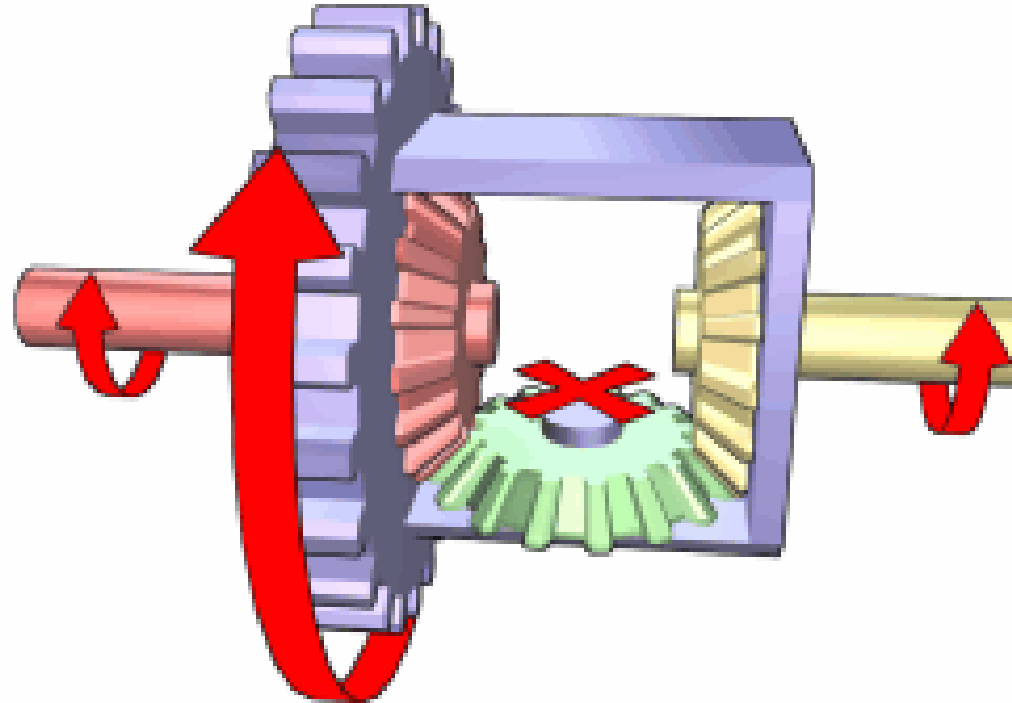
Il assure ainsi une meilleure tenue de route (sans différentiel, un véhicule tend à aller tout droit) et permet de limiter l'usure des pneumatiques.



# Exemples de construction

## *Le différentiel*

### Différentiel tournant librement



Sur ces deux images la motricité provient de la grande flèche rouge

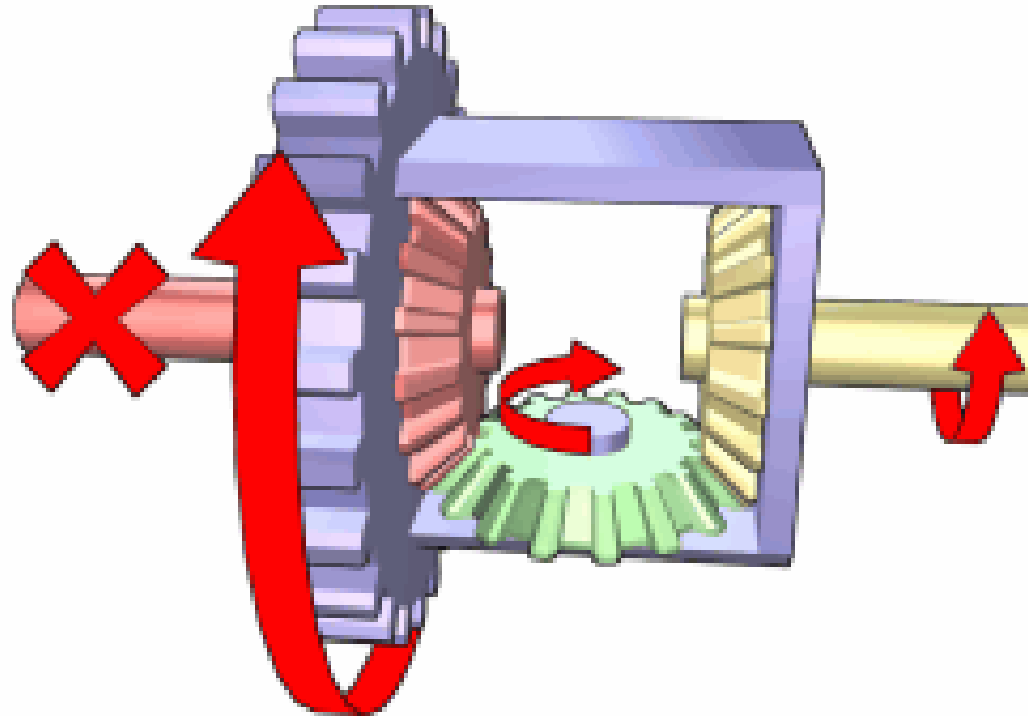
Ici, les deux arbres de sortie (à droite et à gauche) tournent à la même vitesse, l'effort de rotation est donc réparti équitablement.



# Exemples de construction

## *Le différentiel*

Différentiel bloqué



Sur l'image de droite, un des arbres est bloqué (croix rouge). Grâce au pignon intermédiaire situé dans la cage, l'autre arbre continue de tourner, et à une vitesse supérieure





# Exemples de construction



*Différentiel de PORSCHE CAYENNE*



# Endommagement de dentures

---

## *Usure normale (normal wear)*

La **perte lente et régulière** de l'épaisseur des dents ne provoque pas de dégradation de l'état de surface.

Ce n'est pas une avarie mais au contraire le **signe d'un fonctionnement normal** des dentures et la tenue de l'engrenage n'est pas affectée pendant la durée prévue pour l'utilisation.



# Endommagement de dentures

---

## *Usure courante (current wear)*

C'est une **abrasion caractérisée par un amincissement des zones de glissement** (les sommets et les pieds des dents) tandis que la perte de matière est à peu près nulle au niveau du primitif.

Il en résulte une **déformation du profil**, mais sans dégradation notable de l'état de surface.

L'aspect de la zone usée est en général **gris et mat**.



# Endommagement de dentures

---

## *Poli-miroir (polishing)*

Il traduit une **plastification superficielle des flancs de dents**, son évolution est lente et il témoigne d'un bon fonctionnement : on n'a jamais à la fois usure importante et poli miroir.

Par ailleurs cette modification de la surface des dentures **favorise leur portée**.

Cependant, en cas de surcharge ou de lubrification défectueuse, la température de surface peut devenir suffisante pour permettre la formation de **microsoudures localisées**, alors le **grippage n'est pas loin**.



# Endommagement de dentures

---

## *Poli-miroir (polishing)*

Pour éviter un tel risque, on peut **augmenter quelque peu la viscosité du lubrifiant**.

De même on prendra soin **d'éviter toute surcharge**, même brève, qui ne manquerait pas de provoquer des dégâts irrémédiables.

Le poli-miroir apparaît communément sur les **dentures durcies en surface** comme celles des boîtes de vitesses ou des différentiels automobiles.



# Endommagement de dentures

---

## *Grippage localisé*

Il correspond à des **arrachements** ou des **adhérences** (adhesures) qui modifient soudain l'état d'une petite partie de la surface des dents, 5 % par exemple.

Il **concerne souvent les dentures neuves** ou dans l'état de poli-miroir et il **peut disparaître à la longue**.

Les causes de ce phénomène sont multiples :

- imperfection d'usinage,
- défaut d'alignement des dentures,
- déformation en charge,
- passage d'une particule étrangère dans la denture,
- surcharge brutale,
- défaut temporaire de lubrification.



# Endommagement de dentures

---

## *Grippage localisé*

Dans tous les cas il y a surcharge locale, rupture du film d'huile et formation d'une micro-soudure immédiatement cisailée.

On pense souvent, mais à tort, que ce n'est pas forcément une avarie grave ; en réalité les arrachements s'accompagnent souvent de fissures qui partent de la surface et risquent, en s'étendant à toute l'épaisseur de la dent, de provoquer sa rupture rapide.



# Endommagement de dentures

---

## *Grippage localisé*

Sur des engrenages traités en surface, un contrôle par ressuage est souvent utile. Par contre, les engrenages traités dans la masse présentent un risque bien moindre.

Il est parfois possible de « réparer » les dentures pas trop sévèrement grippées en les faisant fonctionner quelque temps avec une graisse de rodage appropriée.





## Endommagement de dentures

---

### *Grippage généralisé (scuffing)*

C'est une avarie très brutale attribuée à une rupture du film lubrifiant par suite de températures de surface trop élevées.

Sa gravité a accéléré le développement des additifs extrême pression.

Il est reconnaissable au fait que le cisaillement des microsoudures amène des transferts de métal d'une denture sur l'autre, ou l'émission de débris.



# Endommagement de dentures

---

## *Grippage généralisé (scuffing)*

Le grippage généralisé est une **usure catastrophique** qui **détruit typiquement les dentures non traitées**, de **gros module**, fonctionnant à des **vitesse faibles**.

Il produit une **modification soudaine de la surface** de toutes les dents : sur des engrenages durcis, on note un changement de **coloration et de fines rayures**, à **ne pas confondre avec une usure abrasive**, car il y a **peu de perte de cote**.



## Endommagement de dentures

---

### *Grippage généralisé (scuffing)*

Sur des **aciers peu durcis**, les surfaces sont détruites par **écoulement plastique** et marquées de **sillons grossiers parallèles au profil**.

Lors du grippage apparaissent aussi des **charges radiales anormales et des vibrations**.

Le **facteur de frottement augmente** et devient irrégulier.

Il n'est pas forcément nécessaire d'atteindre de très hautes températures pour former des soudures.



## Endommagement de dentures

---

### **Grippage généralisé (scuffing)**

On distingue en fait deux sortes de phénomènes :

Le **grippage à chaud** (hot scuffing) est lié à une **rupture de film d'huile par échauffement excessif**.

Les traces sont généralement plus importantes dans les zones à forte vitesse de glissement.

Tant que ces traces restent fines et peu profondes, elles peuvent être tolérées car elles finiront par s'amenuiser avec le temps.

Si elles sont au contraire grossières, elles évolueront vers des arrachements et généralement, à court terme, vers la rupture des dents.

Ces dernières prennent des **teintes caractéristiques brunes, bleues ou violacées**



## Endommagement de dentures

---

### ***Grippage généralisé (scuffing)***

Le **grippage à froid** (cold scuffing) résulte de pressions de contact très élevées accompagnées de vitesses de glissement extrêmement faibles.

Le désastre commence par quelques arrachements plus ou moins localisés qui ne tardent pas à se propager de proche en proche à toute la périphérie de la denture.

La destruction totale peut se produire en quelques minutes.

Le grippage à froid est très souvent associé à un manque de lubrifiant et se produit le plus souvent sur des dentures lubrifiées à la graisse.

Il est favorisé aussi par un état de surface médiocre, qui facilite la formation des microsoudures et le développement du grippage en profondeur



## Endommagement de dentures

---

### *Usures à trois corps (wear with three bodies)*

Elles résultent de la présence dans l'huile de corps abrasifs : rouille, sable de moulage, calamine, copeaux ... On peut distinguer plusieurs formes :

Les **rayures**, **griffures**, **sillons** (scratching) se manifestent sous la forme de cavités isolées ou de sillons plus ou moins profonds mais toujours bien individualisés et irréguliers, orientés dans le sens du glissement.

Il s'agit de l'effet de grosses particules introduites dans l'engrènement.

Ce type d'usure se rencontre dès la mise en route d'un mécanisme, ou juste après une réparation faite dans des conditions de propreté insuffisantes.



## Endommagement de dentures

---

### *Usures à trois corps (wear with three bodies)*

Contrairement aux arrachements qui mettent en cause le fonctionnement de l'engrenage, les rayures ne constituent pas une avarie grave à condition que le constat soit fait à temps et que des mesures curatives soient prises : d'une part, l'élimination des corps étrangers, d'autre part, la réparation des dentures par polissage des surépaisseurs causées par les griffures et désincrustation des particules dures.



## Endommagement de dentures

---

### *Usures à trois corps (wear with three bodies)*

L'**usure abrasive proprement dite** (abrasive wear) est due à la présence dans le lubrifiant de petites particules d'origine externe ou interne : débris d'usure par exemple.

On remarque des rayures très fines, un aspect mat, un épaulement au fond de la denture et des dents érodées en lame de couteau.





## Endommagement de dentures

---

### *Usures à trois corps (wear with three bodies)*

Le phénomène d'abrasion est souvent très rapide, il ne s'accompagne jamais d'adhésions locales ou de microsoudures et ne résulte pas d'un manque de lubrifiant.

Ce dernier est au contraire le vecteur des particules abrasives. On assiste à la formation de dents pointues et souvent très affaiblies à la base.

Dans de nombreux cas, les dents finissent par se rompre ou, si elles sont traitées, par subir d'autres formes d'usure fatales comme l'écaillage étudié plus loin.



# Endommagement de dentures

---

## *Usures à trois corps (wear with three bodies)*

L'usure abrasive produit une augmentation du jeu de fonctionnement des dentures et une forte déformation des profils génératrice de bruit et de vibrations.



## Endommagement de dentures

---

### *Usure modérée (moderate wear)*

Elle est caractérisée, comme son nom l'indique, par une perte de matière plus forte que lors de l'usure normale.

Elle apparaît le plus souvent lorsque les limites de la lubrification sont atteintes, et concerne presque tous les engrenages très chargés tournant à faible vitesse et réalisés en acier traité dans la masse.

Il est à noter que si des traces notables d'enlèvement de matière sont visibles là où se produit le glissement, au sommet et au pied des dents, en revanche la surface primitive de fonctionnement n'est pratiquement pas altérée.



# Endommagement de dentures

---

## *Usure modérée (moderate wear)*

L'usure modérée peut en général être tolérée à condition d'améliorer la lubrification par refroidissement de l'huile ou par augmentation de sa viscosité, ou encore en remplaçant la graisse par de l'huile. Le niveau de bruit et de vibrations peut toutefois devenir inacceptable



## Endommagement de dentures

---

### *Usure excessive et destructrice (excessive and destructive wear)*

C'est un processus qui aboutit à la mise hors service des dentures. On constate une très importante déformation des profils qui résulte de l'action, conjointe ou non, d'autres processus : abrasion, adhésion, piquûres ...

Il va de soi qu'une usure excessive amène à une recherche approfondie de ses causes, avant tout remplacement des organes détruits, sinon on peut être à peu près sûr qu'elle se reproduira sur les nouvelles pièces. On s'intéressera en particulier à la nature du lubrifiant, à son onctuosité et à sa viscosité, sans oublier son mode d'introduction dans les contacts.



## Endommagement de dentures

---

### *Usure excessive et destructrice (excessive and destructive wear)*

On examinera l'efficacité de la filtration et/ou du refroidissement, l'étanchéité du carter. D'autres causes sont à rechercher sur les dentures elles-mêmes : choix des matériaux, de leurs traitements, qualité du taillage, détermination des dépôts ...

On n'oubliera pas que parfois une mauvaise portée des dentures provient de déformations excessives des arbres, de leurs appuis (roulements ...), voire du carter. Les dilatations différentielles sont aussi à prendre en compte, de même que les surcharges ou encore les vibrations transmises par les organes voisins. Parfois, c'est la conception d'ensemble de l'engrenage qu'il faudra revoir !



## Endommagement de dentures

---

### ***Corrosion chimique et rouille (chemical corrosion, rusting)***

Elles provoquent des taches de couleur brun rouge, des irrégularités de surface, des piqûres souvent foisonnantes, plus ou moins bien réparties sur tout ou partie des zones exposées. Il s'agit évidemment d'attaques chimiques ou électrochimiques.

Souvent, cette attaque résulte de produits contaminants introduits dans le carter, mais très fréquemment elle est due à la présence d'eau amenée par des fuites ou par la condensation. Le lubrifiant peut lui aussi être incriminé, pour diverses raisons :



## Endommagement de dentures

---

### **Corrosion chimique et rouille (chemical corrosion, rusting)**

- acidification due au vieillissement,
- présence d'additifs extrême pression trop agressifs,
- activation de ces additifs par la présence d'eau ou par une température excessive.





## Endommagement de dentures

---

### ***Corrosion chimique et rouille (chemical corrosion, rusting)***

Parfois (souvent ?) les engrenages sont corrodés avant même leur introduction dans le carter, à cause d'un nettoyage avec des substances agressives, d'un mauvais stockage ou encore du simple contact avec des mains en sueur ...

Les dentures corrodées ont un aspect peu engageant mais leur fonctionnement n'est que rarement altéré. Toutefois il faut se méfier des résidus d'oxydation qui peuvent être très durs et engendrer une usure abrasive.



## Endommagement de dentures

---

### *Pelage (scaling)*

Il est dû à une oxydation lors du traitement thermique. Il apparaît après fonctionnement une surface inégale comportant des zones en léger relief, très irrégulières, qui supportent les charges et prennent vite un aspect brillant. La portée des dentures est alors mauvaise.



## Endommagement de dentures

---

### *Corrosion de contact (fretting corrosion)*

Elle concerne :

- d'une part les dentures ordinaires soumises, pendant le transport ou l'arrêt, à des vibrations d'origine extérieure,
- d'autre part les accouplements à denture soumis, avec une protection insuffisante, à des vibrations de torsion ou à de petits mouvements dus au désalignement.

La corrosion de contact produit des quantités importantes d'oxydes abrasifs qui vont polluer les lubrifiants et provoquer, dans les cas graves, une usure destructrice.



## Endommagement de dentures

---

### *Surchauffe et brûlures (overheating, burning)*

Elles résultent d'un échauffement anormal consécutif à une surcharge, une survitesse, un défaut de lubrification.

Les plages colorées que l'on constate ne doivent pas être confondues avec le résultat d'une oxydation ou d'une corrosion.

La chute des caractéristiques mécaniques favorise l'apparition du grippage et dans les cas les plus graves, elle peut conduire à un écrasement de la denture par fluage à chaud.



## *Cavitation*

L'érosion par cavitation peut se manifester au niveau des dentures lorsque celles-ci se meuvent perpendiculairement à leur surface.

Un tel mouvement se produit lors de l'engrènement sous l'effet de vibrations.

Il en résulte une alternance de surpressions et de dépressions au sein du lubrifiant.

Si ce dernier contient un produit susceptible de se vaporiser (eau, essence ...) et si les conditions s'y prêtent, alors des bulles se forment, puis implosent en provoquant des ondes de choc.

Il constate alors l'apparition des micro-cratères caractéristiques de la cavitation.



# Endommagement de dentures

---

## *Érosion par impact*

Elle peut endommager les dents d'engrenages à haute vitesse lubrifiés par un jet d'huile alimenté sous une pression excessive.



## Endommagement de dentures

---

### *Étincelage*

Il est caractérisé par la formation d'une multitude de petits cratères résultant du passage intempestif d'un courant électrique, cratères qu'il ne faut pas confondre avec des piqûres provoquées par la fatigue des couches superficielles. Les traces sont ici en forme de cupules présentant, juste après leur formation, un rebord provenant de l'éjection du métal fondu. L'examen métallographique montre fréquemment des structures de trempe et de revenu. Si ces cratères sont provoqués par des courants vagabonds, ils sont généralement répartis sur l'ensemble de la denture.

Comme dans le cas des roulements (voir plus loin), les cratères peuvent aussi avoir pour origine des travaux de soudage à l'arc au cours desquels le retour du courant s'est effectué à travers les roues dentées : mise à la masse mal choisie ! Dans ce cas, les dégâts sont bien sûr localisés.

---



# Endommagement de dentures

---

## *Fatigue de surface*

C'est une dégradation progressive, comme tous les phénomènes de fatigue. Contrairement aux autres formes d'usure, celle-ci concerne les engrenages bien lubrifiés. Les endommagements peuvent rester longtemps cachés avant de se manifester brutalement, ou bien se révéler de façon spectaculaire et précoce. Il y a donc diverses formes possibles, que nous allons passer en revue.





# Endommagement de dentures

---

## *Fatigue de surface*

D'une manière générale, cette fatigue se produit sous l'effet des contraintes tangentielles alternées.

Si le frottement est très faible ces contraintes sont maximales en profondeur, ce qui peut être le cas avec des dentures très bien lubrifiées.

Par contre, si les forces de frottement ne sont plus négligeables, le cisaillement est maximal en surface. Selon les circonstances, l'amorçage des fissures de fatigue se fera en sous-couche ou bien de façon apparente sur la peau de la pièce.



## Endommagement de dentures

---

### ***Micro-piqûres (micropitting, frosting, gray staining, microspalling)***

Ce sont de très petits endommagements de 10 à 25 micromètres de côté et de 10 à 20 micromètres de profondeur. Ils concernent surtout les engrenages traités superficiellement et finis par rectification. Les divers termes correspondent à des aspects différents : taches grises, gerçures ... mais les dégâts sont identiques. Cette usure est évolutive, le métal est éliminé progressivement sous forme de petites écailles.



## Endommagement de dentures

---

### *Piqûres (pitting)*

Ce sont des trous peu profonds en forme d'éventail dont la pointe est tournée vers le pied des dents motrices ou vers le sommet des dents menées. La taille de ces trous est bien plus forte que pour les micro-écailles (de 0,3 à 2 mm) tandis que la profondeur est de l'ordre de 0,1 mm.

Le piquage ne se produit que si le mouvement de roulement est plus important que le mouvement de glissement, c'est pourquoi on le trouve surtout au niveau du diamètre primitif.

Le piquage apparaît souvent sur des dentures neuves traitées à cœur. Généralement il ralentit au fur et à mesure que le rodage améliore les portées et parfois même les traces disparaissent à la longue. Les piqûres diminuent si l'acier est durci et si la viscosité du lubrifiant croît.



# Endommagement de dentures

---

## *Piqûres (pitting)*

La fissuration démarre à partir d'un petit défaut superficiel et se propage ensuite en profondeur jusqu'à l'élimination d'une parcelle de métal. On considère généralement que la présence d'huile accélère très nettement la dégradation, car les très hautes pressions dues à l'engrènement sont transmises jusqu'au fond des fissures.

Les piqûres naissantes sont généralement d'assez petites dimensions.



## Endommagement de dentures

---

### *Piqûres (pitting)*

Elles apparaissent d'abord là où la charge est maximale et en particulier, elles révèlent vite les défauts d'alignement, les déformations anormales des pièces, les distorsions dues aux traitements thermiques. La présence de quelques piqûres ne présente pas un risque immédiat et souvent le phénomène cesse spontanément.

Cependant une évolution catastrophique est toujours possible et une fissuration grave peut dégrader très vite la totalité des surfaces, surtout dans le cas des dentures droites : c'est alors le piquage destructif.



## Endommagement de dentures

---

### *Écaillage (spalling)*

C'est une dégradation qui commence toujours à l'intérieur du métal, puis se propage jusqu'à rejoindre la surface, ce qui libère des fragments plus ou moins irréguliers aux dépens de la peau de la pièce. Cette avarie est beaucoup plus fréquente sur des dentures traitées superficiellement par cémentation ou trempe superficielle que sur celles qui sont traitées à cœur. L'écaillage est rare sur les aciers de faible dureté et dépend peu de la viscosité du lubrifiant.

Les zones écaillées font apparaître une surface irrégulière, voire accidentée. On distingue facilement les piqûres des trous provoqués par l'écaillage : les premières ont des parois en pente plus ou moins douce, les seconds sont limités par des « falaises » à angles vifs, sur toute leur périphérie.



### *Écaillage (spalling)*

Au début, l'écaillage semble n'affecter que quelques dents, ou même une seule. Il ne faut jamais oublier qu'il s'agit d'un phénomène de fatigue qui s'amorce très sournoisement en sous-couche. D'une part, cette fissuration est invisible tant qu'elle n'a pas débouché à la surface, d'autre part, elle provoque à court terme la rupture des dents concernées car elle s'étend dans la masse du métal en même temps qu'elle migre vers la surface.

L'écaillage se situe le plus souvent en dessous du diamètre primitif, le creux des dentures est en effet plus sollicité que les saillies, et plus longtemps.



## Endommagement de dentures

---

### *Écaillage (spalling)*

La cause la plus fréquente de l'écaillage est une surcharge de longue durée et/ou une profondeur de traitement insuffisante : on sait que la couche traitée devrait avoir une épaisseur telle qu'elle dépasse de 50 à 100 % la profondeur à laquelle se produisent les contraintes maximales de cisaillement. L'écaillage survient de façon quasi systématique en cas de portée défectueuse des dentures, il se localise alors dans des zones bien déterminées des dents, le plus souvent à leur extrémité. Les dentures-bateaux sont un bon moyen d'éviter ces mauvaises portées.





## Endommagement de dentures

---

### ***Dislocation de la couche traitée (case crushing)***

C'est une avarie très grave typique des engrenages traités en surface qu'elle met immédiatement hors service. Comme pour l'écaillage, les fissures naissent en sous-couche, avant que des fragments de métal soient éliminés sous forme de grosses écailles. C'est en fait toute la couche traitée qui se trouve rapidement décollée d'un substrat de résistance insuffisante.

On sait aujourd'hui déterminer la profondeur à laquelle règne le cisaillement maximal dans un contact localisé essentiellement roulant. Si l'on traite en-deçà de cette profondeur par cémentation, nitruration, trempe superficielle, le traitement sera sans effet.



## Endommagement de dentures

---

### *Dislocation de la couche traitée (case crushing)*

Si l'on traite à une profondeur exagérée l'opération sera certes efficace mais inutilement coûteuse.

Si l'on s'arrête au niveau de la zone de cisaillement maximal, non seulement le traitement sera inefficace, mais en introduisant une discontinuité de structure là où les contraintes sont les plus importantes, on a toutes les chances d'accélérer la dégradation.

La bonne profondeur se situe entre 1,5 fois et 2 fois la profondeur à laquelle se produit le cisaillement maximal.

Il faut de plus obtenir une dureté suffisante en sous-couche pour que la surface traitée soit solidement ancrée sur le substrat.



## Endommagement de dentures

---

### *Empreintes (indentation)*

Elles résultent du passage d'un corps étranger entre deux dents.

Ce corps peut provenir des dents elles-mêmes, d'un roulement à billes voisin, d'un défaut de propreté au montage ...

Ces empreintes sont souvent accompagnées d'autres défauts : déformation des dents ou formation de fissures pouvant faciliter un écaillage ultérieur.



## Endommagement de dentures

---

### *Déformation plastique par roulage (rolling)*

Elle provoque des déplacements de matière accompagnés le plus souvent de la formation de bavures.

On observe sur les roues menantes un creusement au niveau du primitif et un gonflement du sommet et du pied des dents, tandis que sur les roues menées la matière est repoussée vers le primitif où elle forme un bourrelet.

Cette avarie est propre aux dentures non traitées ou traitées à cœur.



## Endommagement de dentures

---

### *Déformation plastique par roulage (rolling)*

Sur des dents traitées en surface peuvent exister des phénomènes analogues mais jamais avec la même ampleur.

Les profils sont progressivement détruits, tandis que l'engrenage devient bruyant.

En général, cela conduit à brève échéance à une rupture des dents.

Le remède consiste à éliminer les surcharges et surtout à réduire le frottement sur les dents en adoptant une huile plus visqueuse.



# Endommagement de dentures

## *Déformation plastique par roulage (rolling)*





## Endommagement de dentures

---

### *Déformations plastiques par martelage (peening)*

Elles forment des sillons longitudinaux correspondant aux zones de portée.

La cause en est généralement une surcharge brutale qui peut concerner toutes les dents ou seulement quelques-unes, si cette surcharge se produit toujours pour une certaine position angulaire de la roue dentée.

Cette avarie se produit fréquemment, lorsqu'une dent a été rompue, sur la ou les dents suivantes.



## Endommagement de dentures

---

### *Déformations plastiques par martelage (peening)*

En général, les chocs s'accompagnent d'une fissuration de fatigue qui provoquera, au bout d'un certain temps, le bris partiel ou total de la denture.

La photo montre des taches de martelage sur la roue spiro-conique d'une transmission de Renault 4, après la rupture par fatigue d'une dent et des extrémités des dents voisines.





# Endommagement de dentures

*Déformations plastiques par martelage (peening)*





# Endommagement de dentures

---

## *Broutage*

Il provoque la formation de petites **rides** (rippling) ou de **stries** (ridging) plus ou moins ondulées, perpendiculaires à la direction du glissement et rappelant à petite échelle les « ripple marks », ondulations bien connues provoquées dans le sable ou la boue par le vent ou l'eau. Ce phénomène présente également des analogies avec le « stick-slip ».



## *Broutage*

Le broutage se produit essentiellement sur les dentures traitées en surface, par exemple cémentées-trempées, et rarement dans le cas d'un traitement dans la masse. Les facteurs qui le favorisent sont de fortes pressions, des vitesses faibles, des vibrations de torsion et une lubrification limite.

Il ne s'agit généralement pas d'une véritable avarie, mais plutôt d'une sorte de signal d'alarme précédant la survenue de dégradations beaucoup plus graves, sauf si le fonctionnement est trop perturbé



## Endommagement de dentures

---

### *Sillons (ridging)*

Ils se forment sur certaines dentures, à faible vitesse et fort glissement des boudins et des creux parallèles à la direction de ce dernier. Les engrenages hypoïdes sont particulièrement sensibles à ce processus comparable au stick-slip et qui altère profondément l'état de surface. La formation des sillons est liée à l'existence de fortes pressions de contact combinées à une dureté et à une lubrification insuffisantes. On peut souvent régler le problème en utilisant une huile de plus forte viscosité contenant des additifs extrême pression.



# Endommagement de dentures

---

## *Bavures (burr)*

Ce sont des excroissances de métal, souvent grossières et plus ou moins acérées, formées par déformation plastique du métal. Il ne faut pas les confondre avec les bavures que laisse parfois l'usinage. Les bavures latérales de la roue du petit train de la Rhune, déjà montrée précédemment, relèvent de ce processus.

On rappelle que les bavures qui se sont formées en tête et en pied de dent relèvent du phénomène de roulage.



# Endommagement de dentures

*Bavures (burr)*





# Endommagement de dentures

---

## *Processus d'usures combinées*

Peu fréquents en général, ils sont cependant systématiques pour certains mécanismes et liés à des conjonctions de paramètres difficiles à maîtriser. Ainsi, les roues pour vis sans fin en bronze présentent souvent à la fois un fluage, une abrasion et une fatigue qui, associées probablement avec une certaine forme de cavitation, provoquent la formation de cavités très caractéristiques sur le côté le plus chargé de la denture.



# Endommagement de dentures

---

## *Processus d'usures combinées*

On voit ici trois vues d'une roue creuse utilisée dans le pont arrière à vis d'une automobile.

Ces roues ont des dentures très inclinées. On sait en effet que le meilleur rendement d'un système roue et vis sans fin est obtenu lorsque l'angle d'inclinaison d'hélice de la vis, égal à l'angle d'inclinaison de denture de la roue, vaut  $45^\circ - \varphi/2$ ,  $\varphi$  étant l'angle de frottement. On a donc ici une inclinaison de denture de l'ordre de  $43^\circ$ .





# Endommagement de dentures

---

## *Processus d'usures combinées*

Les fissurations sont de diverses sortes, généralement liées à des défauts de fabrication ; elles peuvent altérer l'état des surfaces, comme par exemple :

- des **fissures** dues au forgeage (initial or thermal cracks),
- des **tapures de trempes** (quenching cracks),
- des **criques de rectification** (grinding cracks),
- des **criques d'origine thermique** (thermal cracks), des fissures de fatigue (fatigue cracks), ...

.



# Endommagement de dentures

---

## *Processus d'usures combinées*

Naturellement il ne faut pas oublier que les dentures sont exposées non seulement aux phénomènes d'usure qui dégradent leur surface, mais aussi à d'autres processus de mise hors service comme les **ruptures** par surcharge, par chocs ou par fatigue



# Endommagement de dentures

---

## *Processus d'usures combinées*

On traite contre l'usure et la fatigue superficielle par la nitruration, la carbonitruration ou la cémentation.

Une décarburation superficielle est toujours très défavorable.

Pour la pignonnerie automobile on utilise beaucoup l'acier 16 CD 4 cémenté trempé pour les pignons à dentures assez grosses et les couronnes spiroconiques, ou l'acier 27 CD 4 carbonitruré pour les pignons à dents plus petites, les baladeurs à denture et les couronnes de ponts à denture droite.



# Endommagement de dentures

---

## *Processus d'usures combinées*

Pour les réducteurs à roue et vis sans fin la roue est parfois encore en fonte et la vis en acier mi-dur, si les vitesses et les pressions sont faibles.

En général la roue est en bronze phosphoreux du genre U E12 P et la vis en acier trempé ou cémenté trempé.

Les bronzes centrifugés sont ceux qui ont les meilleures qualités de frottement et de résistance.

Pour des applications particulières (réducteurs silencieux, graissage impossible), on utilise parfois pour la roue des matières plastiques autolubrifiantes (Céloron).



# Endommagement de dentures

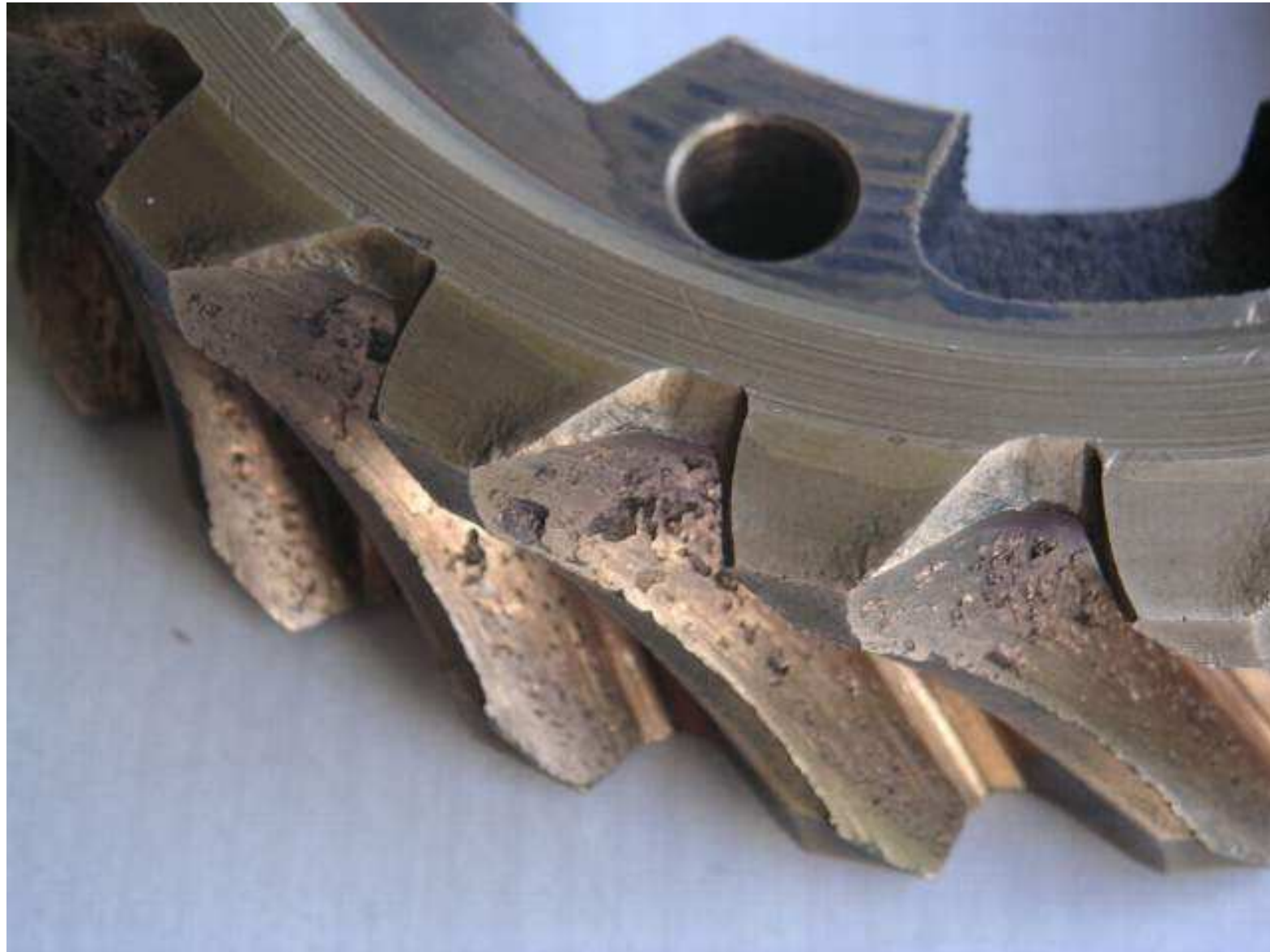
## *Processus d'usures combinées*





# Endommagement de dentures

## *Processus d'usures combinées*





# Endommagement de dentures

## *Processus d'usures combinées*





# Endommagement de dentures

---

## *Usure par dissolution*

Ce phénomène assez étrange détériore parfois les engrenages mixtes plastique-métal, comme ceux que l'on peut rencontrer dans les programmeurs électromécaniques qui équipent beaucoup d'appareils ménagers : le métal du pignon se dissout dans la matière plastique de la roue, l'un maigrit, l'autre gonfle.

On n'a pas d'explication claire de ce phénomène