



ENGRENAGES





Introduction

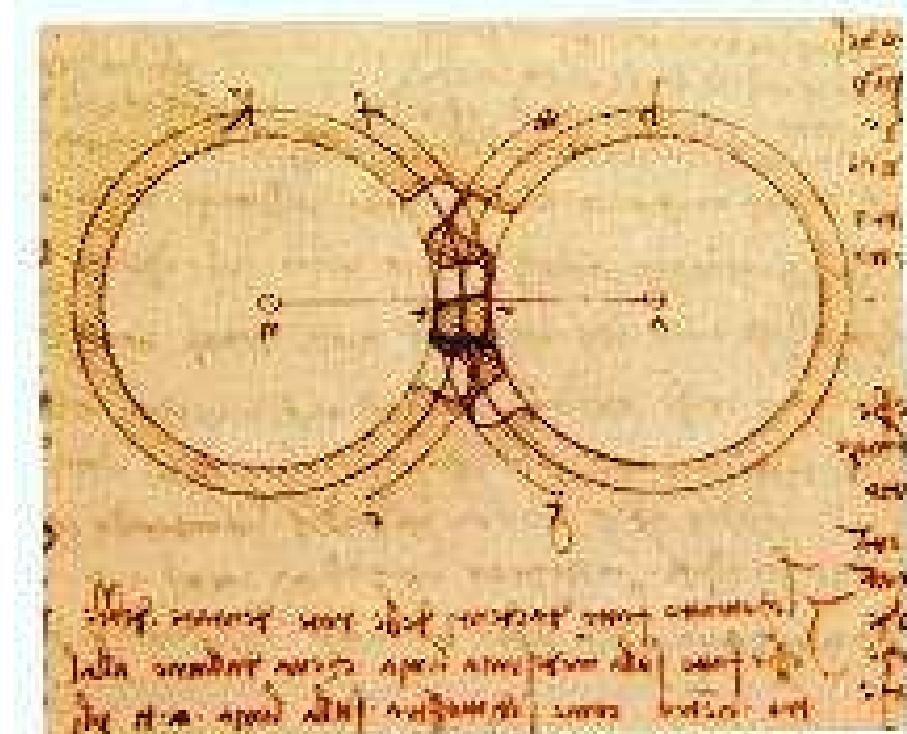
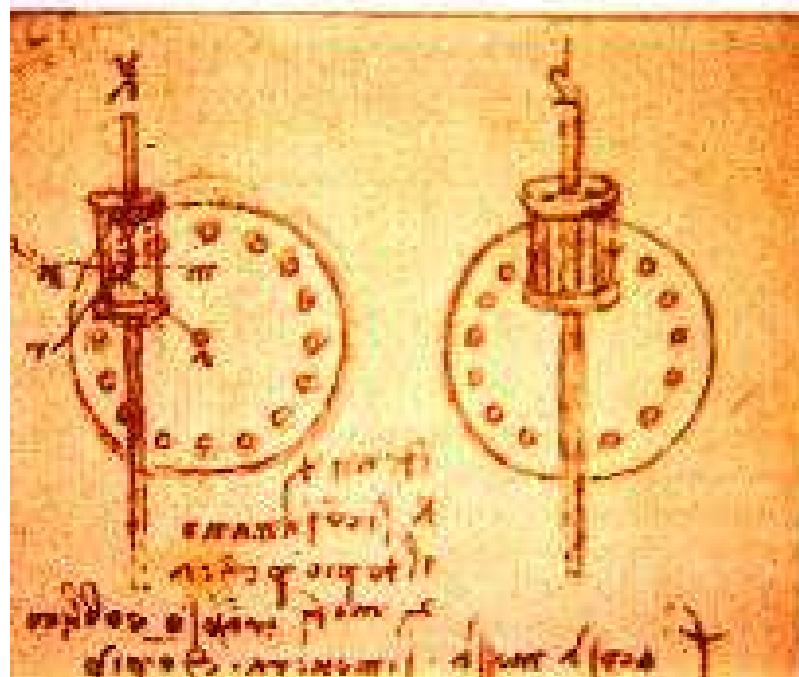
Les engrenages sont des **composants mécaniques essentiels**.

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

.



Introduction





Introduction

Les *engrenages*, connus dès le IIIe millénaire av. J.-C. (en Chine), sont couramment **réalisés en métal** depuis le XIIe siècle

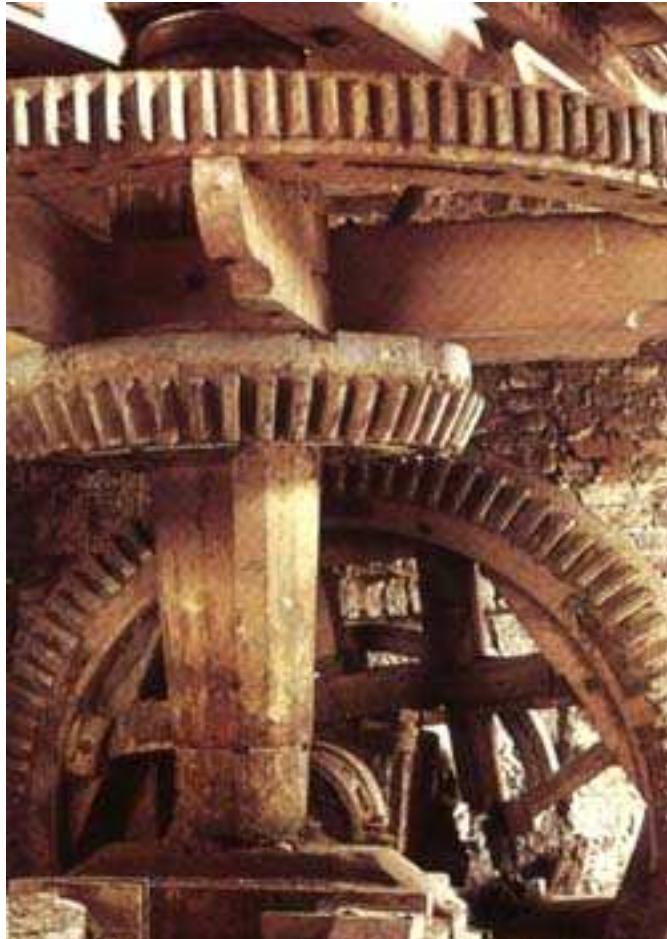
Un engrenage de qualité doit assurer un **bon rendement** et une **transmission exempte d'à-coups et de vibrations**;

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 ardus.**

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.

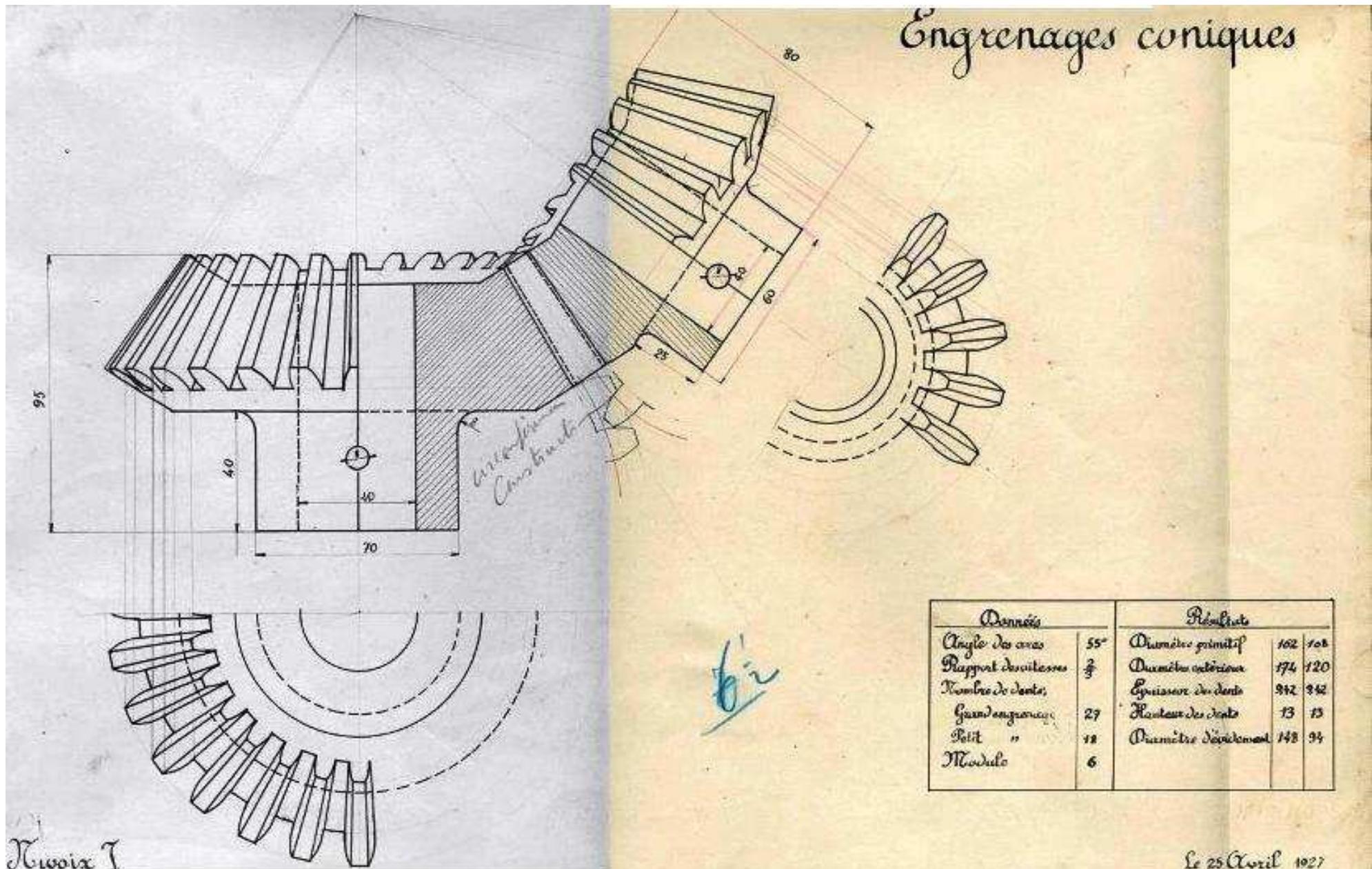


L'évolution des machines-outils a permis de concevoir des engrenages de forme extrêmement complexe,

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.

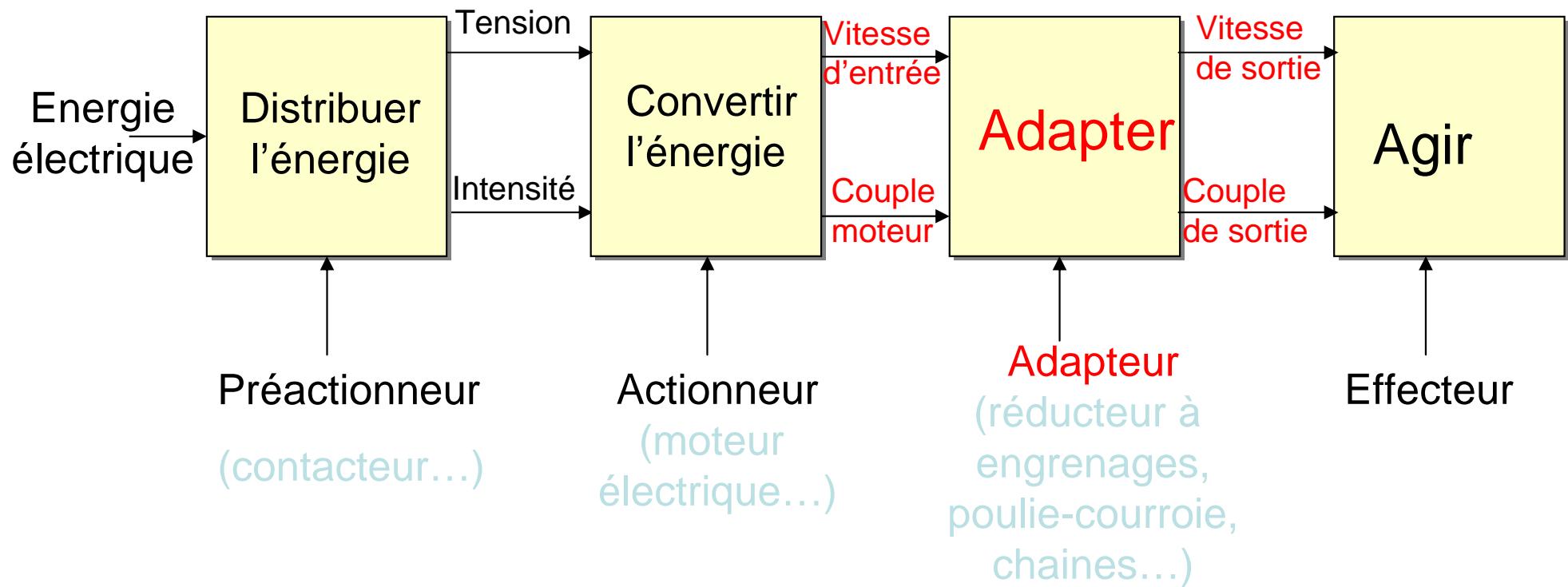


Introduction





La chaîne d'énergie

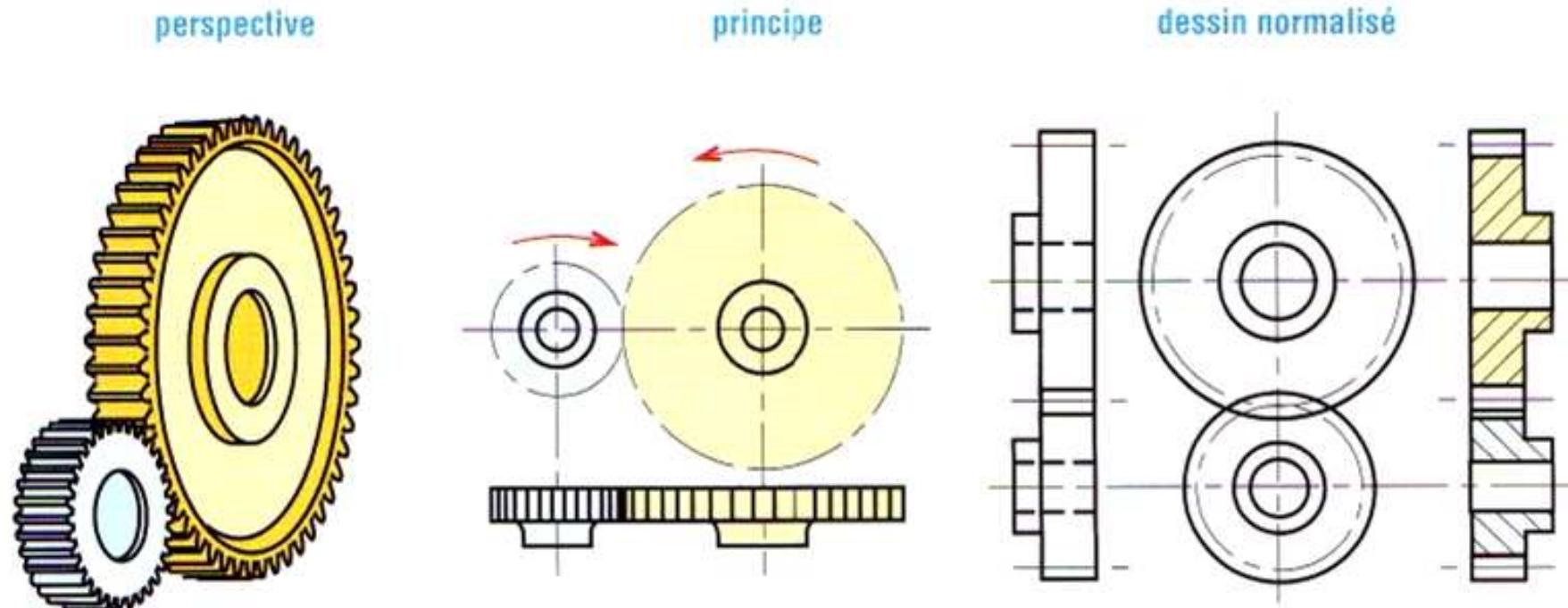




Différents types d'engrenages

Engrenages droits à denture droite

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

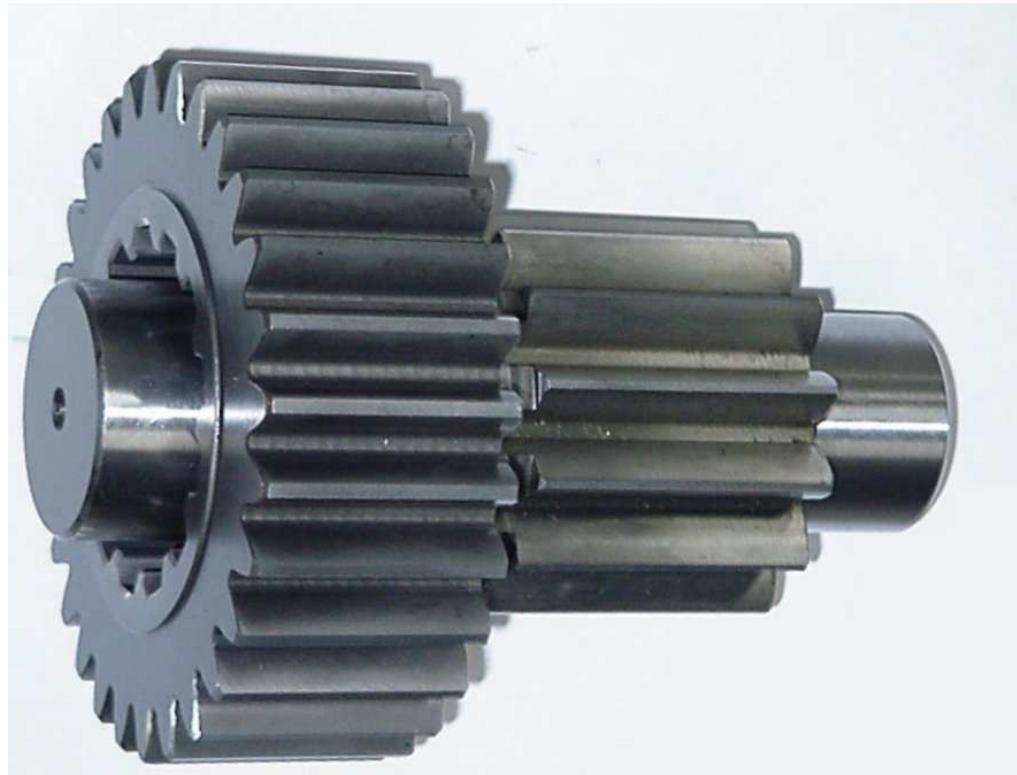


1. Engrenage droit à denture droite pour arbres parallèles.



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 ciné-matique et les définitions normalisées concernant la géométrie des engrenages.





Différents types d'engrenages

Engrenages droits à denture droite



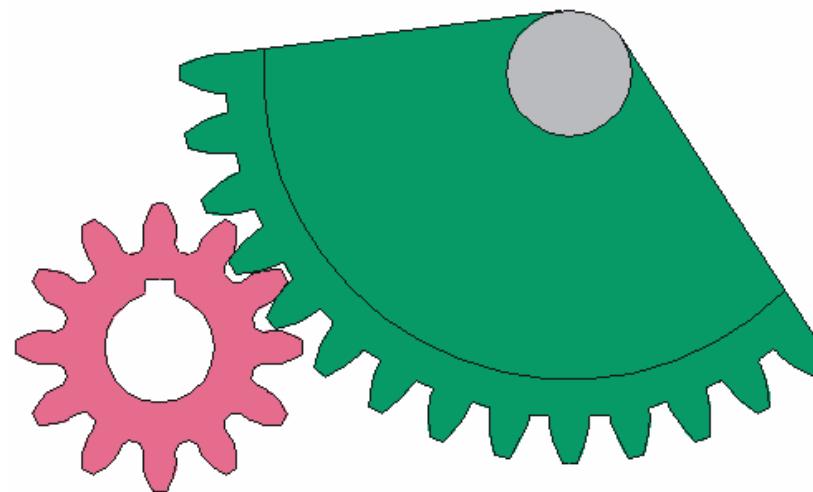
Roue à engrenage droit à denture droite et pignons à dentures hélicoïdale (premier plan).



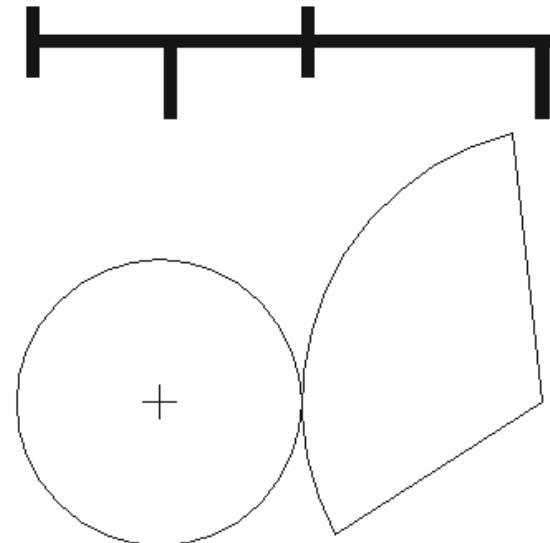
Différents types d'engrenages

Engrenages droits à denture droite

Secteur denté



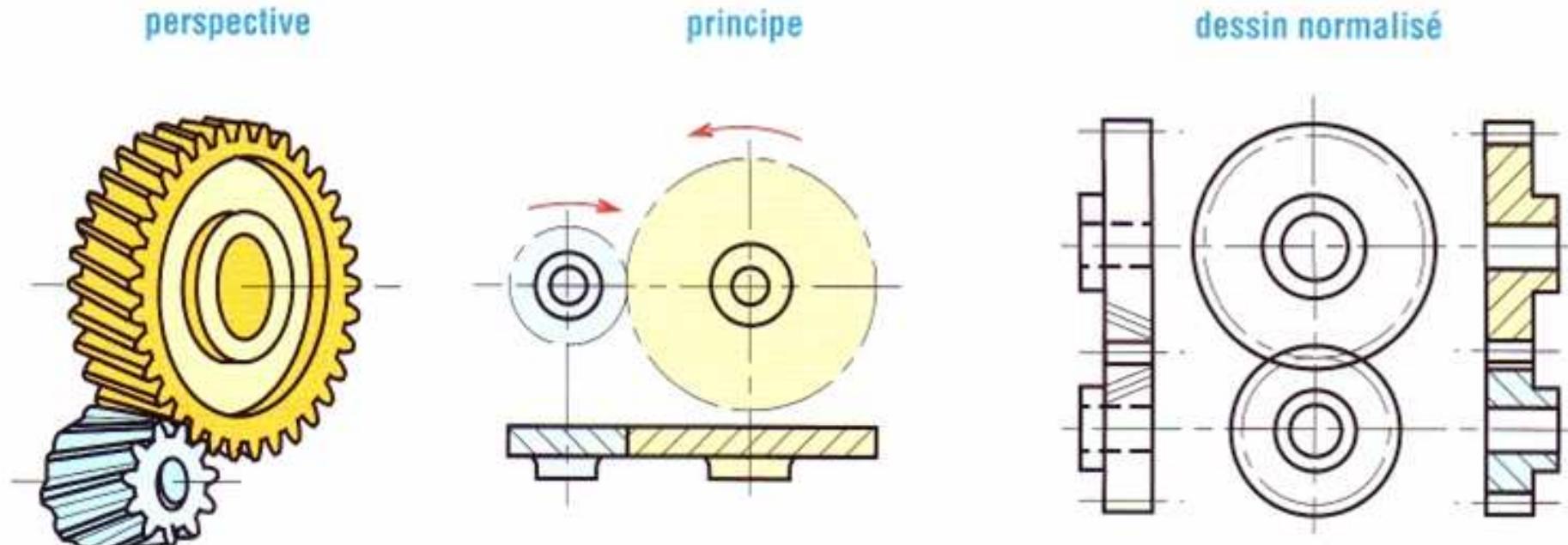
Schématisation NF E 04-113





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



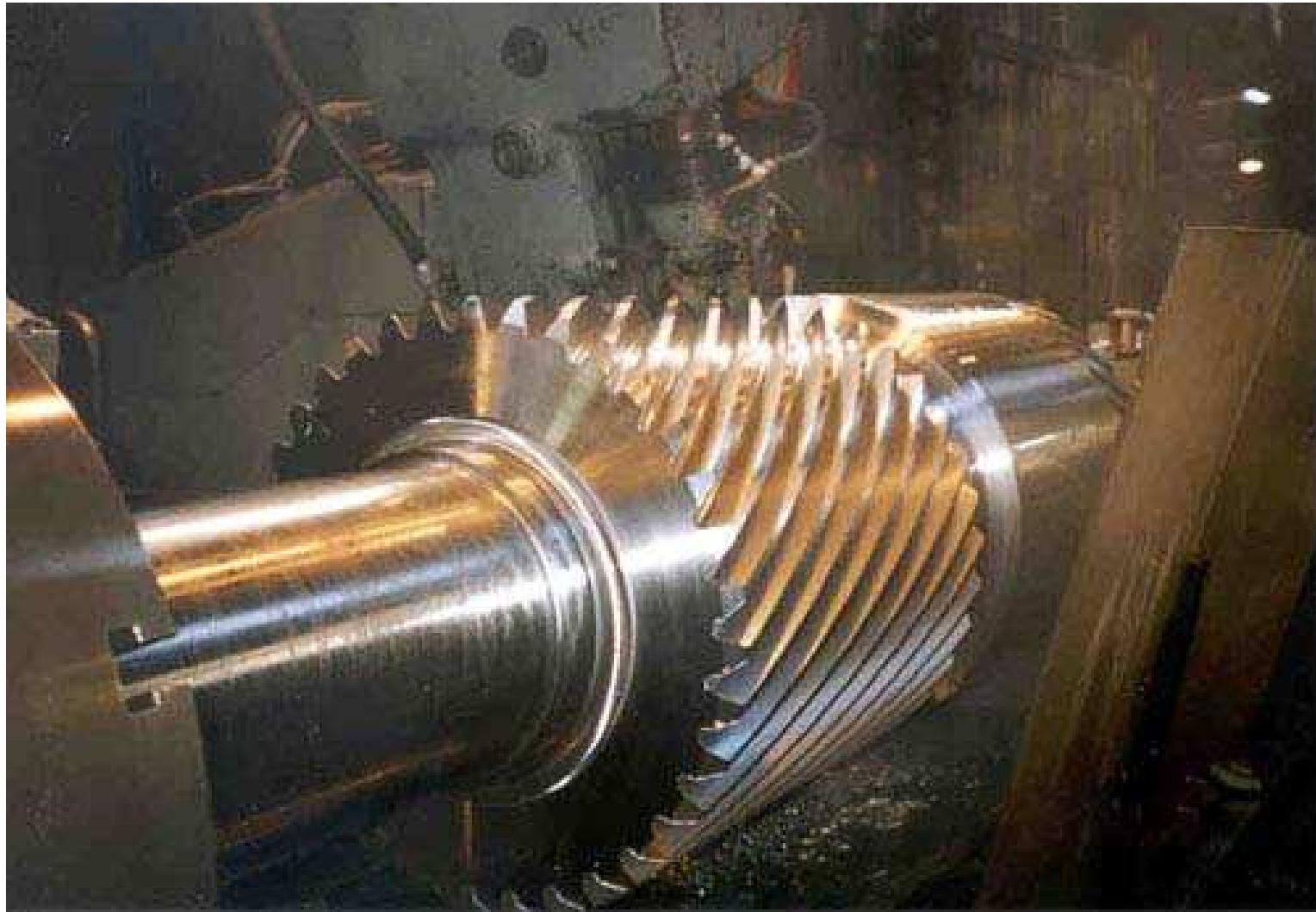
L'inclinaison de la denture engendre des **efforts axiaux**, suivant l'axe de l'arbre, qui doivent être supportés par les paliers et des couples supplémentaires qui accentuent le fléchissement des arbres.

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

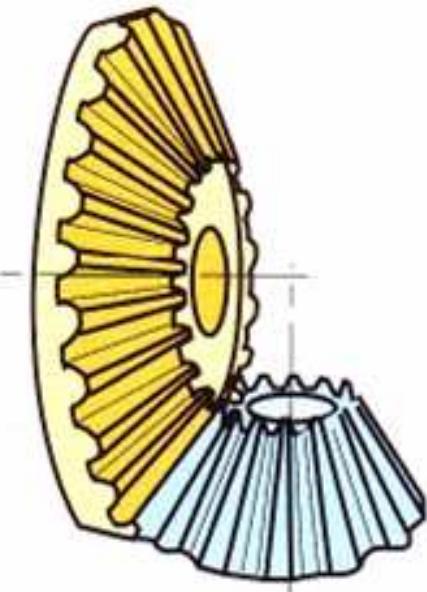




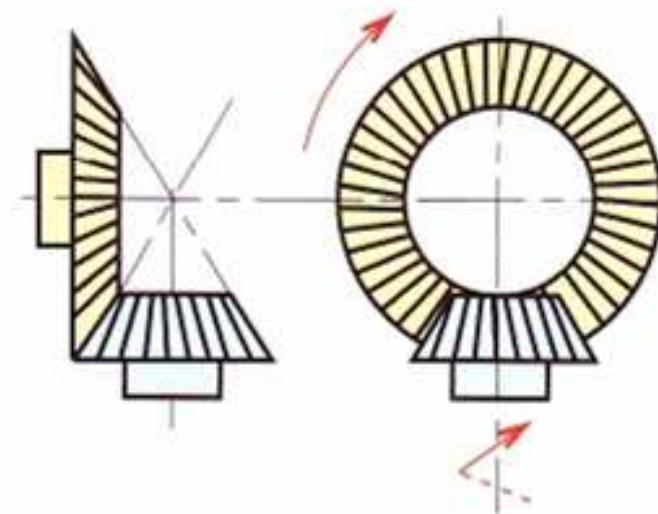
Différents types d'engrenages

Engrenages coniques

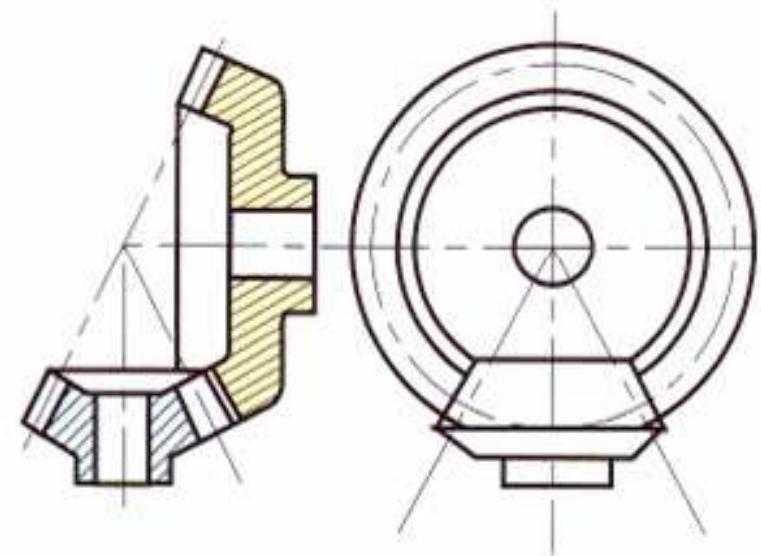
perspective



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

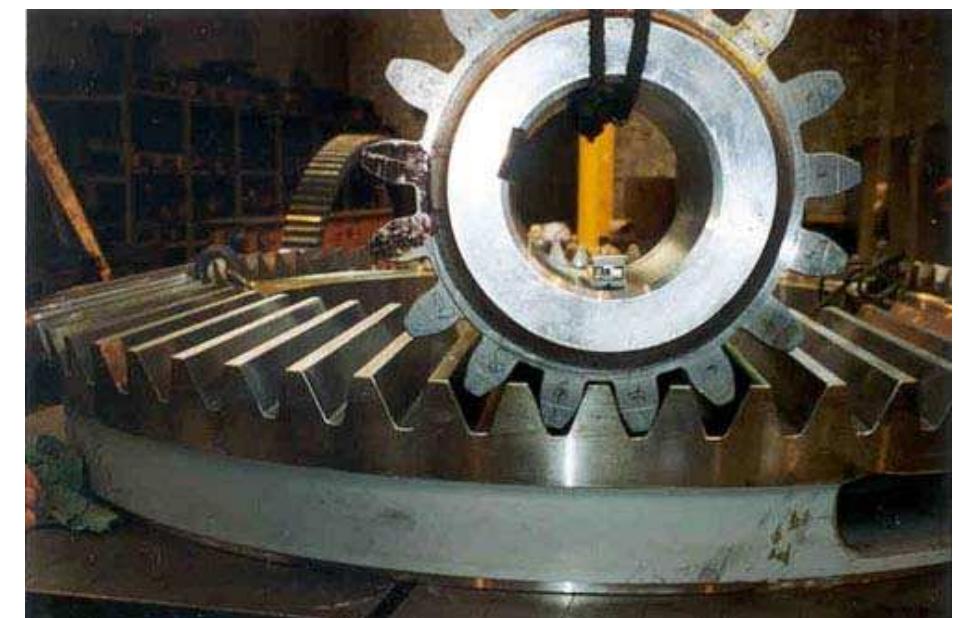
Engrenages coniques





Différents types d'engrenages

Engrenages coniques





Différents types d'engrenages

Engrenages coniques

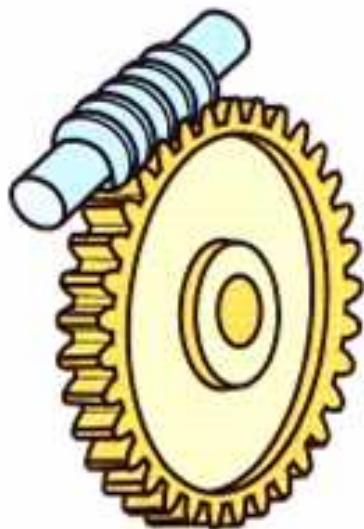




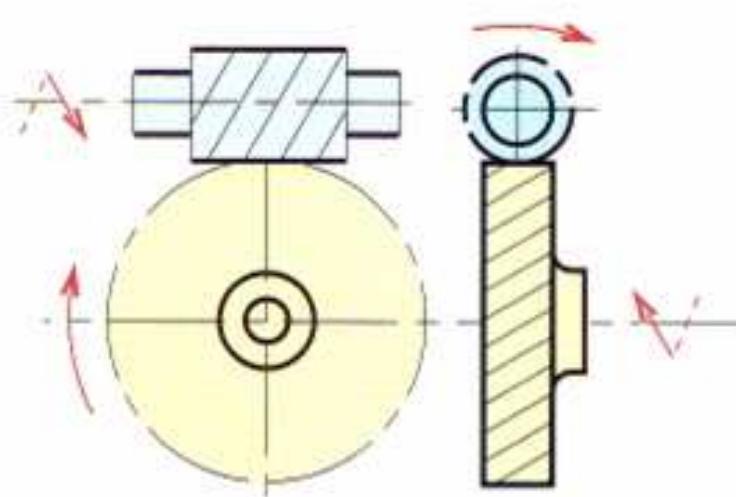
Différents types d'engrenages

Engrenages roues et vis sans fin

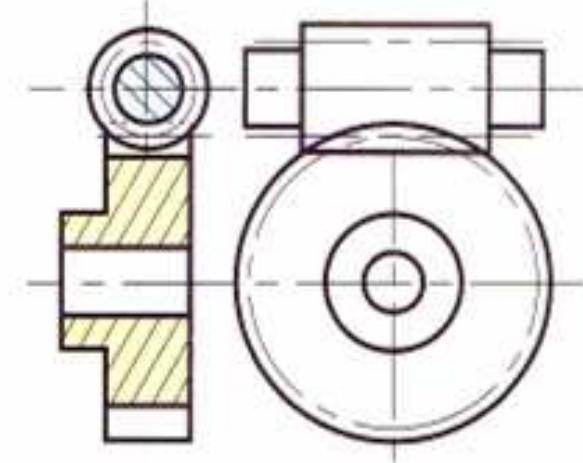
perspective



principe



dessin normalisé



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.



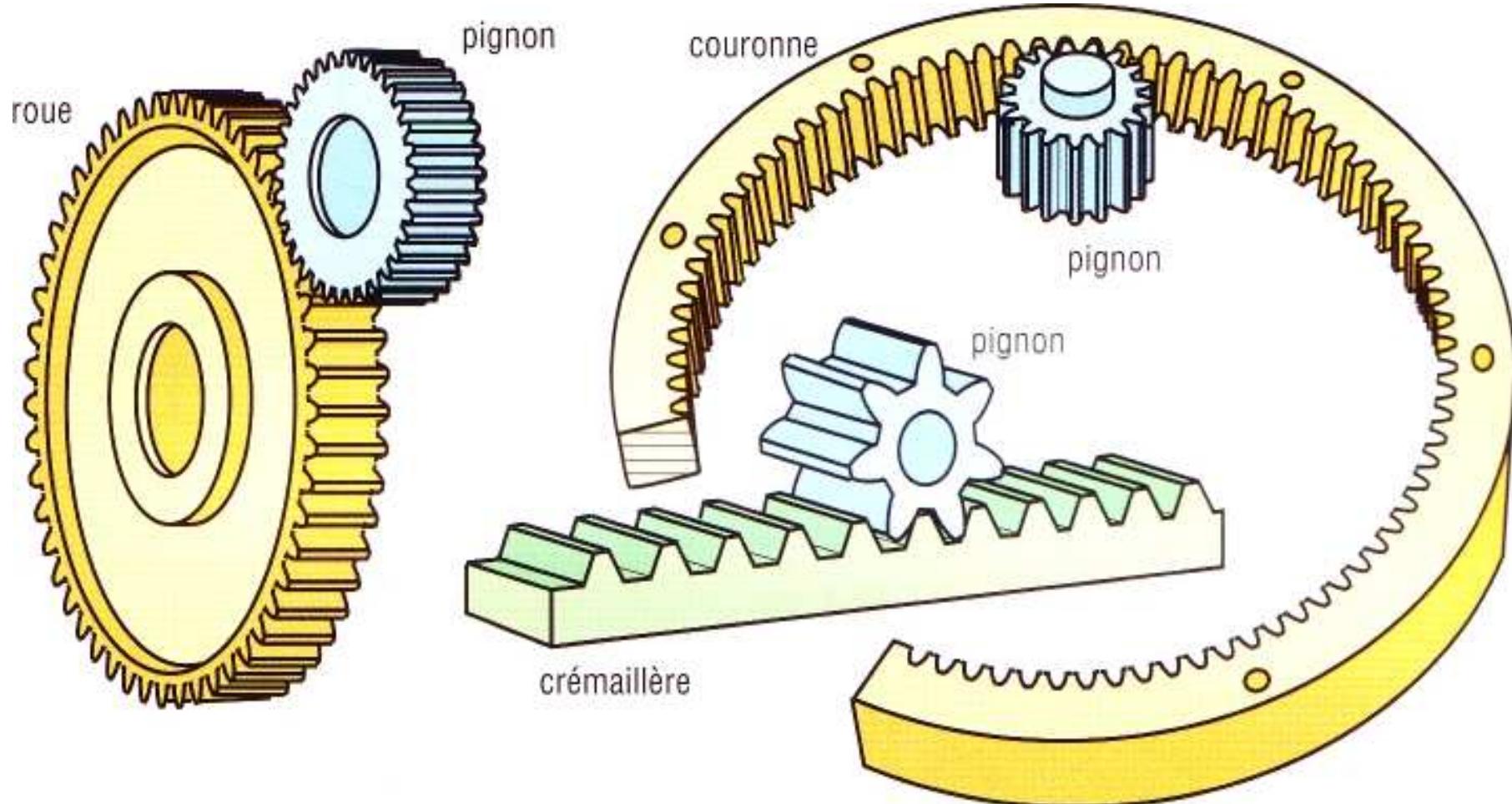
Différents types d'engrenages

Engrenages roues et vis sans fin





Engrenage droit à denture droite



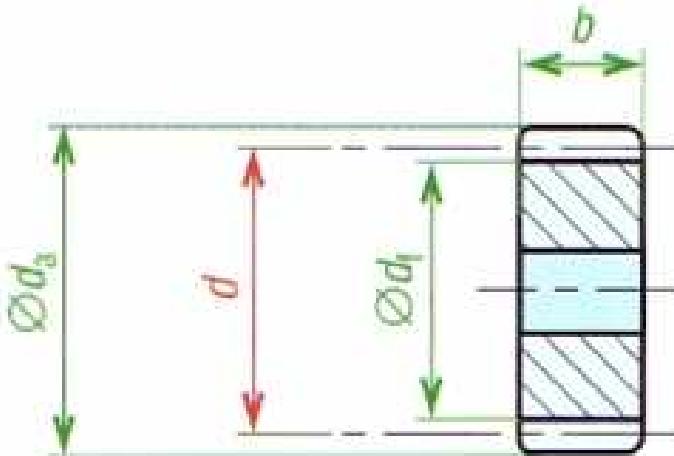
Différents types d'engrenages droits à dentures droites



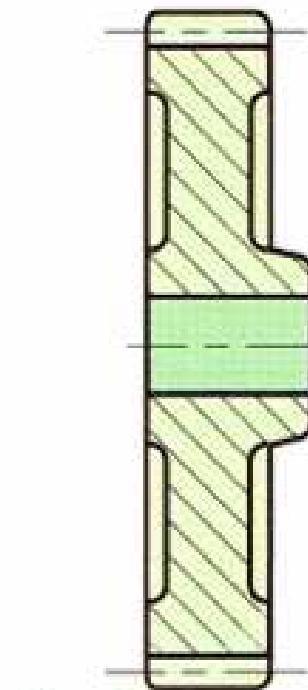
Engrenage droit à denture droite

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.

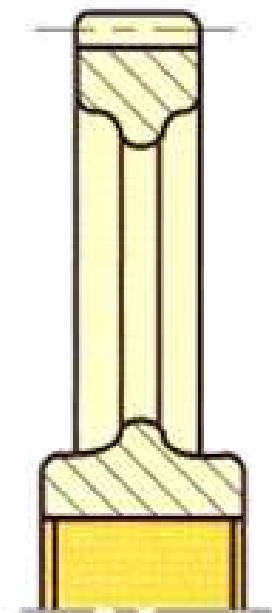
La forme des roues varie avec les dimensions



petits diamètres



diamètres moyens



grands diamètres



Engrenage droit à denture droite

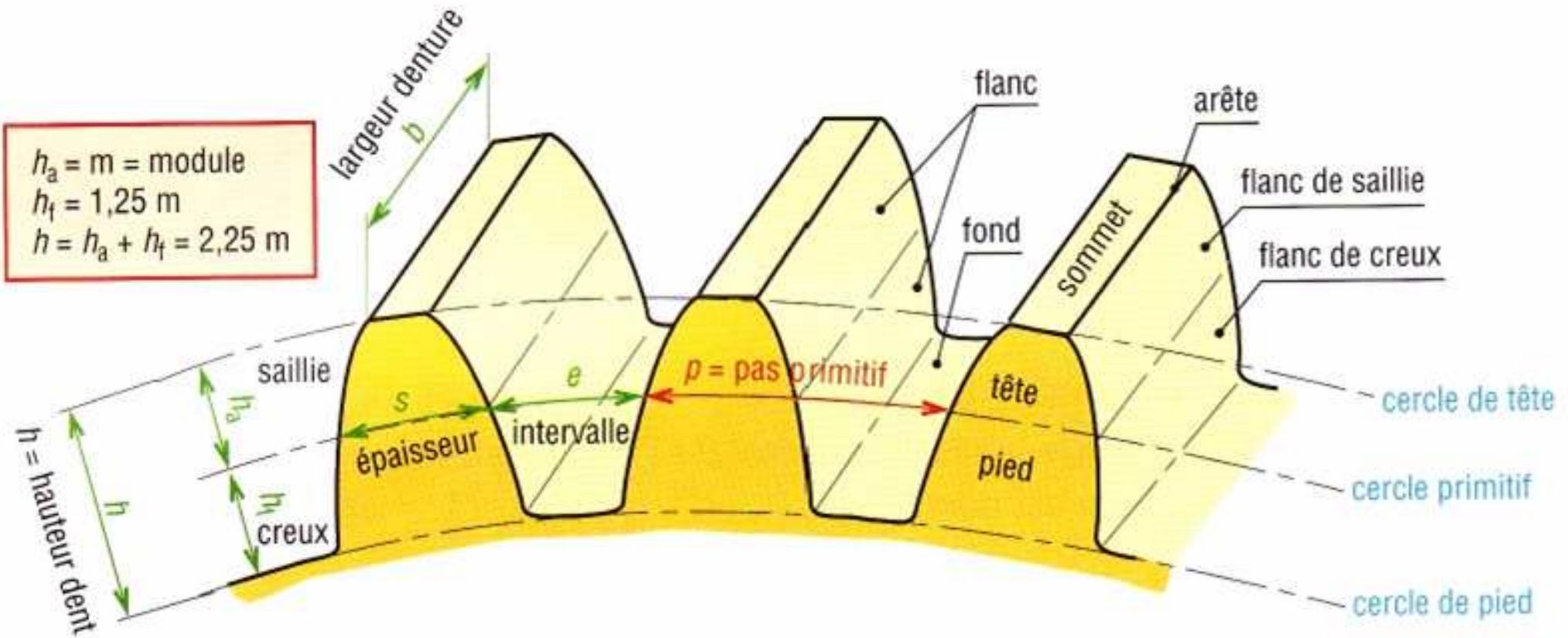


Géométrie de roue dentées pour faibles puissances



Engrenage droit à denture droite

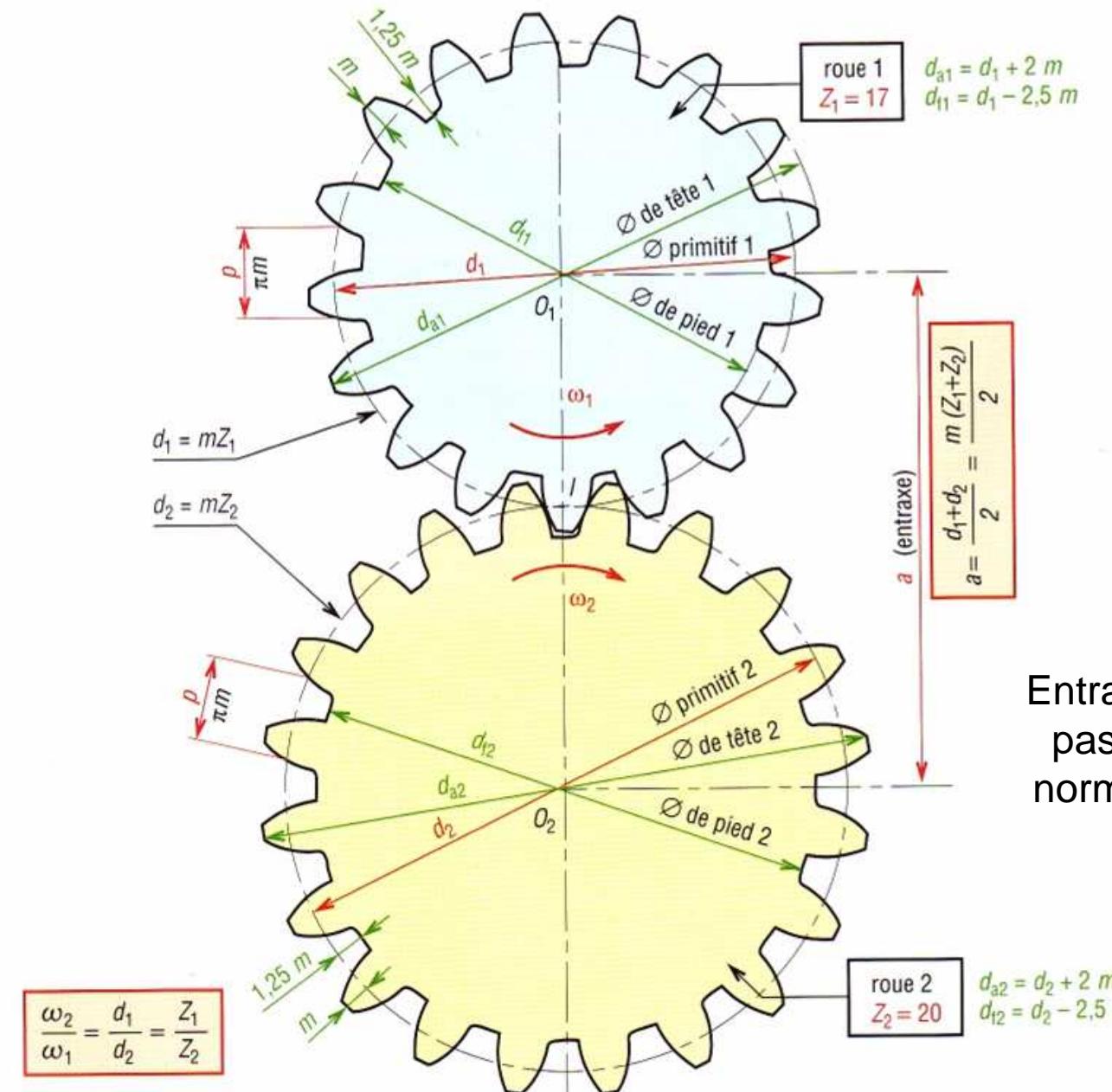
Définitions, terminologie et symboles normalisés ISO





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	ω	$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \approx 0,1n$ (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	$b = k.m$ ($7 \leq k \leq 12$)
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	$s_1 = \theta_2 = s_2 = \theta_1 = \pi m/2$ (avec jeu nul)
intervalle	θ	$s_1 + \theta_1 = s_2 + \theta_2 = p$
angle de pression	α	valeur usuelle : $\alpha = 20^\circ$
rayon de base	r_b	$r_b = d_b/2$
diamètre de base	d_b	$d_b = d \cos \alpha$
pas de base	p_b	$p_b = p \cos \alpha$



Engrenage droit à denture droite

Définitions, terminologie et symboles normalisés ISO

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

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

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

L'expression se simplifie et devient:

$$d=m \cdot Z$$



Engrenage droit à denture droite

Définitions, terminologie et symboles normalisés ISO

Pas primitif (p)

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

Module (m)

Quel que soit le nombre de dents, toutes les roues de **même module** et de **même angle de pression** (α) 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.

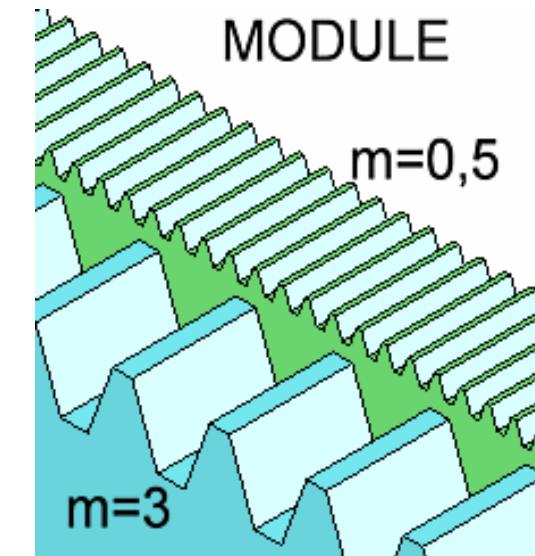
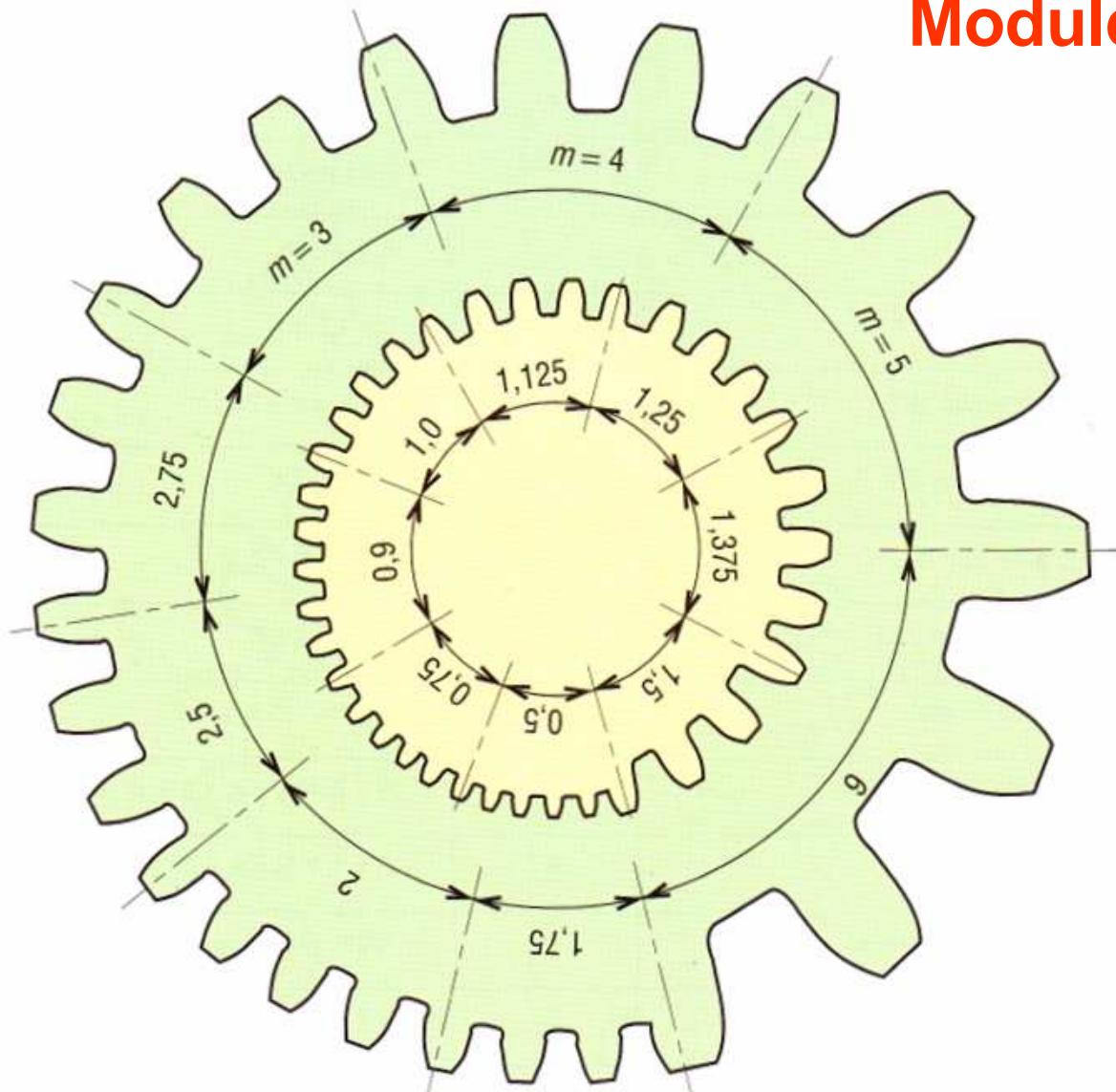
L'épaisseur de la dent et sa résistance dépendent du choix du module. Ce choix ne doit pas être improvisé mais étudié et calculé



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 : $hf_1 = hf_2 = 1,25m = 5 \text{ mm}$

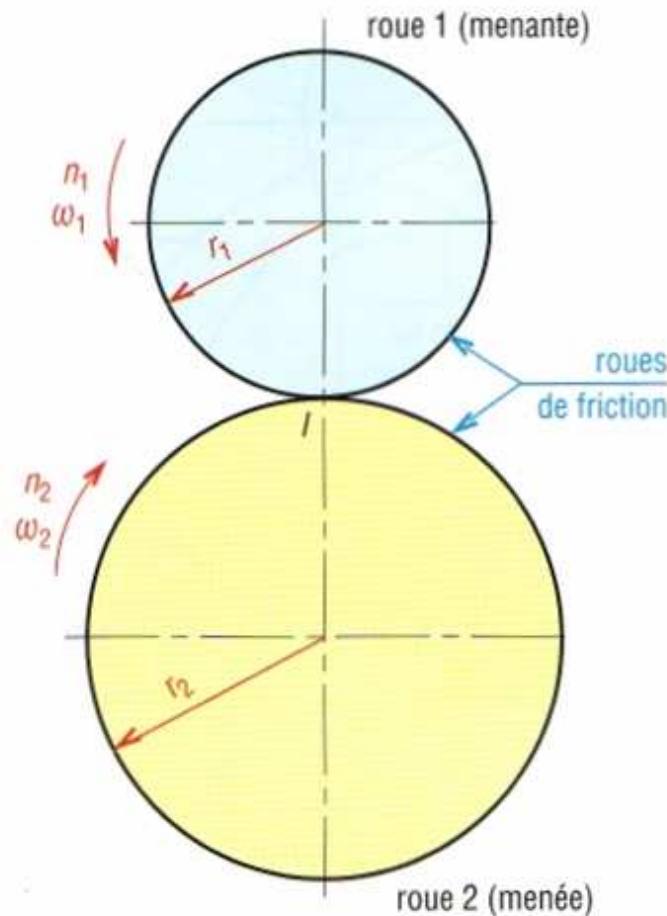
Hauteur de dent : $h_1 = h_2 = ha + hf = 9 \text{ mm}$

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

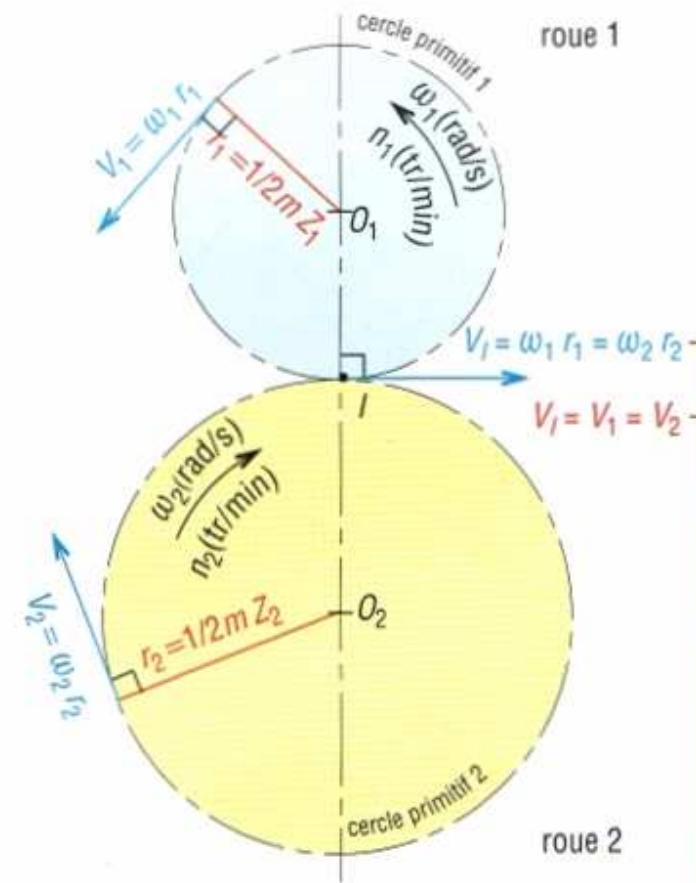


Engrenage droit à denture droite

Etude cinématique



$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{r_1}{r_2}$$



$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{n_2}{n_1}$$

donne



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 $V_I = V_1 = V_2$.



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 : $Z_2/Z_1 = n_1/n_2 = 3/1 = 3$ $Z_2 = 3 \cdot Z_1 = 54$ dents

$$d_2 = mZ_2 = 3 \cdot 54 = 162 \text{ mm}$$

Remarque:

$$d_1 = mZ_1 = 3 \cdot 18 = 54 \text{ mm} \quad d_2/d_1 = 162/54 = 3 = n_1/n_2$$



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.

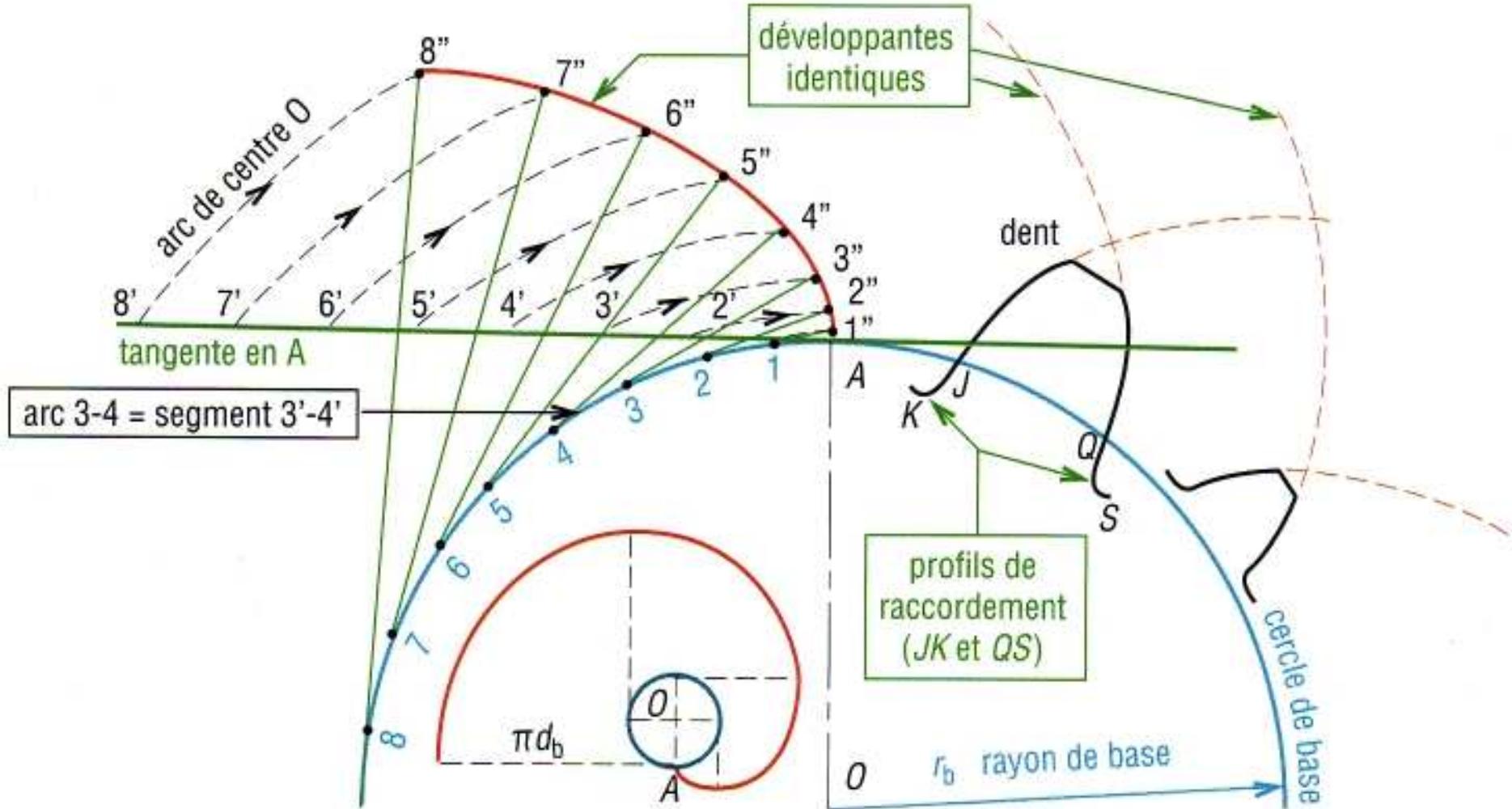
Les profils des flancs et faces des dents suivent rigoureusement la géométrie de la développante





Engrenage droit à denture droite

Etude du profil en développante de cercle

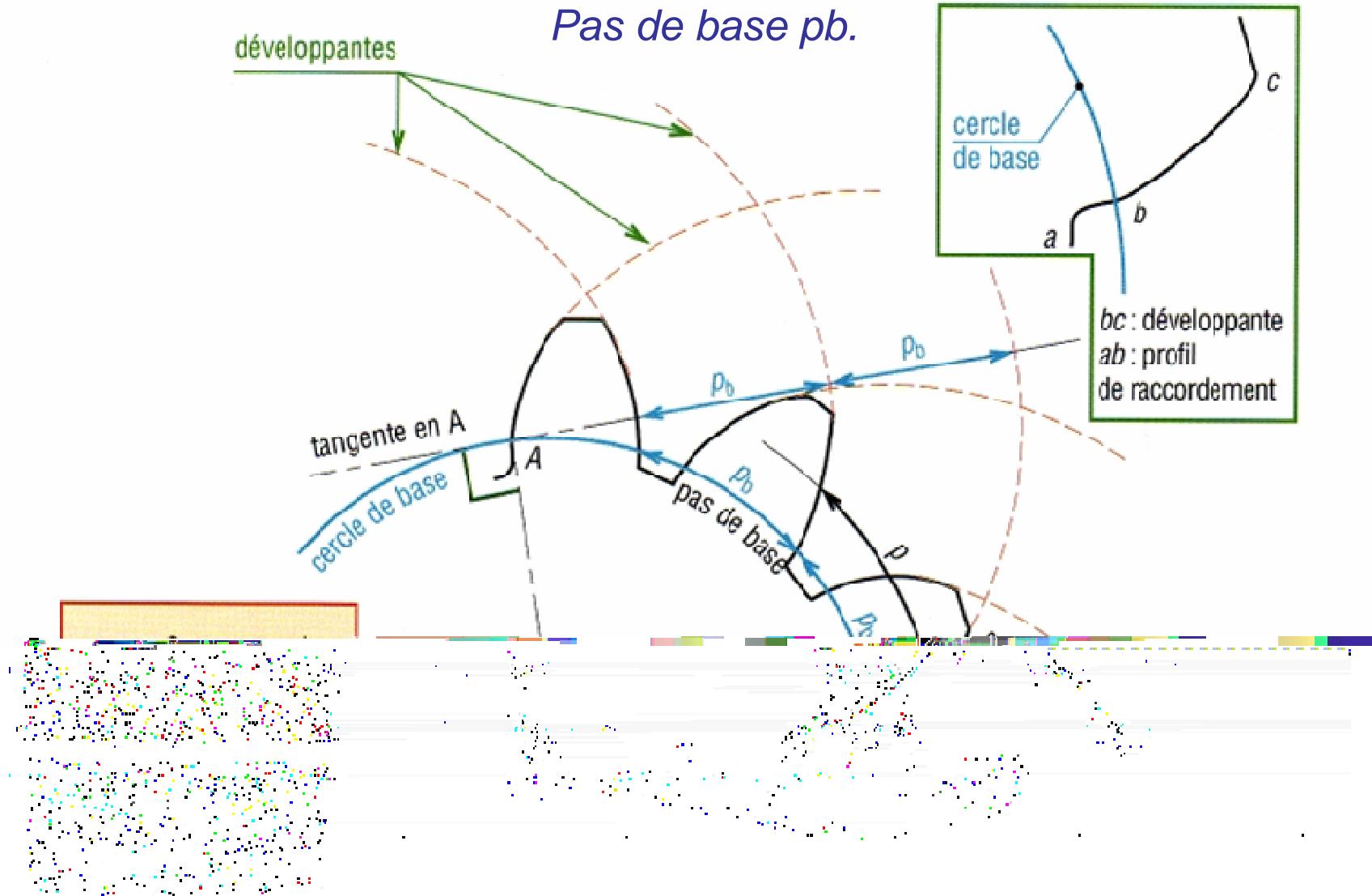


Développante de cercle.



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.

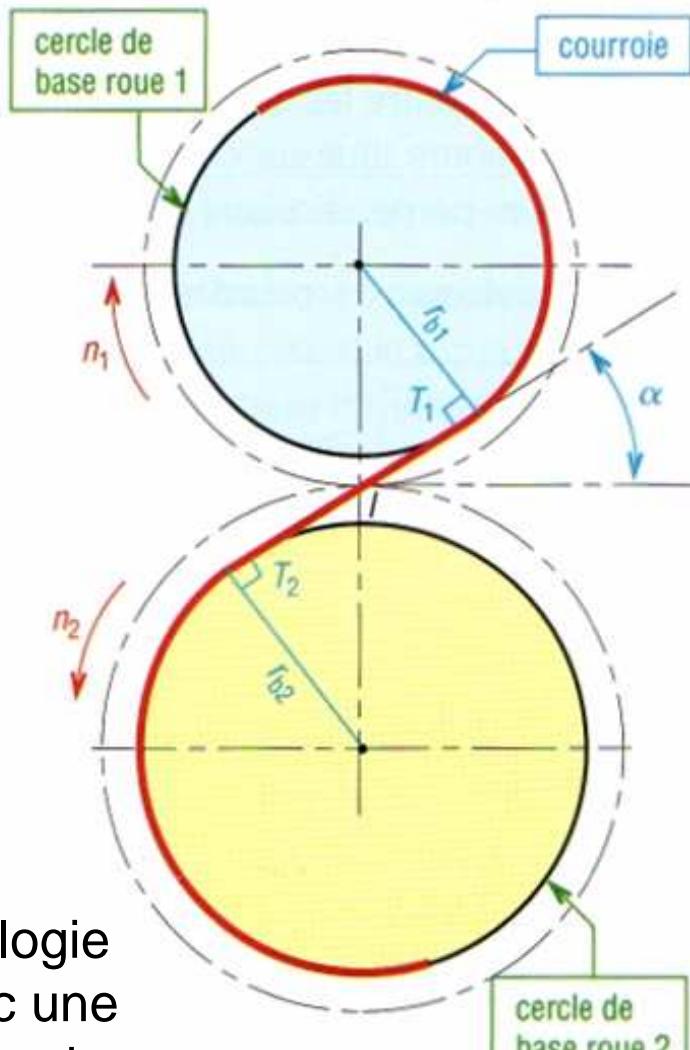
Propriété : il permet d'obtenir des roues avec de petits nombres de dents sans interférence de taillage.

Inconvénient : il est sensible aux variations d'entraxes.



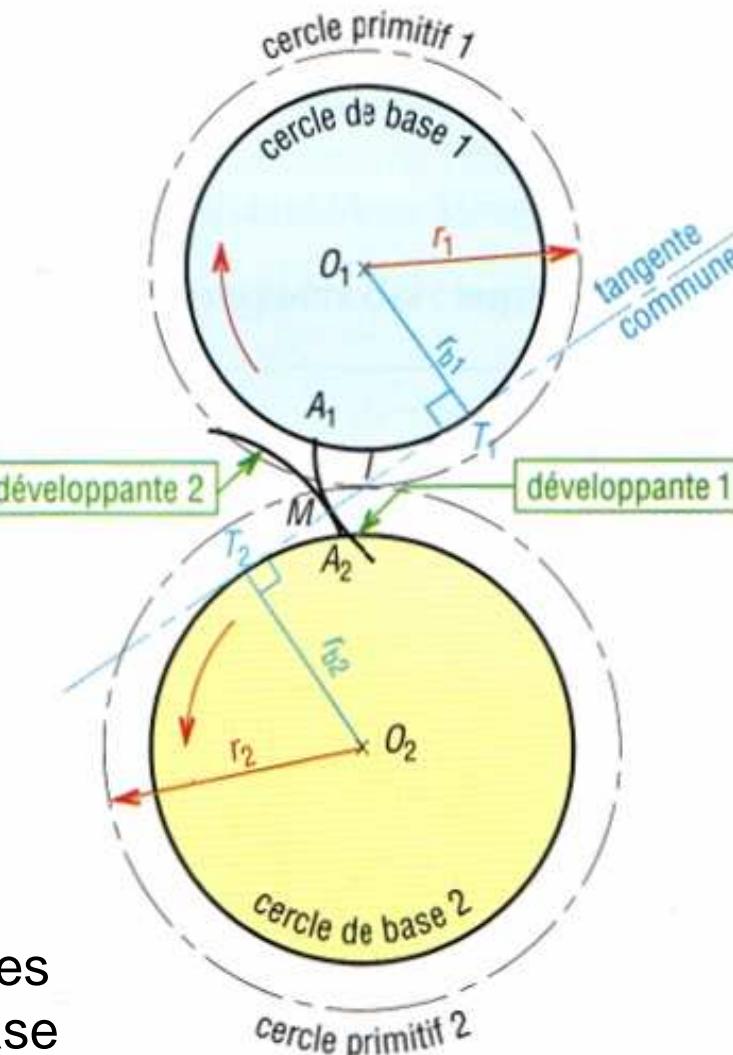
Engrenage droit à denture droite

Etude du profil en développante de cercle



Analogie
avec une
transmis-
sion par
courroie

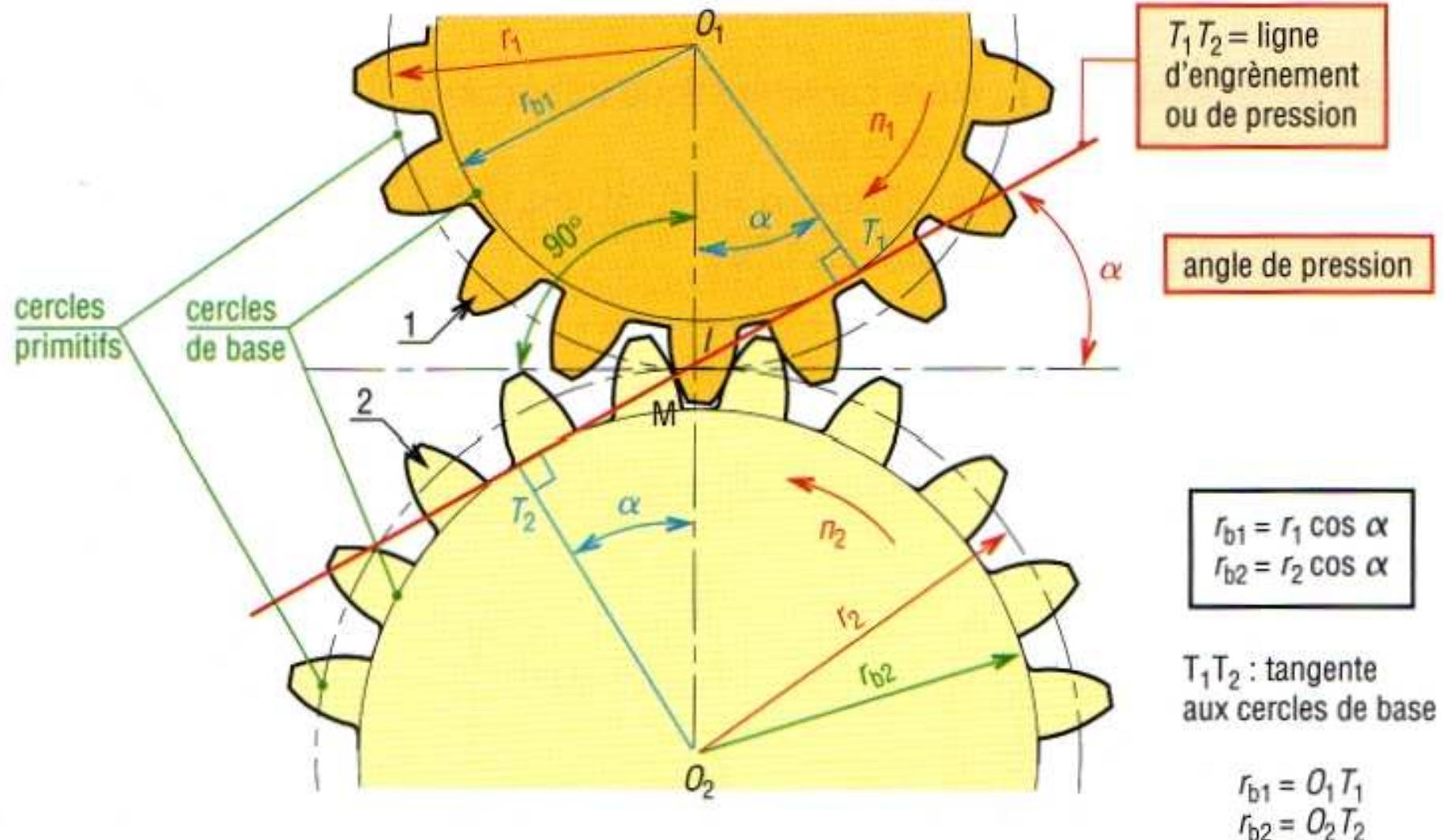
Cercles
de base
et cercles
primitifs.





Engrenage droit à denture droite

Etude du profil en développante de cercle

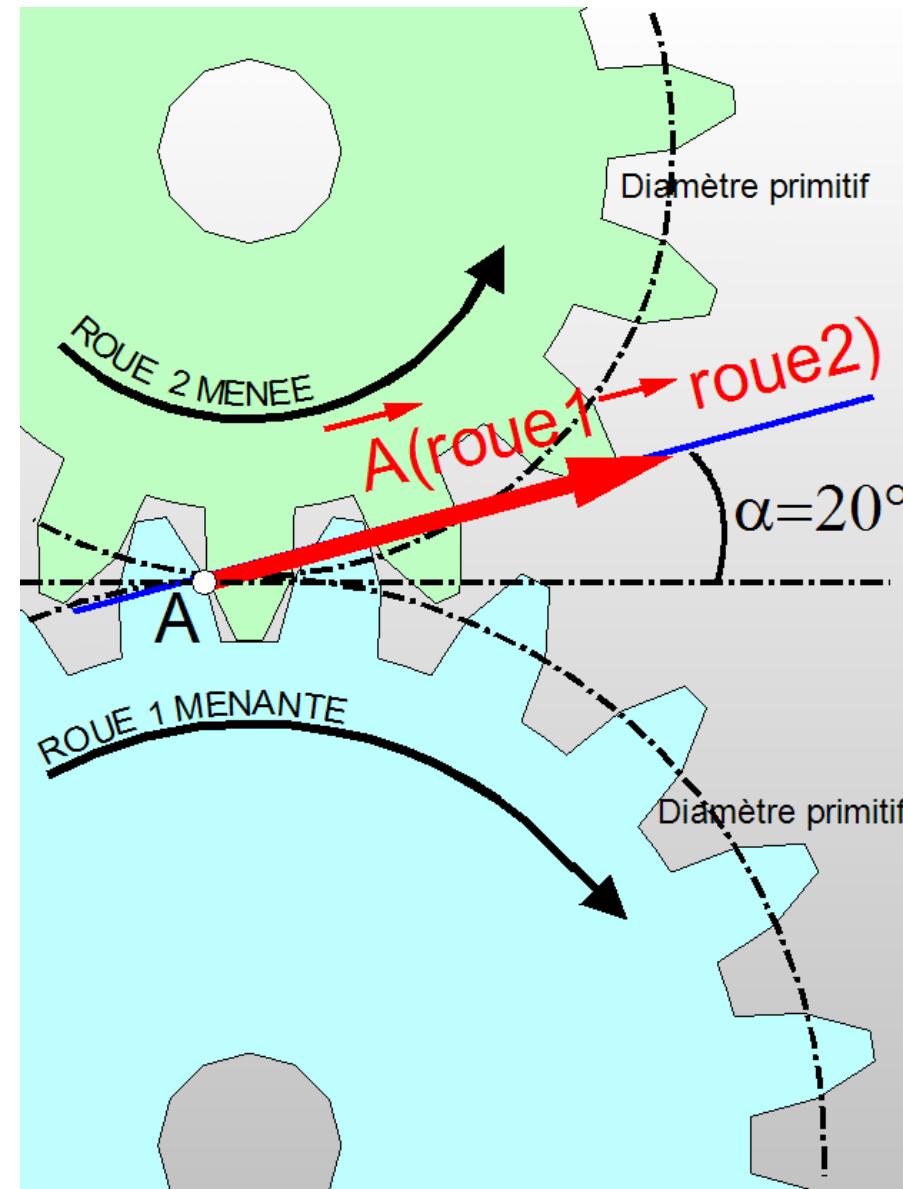
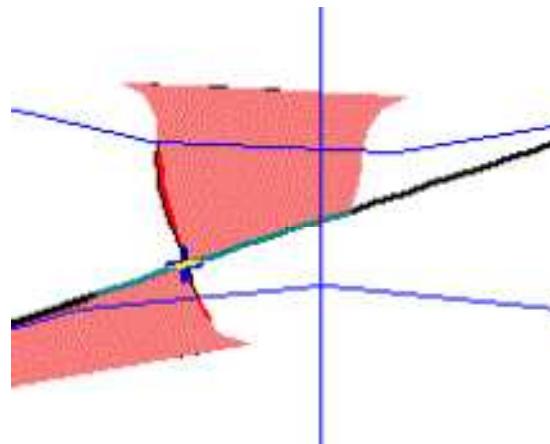


Angle de pression et ligne d'engrènement.



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 engrenner 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.

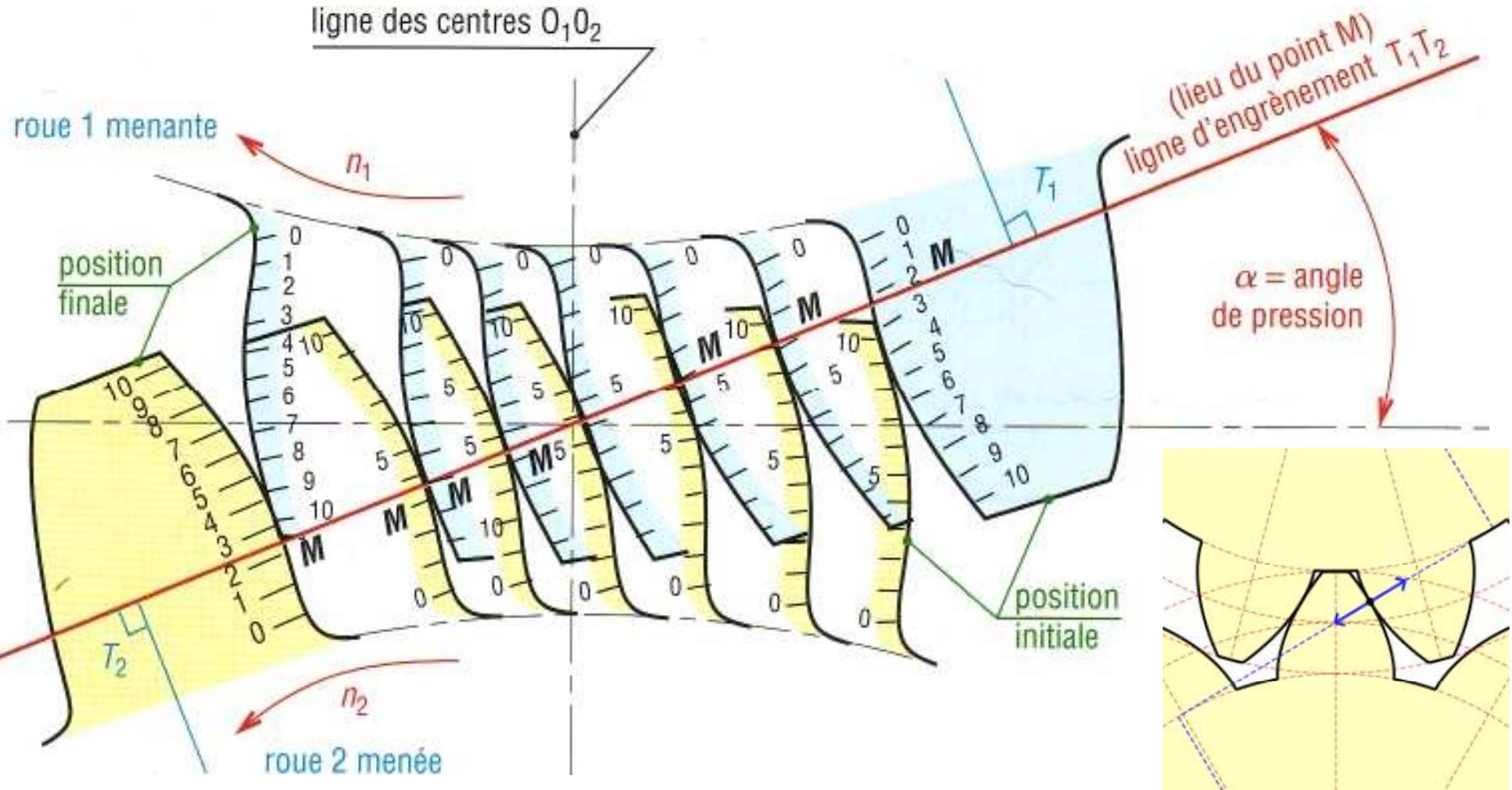
La tangente en M aux deux profils en contact est toujours perpendiculaire à T_1T_2 .

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

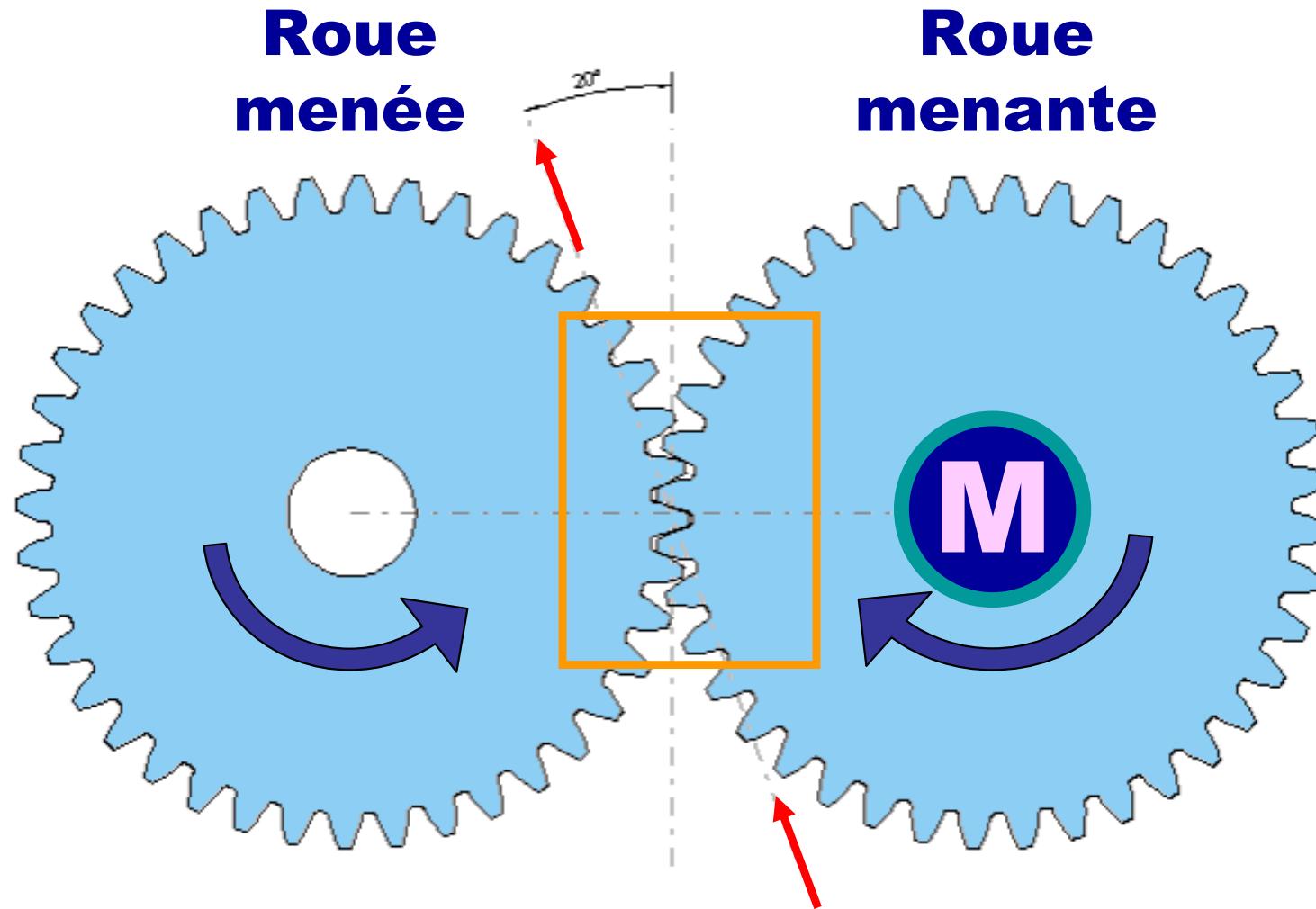


Positions successives de deux dents en contact au cours de l'engrènement ; glissement entre les dents.



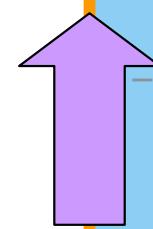
Engrenage droit à denture droite

Etude du profil en développante de cercle

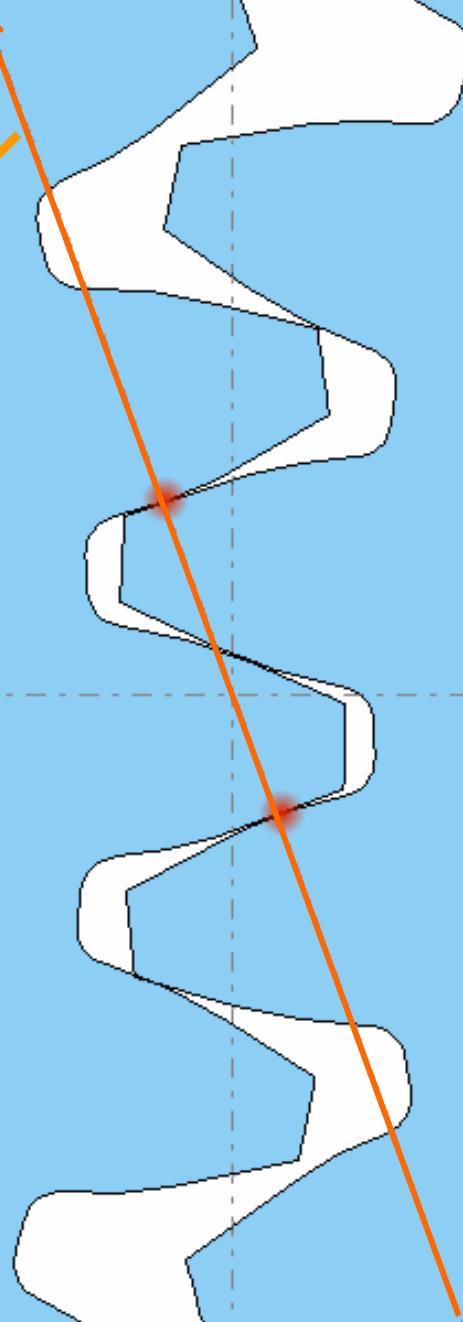




**Ligne d'action
ou
roulante**

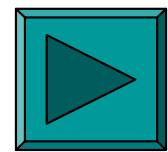
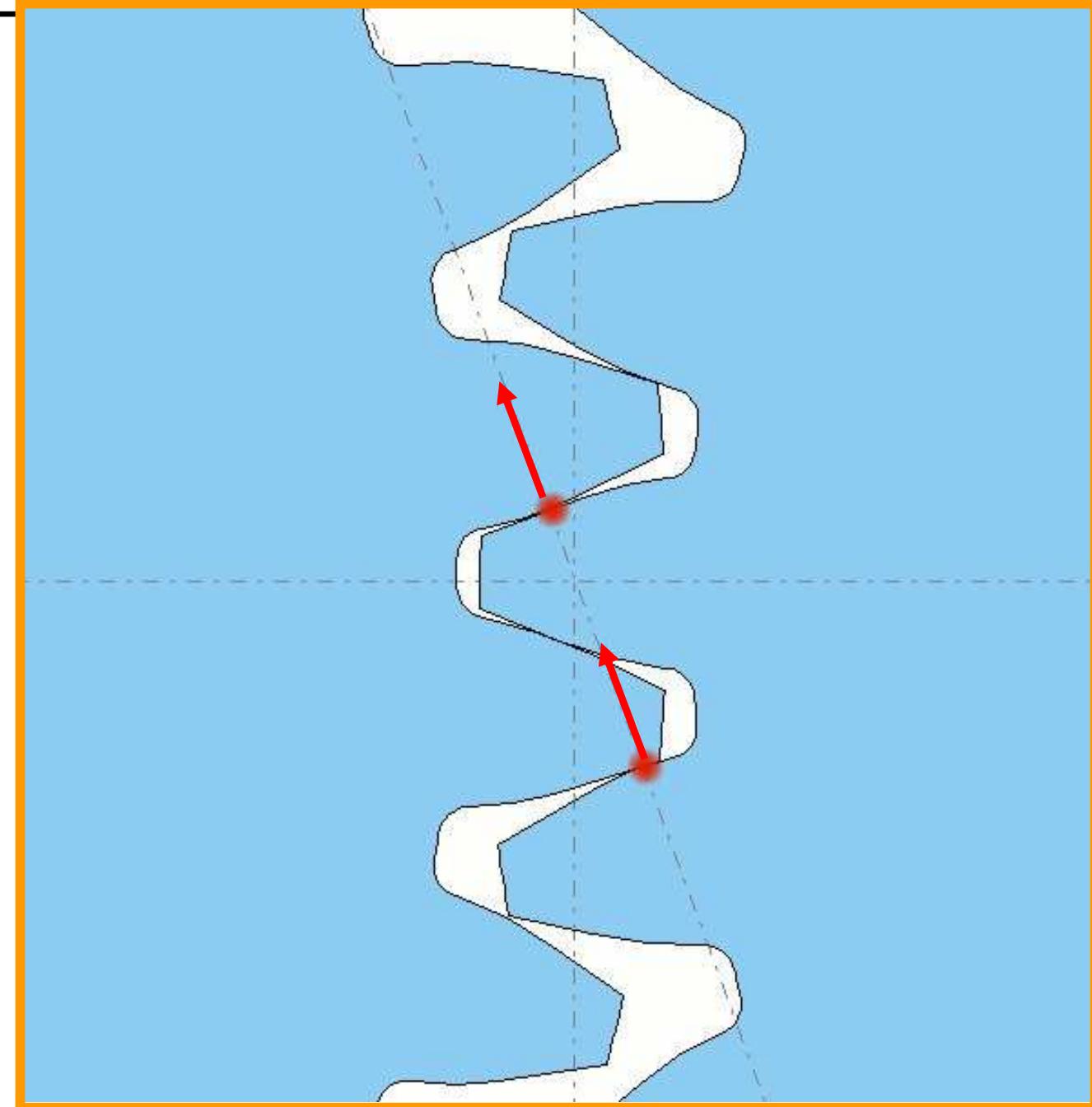


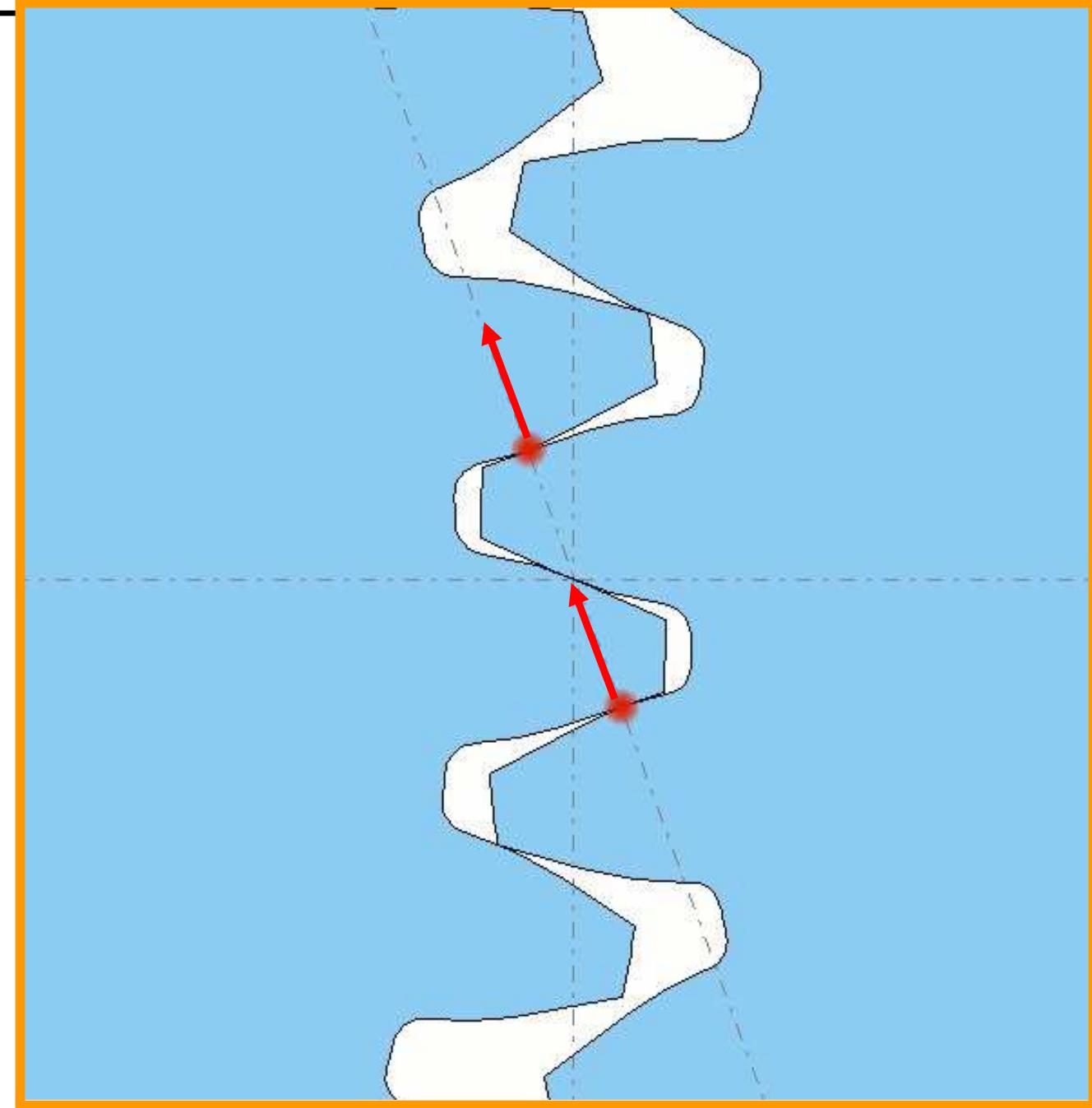
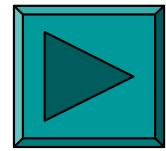
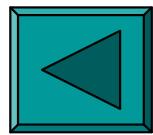
**Les contacts
se font
toujours sur
une même
ligne**

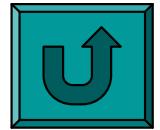
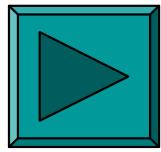
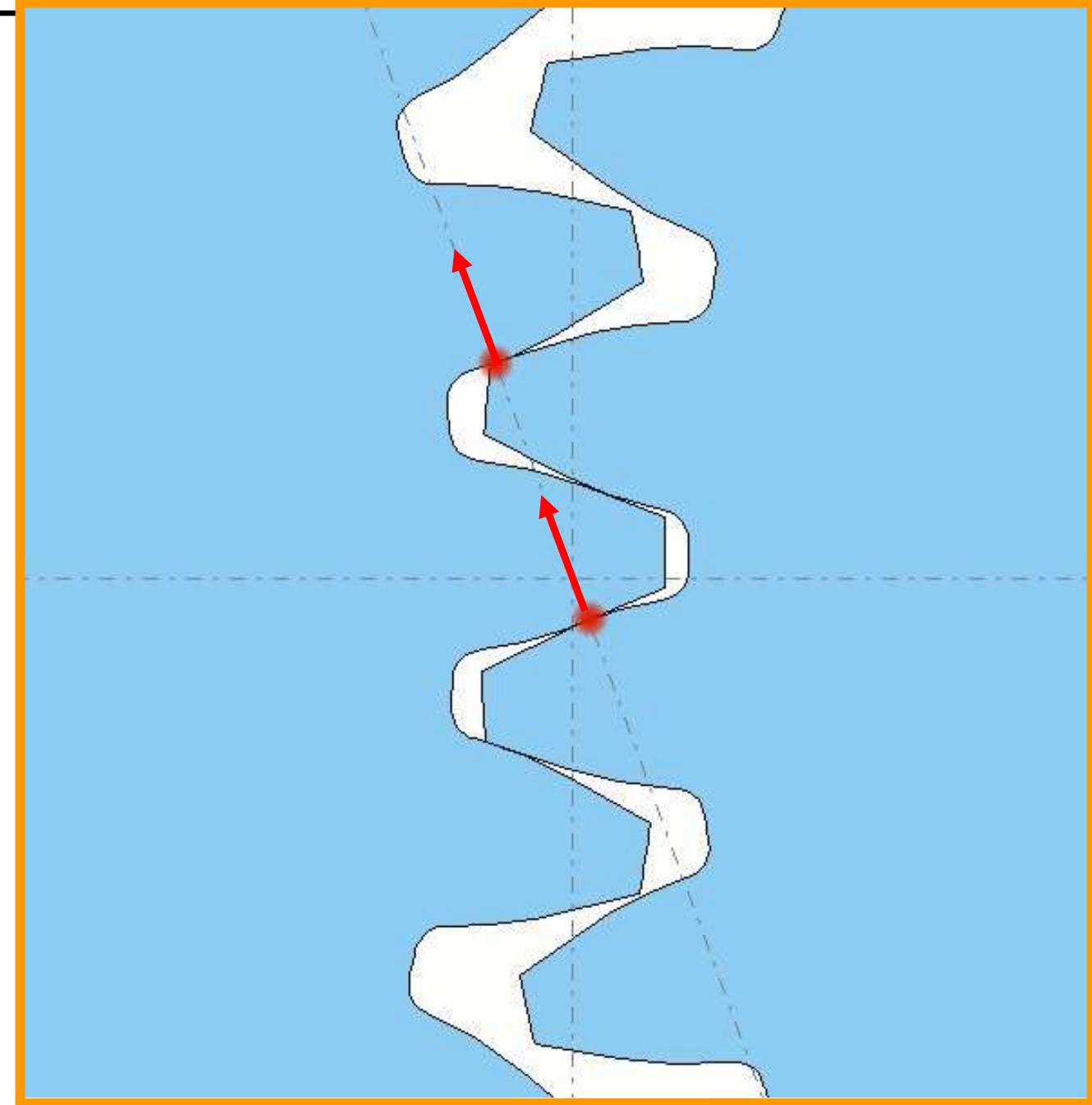
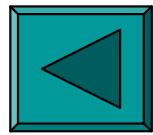


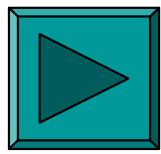
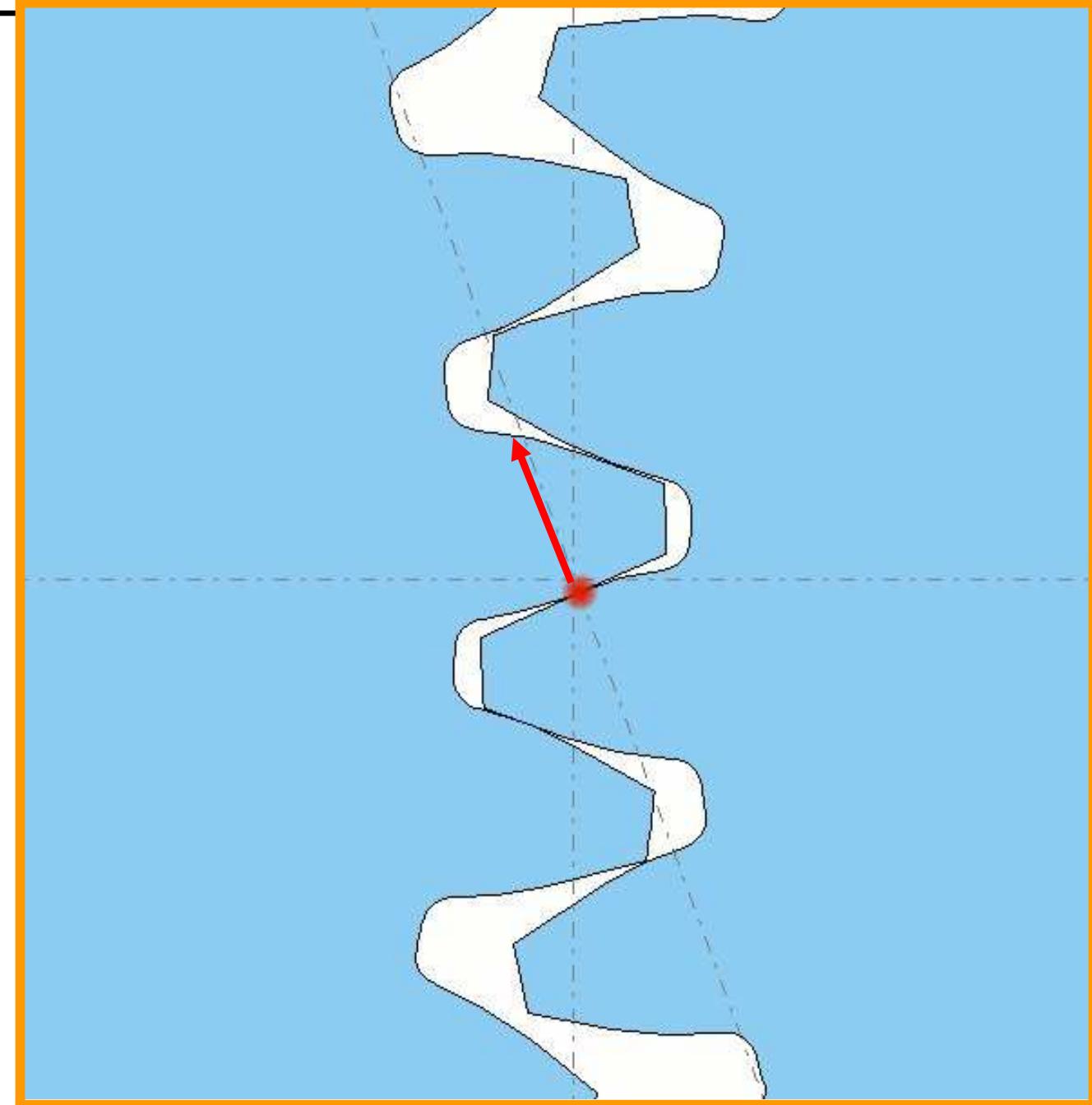
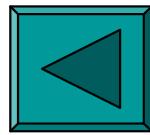
**Pas
à
pas**





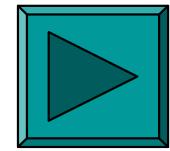
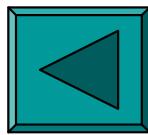








C'est entre cette position et la suivante qu'il y a souvent choc

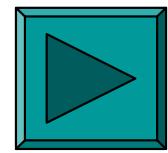
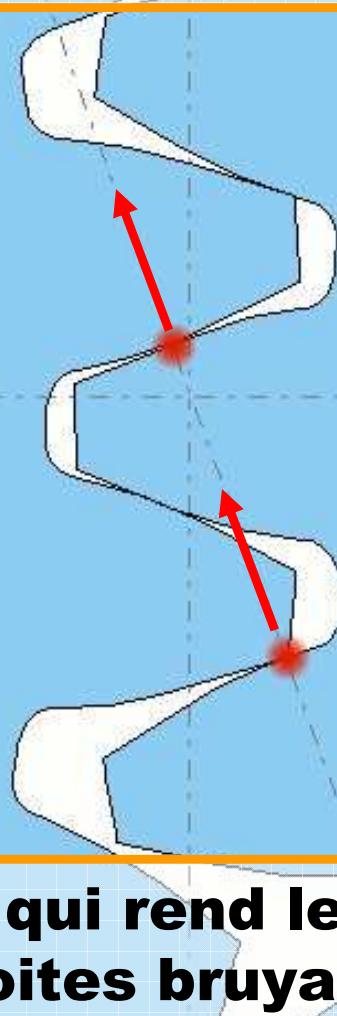
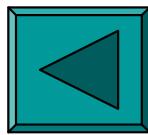


**La dent en prise fléchi
légèrement sous l'effet de la
charge.**



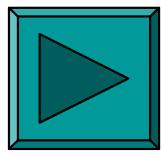
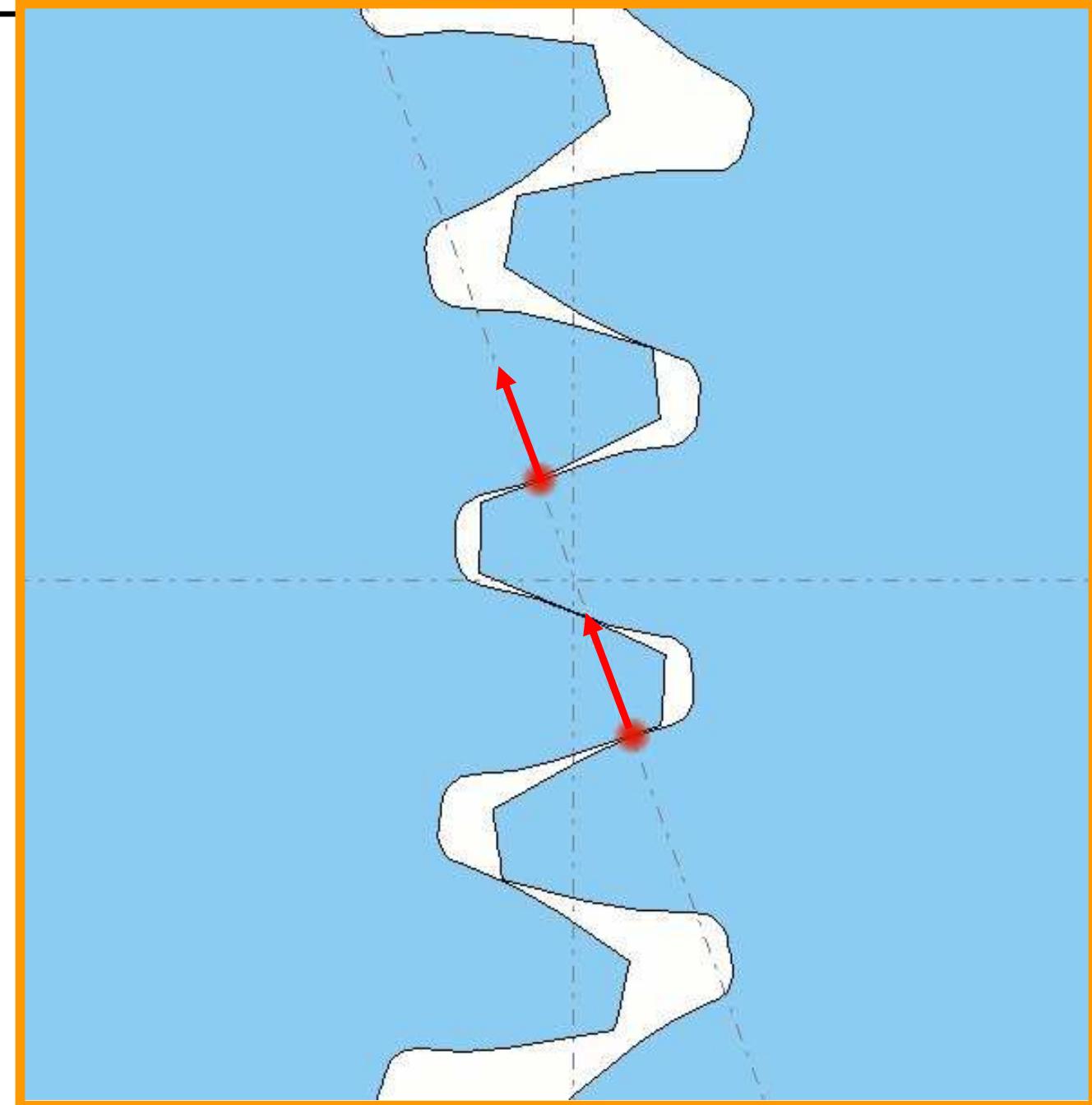
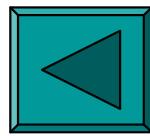


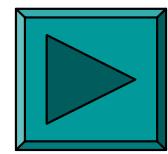
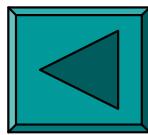
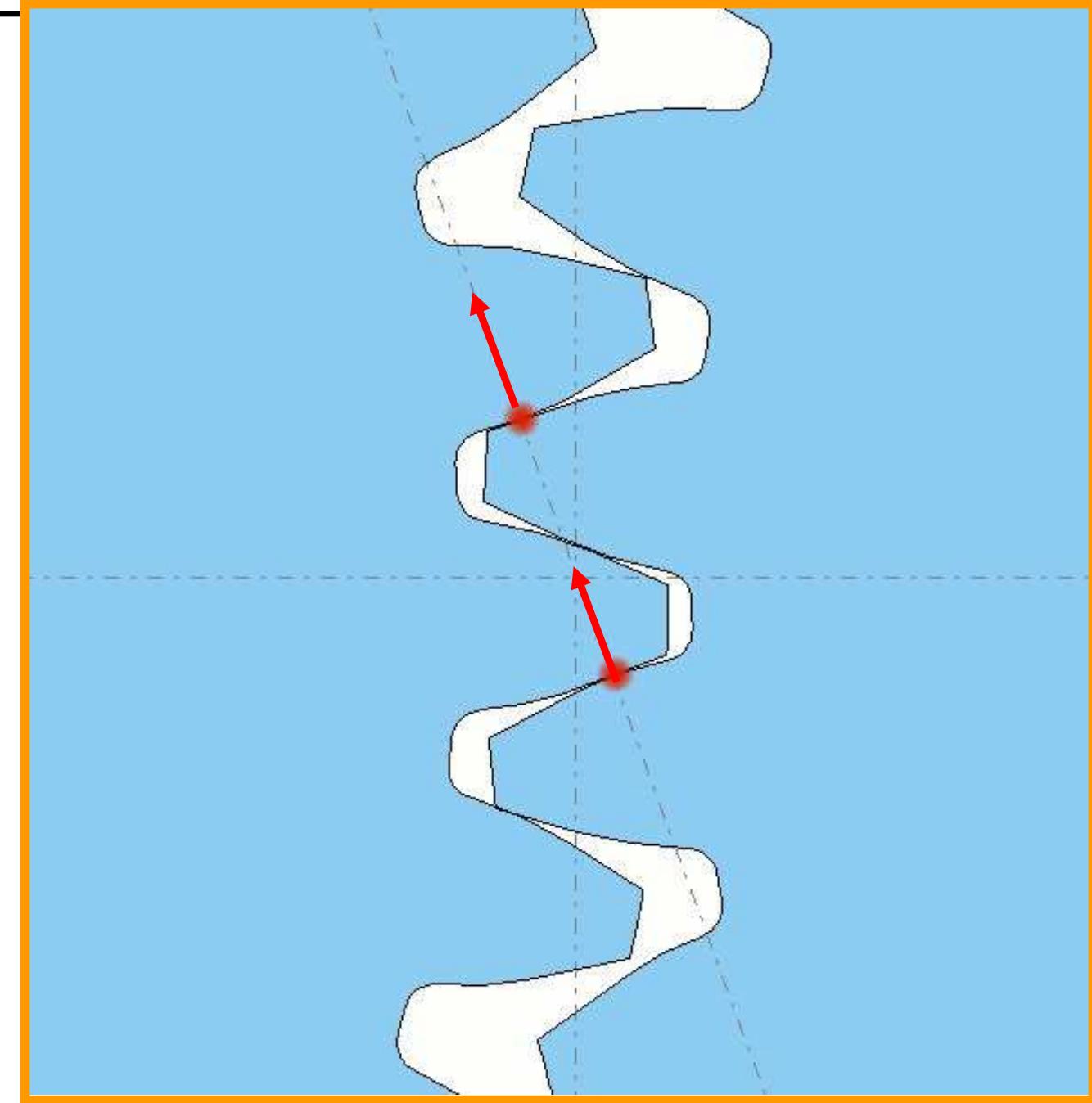
**La dent précédemment en prise
avait légèrement fléchi sous
l'effet de la charge, la suivante
engrène donc avec choc.**

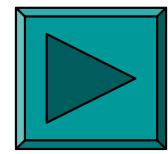
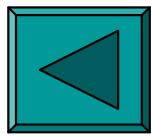
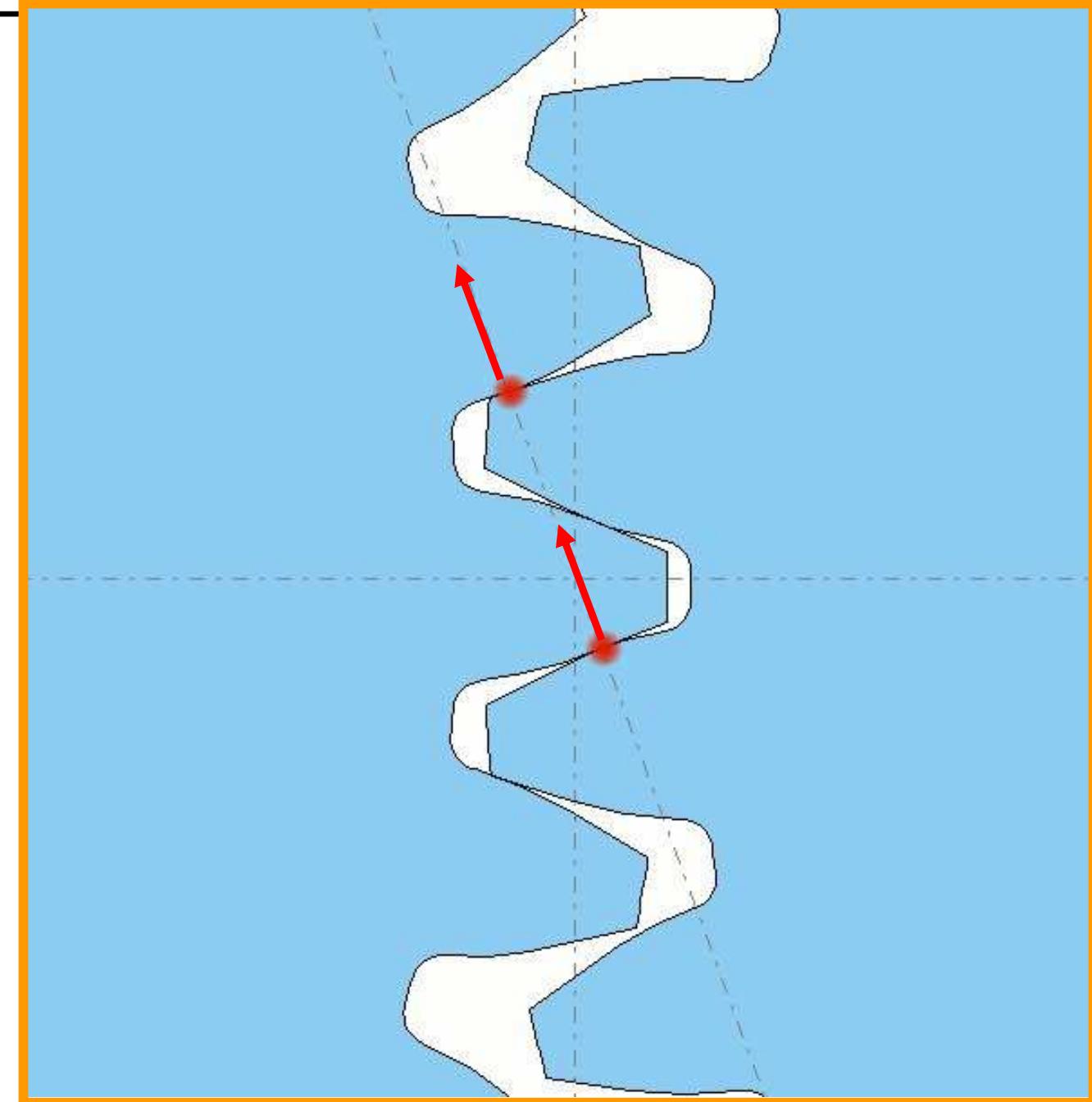


**C'est ce qui rend les dentures
droites bruyantes.**









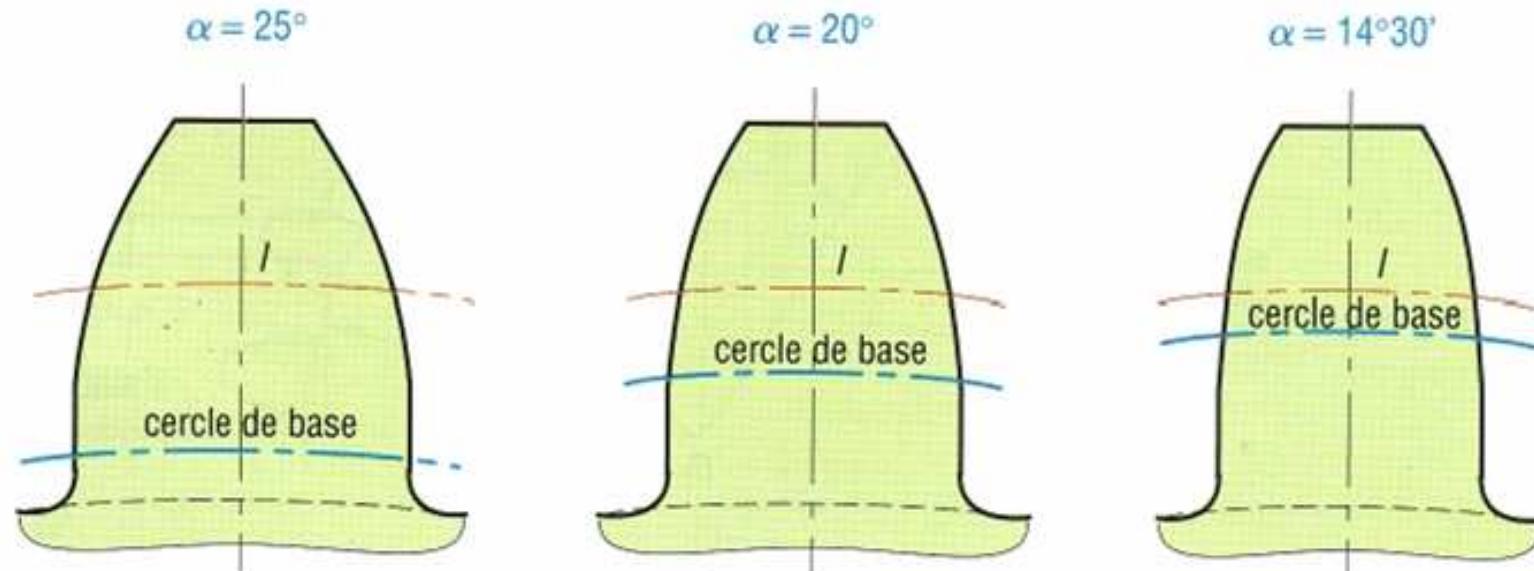


Engrenage droit à denture droite

Etude du profil en développante de cercle

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

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

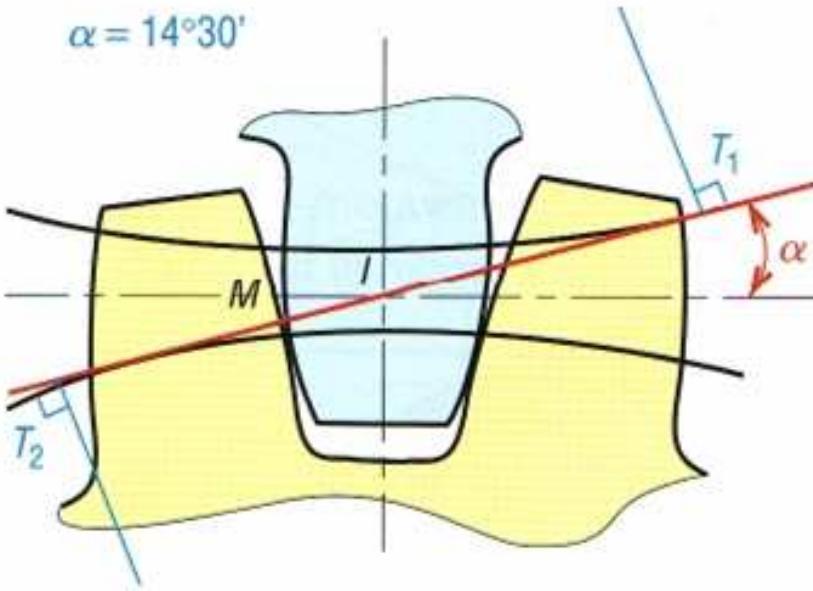


Forme de la dent en fonction de l'angle de pression.

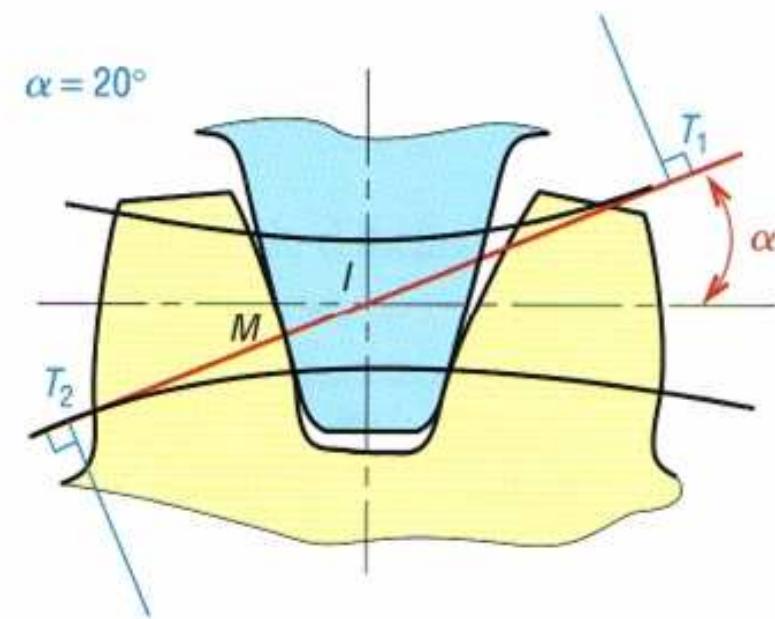


Engrenage droit à denture droite

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° .



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° .

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

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

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

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

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

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

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



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 ?

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

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

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

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

$$rb_1 = r'_1 \cos \alpha' = 17,5 \cos \alpha' = 15,97 \text{ (question 1)}$$

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



Engrenage droit à denture droite

Etude du profil en développante de cercle

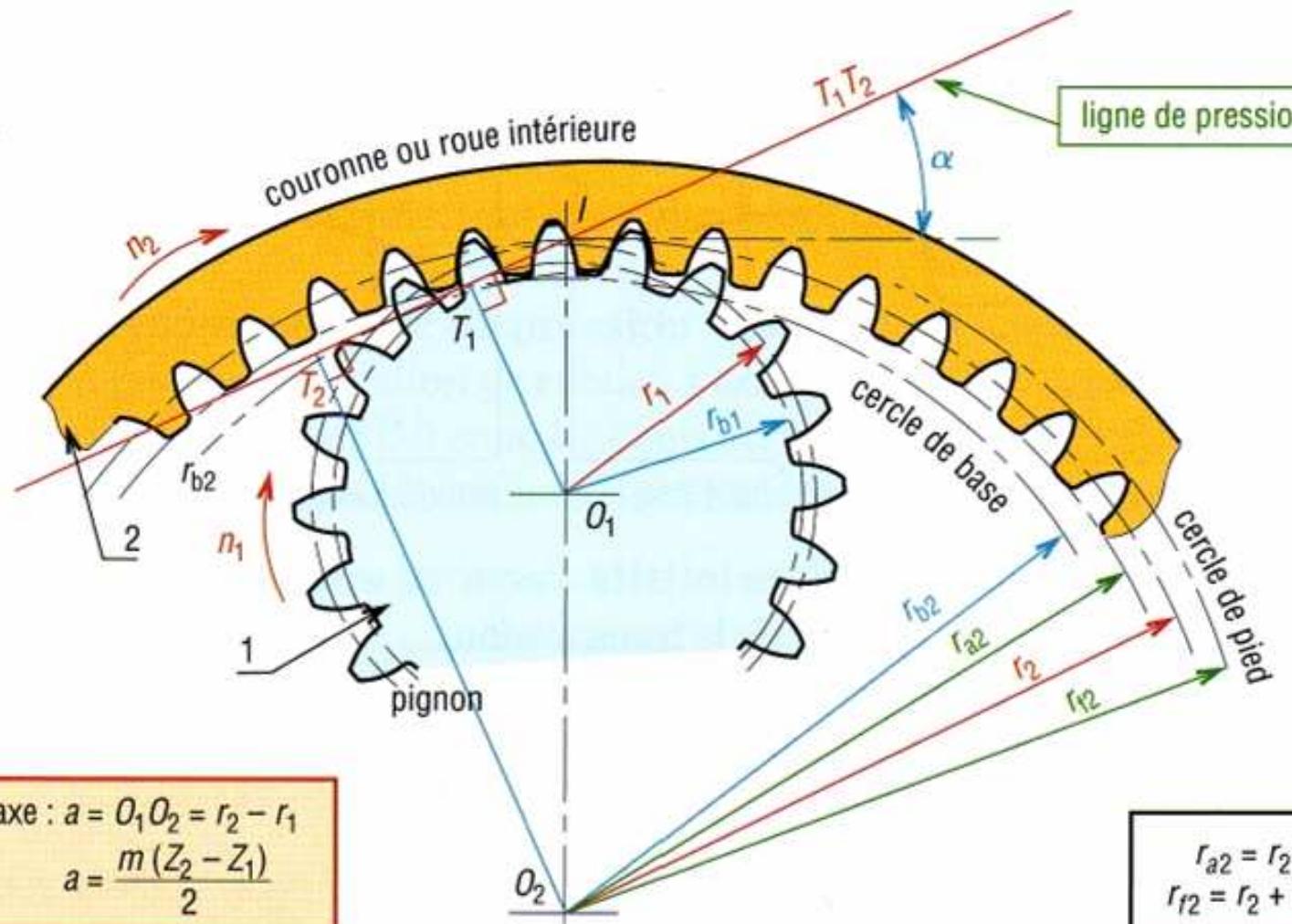
Évolution des diamètres de base avec α : $m= 2$; $Z_1 = 17$; $Z_2 = 51$

α	10°	14°30'	20°	25°	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 roues intérieures et des crémaillères



$$\text{entraxe : } a = O_1 O_2 = r_2 - r_1$$
$$a = \frac{m(Z_2 - Z_1)}{2}$$

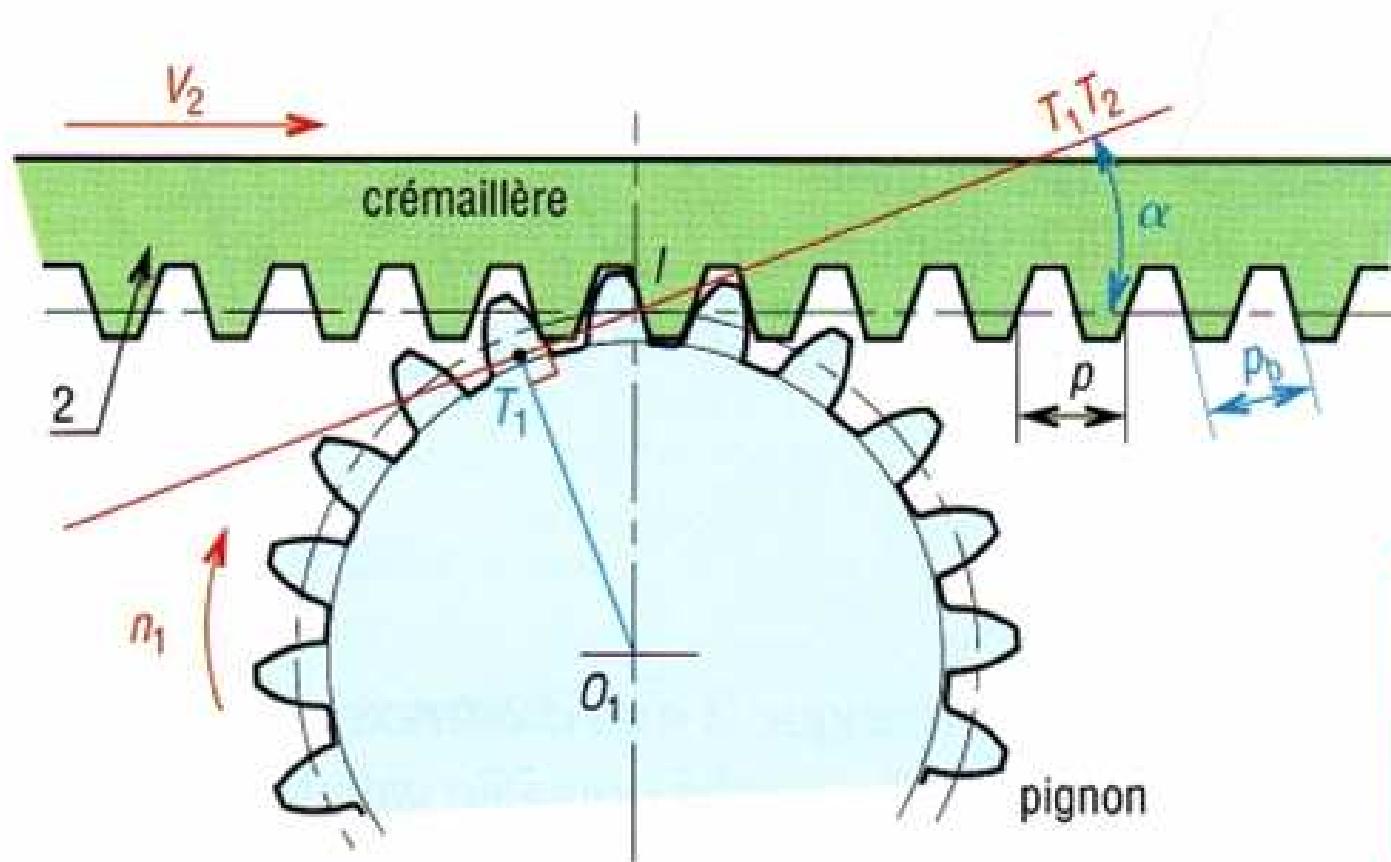
$$r_{a2} = r_2 - m$$
$$r_{f2} = r_2 + 1,25m$$

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



Engrenage droit à denture droite

Cas des roues intérieures et des crémaillères



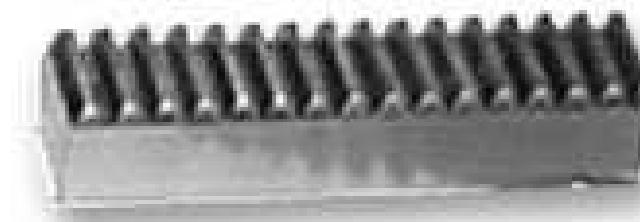
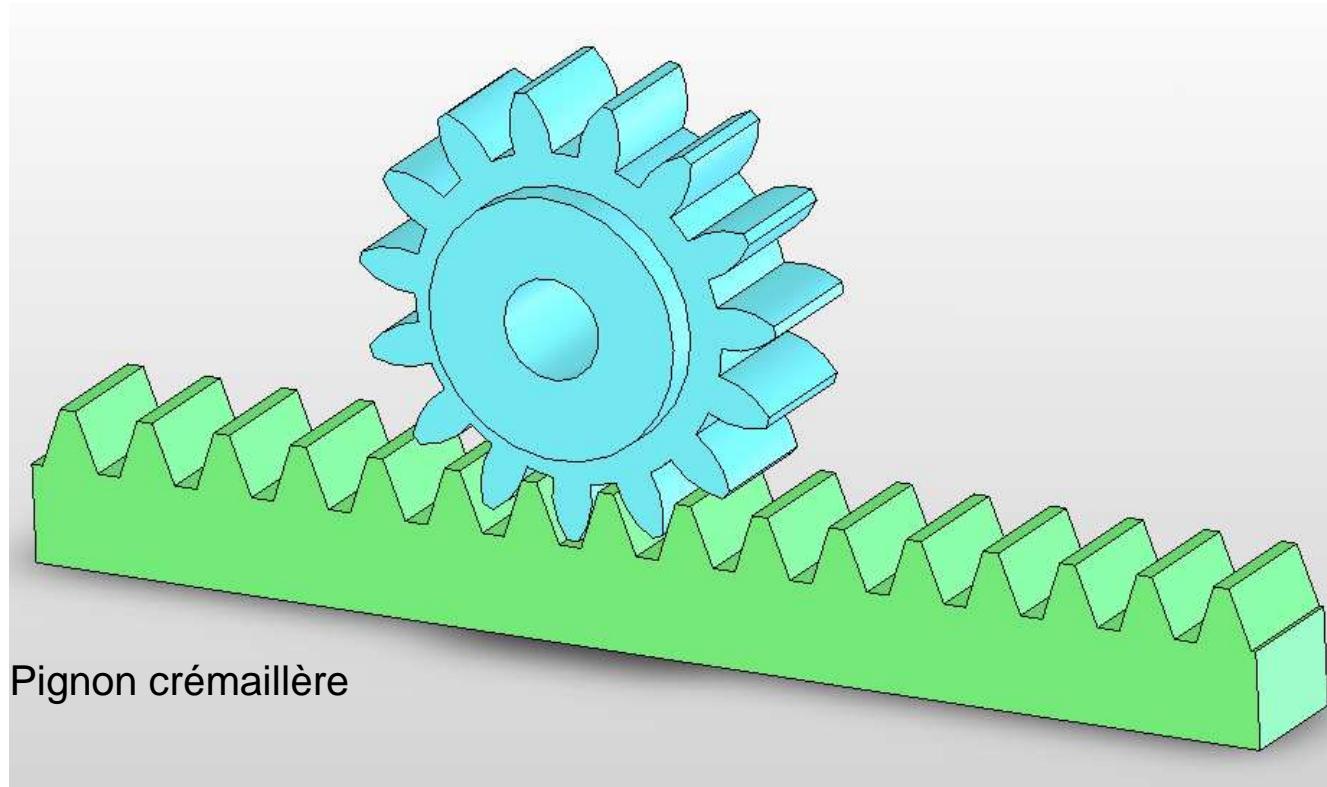
$$\begin{aligned}V_2 &= \omega_1 r_1 \\r_1 &= O_1 I \\p_b &= p \cos \alpha \\r_{b1} &= O_1 T_1\end{aligned}$$

Cas d'un pignon et d'une crémaillère.



Engrenage droit à denture droite

Cas des roues intérieures et des crémaillères





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.

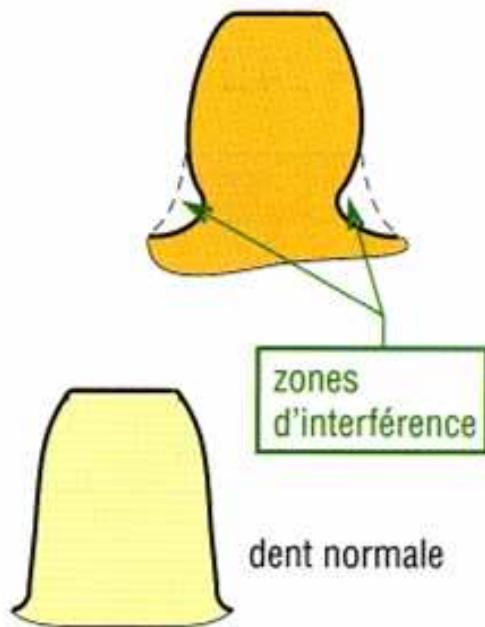


Engrenage droit à denture droite

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



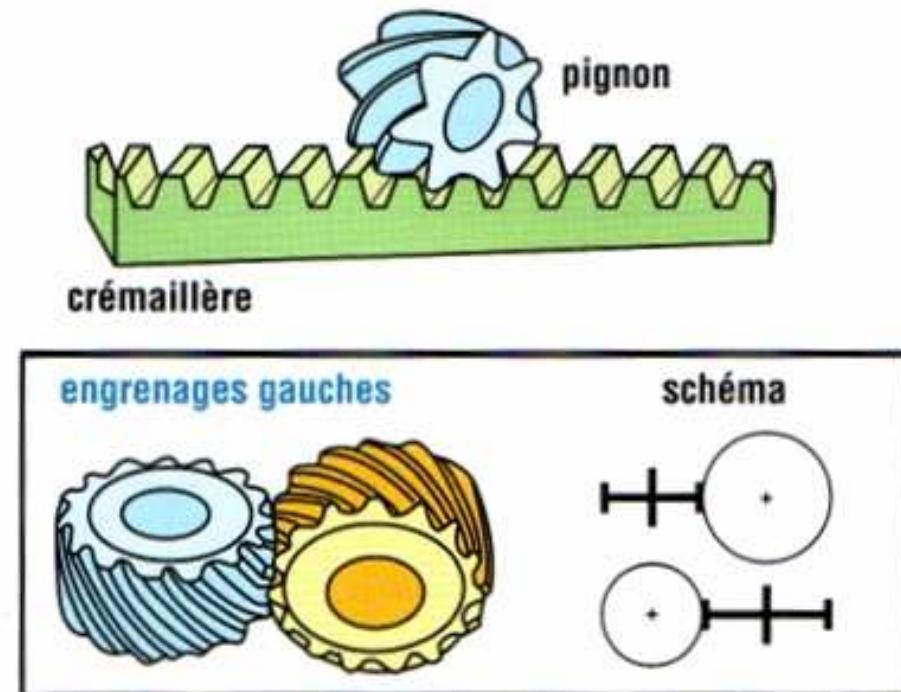
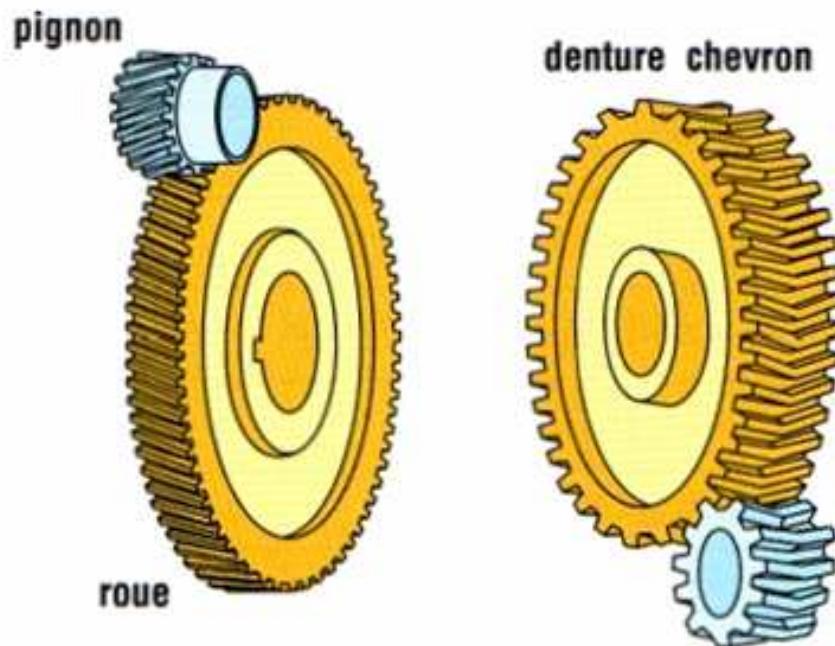
Interférence sur la forme de la dent.



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

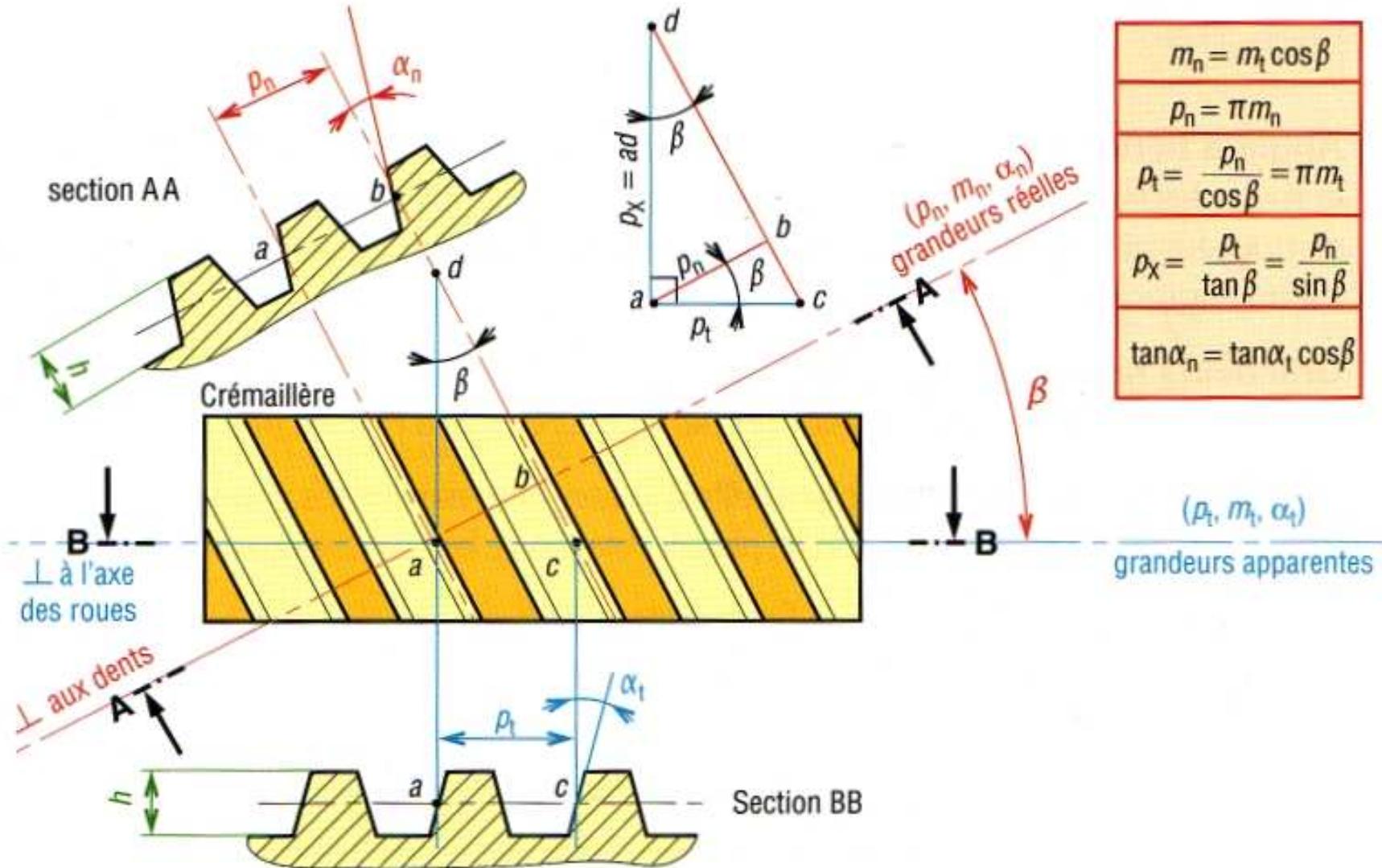
L'emploi d'une roue à chevron permet d'annuler l'effort radial



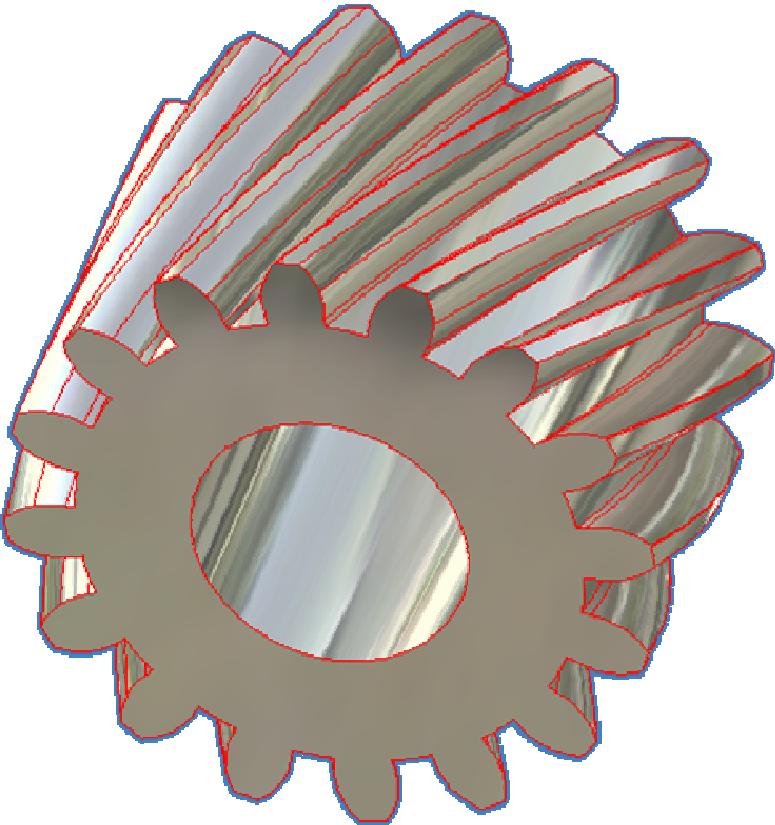


Engrenages droits à denture hélicoïdale

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	β	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 β)
pas apparent	p_t	$p_t = \frac{p_n}{\cos \beta} = \pi \cdot m_t$
vitesse angulaire	ω	$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \approx 0,1n$ (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	α_n	valeur la plus usuelle : $\alpha = 20^\circ$
angle de pression apparent	α_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	$b > 2 \frac{\pi \cdot m_n}{\sin \beta} = 2p_x$



Engrenages droits à denture hélicoïdale

Définitions et caractéristiques

Angle d'hélice β : 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 β 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 α_n ($=20^\circ$).

Elles sont normalisées et mesurées perpendiculairement à l'hélice

Grandeurs apparentes (ou tangentielles) : p_t , m_t et α_t ne sont pas normalisées et dépendent de la valeur de β .

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.

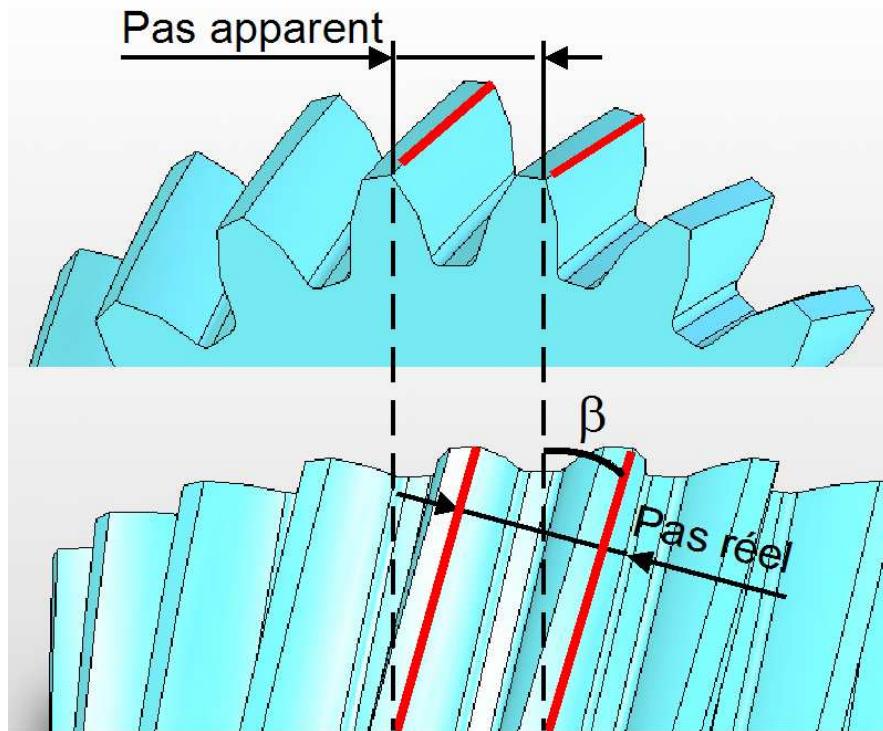
$$a = \frac{m_t (Z_1 + Z_2)}{2} = \frac{m_n (Z_1 + Z_2)}{2 \cos \beta}$$

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 $m_n = 2 \text{ mm}$.

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 β varie entre 0° et 40° ?

À partir de la formule précédente on obtient:

$\beta(^{\circ})$	0	5	10	15	20	25	30	35	40
$\alpha (\text{mm})$	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 α_t ?

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

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

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

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

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

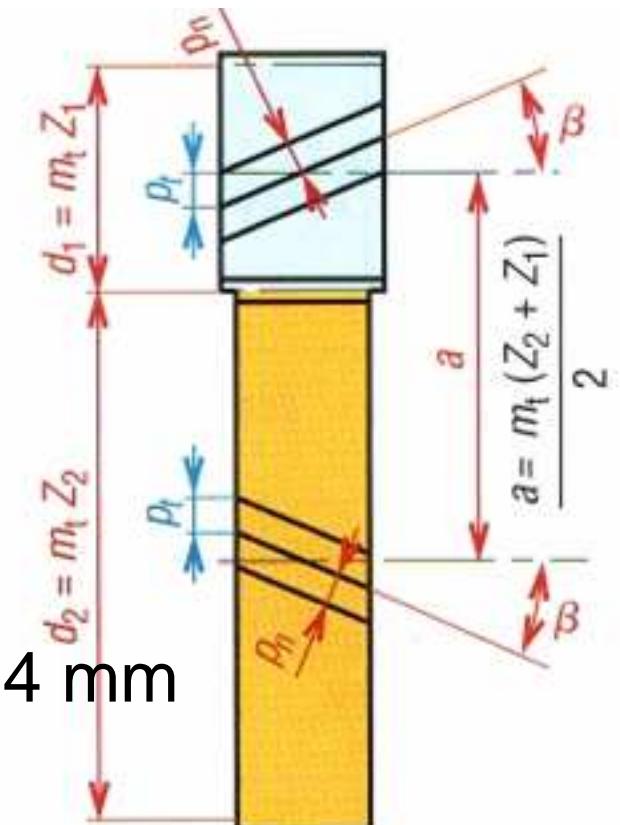
$$d_2 = m_t \cdot Z_2 = 2,442 \times 44 = 107,43 \text{ mm}$$

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

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

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

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





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).

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

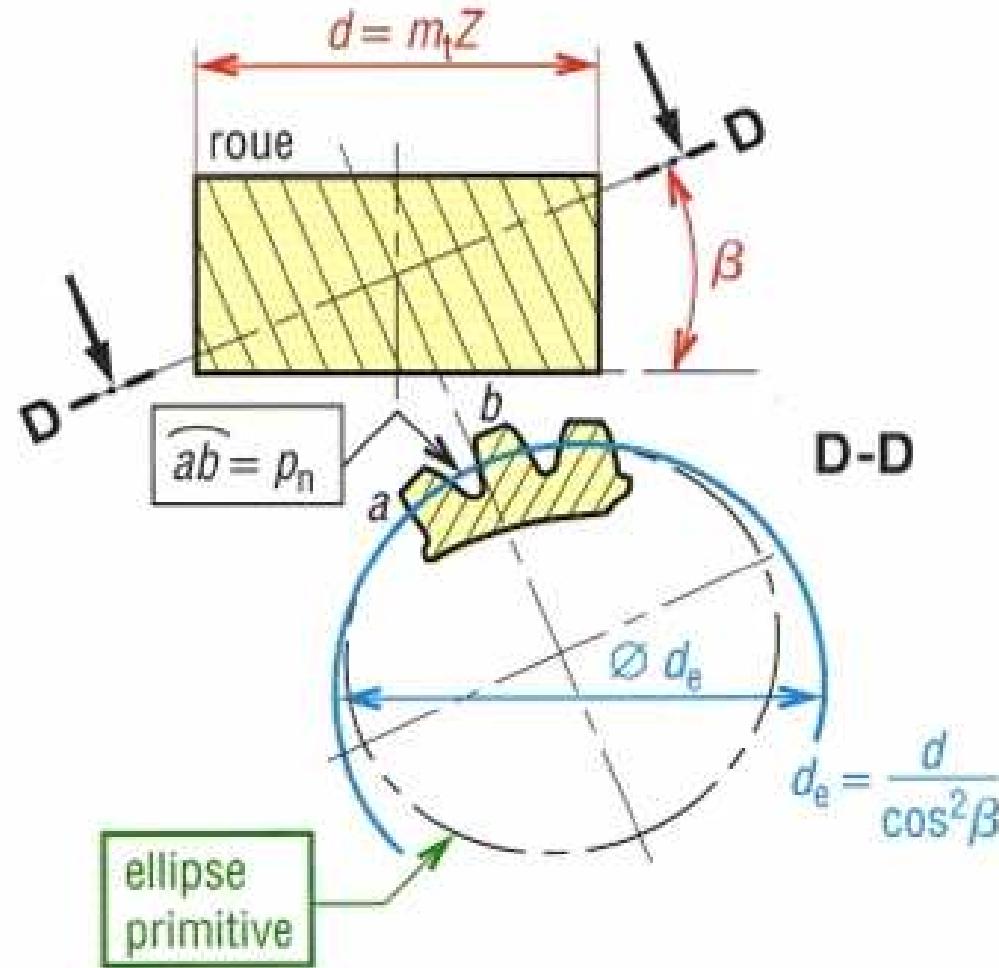
Et

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



Engrenages droits à denture hélicoïdale

Nombre fictif ou virtuel de dents

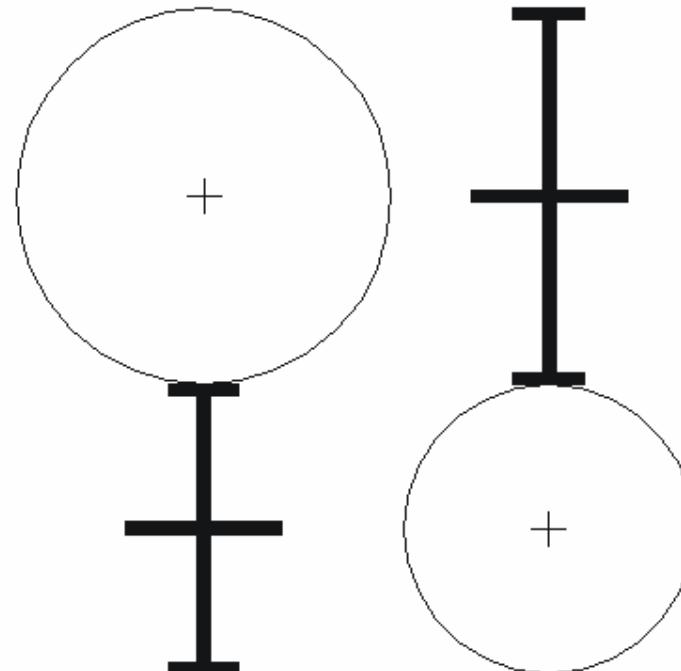
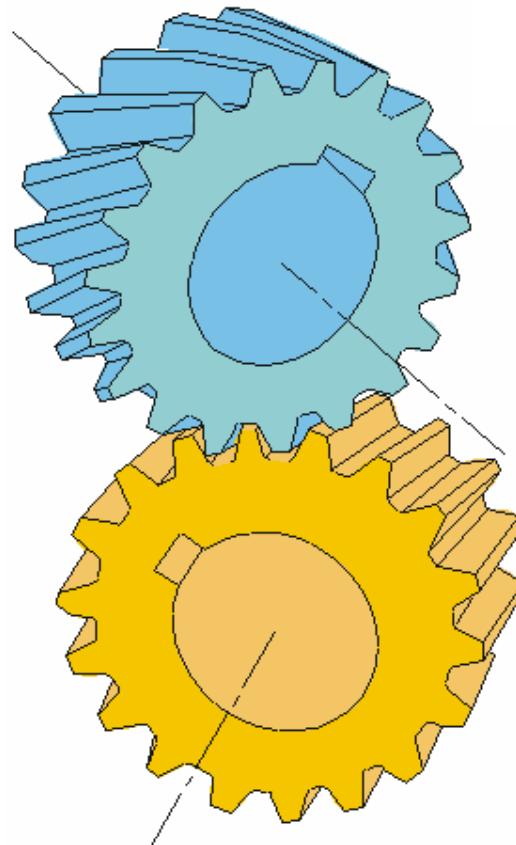


Ellipse primitive.



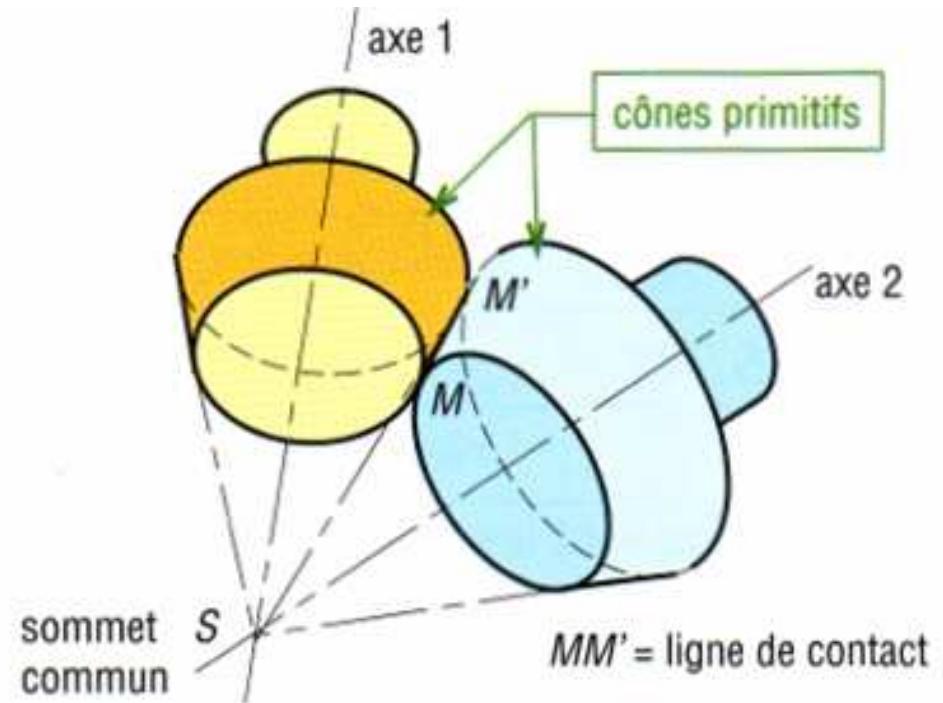
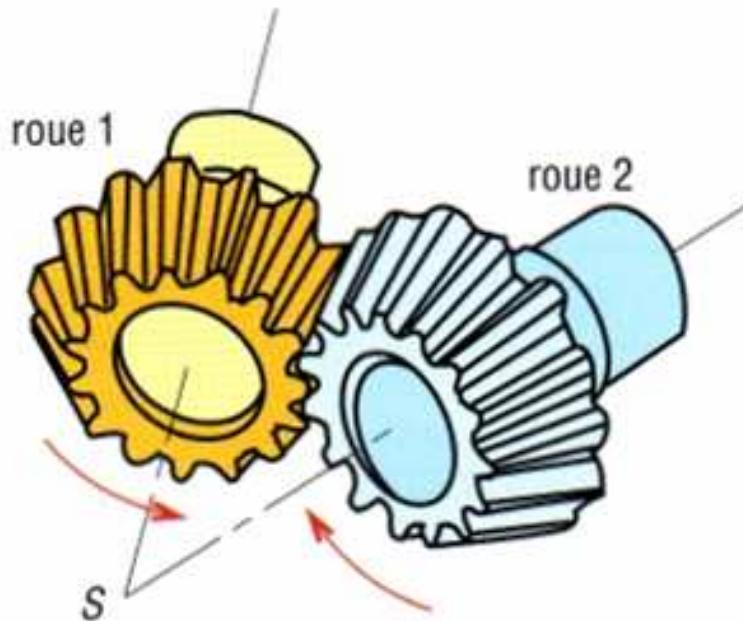
Engrenages droits à denture hélicoïdale

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° sont les plus courants.



Engrenages coniques à axes concourants

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

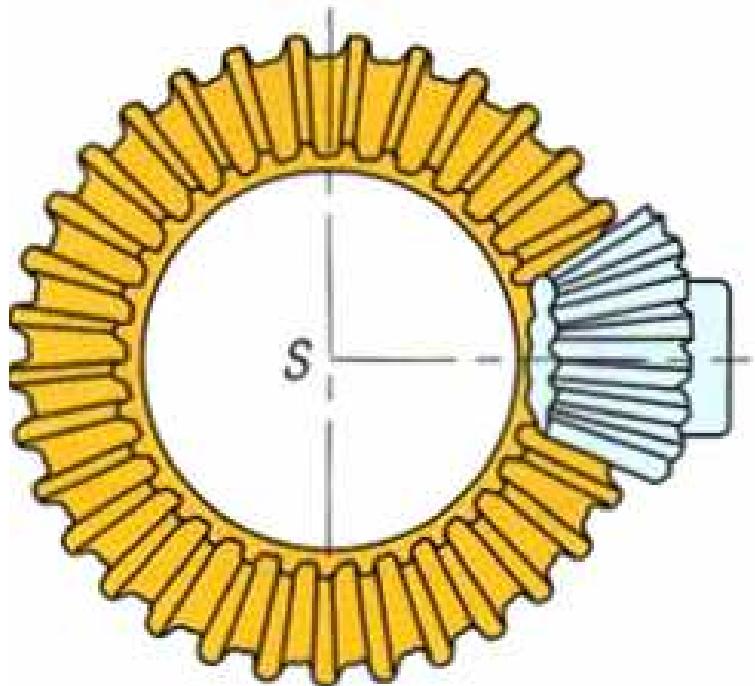
Les cônes sont tangents sur une ligne de contact MM' et leur sommet commun est le point **S**, c'est aussi le point d'intersection des axes de rotation des deux roues.



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.

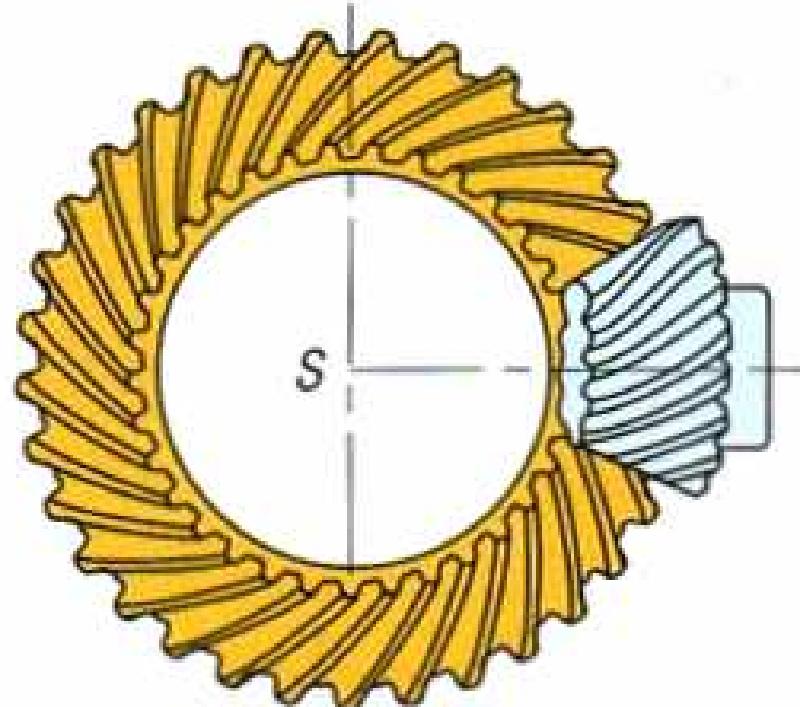
Aux vitesses élevées on retrouve les mêmes inconvénients que les engrenages droits à dentures droites (bruits de fonctionnement, fortes pressions sur les dents...).



Engrenages coniques à axes concourants

Principaux types

denture hélicoïdale ou spirale



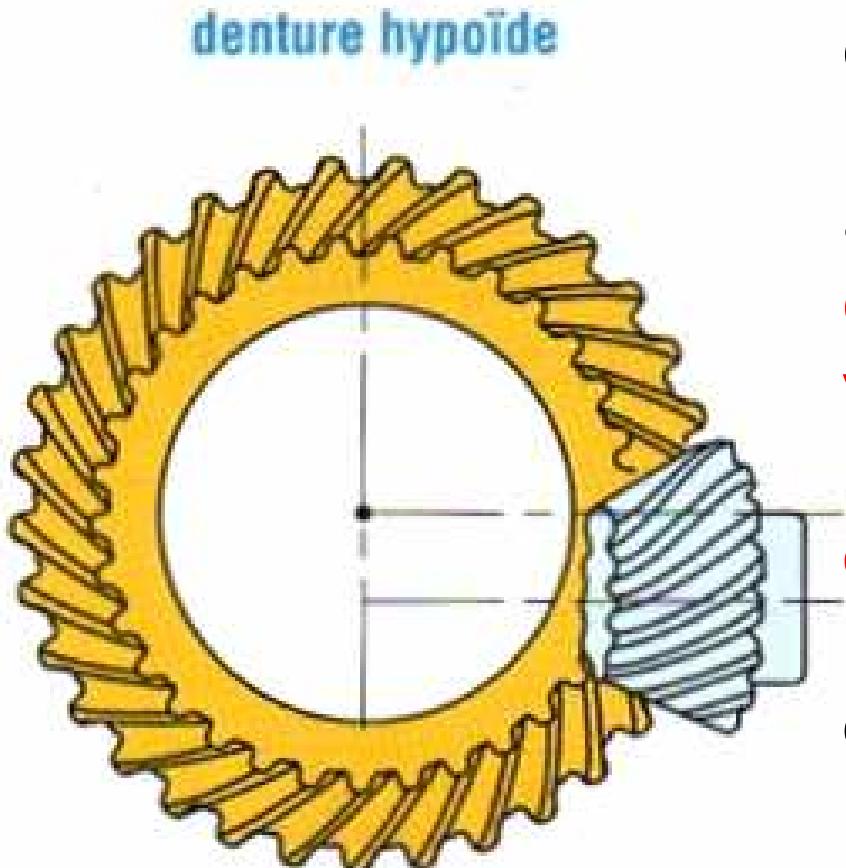
Engrenages coniques à denture hélicoïdale ou spirale : ils sont conçus sur le même principe que les engrenages droits.

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 à $\alpha_n = 20^\circ$ ou $14^{\circ}30'$, angle de spirale 35°).



Engrenages coniques à axes concourants

Principaux types



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

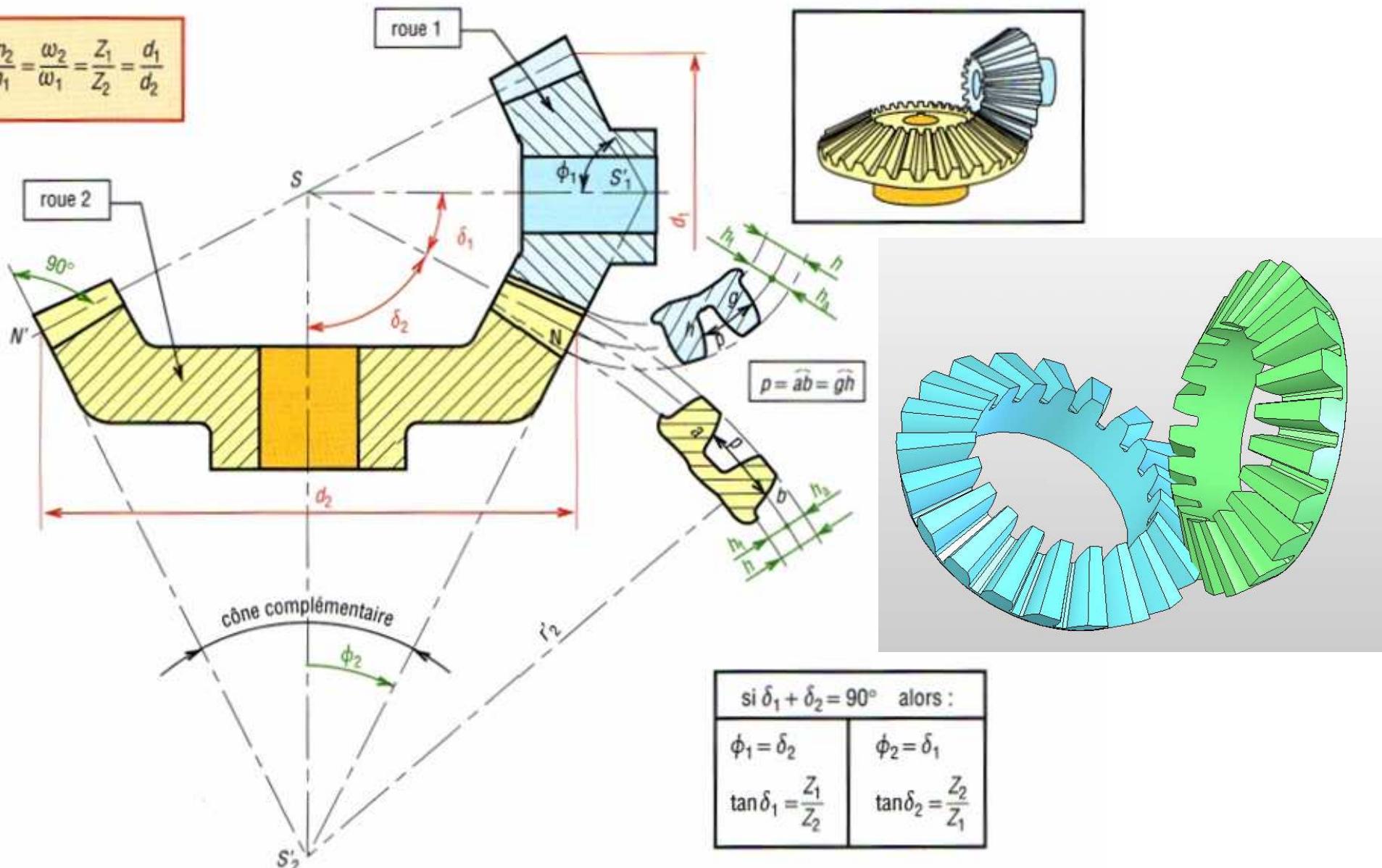
La taille et la forme de la dent (module m , pas p , d , d_f , d_h , h , ha , hf) sont définies à partir du plus grand cercle ou sur l'extrémité la plus large de la denture



Engrenages coniques à axes concourants

Caractéristiques des engrenages coniques à denture droite

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





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	ω	$\omega = (\pi \cdot n) / 30 \approx 0.1 n$ (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	δ	δ_1 (roue 1) δ_2 (roue 2)
angle de pression	α	valeur la usuelle $\alpha = 20^\circ$
angle de tête	δ_a	$\delta_a = \delta + \theta_a$
angle de creux	δ_f	$\delta_f = \delta - \theta_f$
angle de saillie	θ_a	$\tan \theta_a = 2m \cdot \sin \delta / d$
angle de creux	θ_f	$\tan \theta_f = 2,5m \cdot \sin \delta / d$
angle de hauteur	θ	$\theta = \theta_a + \theta_f$



Engrenages coniques à axes concourants

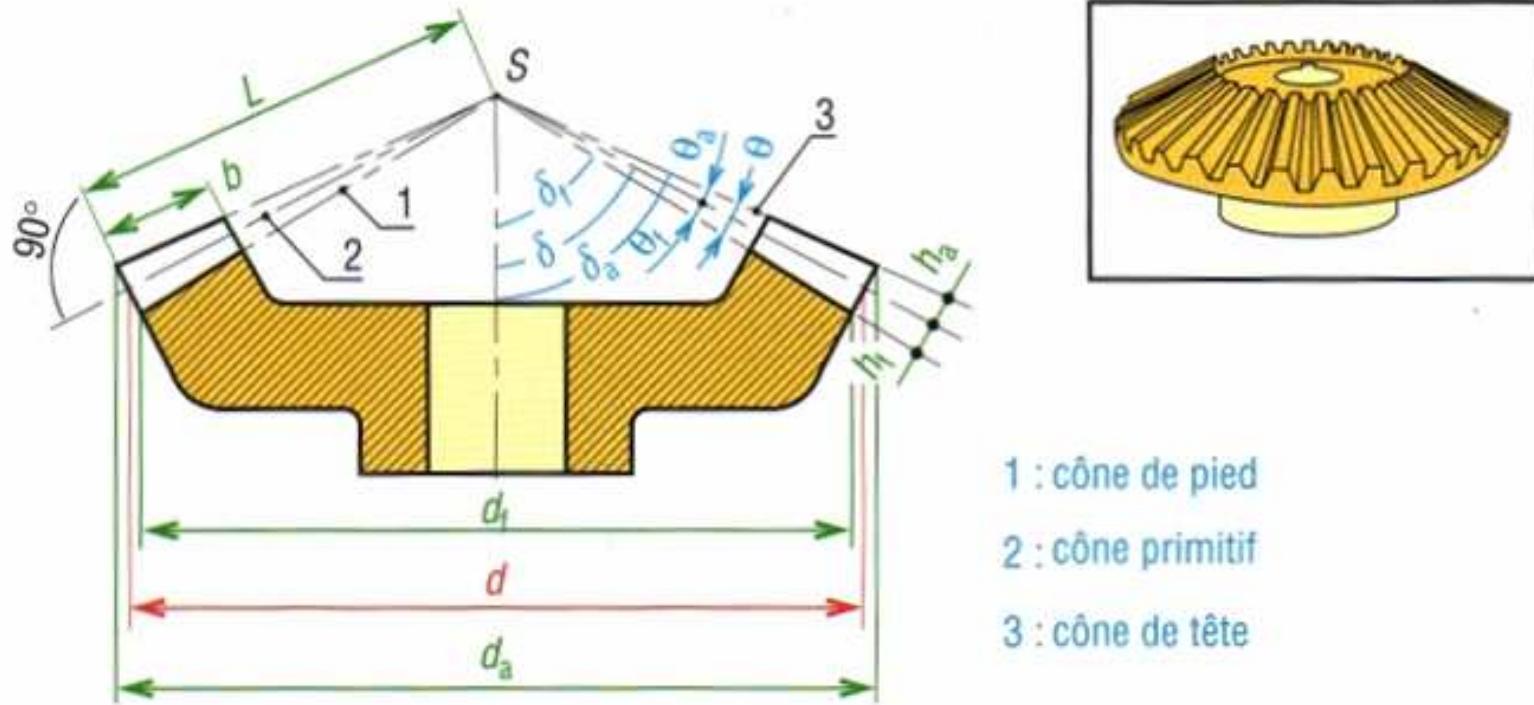
Caractéristiques des engrenages coniques à denture droite

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 ($S'_2N\dots$), 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'engrenement, 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**.

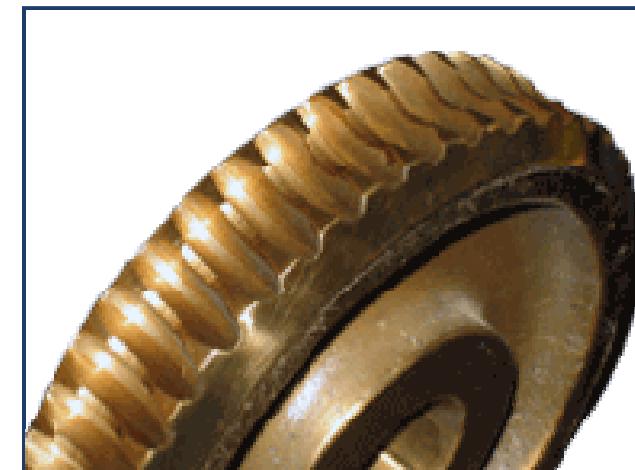
Contrepartie : un glissement et un frottement important provoquent un **rendement médiocre**.

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

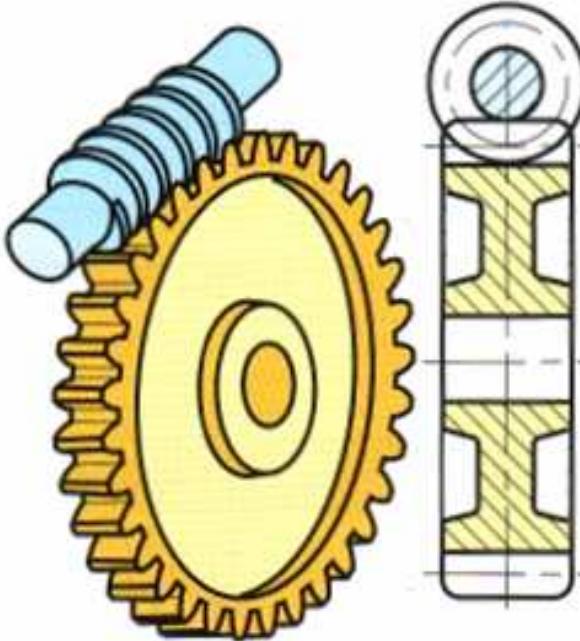




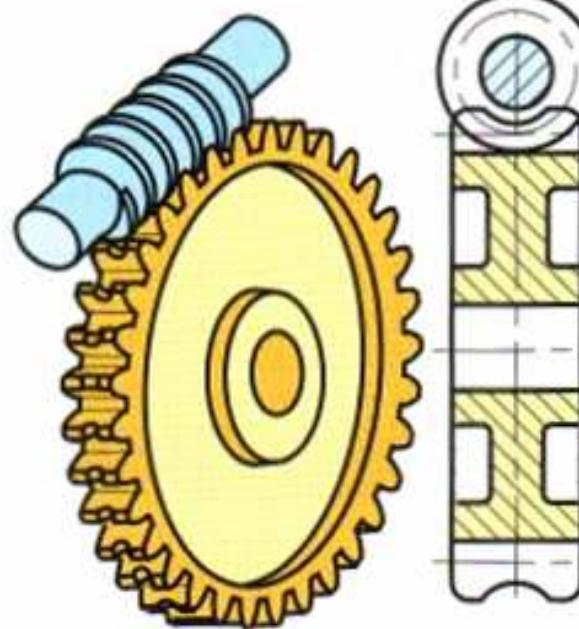
Engrenages roue et vis sans fin

Principales familles

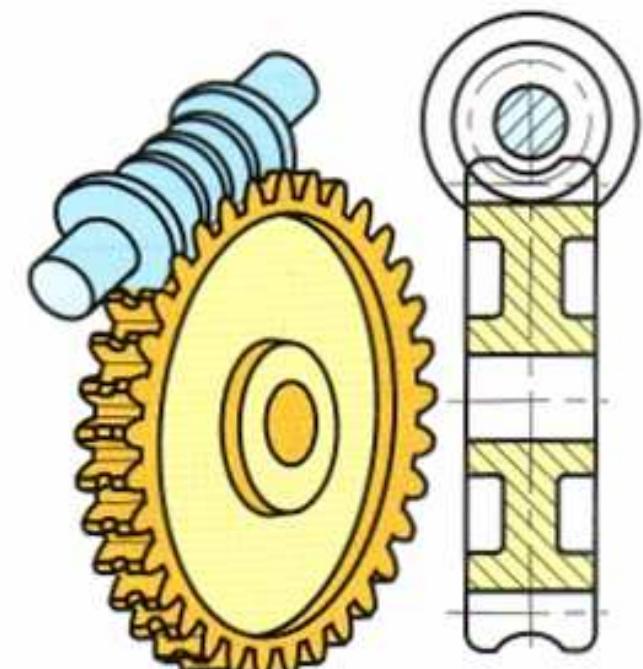
Vis sans fin
avec roue cylindrique



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	β_V	irréversibilité si $\beta_V < 6^\circ$ à 10°
angle d'hélice roue	β_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	ω	$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \approx 0,1n$ (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 $\frac{a}{3} \leq d_V \leq \frac{a}{1,7}$
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	α_n	commun à la vis et à la roue valeur : $14^{\circ}30'$, 20° , 25° et 30°
angle de pression axial vis	α_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.

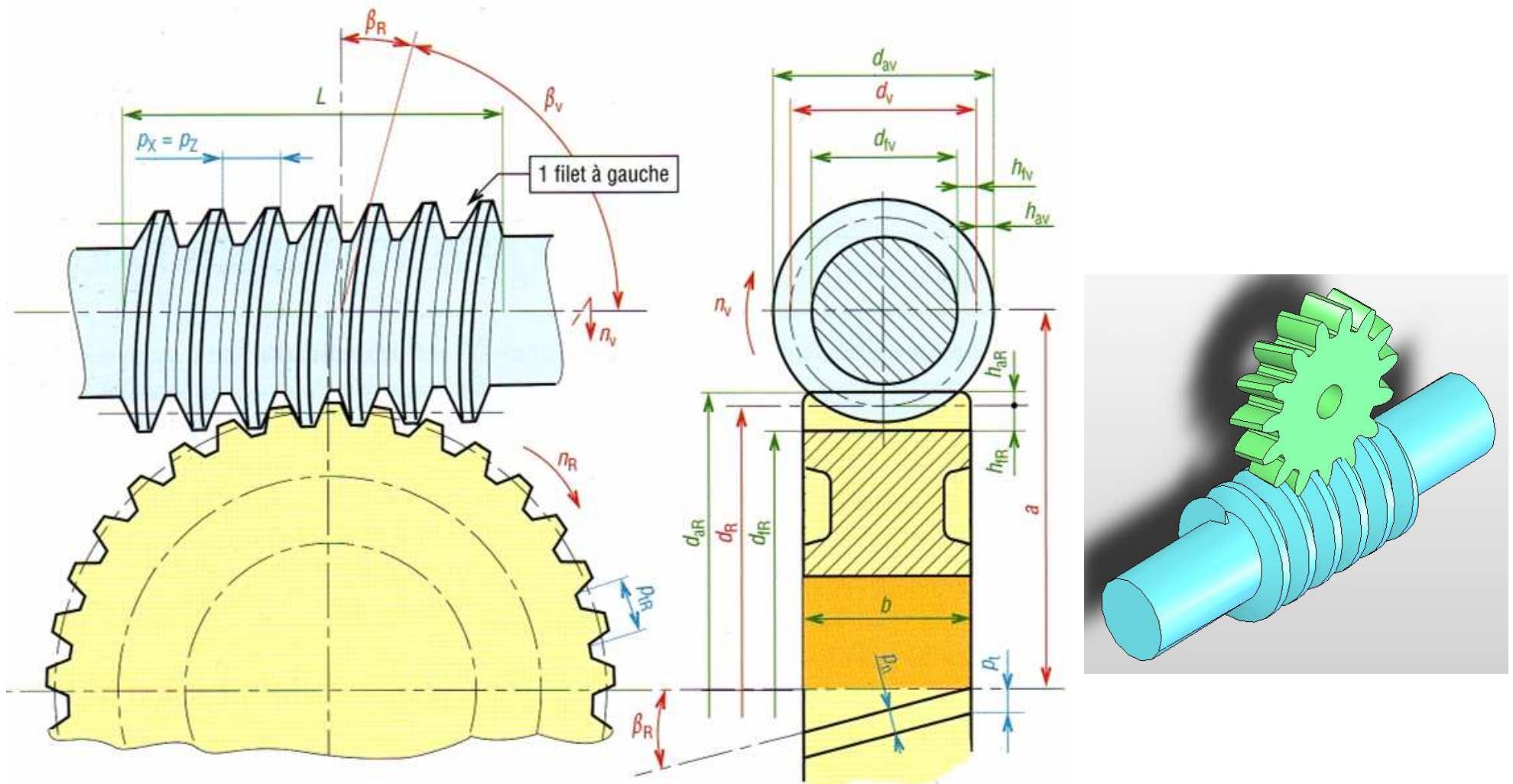
Le **pas de l'hélice** p_z représente le pas du filet, ou d'un des filets, de la vis ($p_z = Z_v \cdot p_x$ et $\tan \beta_R = p_z / \pi d_v$).

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 ($p_x = p_{t_R}$).



Engrenages roue et vis sans fin

Caractéristiques cinématiques et géométriques



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

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

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

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

$$\begin{array}{l} p_{IR} = p_X \\ p_n = p_{nV} = p_{nR} \end{array}$$

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 β_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**.

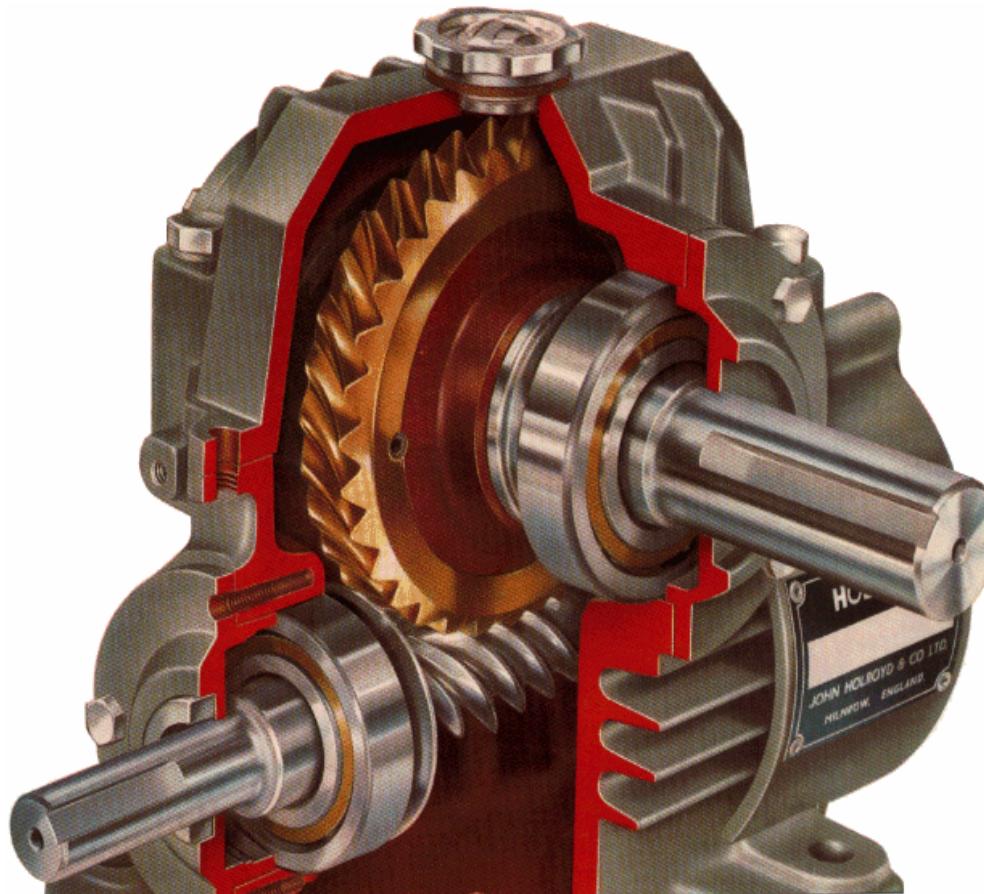
Ce phénomène est comparable à l'irréversibilité du système vis écrou.

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





Engrenages roue et vis sans fin

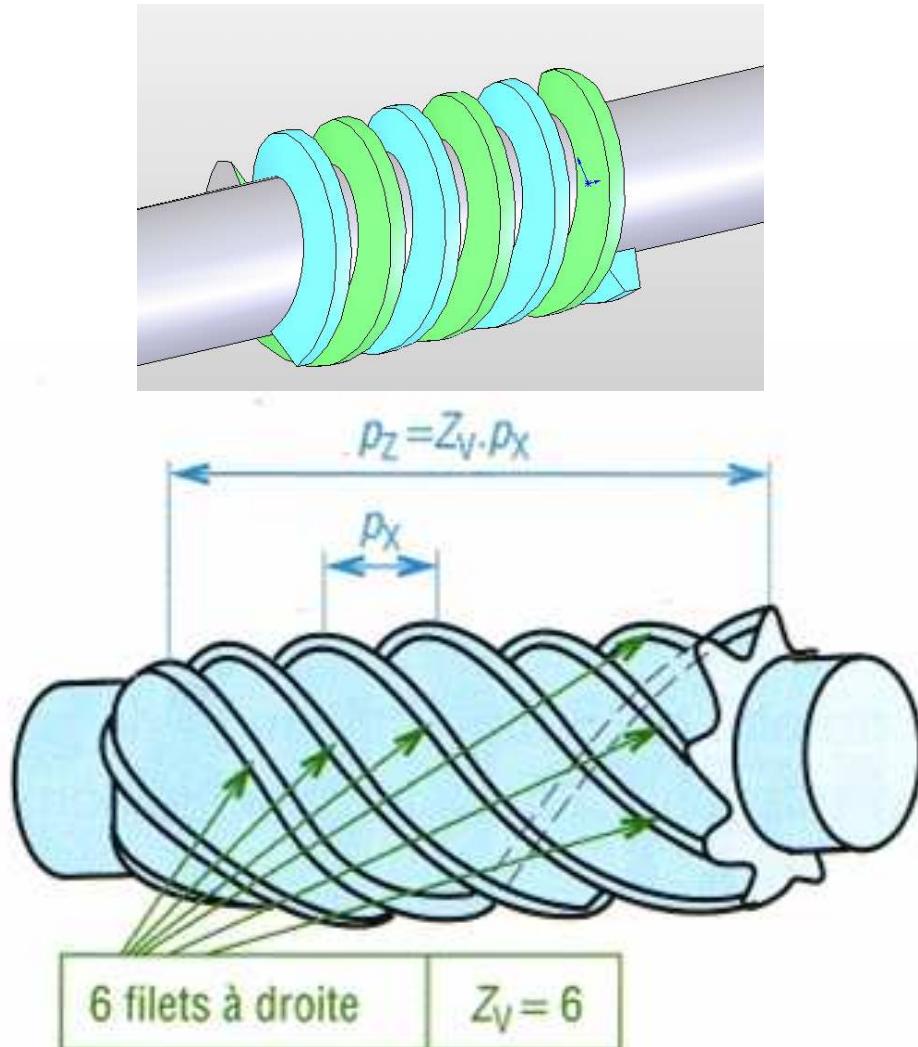


Réducteur à vis sans fin

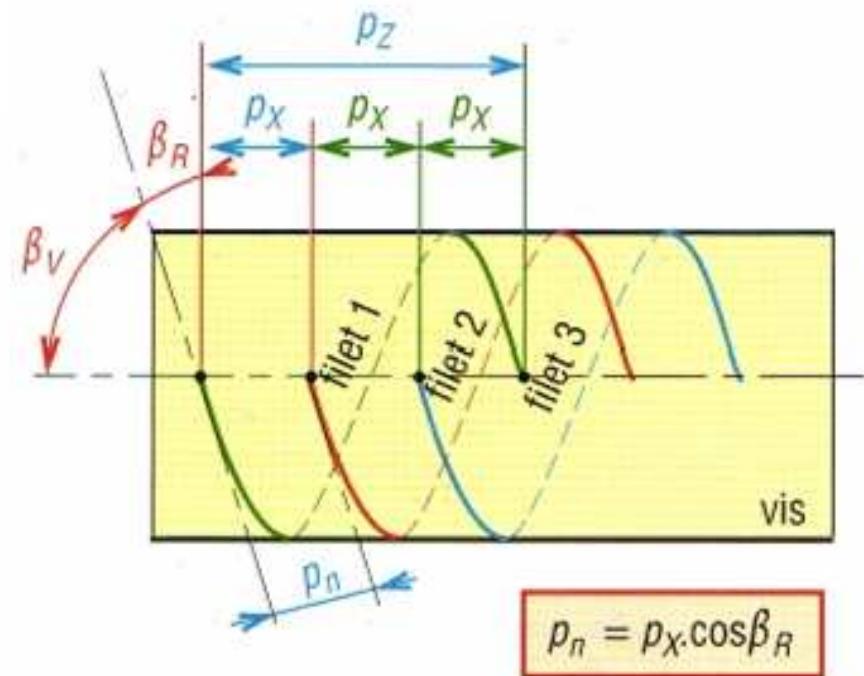


Engrenages roue et vis sans fin

Irréversibilité du système roue et vis



Cas d'une vis à six filets.

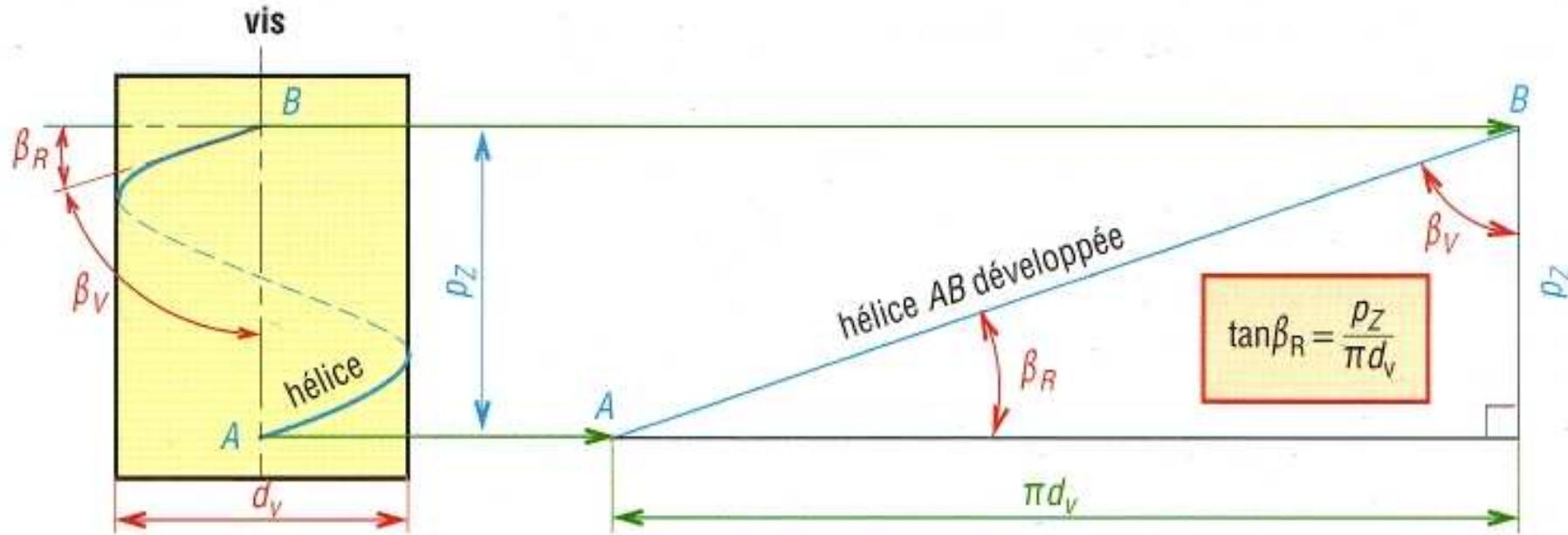


Position des filets dans le cas
d'une vis à trois filets.



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, composés 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.



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 $0,4$ μm . 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 (2π), angle de pression 20° , 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° . 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° 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° (hélice à droite), l'angle de pression normal de 20° 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 (β) varie entre 0 et 40° .

Tracer le graphe $a = f(\beta)$



Exercice 8

Un engrenage droit à denture hélicoïdale se compose d'un pignon de 20 dents engrènant avec une roue de 60 dents. L'angle de pression normal est de 20° , 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 engrènant avec une roue de 54 dents. Le module est de 4 mm, l'angle de pression de 20° 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 β .

Exercice 11

Une vis à deux filets a un angle d'inclinaison β de 20° 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

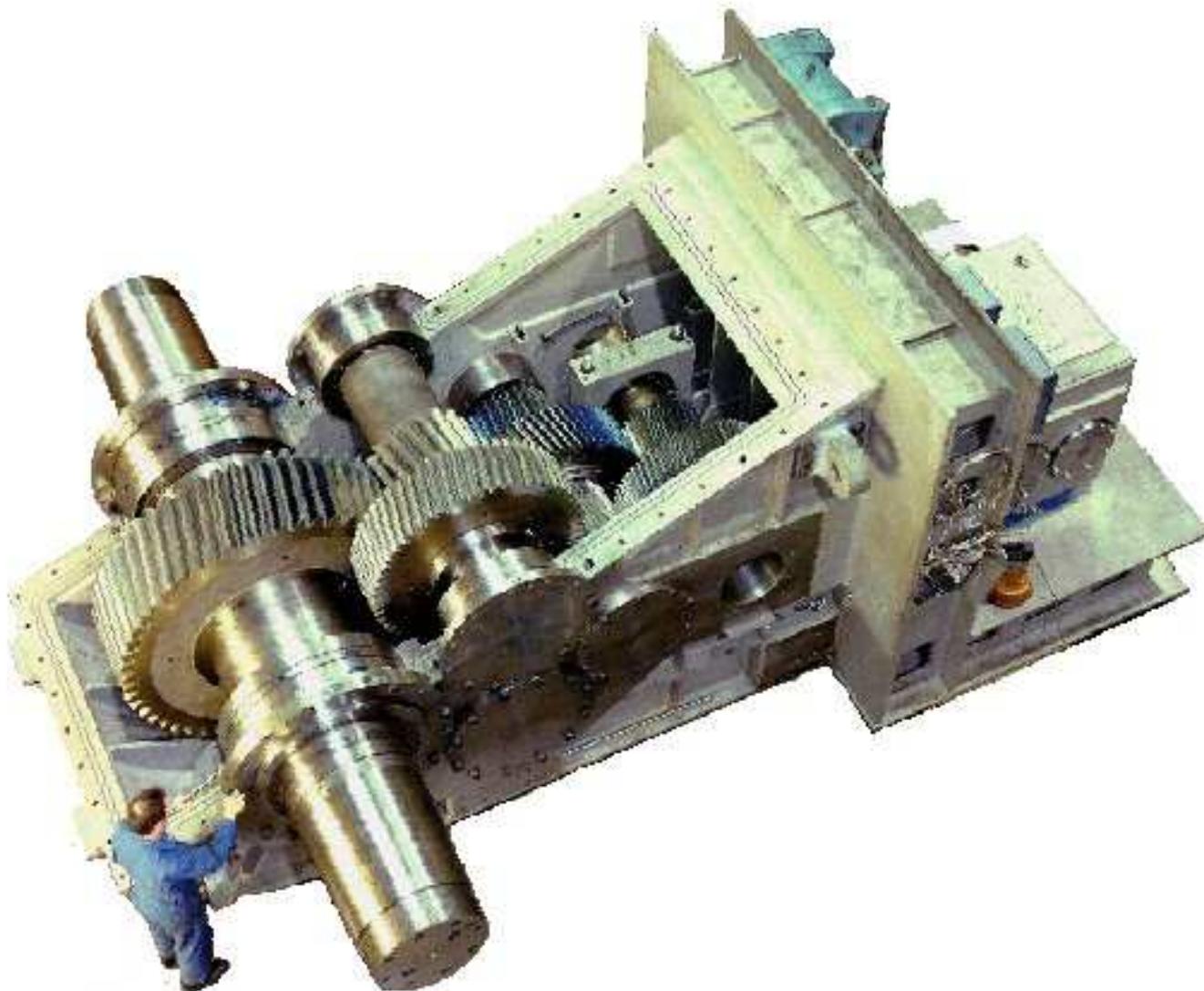
Les carters ou bâtis doivent être aussi rigides que possibles (alliages légers ou fonte grise FGL pour les petites puissances, fonte GS ou acier moulé pour les fortes puissances et construction soudée pour les grandes tailles).

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 ($1/8 \leq Z_1/Z_2 \leq 8$).



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.

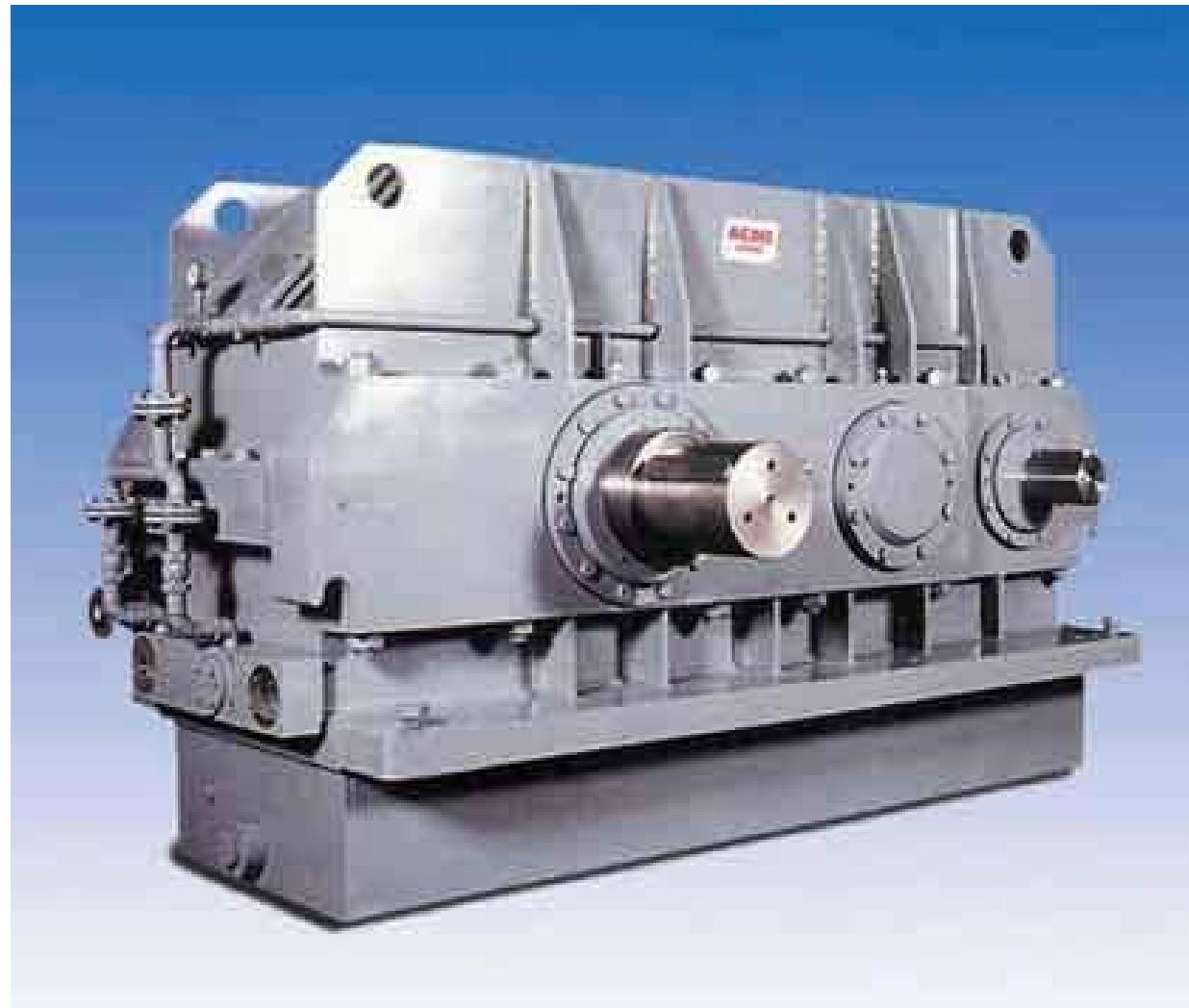
Dans la plupart des applications, les trains fonctionnent en réducteur (**réduisent la vitesse et augmentent le couple**).





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

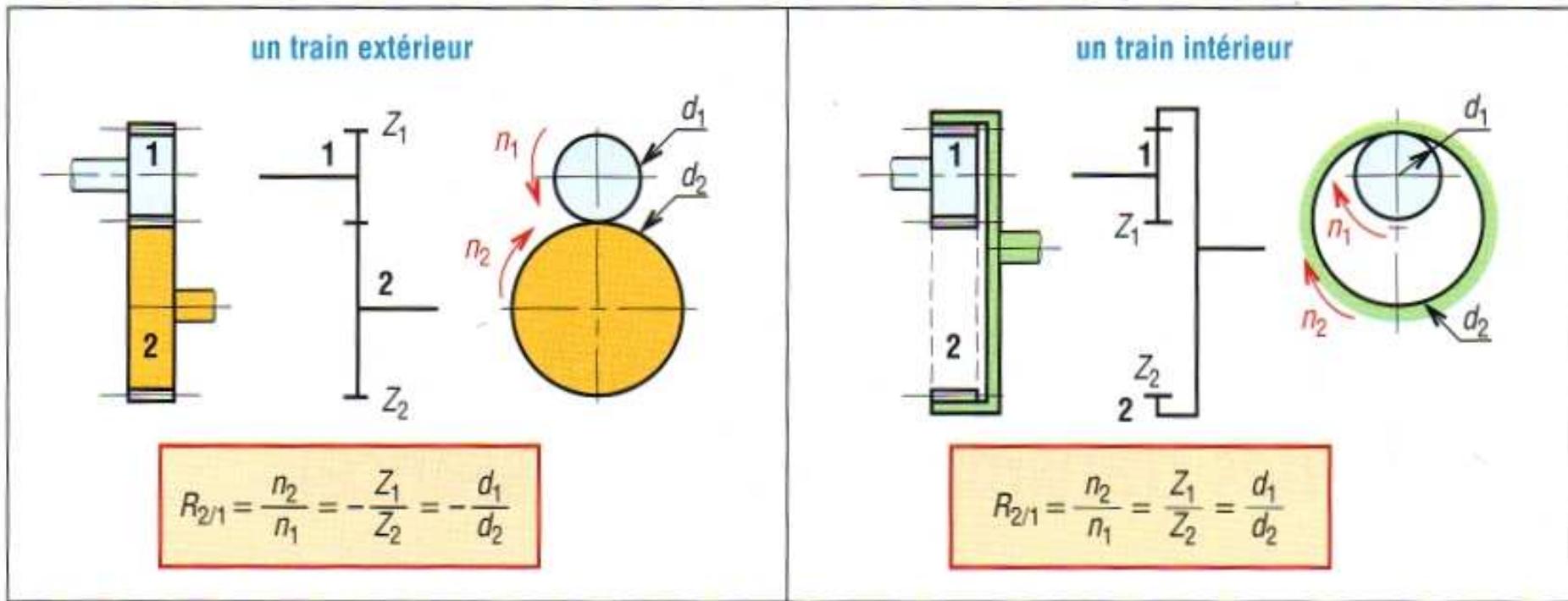
Schémas cinématiques (normalisation)							
 hélicoïdale	 chevron	 roue intérieure	 roue conique	 roue extérieure	 roue et crémallière		
denture extérieure	denture intérieure						
 engrenages droits	 engrenages droits	 spirale	 à vis globique	 roue creuse vis tangente			



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



Trains d'engrenages

Etude des trains classiques

Exemple 1

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

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

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



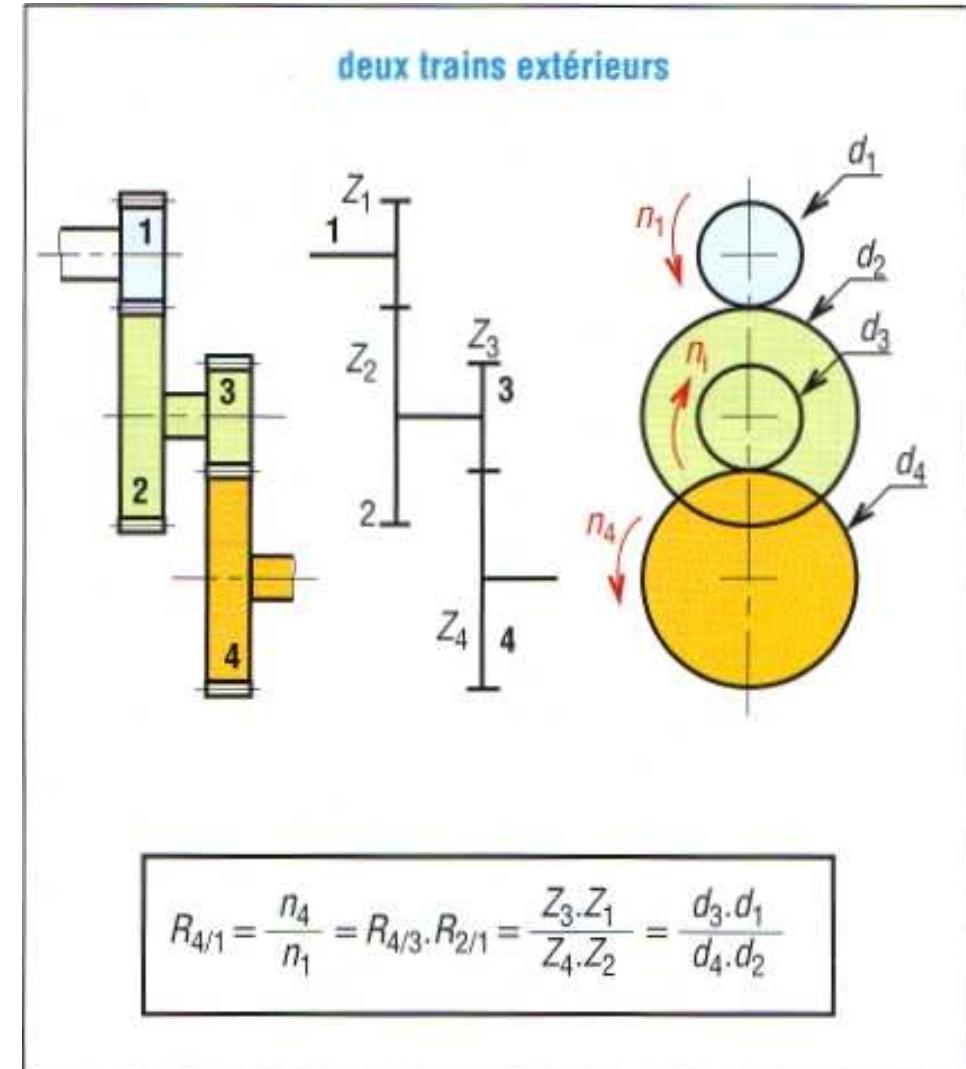
Trains d'engrenages

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.





Trains d'engrenages

Etude des trains classiques

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 $n_1 = n_2 = n_3$

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

$$n_4 = n_1 \cdot R_{4/2} = 1500 / 6 = 250 \text{ tr/min}$$

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



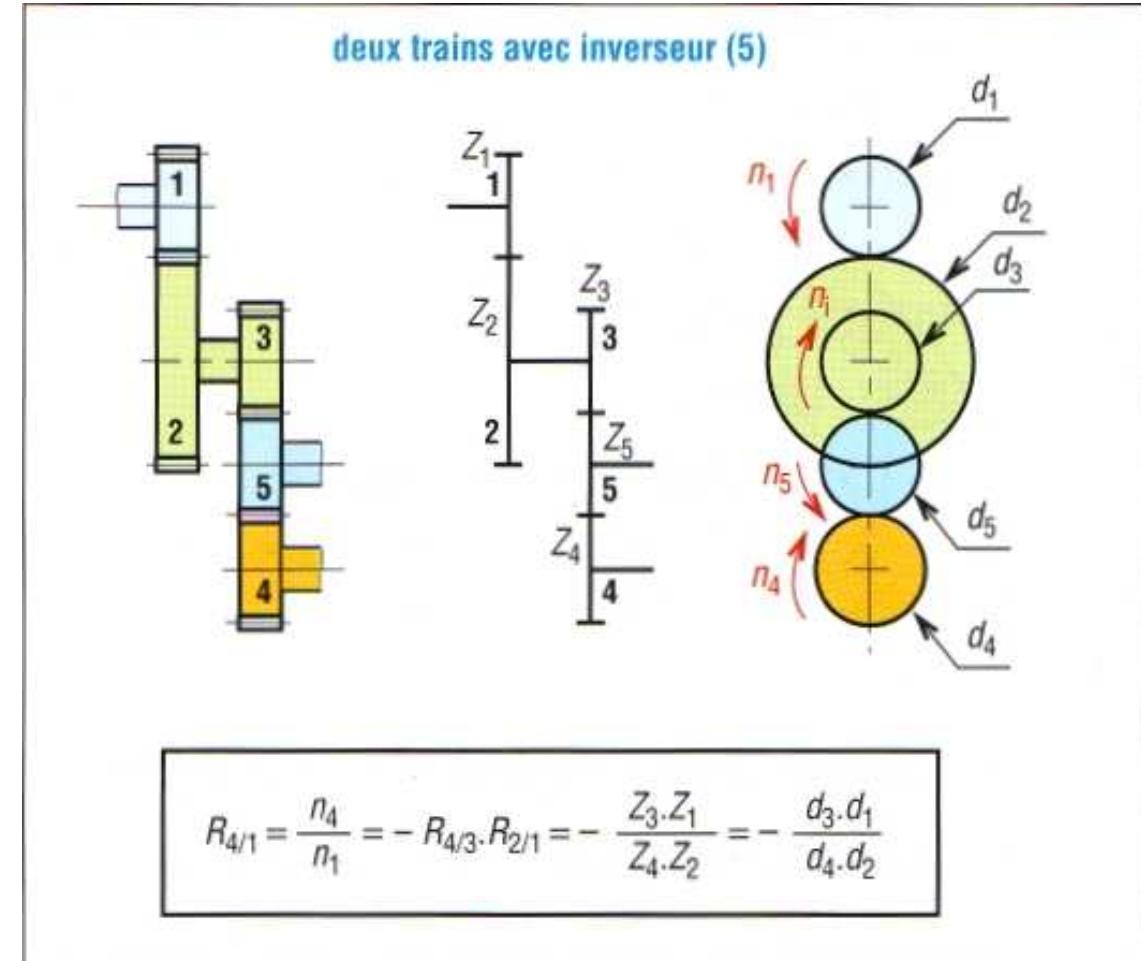
Trains d'engrenages

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

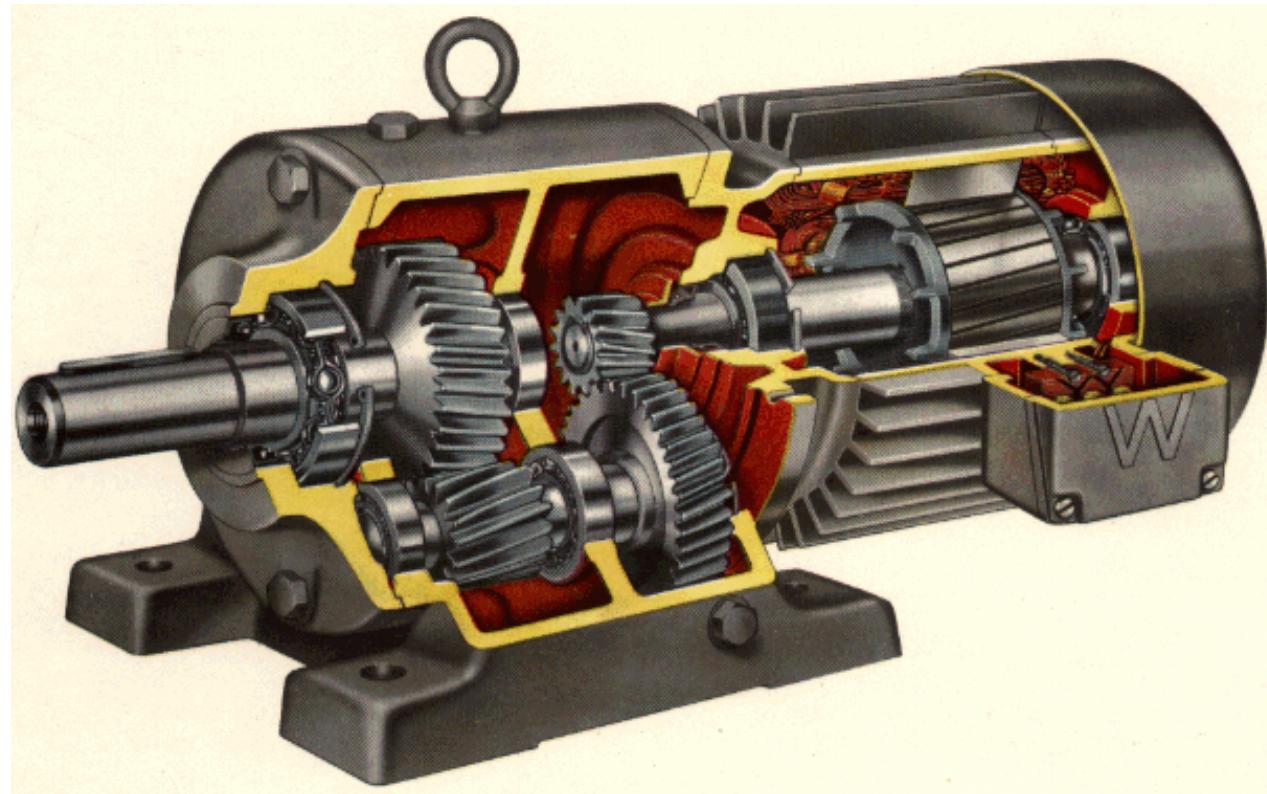


Remarque : cette roue peut aussi être intercalée entre 1 et 2 (même résultat).



Trains d'engrenages

Etude des trains classiques



Moto réducteur



Trains d'engrenages

Etude des trains classiques

Exemple 3

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

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

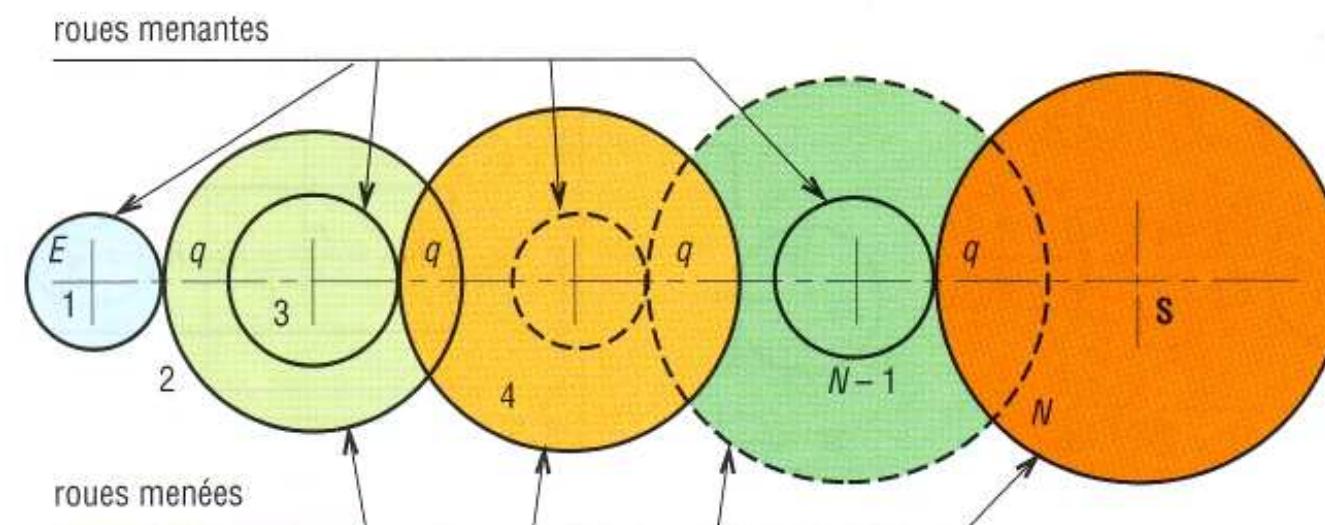
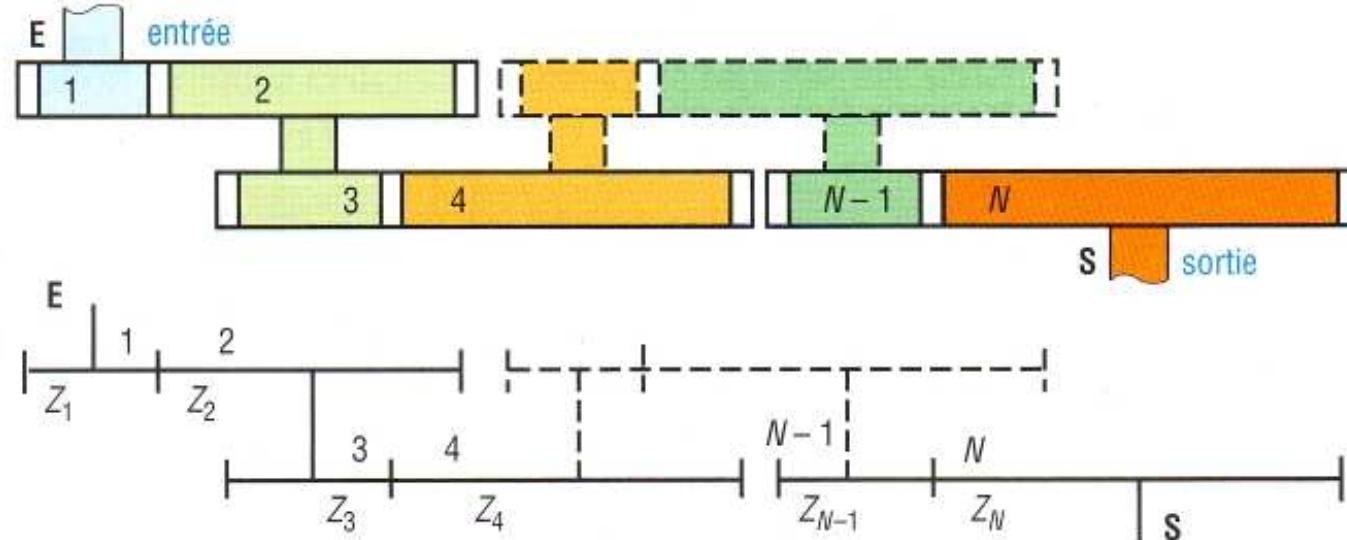
Z_5 est éliminé des calculs par simplification et n'intervient pas sur le résultat. $n_4 = n_1 \cdot R_{4/1} = -250 \text{ tr/min}$



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

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

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 ($y = 3$).

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

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

$$n_6 = n_1 \cdot R_{6/2} = 1500 \cdot (-1/30) = -50 \text{ tr/min}$$



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.



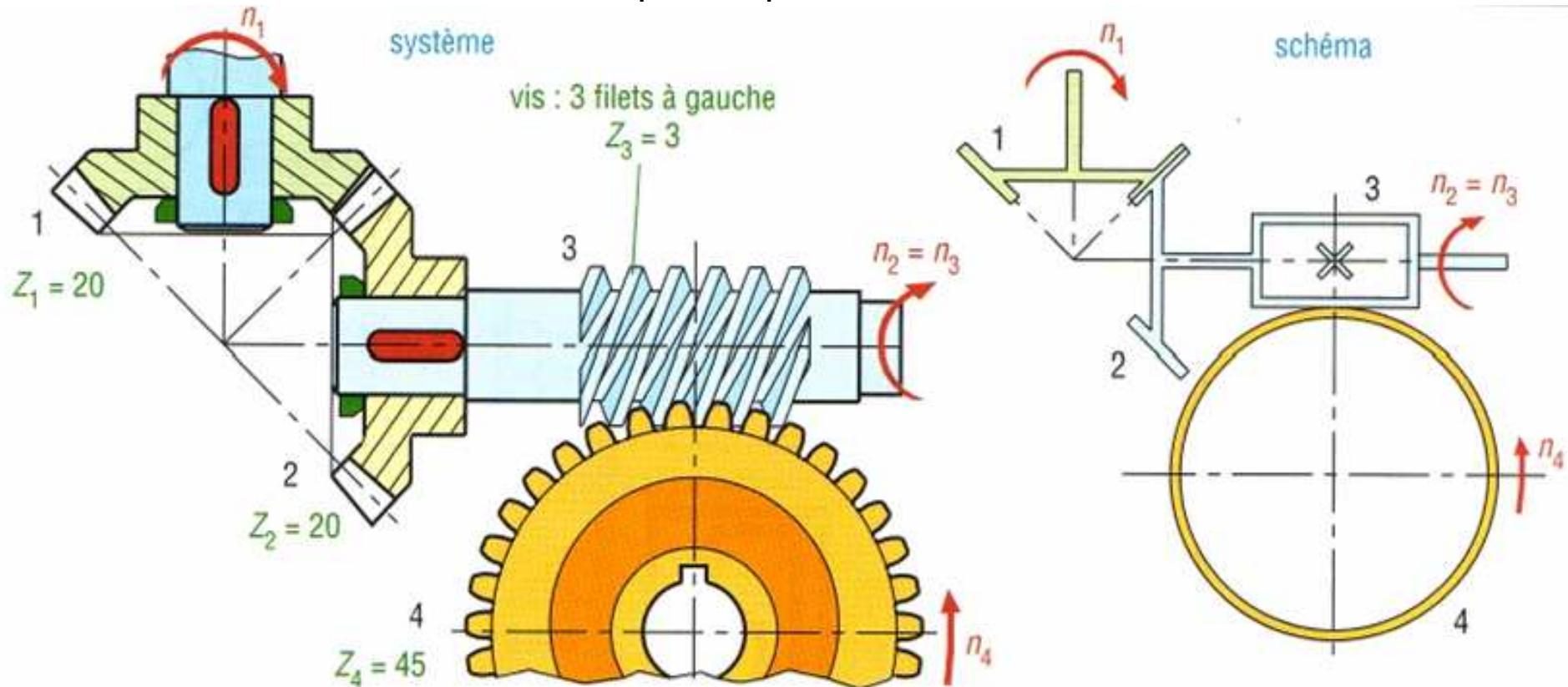
Trains d'engrenages

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 $n_1 = 1\ 500 \text{ tr/min.}$





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 épicycloïdaux 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.

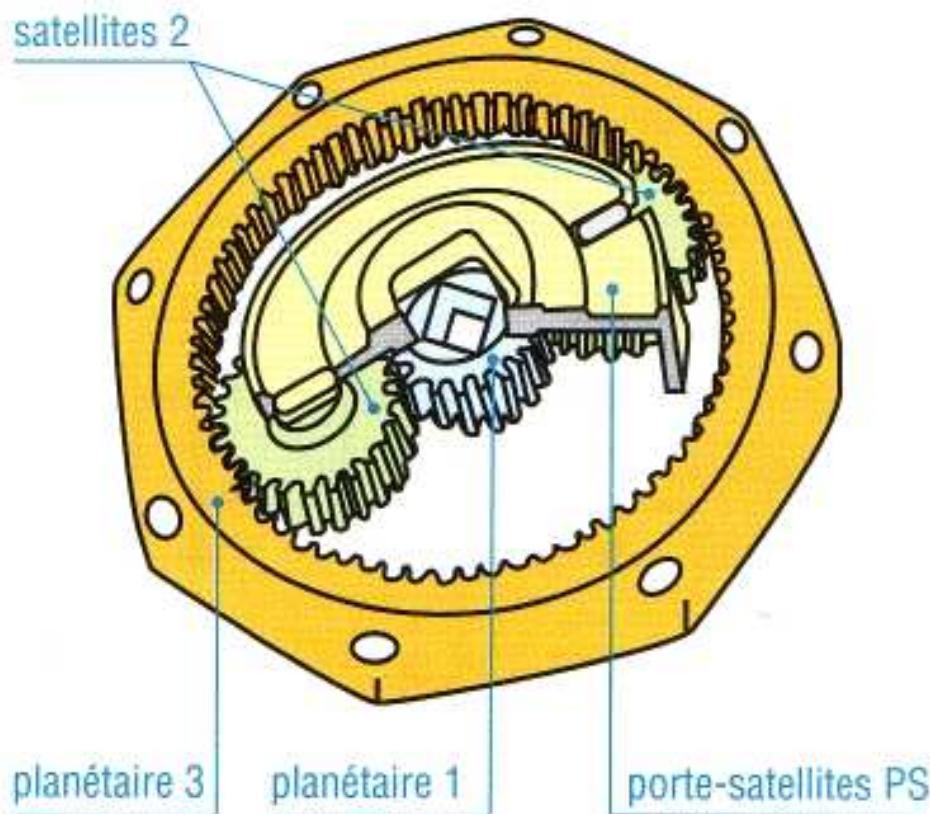
Une particularité permet de les identifier : les axes de rotation des roues appelées **satellites** ne sont pas fixes dans le bâti mais tourbillonnent par rapport aux autres roues



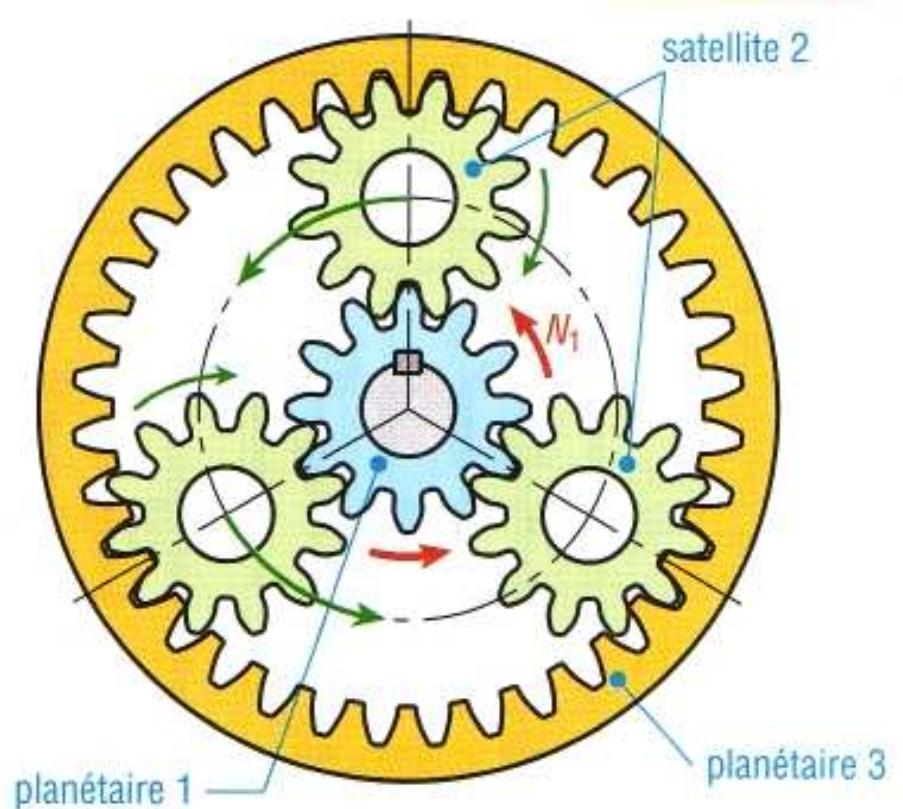
Trains d'engrenages

Trains épicycloïdaux ou planétaires

Train épicycloïdal simple



*Train épicycloïdal simple
avec deux satellites*



Configuration à trois satellites



Trains d'engrenages

Trains épicycloïdaux ou planétaires



Démontage d'un train épicycloïdal





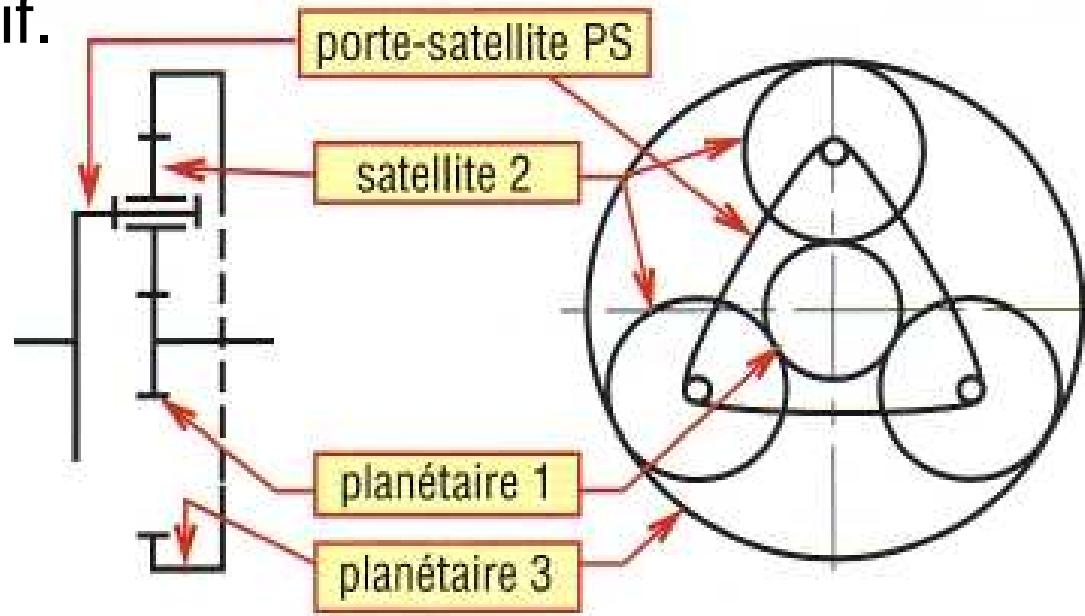
Trains d'engrenages

Trains épicycloïdaux 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.

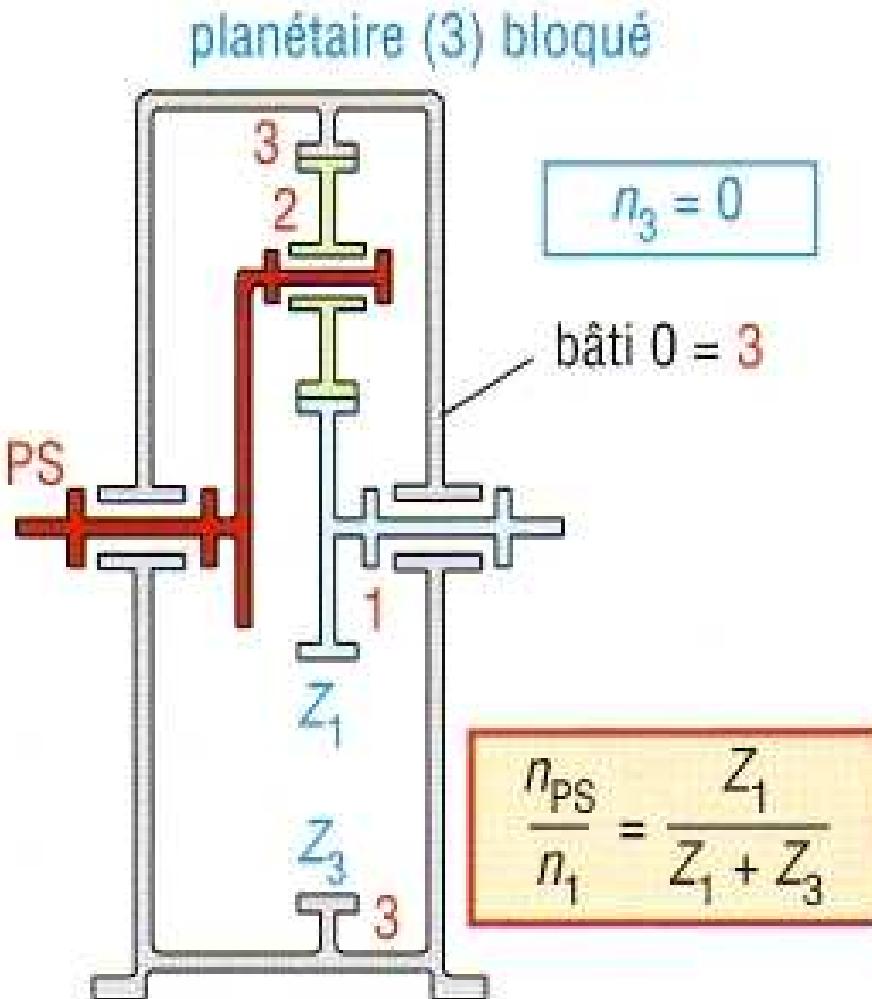




Trains d'engrenages

Trains épicycloïdaux ou planétaires

Cas usuels de fonctionnement

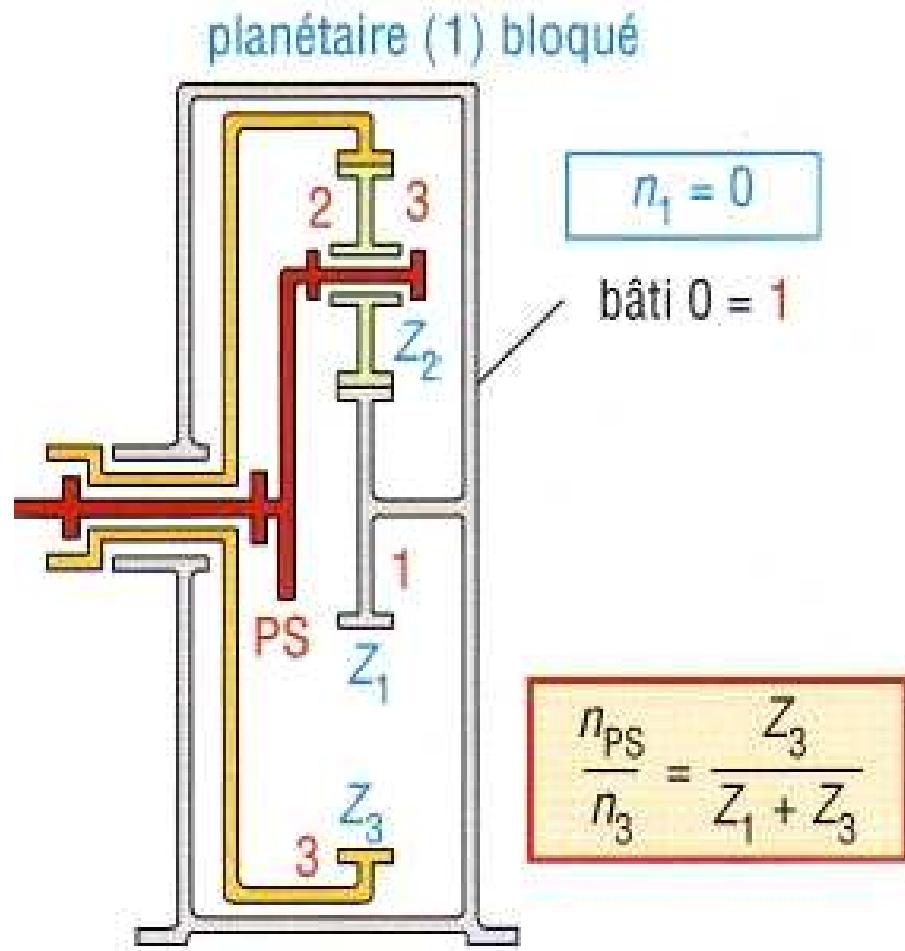




Trains d'engrenages

Trains épicycloïdaux ou planétaires

Cas usuels de fonctionnement

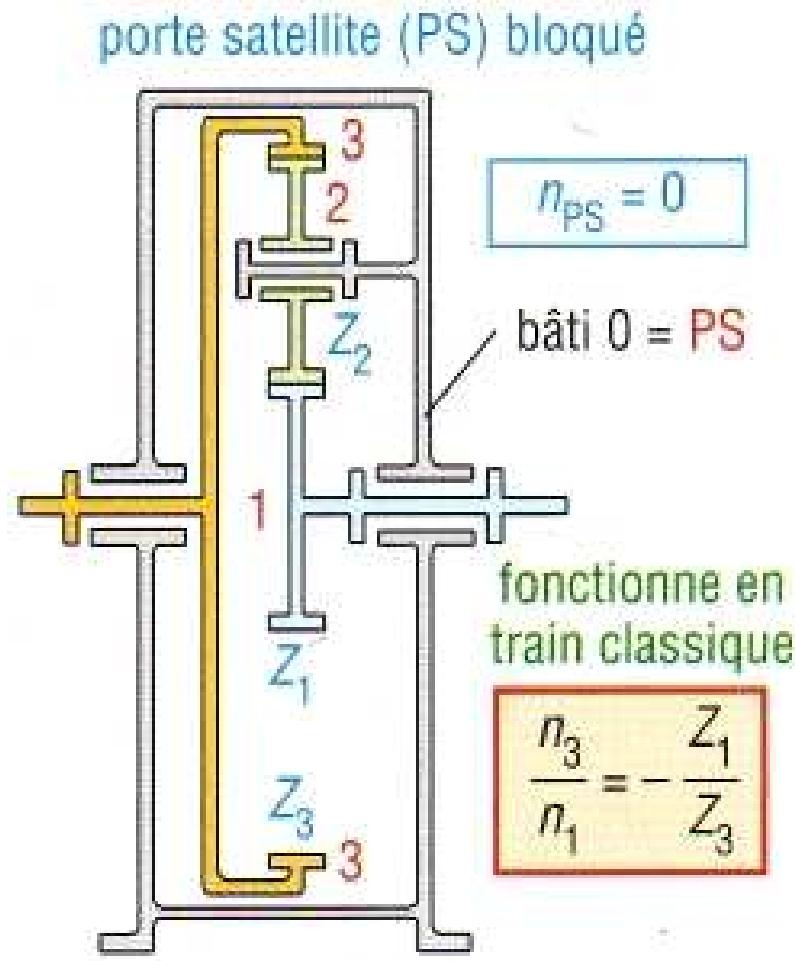




Trains d'engrenages

Trains épicycloïdaux ou planétaires

Cas usuels de fonctionnement





Trains d'engrenages

Trains épicycloïdaux 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 épicycloïdaux ou planétaires



Train épicycloïdal avec embrayage à fourchette



Trains d'engrenages

Trains épicycloïdaux 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.

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

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

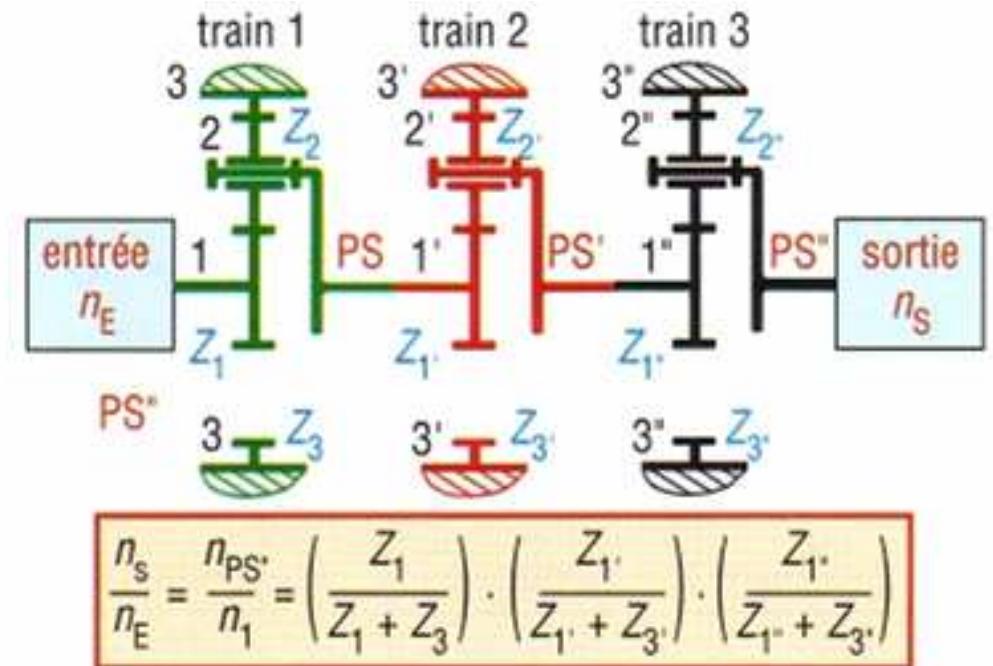
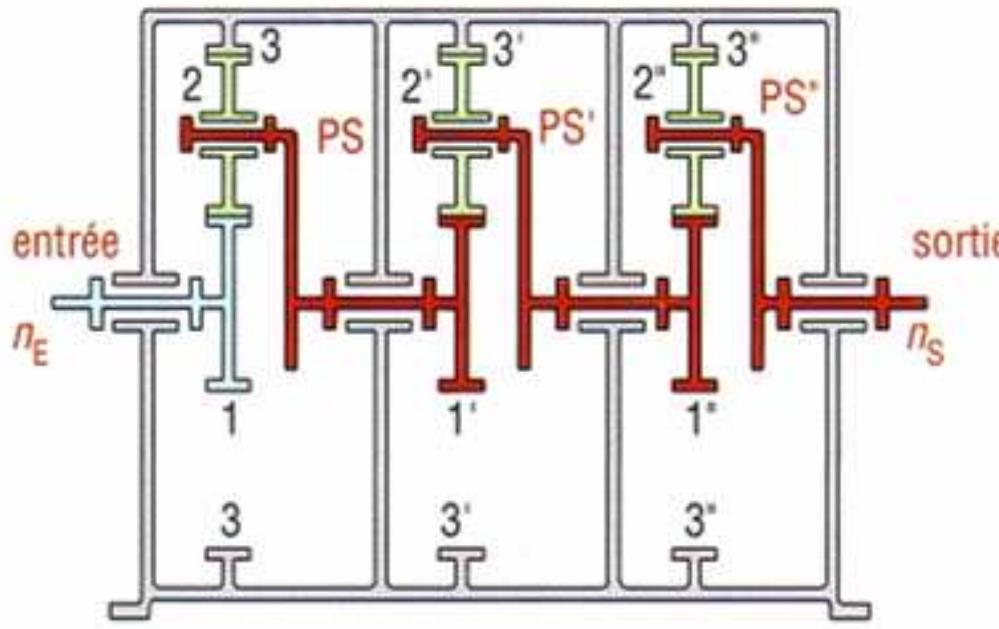
Remarque géométrique utile : $d_3 = d_1 + 2d_2$
autrement dit, $mZ_3 = mZ_1 + 2mZ_2$ soit, $Z_3 = Z_1 + 2Z_2$
(vérifiée pour l'exemple : $80 = 20 + 2 \cdot 30$)



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

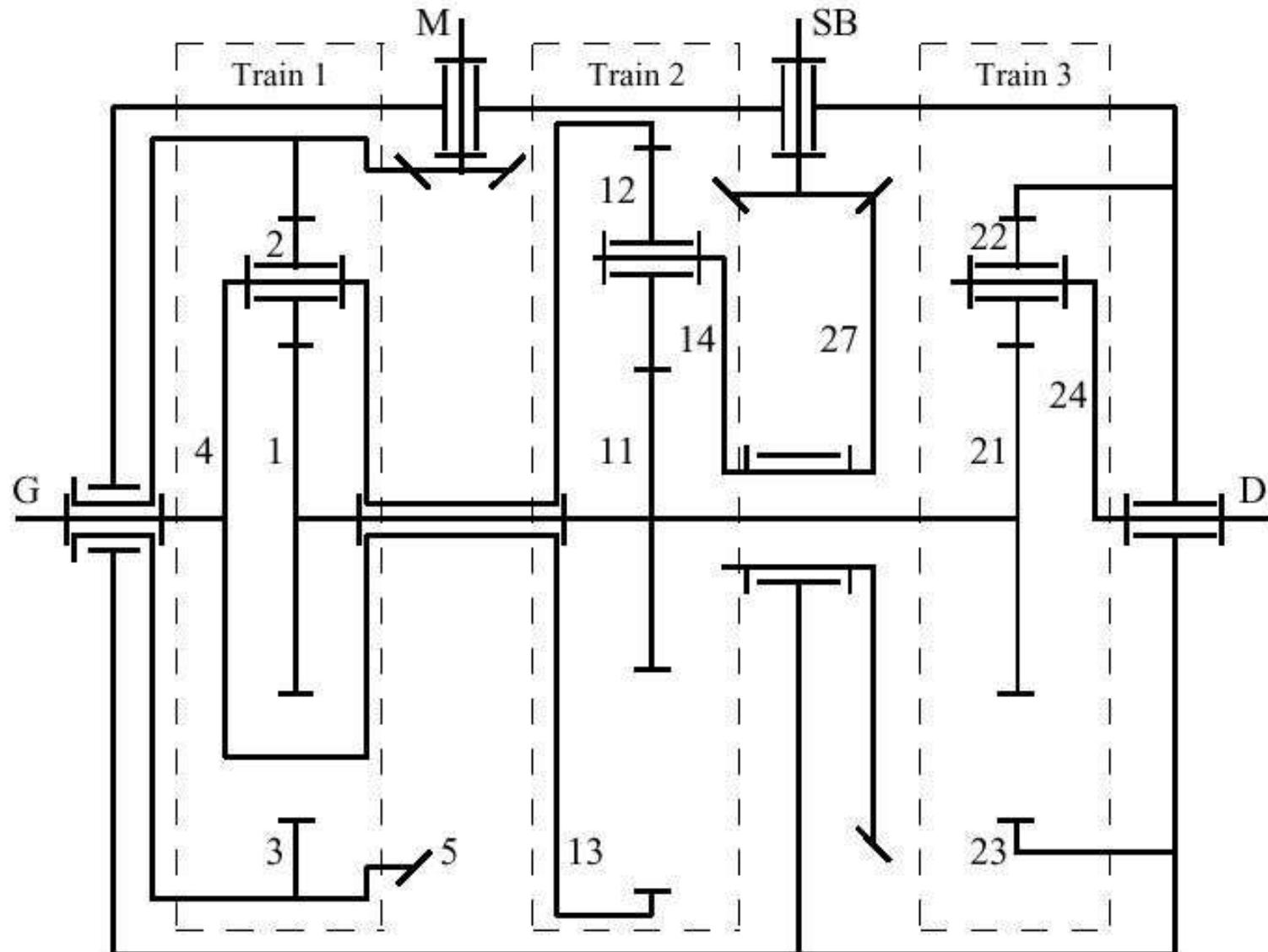
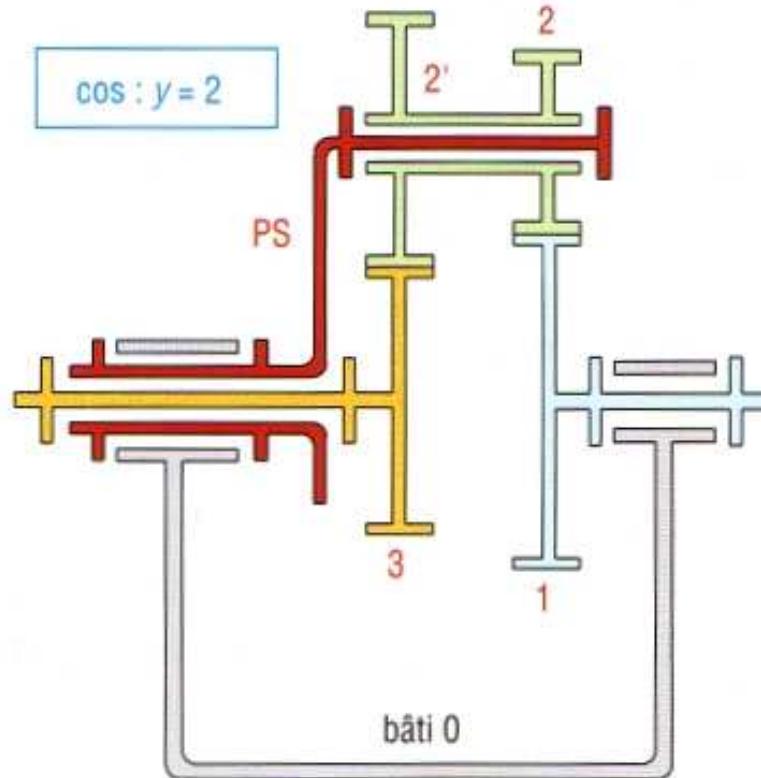


Figure 6 : schéma cinématique de l'essieu



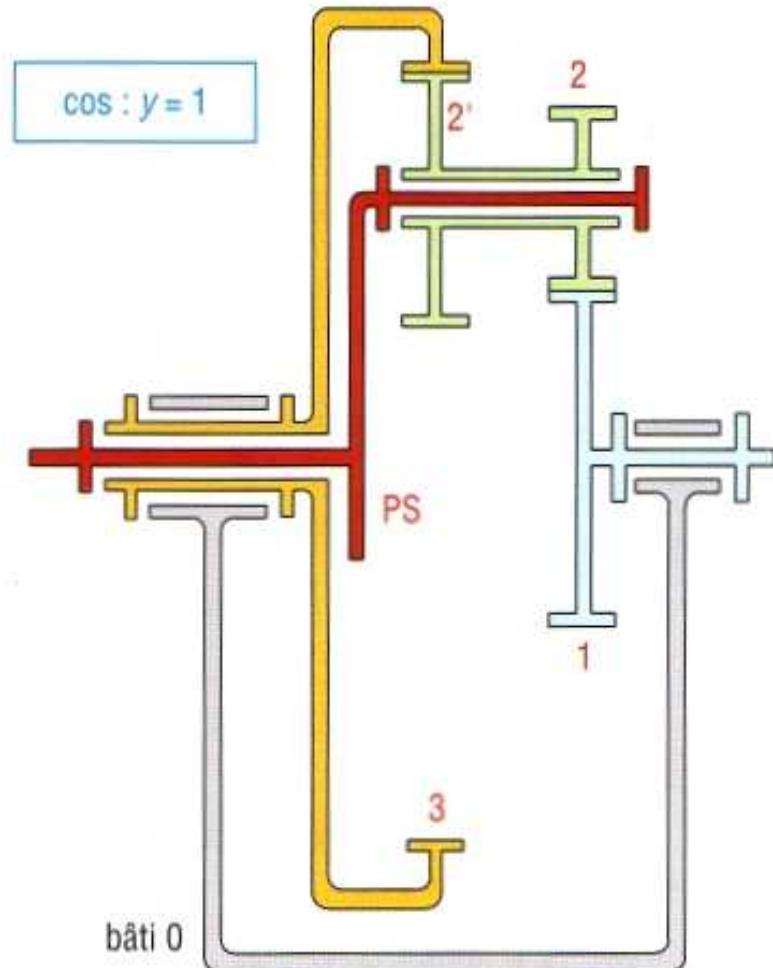
Trains d'engrenages

Trains épicycloïdaux avec satellites à deux roues



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 épicycloïdaux 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.

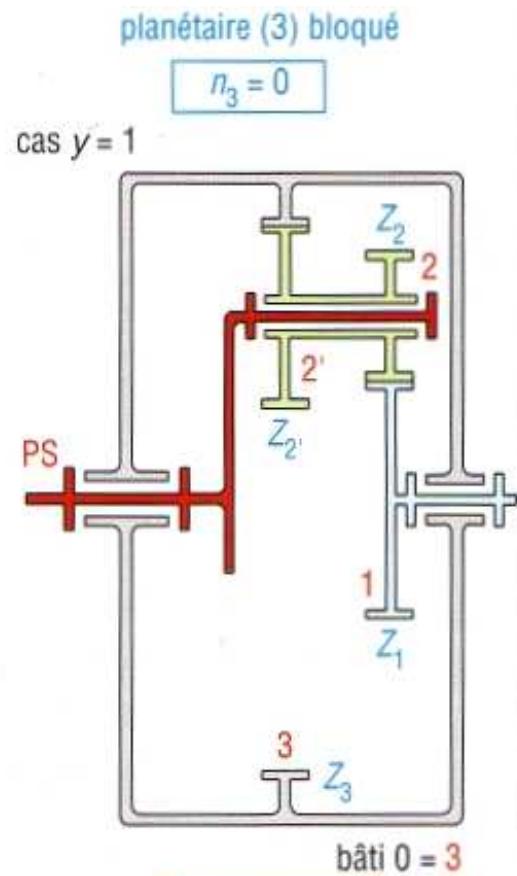
Comme précédemment, le fonctionnement n'est possible que si l'un des trois éléments de base (1, 3 ou PS) est bloqué ou entraîné par un autre dispositif.



Trains d'engrenages

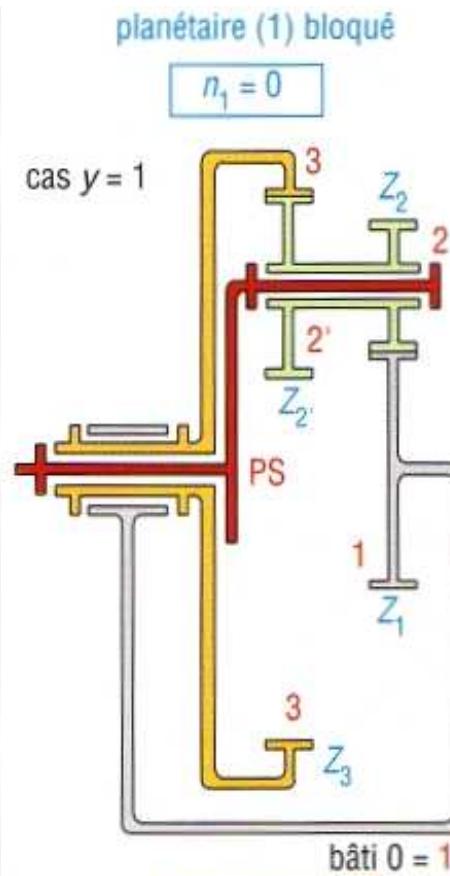
Trains épicycloïdaux avec satellites à deux roues

Cas usuels de fonctionnement

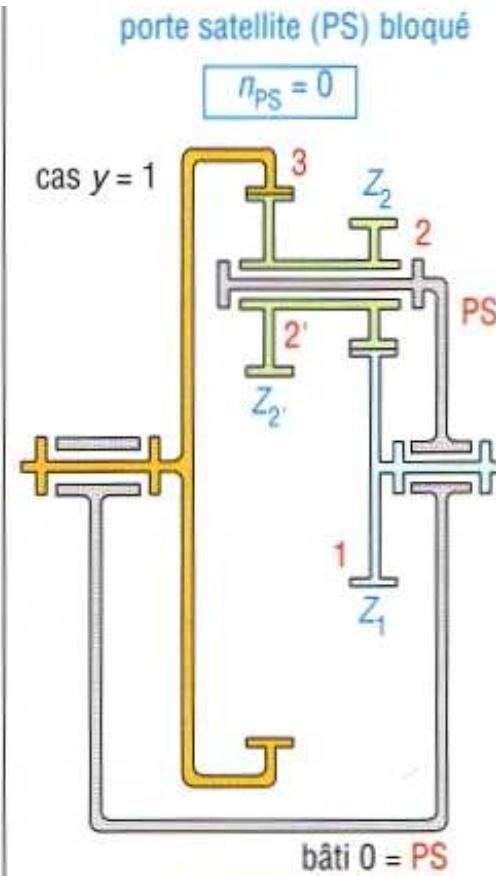


$$\frac{n_{PS}}{n_1} = \frac{1}{1-r}$$

$$\text{avec : } r = (-1)^y \cdot \frac{Z_3 \cdot Z_2}{Z_{2'} \cdot Z_1}$$



$$\frac{n_3}{n_{PS}} = \frac{r-1}{r}$$



$$\frac{n_3}{n_1} = \frac{1}{r}$$

fonctionne en train classique



Trains d'engrenages

Trains épicycloïdaux 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 épicycloïdaux 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 épicycloïdaux 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 $m_1 = m_2 = m$

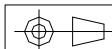
$$Z_1 + Z_2 = Z_3 - Z_2$$

(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

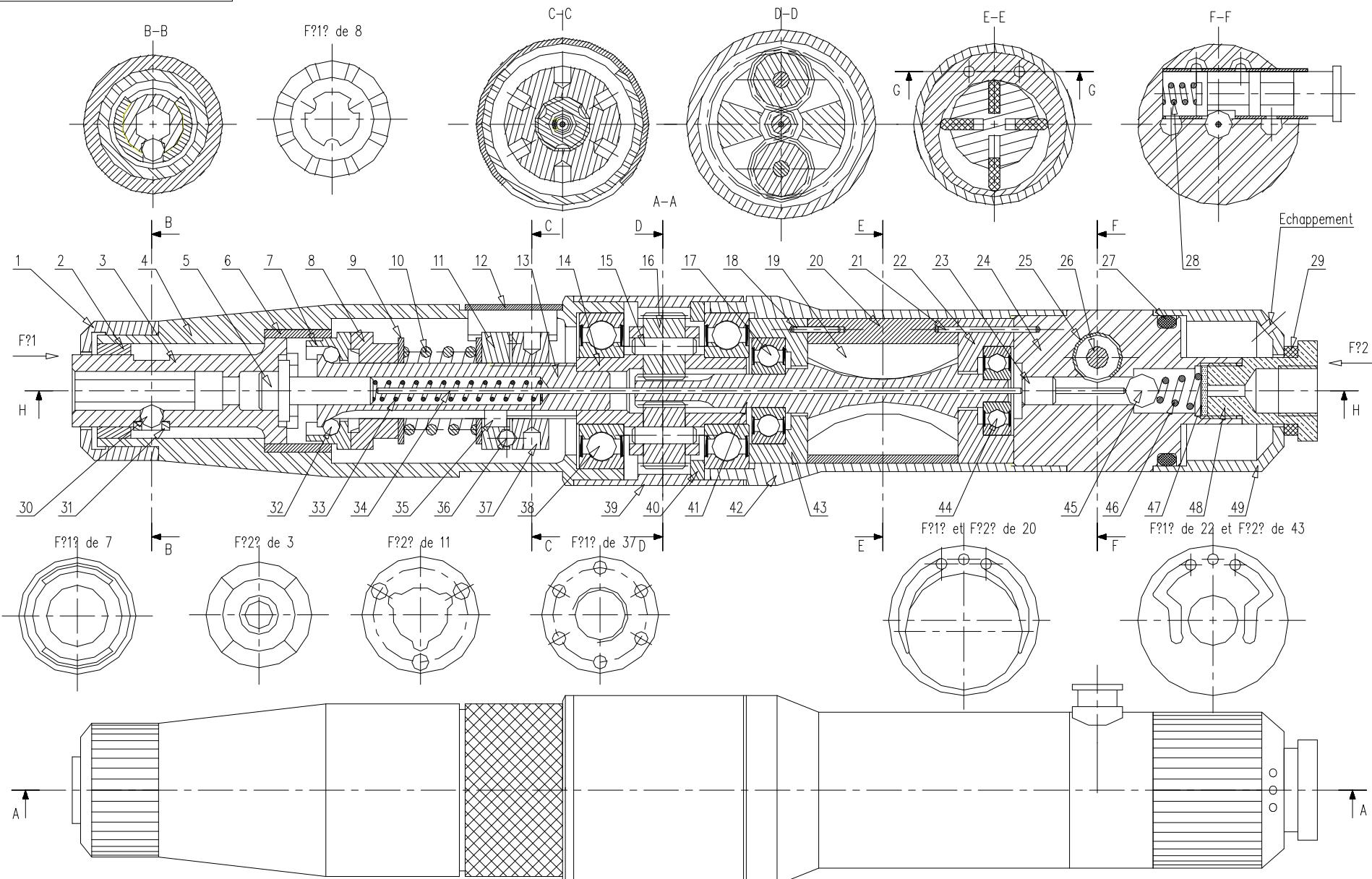
Dessiné par : SOULE René

DOSSIER TECHNIQUE

NOM DU THEME : VISSEUSE PNEUMATIQUE SD4
PRESENTATION DU MECANISME

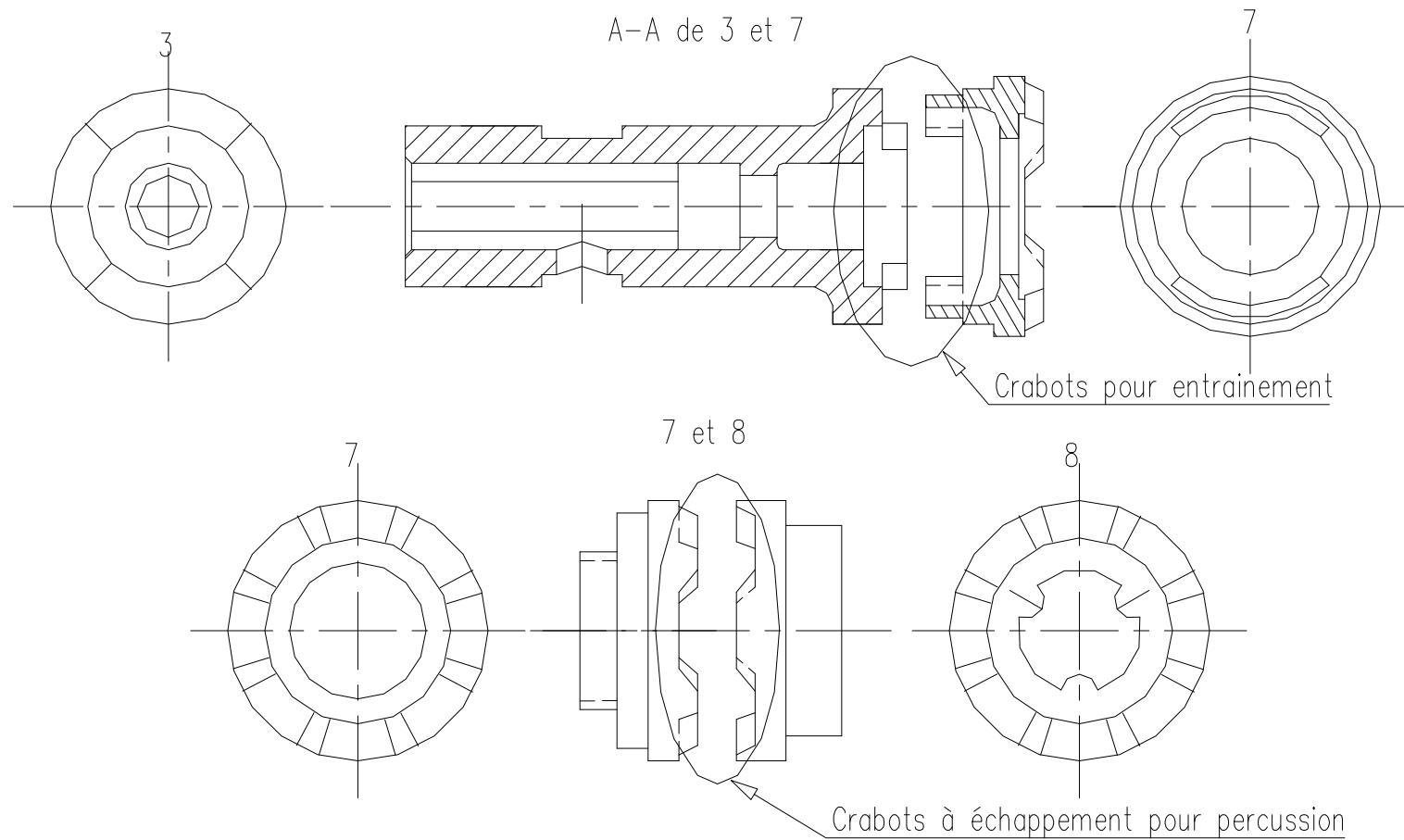
T 1 /

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



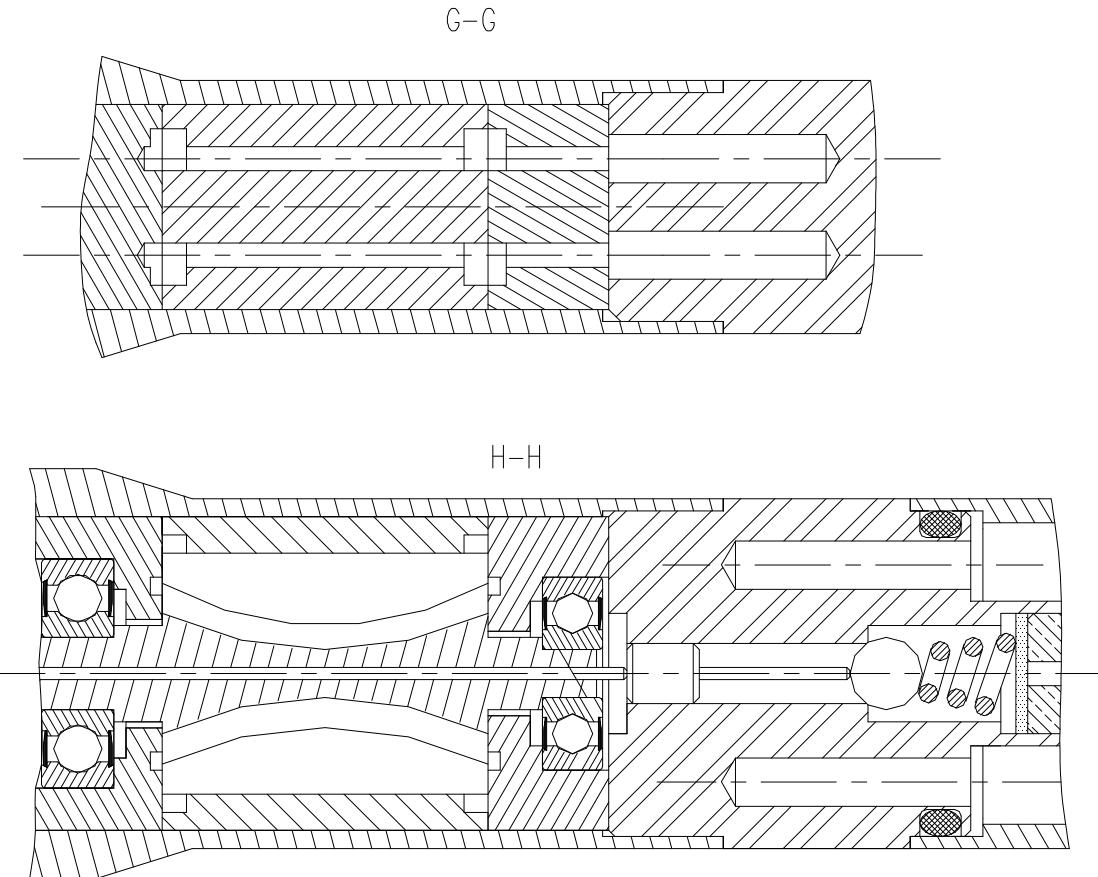


Détail d'un mécanisme de visseuse pneumatique





Détail d'un mécanisme de visseuse pneumatique





REPÈRE	NOMBRE	DESIGNATION	MATIERE	OBSERVATIONS
1	1	Bouchon	Acier	Moleté
2	1	Bague de guidage	Bronze	Fritté
3	1	Douille porte-embouts	Acier	
4	1	Nez	Aluminium	
5	1	Butée	Acier	
6	1	Bague de guidage	Bronze	Fritté
7	1	Douille à crabots pour entraînement et percussion	Acier	Traité
8	1	Douilles à crabots pour percussion	Acier	Traité
9	2	Rondelle plate	Acier	Traité
10	1	Ressort de compression	Acier	
11	1	Butée réglable	Acier	
12	1	Capot permettant l'accès au réglage du couple de serrage	Matière Pl.	Moleté
13	1	Arbre de sortie de réducteur	Acier	
14	1	Porte-satellites	Acier	
15	2	Axe de satellite	Acier	
16	2	Satellite : m=0,5 mm ; Z=22 dents	Acier	Traité
17	1	Roulement à billes : 6 BC 02 EE		6 x 19 x 6
18	1	Goupille de positionnement	Acier	
19	4	Palette	Matière Pl.	
20	1	Stator du moteur à palettes	Acier	Traité
21	1	Goupille de positionnement	Acier	
22	1	Flasque côté obturateur	Acier	
23	1	Poussoir	Acier	
24	1	Corps du distributeur d'air	Aluminium	
25	1	Tube du distributeur	Acier	
26	1	Tiroir d'inversion du sens de rotation	Aluminium	
27	1	Joint torique 21,76 x 2,62		
28	1	Ressort de compression	Acier	
29	1	Bague	Matière Pl.	
30	1	Bille de verrouillage	Acier	
31	1	Collier ouvert	Acier	
32	13	Billes	Acier	
33	1	Ressort de compression	Acier	
34	1	Tige poussoir	Acier	
35	3	Galet	Acier	

NOMENCLATUR



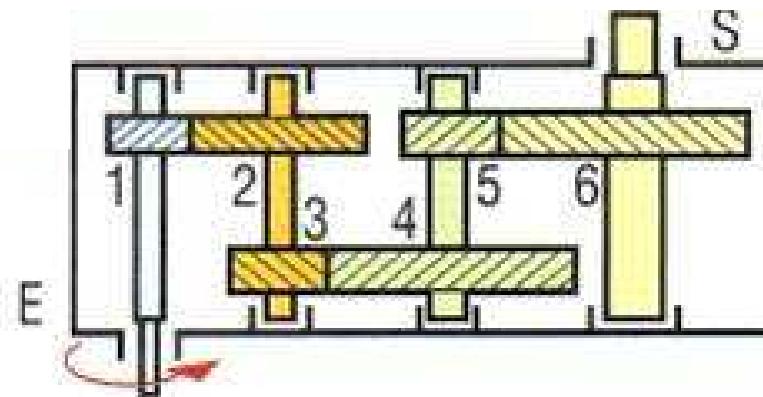
Trains d'engrenages

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.



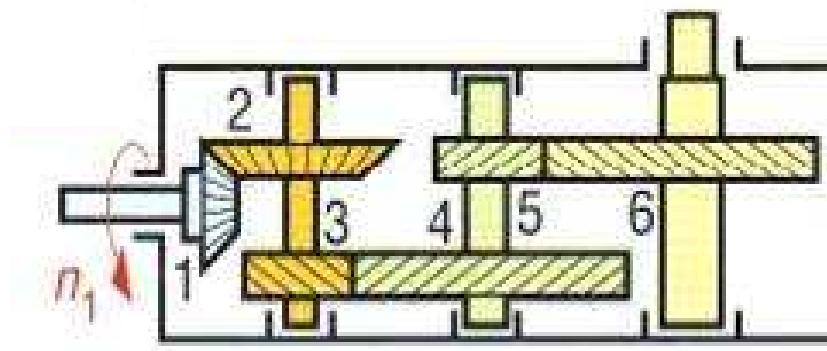


Trains d'engrenages

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





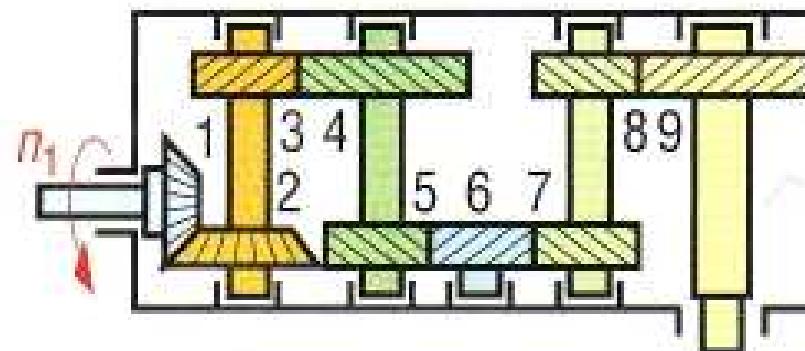
Trains d'engrenages

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



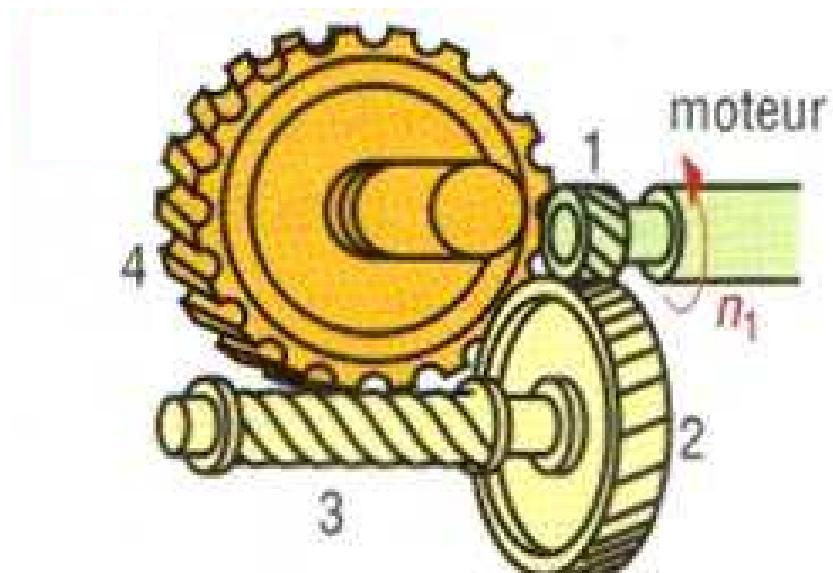


Trains d'engrenages

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 $n_1 = 1\ 500 \text{ tr/min}$



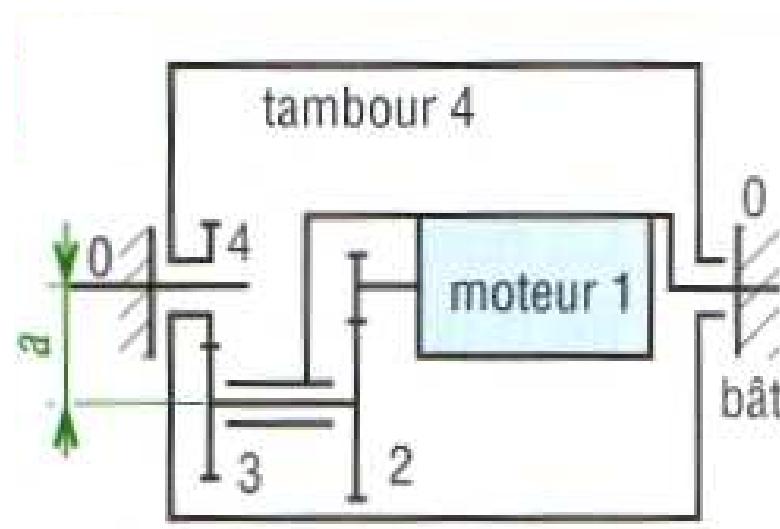


Trains d'engrenages

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).

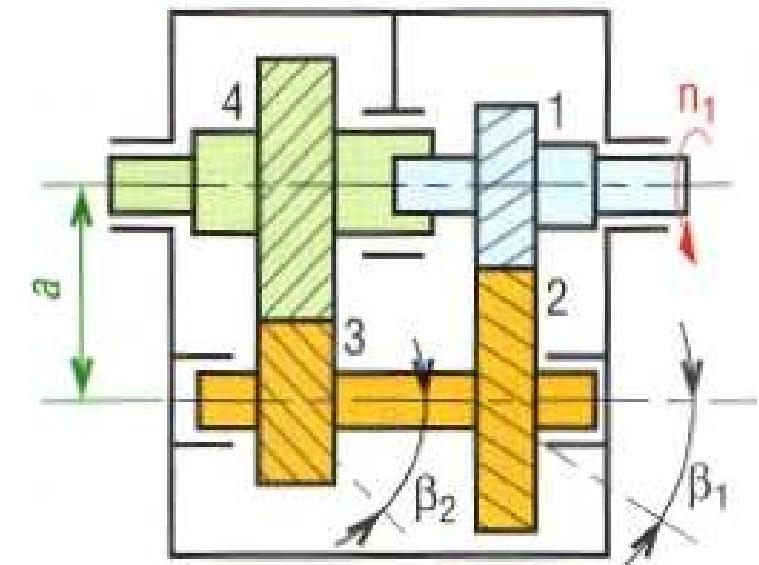




Exercice 6

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 $m_n = 5 \text{ mm}$. 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 β_2 du deuxième train. Calculer le rapport de la transmission et la valeur de n_4 si $n_1 = 1\ 500 \text{ tr/min}$. Préciser le sens de rotation





Exercice 7

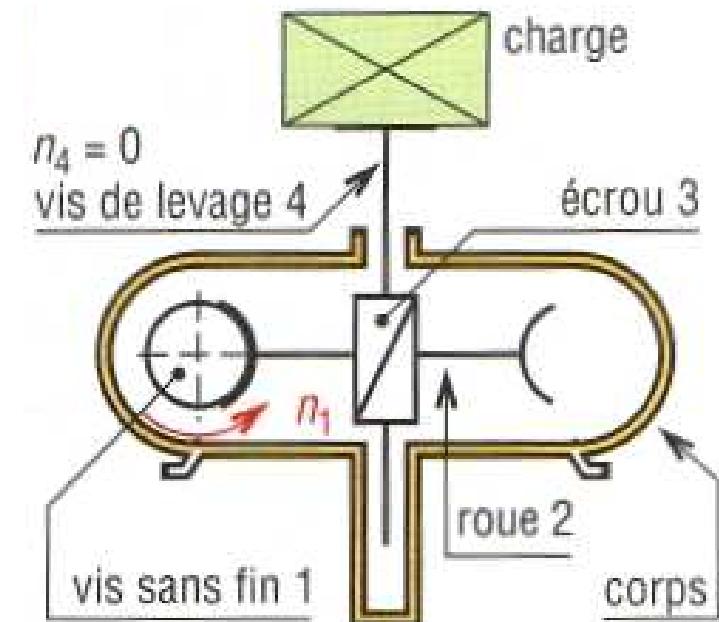
Si la puissance transmise est de 40 kW, déterminer les efforts axiaux F_A exercés sur les quatre roues du réducteur de l'exercice 6. Faire le bilan des efforts axiaux sur l'arbre intermédiaire (2-3). Y a-t-il compensation ?



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

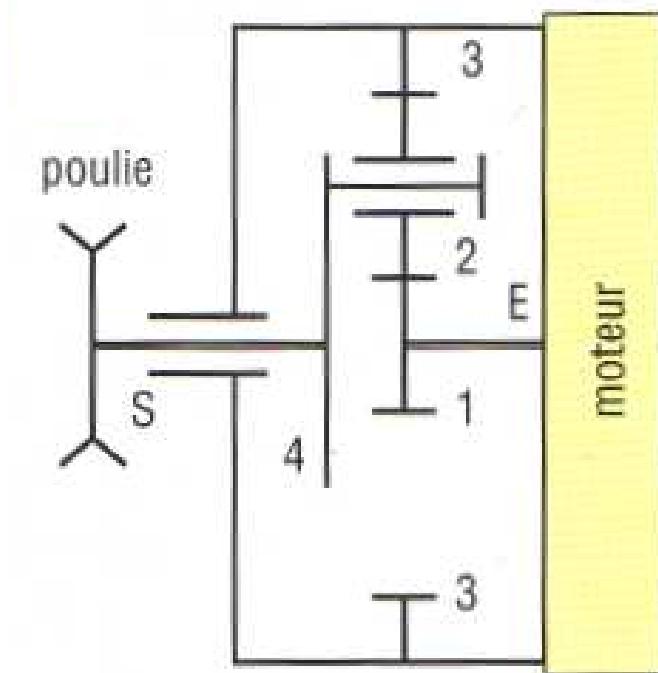
Exercice 9

Le train épicycloïdal simple proposé à son entrée (E) sur la roue 1 ($n_1 = 1\ 330 \text{ tr/min}$, $Z_1 = 18$, $Z_2 = 60$, $Z_3 = 138$) 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, $n_1 = 1\ 500 \text{ tr/min}$.





Trains d'engrenages

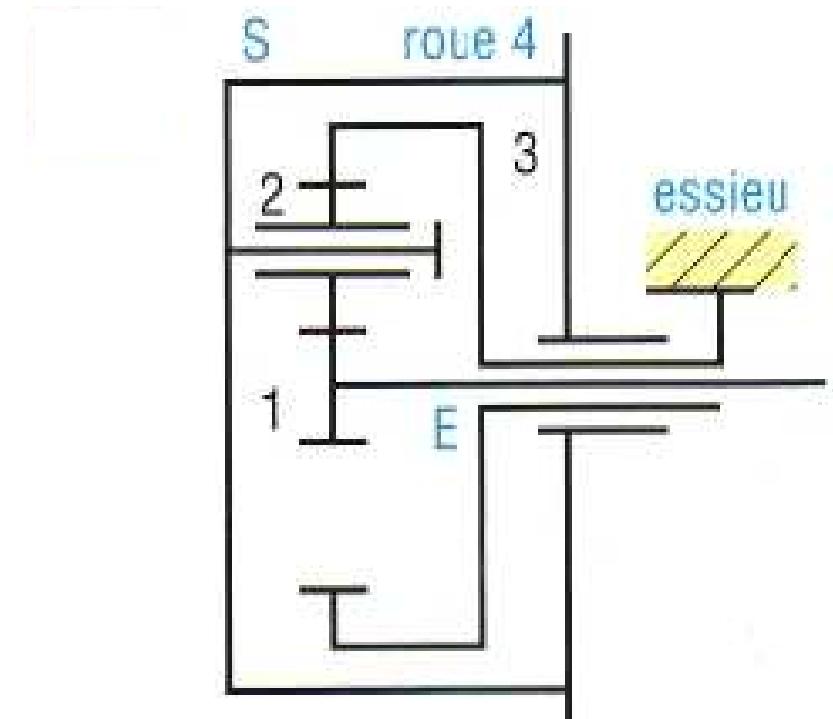
Exercices

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 $n_4 = n_s$.



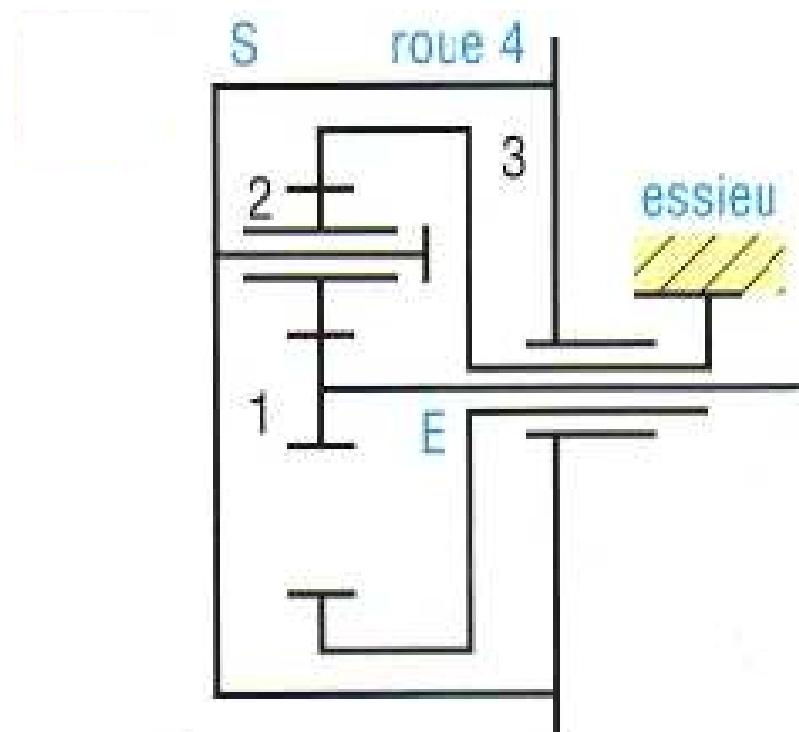


Trains d'engrenages

Exercices

Exercice 12

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



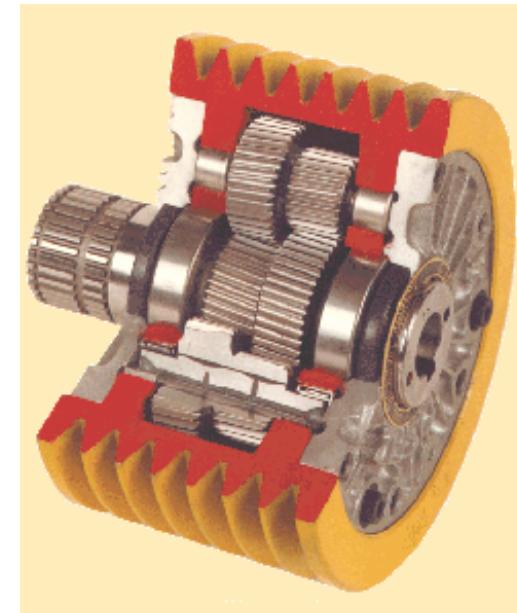
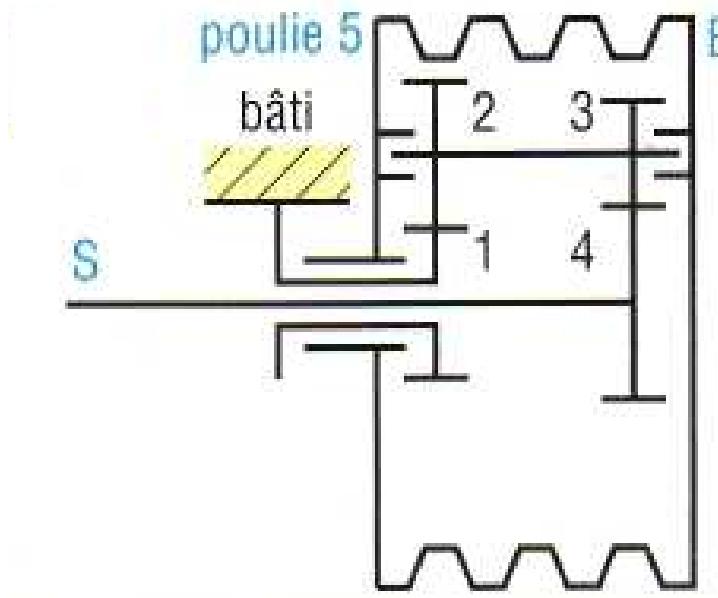


Trains d'engrenages

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

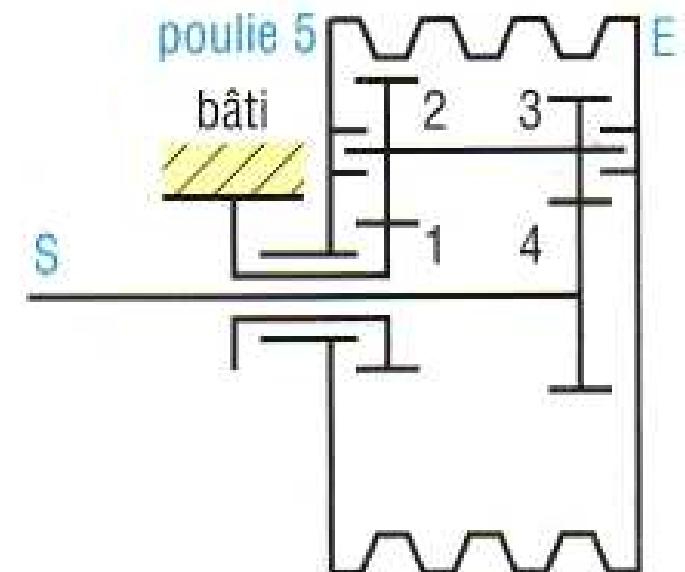
Exercices

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.



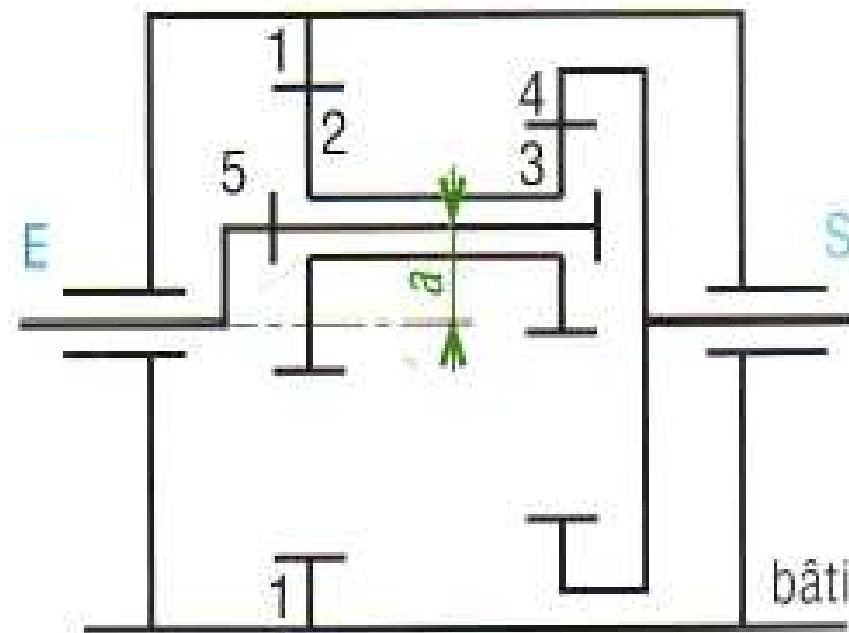


Trains d'engrenages

Exercices

Exercice 15

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





Trains d'engrenages

Exercices

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.

- a) Déterminer le rapport n_s/n_E en fonction de A et B.
- b) Écrire une relation entre A et B (propriété géométrique).
- c) 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

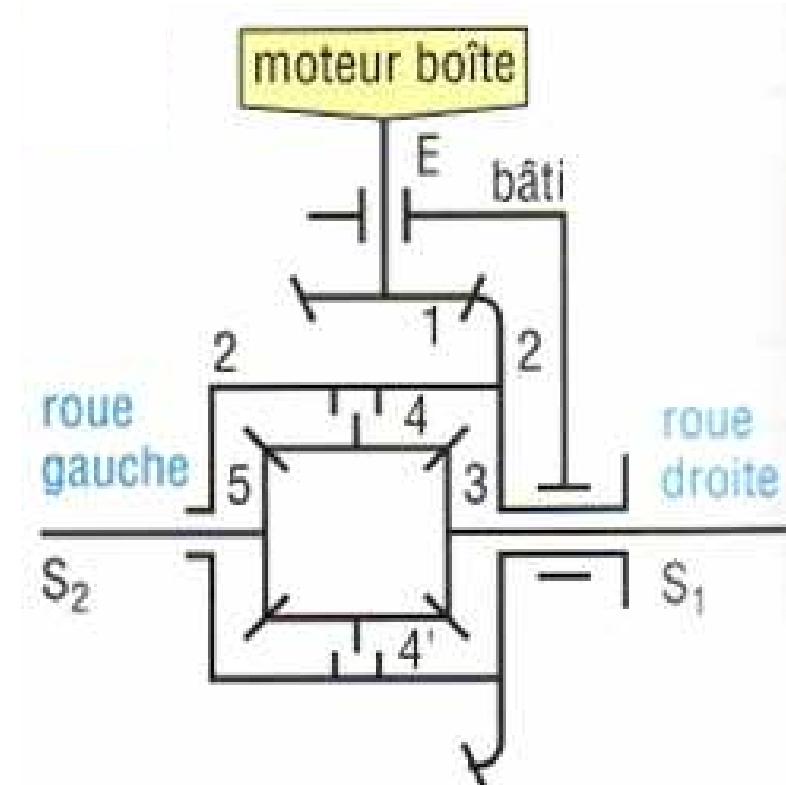
Exercices

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

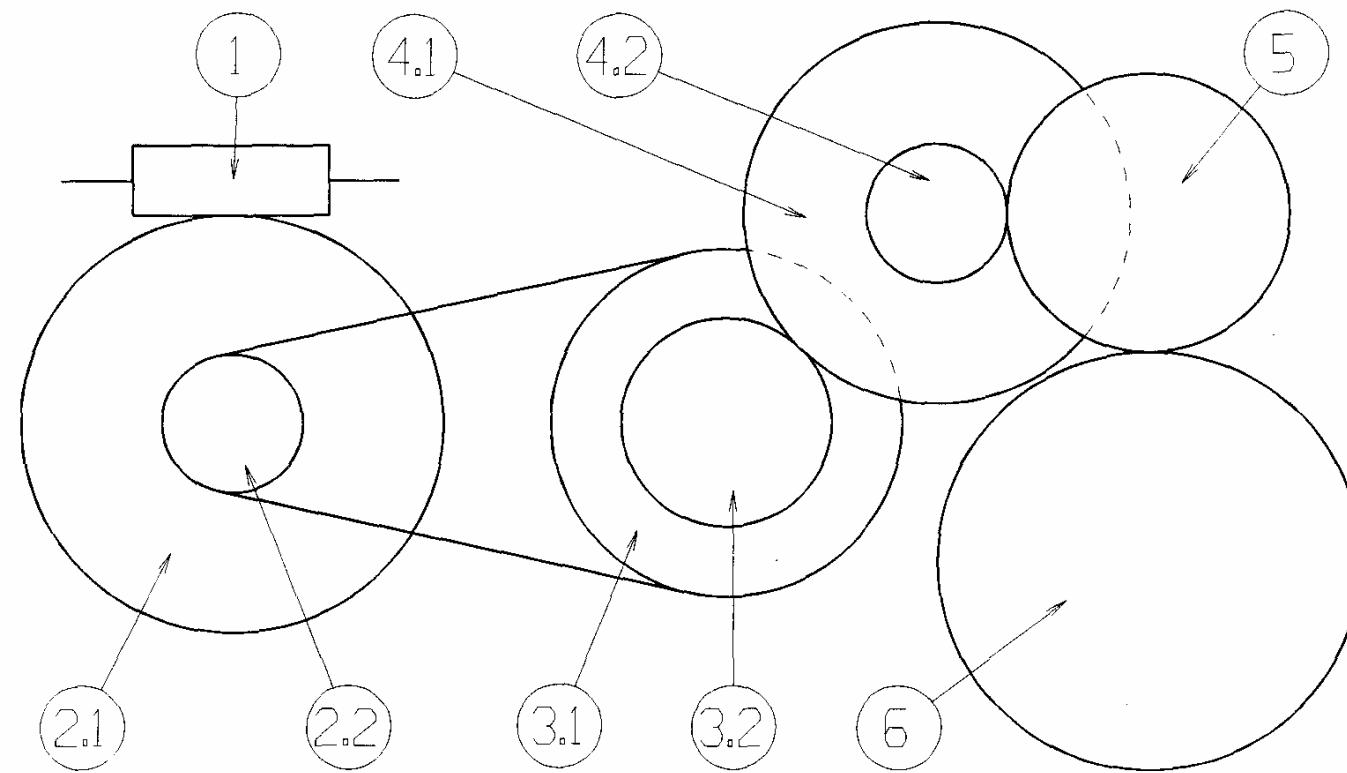
- a) $n_1 = n_E = 2\ 000 \text{ tr/min}$, déterminer la vitesse des deux roues si celles-ci sont supposées tourner à la même vitesse ($n_{S1} = n_{S2}$).
- b) Refaire la question si, la voiture étant à l'arrêt, la roue gauche patine sur le verglas alors que la roue droite reste bloquée ($n_{S1} = 0$).
- 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 $i = \frac{N_6}{N_1}$
 - 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 $P = 1500 \text{ W}$, Vitesse de rotation $N_M = 3500 \text{ tr/min}$) 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)

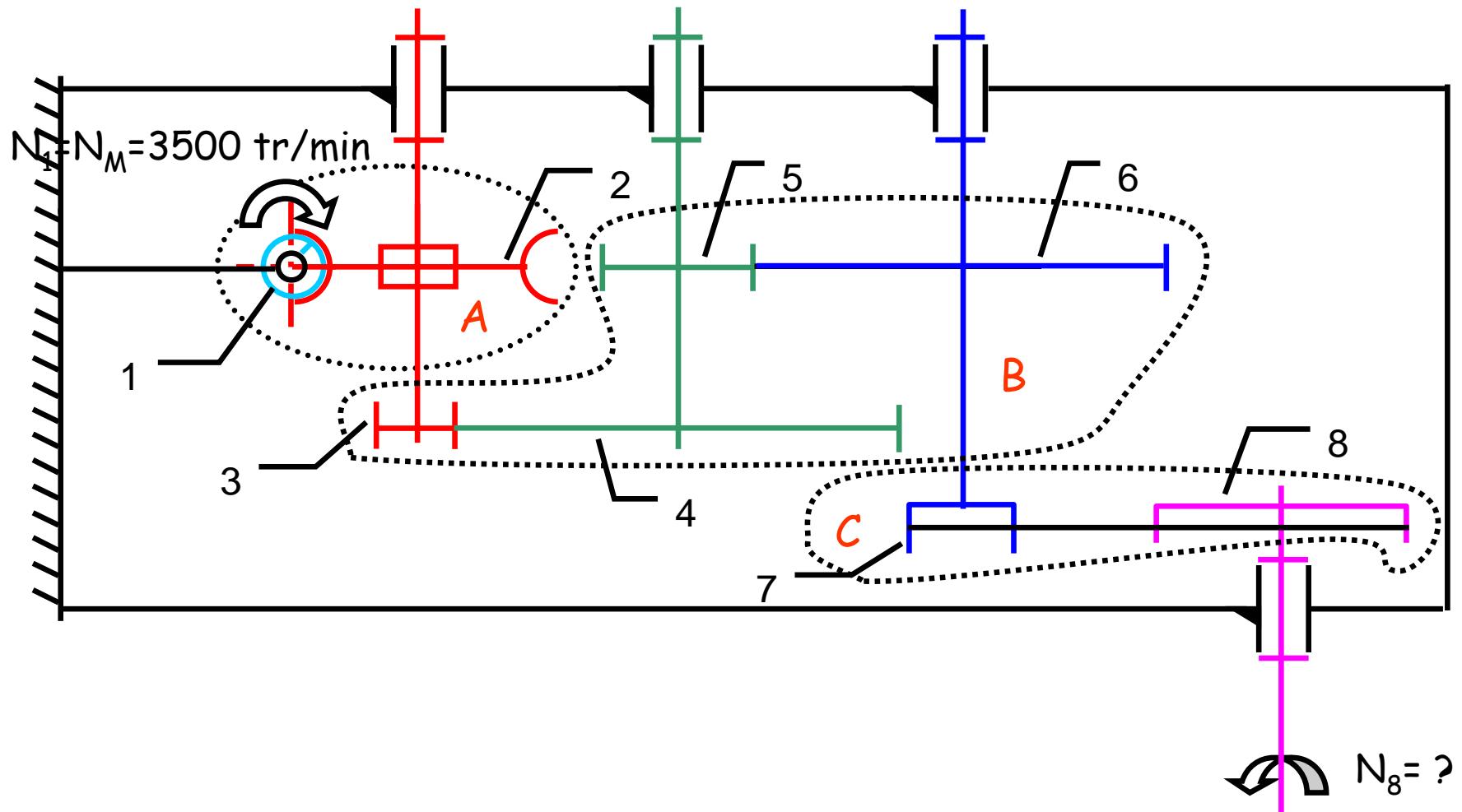
- **On donne :**

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, N8.

8	$\text{Ø}8 = 70 \text{ mm}$	$r_{8/7} = \frac{N_8}{N_7}$
7	$\text{Ø}7 = 35 \text{ mm}$	
6	$Z_6 = 50 \text{ dents}$	$r_{6/3} = \frac{N_6}{N_3}$
5	$Z_5 = 30 \text{ dents}$	
4	$Z_4 = 60 \text{ dents}$	$r_{2/1} = \frac{N_2}{N_1}$
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 ω_8 en fonction de N_8 puis calculer ω_8 en rad/s.
 7. Exprimer littéralement la vitesse linéaire de la courroie V en fonction de ω_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 ω_8 puis calculer C_8 en N.m.
-
- **HYPOTHESE :** Le rendement de la chaîne cinématique est 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:

$$P_2 = P_1$$

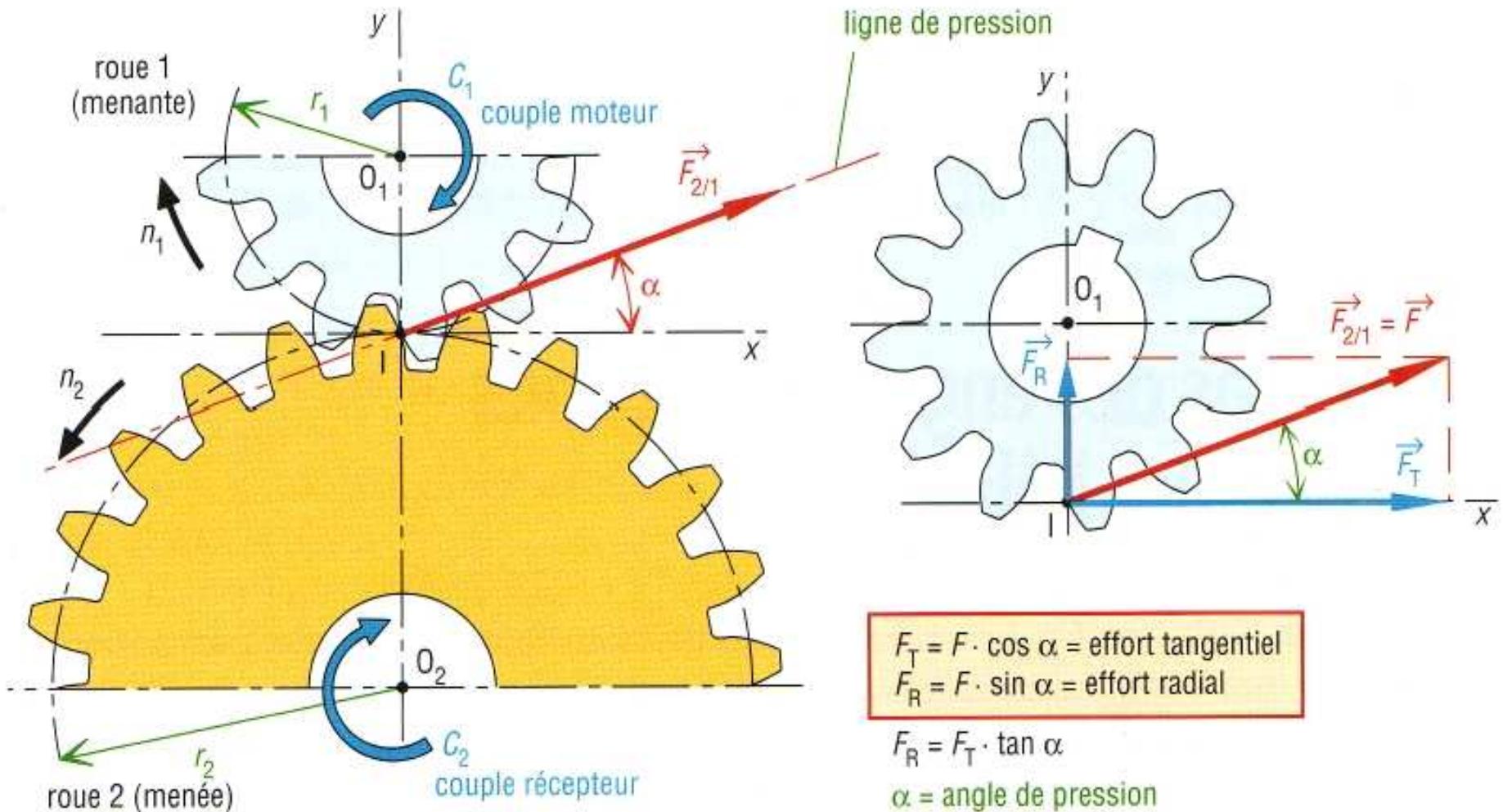
$$P = C \cdot \omega \quad P_1 = C_1 \cdot \omega_1 \quad P_2 = C_2 \cdot \omega_2$$

avec P en watts, C en Nm et ω en rad/s



Efforts sur les dentures

Cas des engrenages droits à denture droite



Efforts sur une 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 α 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.

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



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**.

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

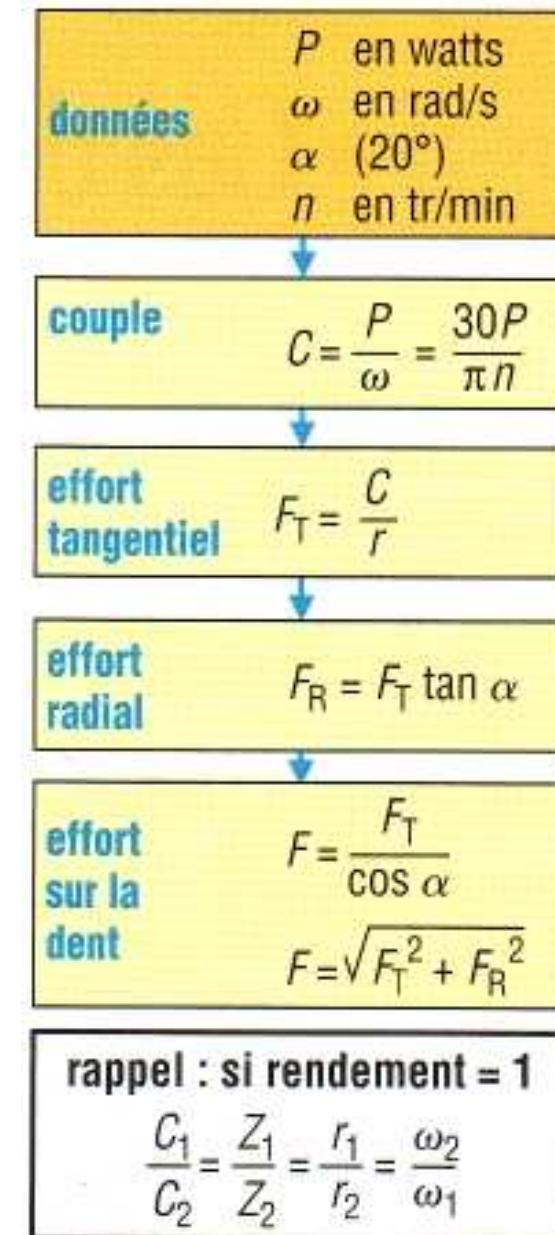


Efforts sur les dentures

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 $F_{2/1}$).





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° .

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

- $r_1 = 0,5 \cdot mZ_1 = 0,5 \cdot 8 \cdot 20 = 80 \text{ mm}$
- $r_2 = 2r_1 = 160 \text{ mm}$
- $C_1 = 30P/\pi n = 30 \cdot 100\ 000 / \pi \cdot 1500 = 636,62 \text{ Nm}$
- $C_2 = 2C_1 = 1273,24 \text{ Nm}$
- $F_T = F_{T1} = C_1/r_1 = F_{T2} = 636,6/0,080 = 7958 \text{ N}$
- $F_R = F_{R1} = F_T \tan \alpha = F_{R2} = 7958 \cdot \tan 20^\circ = 2896 \text{ N}$
- $F = F_{2/1} = F_{1/2} = F_T / \cos \alpha = 7\ 958 / \cos 20 = 8\ 468 \text{ N}$

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 β de la denture.

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

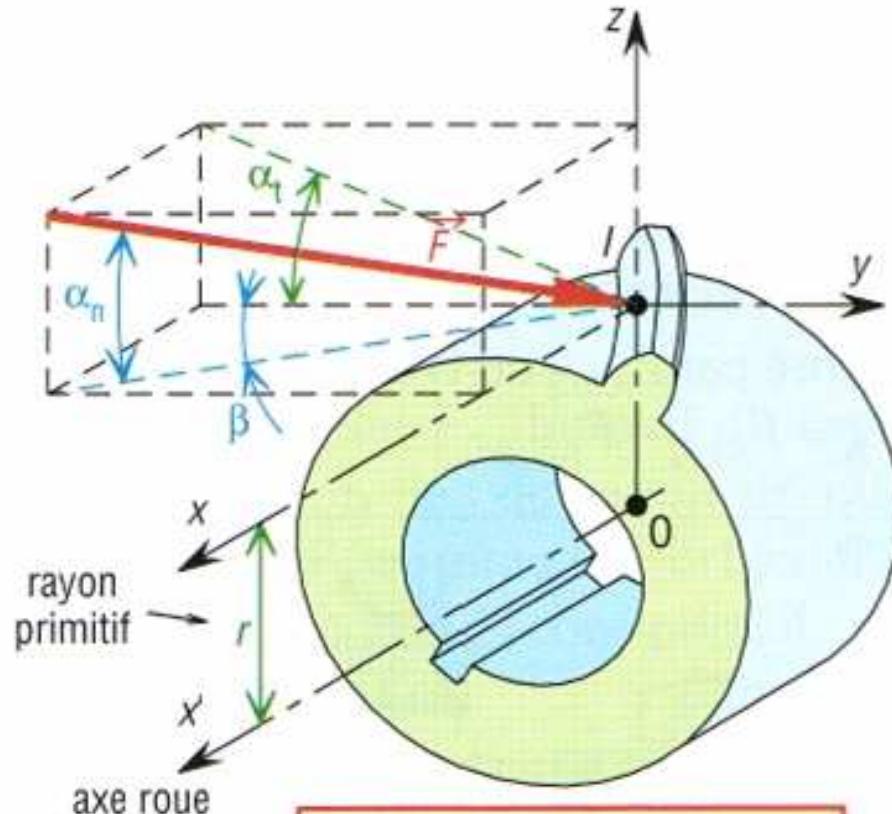
F_A , **effort radial** passant par le centre de la roue, et F_T , **effort tangentiel** transmettant le couple et la puissance, sont analogues au cas précédent des dentures droites.

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



Efforts sur les dentures

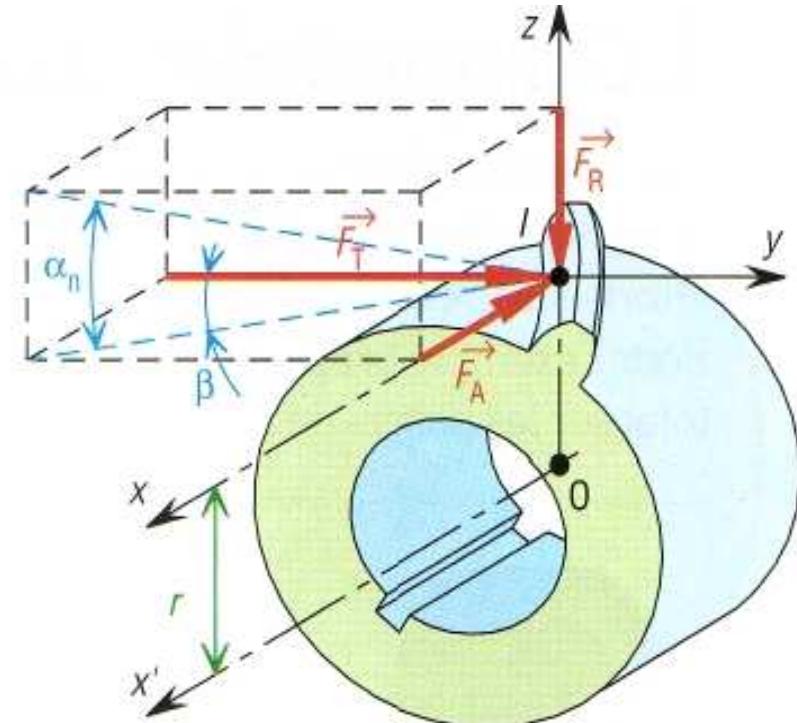
Cas des engrenages droits à denture hélicoïdale



F = effort total sur la dent

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

Action F résultante sur une dent hélicoïdale.



$$F_R = F \cdot \sin \alpha_n = \text{effort radial (sur } z\text{)}$$

$$F_T = F \cdot \cos \alpha_n \cdot \cos \beta = \text{effort tangentiel (sur } y\text{)}$$

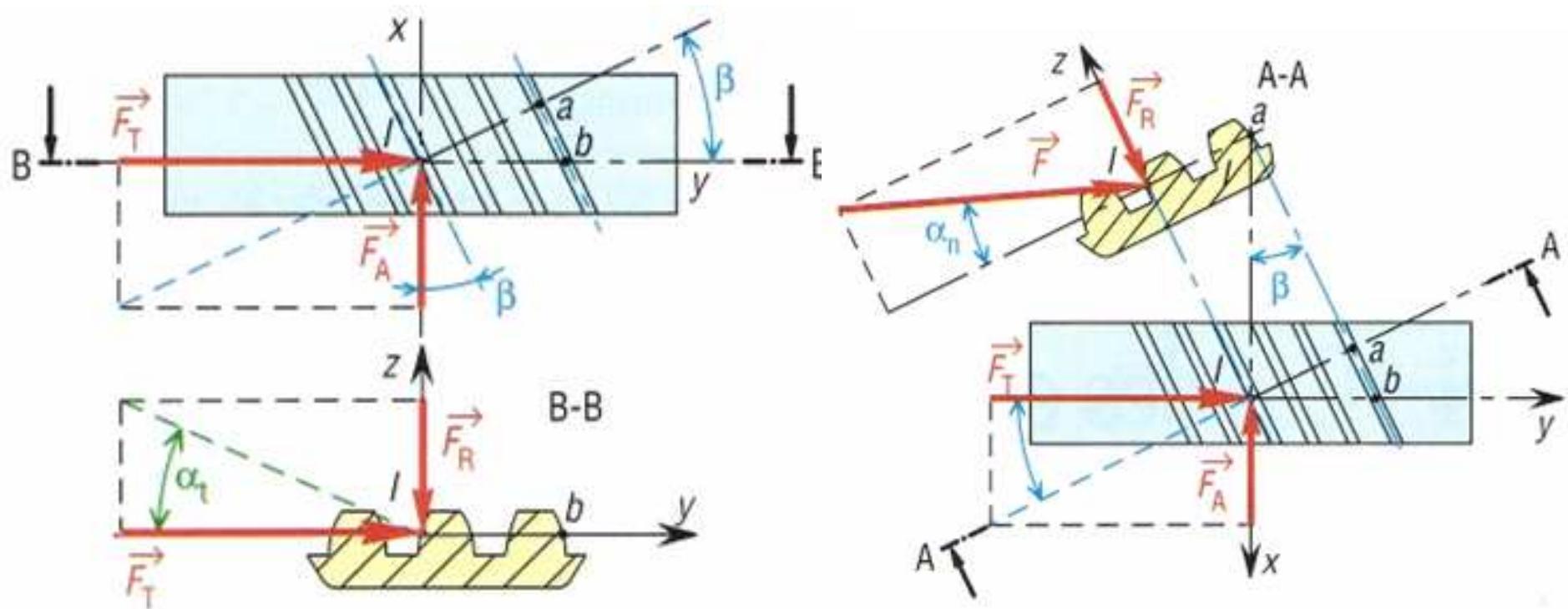
$$F_A = F \cdot \cos \alpha_n \cdot \sin \beta = \text{effort axial (sur } x\text{)}$$

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.

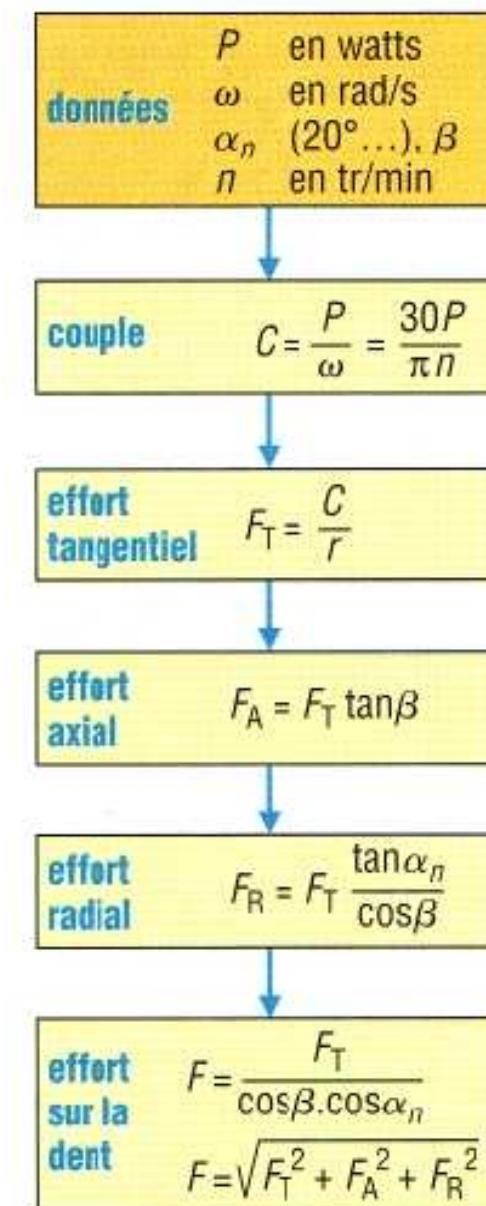


Efforts sur les dentures

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 α_n (α_t = angle de pression apparent) et l'angle d'inclinaison β .





Cas des engrenages droits à denture hélicoïdale

Exemple 2

Reprendons 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 pressionn normal : $\alpha_n = 20^\circ$. Déterminons les actions si l'angle d'inclinaison de la denture est de 30° .

- $m_t = m_n / \cos \beta = 8 / \cos 30^\circ = 9,24 \text{ mm}$
- $r_1 = 1/2 \cdot m_t \cdot Z_1 = 1/2 \cdot 9,24 \cdot 20 = 92,4 \text{ mm}$
- $r_2 = 2r_1 = 184,8 \text{ mm}$
- $C_1 = 30P/\pi n = 30 \cdot 100\ 000 / \pi \cdot 1500 = 636,62 \text{ Nm}$
- $C_2 = 2C_1 = 127324 \text{ Nm}$
- $F_T = F_{T1} = C_1 / r_1 = F_{T2} = 636,62 / 0,0924 = 6890 \text{ N}$
- $F_A = F_{A1} = F_T \tan \beta = F_{A2} = 6890 \cdot \tan 30 = 3978 \text{ N}$
- $F_R = F_{R1} = F_T \cdot \tan \alpha_n / \cos \beta = F_{R2} = 6890 \cdot \tan 20 / \cos 30 = 2\ 896 \text{ N}$



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 : $F = [F_T^2 + F_A^2 + F_R^2]^{1/2}$
 $= [6890^2 + 3978^2 + 2896^2]^{1/2} = 8466 \text{ N}$

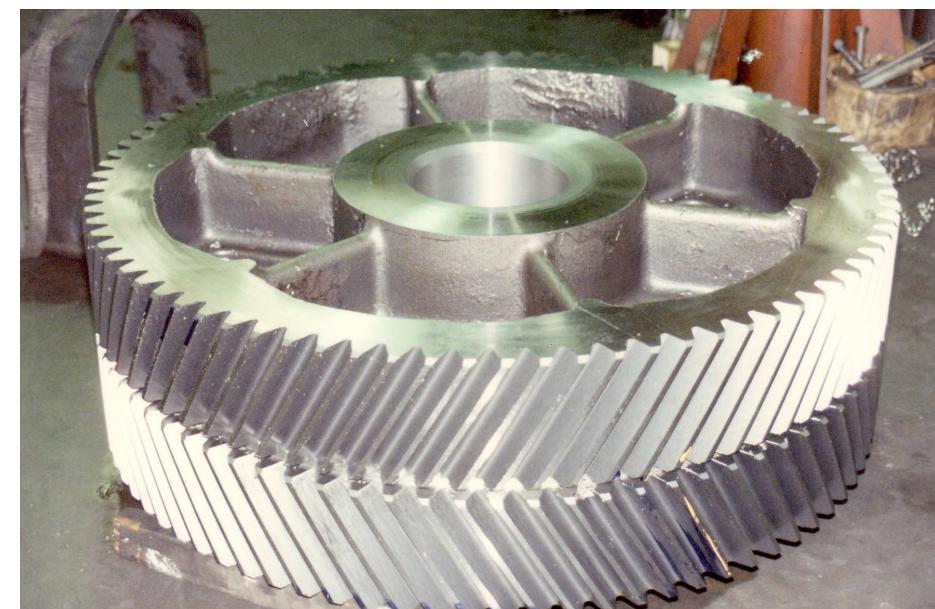
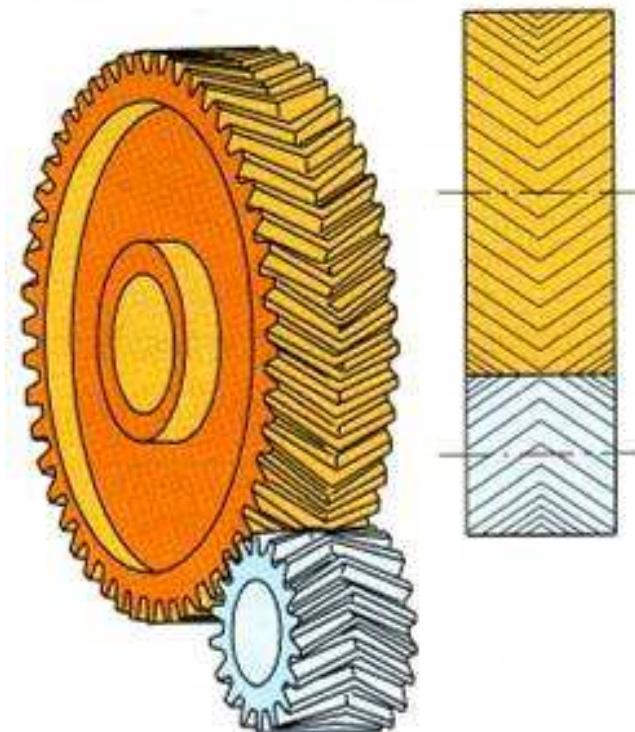


Efforts sur les dentures

Cas des engrenages droits à denture hélicoïdale

Compensation des efforts axiaux F_A

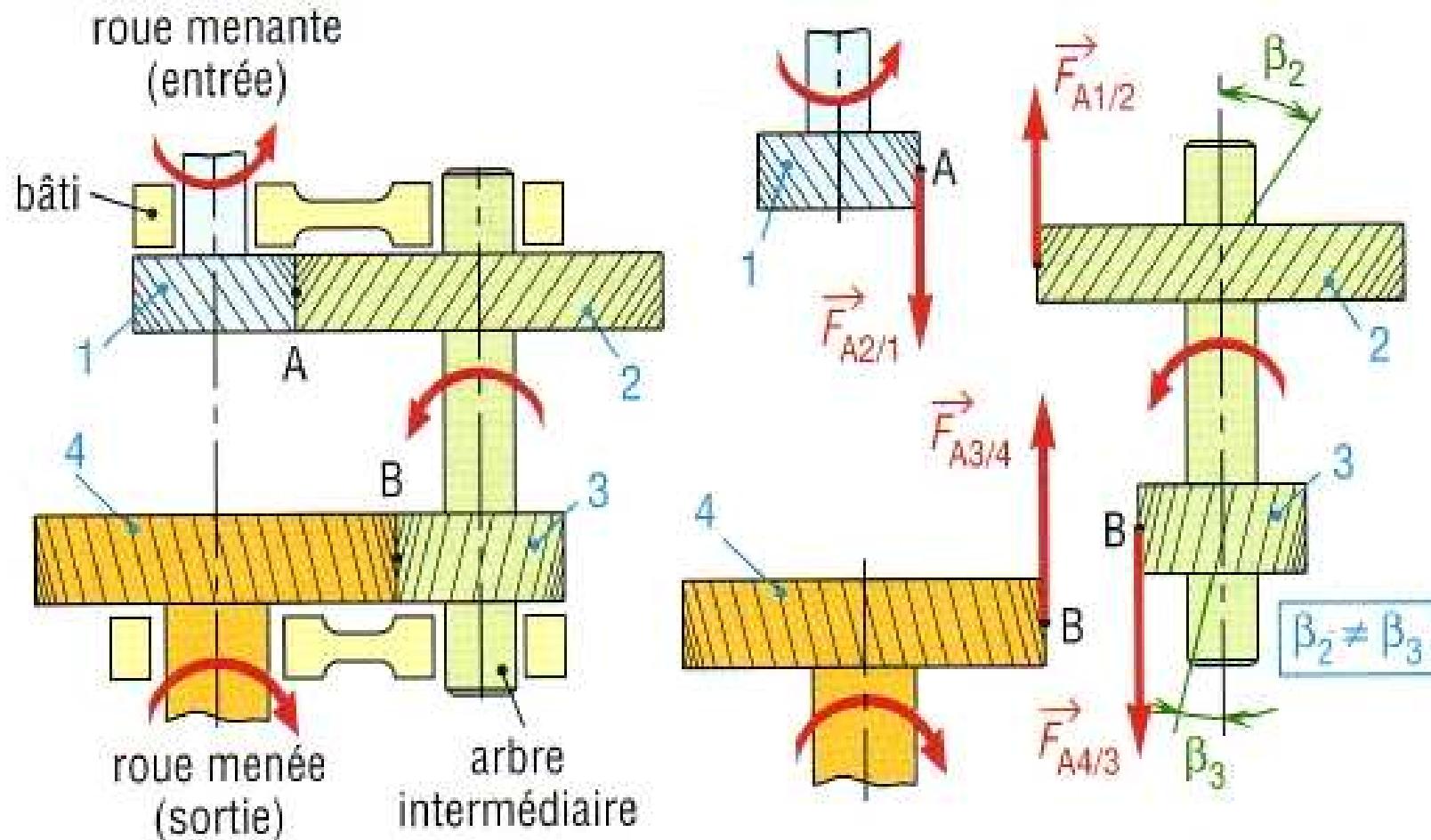
Les dentures chevrons éliminent les effets de l'effort axial sur les paliers. Pour un même arbre comportant deux roues, l'utilisation de sens d'hélices judicieusement choisis compense les efforts axiaux respectifs.





Efforts sur les dentures

Cas des engrenages droits à denture hélicoïdale

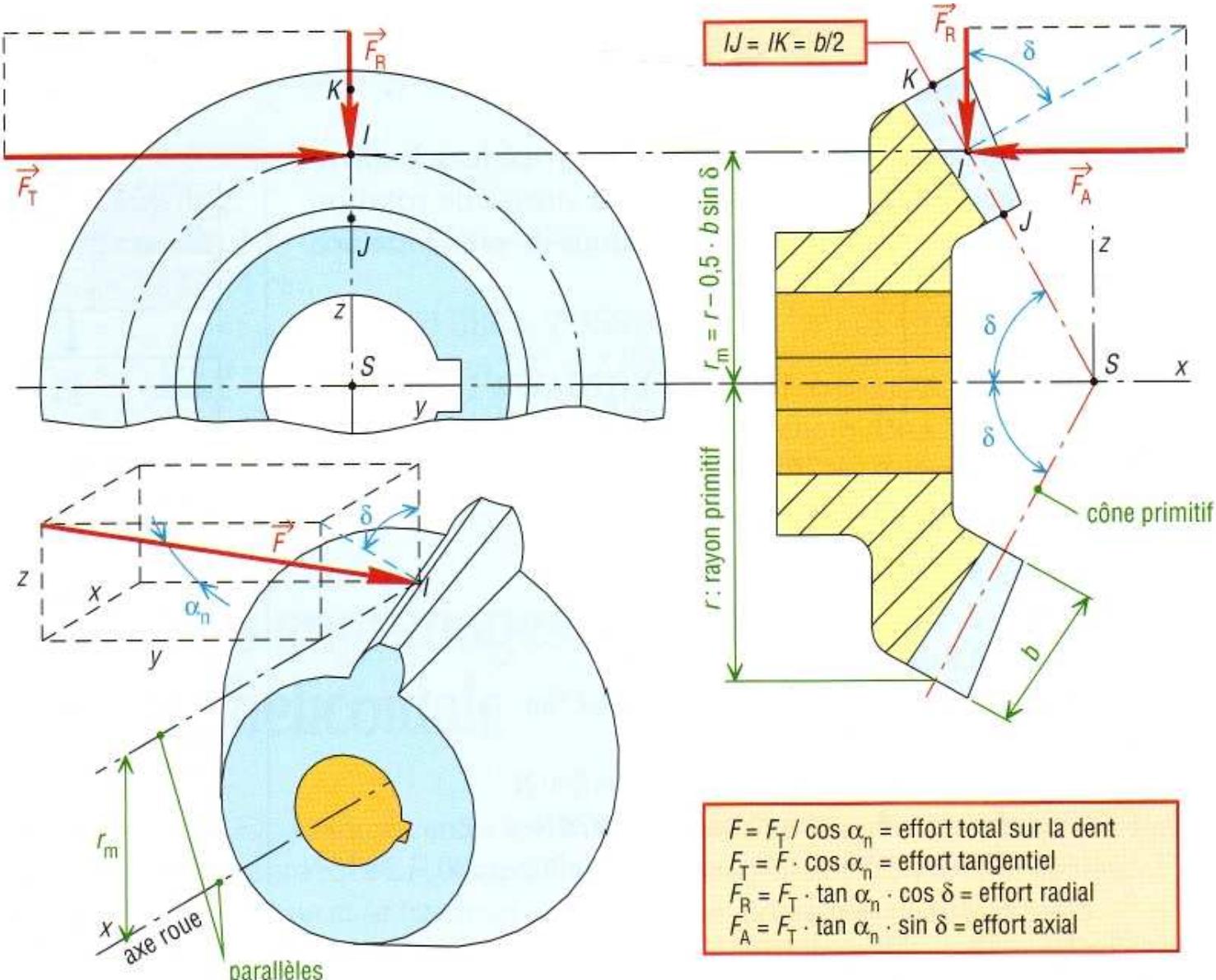


Pour l'exemple proposé, $F_{A1/2}$ en A est compensé par $F_{A4/3}$ en B ce qui donne un effort axial total sur les paliers de l'arbre intermédiaire : $F_A = F_{A1/2} - F_{A4/3}$



Efforts sur les dentures

Cas des engrenages coniques à denture droite



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 δ du cône primitif.



Efforts sur les dentures

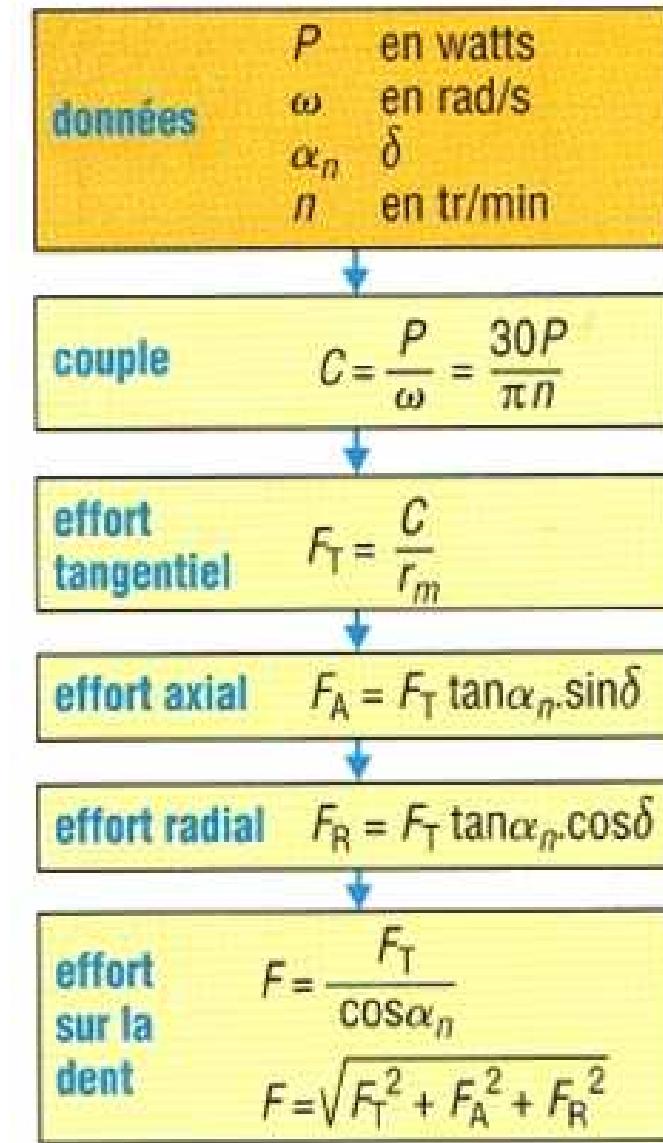
Cas des engrenages coniques à denture droite

Calcul des efforts

La procédure de détermination des efforts connaissant la puissance, la vitesse et les angles α_n et β 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

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





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.

- $r_1 = 0,5 \cdot m \cdot Z_1 = 0,5 \cdot 8 \cdot 20 = 80$ mm
- $r_2 = 2r_1 = 160$ mm
- $C_1 = 30P/\pi \cdot n_r = 636,62$ 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 : $r_{m1} = r_1 - 0,5 \cdot b \cdot \sin \delta_1$
 $= 80 - 25 \cdot \sin 26,56 = 68,82$ mm



Efforts sur les dentures

Cas des engrenages droits à denture hélicoïdale

- $F_T = F_{T1} = C_1/r_{m1} = F_{T2} = 636.62/0,06\ 882 = 9250 \text{ N}$
- $F_A = F_{R2} = F_T \cdot \tan \alpha_n \cdot \sin \delta_1 = 9250 \cdot \tan 20^\circ \sin 26,56^\circ = 1505 \text{ N}$
- $F_{R1} = F_{A2} = F_T \cdot \tan \alpha_n \cdot \cos \delta_1 = 9250 \cdot \tan 20^\circ \cos 26,56^\circ = 3011 \text{ N}$
- $F = F_T / \cos \alpha_n = 9250 / \cos 20^\circ = 9844 \text{ N}$

Vérification : $F = [F_T^2 + F_A^2 + F_{R2}^2]^{1/2}$
 $= [9250^2 + 1505^2 + 3012]^{1/2} = 9844 \text{ N}$



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 Cv 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.



Cas des engrenages à roue et vis sans fin

Cas du frottement

Si f est le coefficient de frottement entre les roues

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

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

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

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

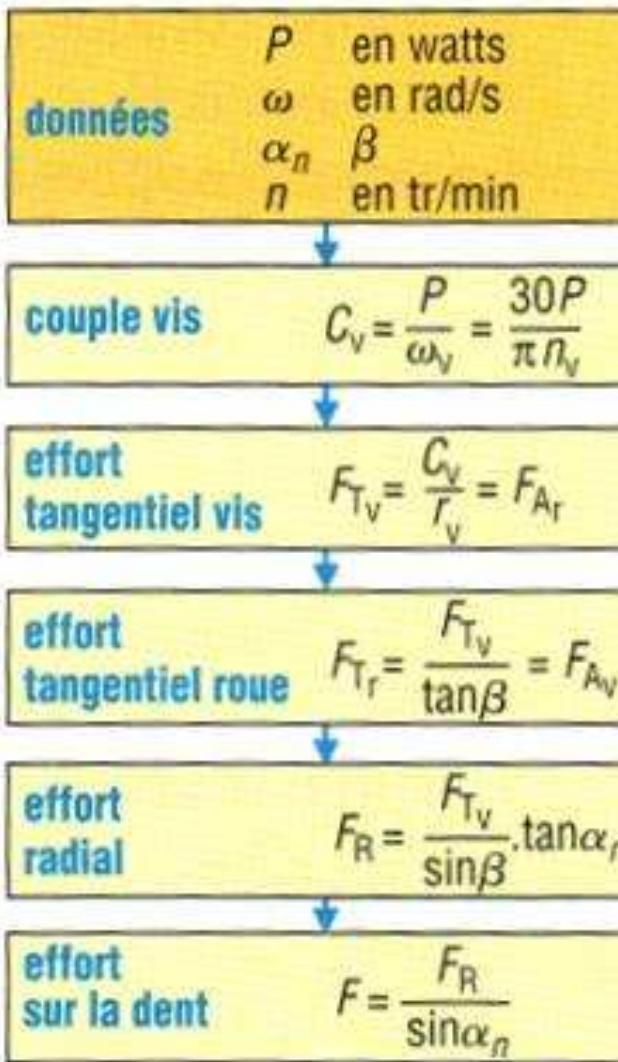
Variation du rendement η lorsque $f=0,05$ et $\alpha_n = 20^\circ$

β (deg)	1	2	3	5	8	15	25	30	40
η	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_{Tv} : effort tangentiel sur la vis

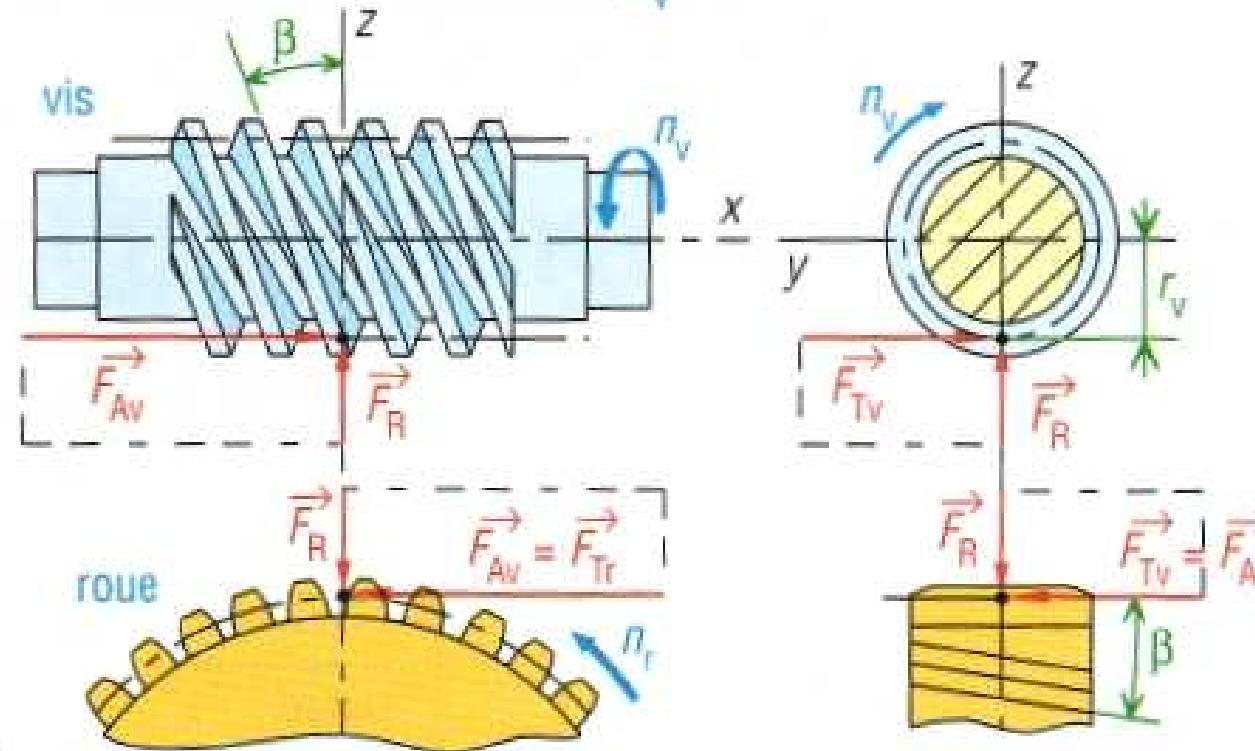
F_R : effort radial (roue et vis)

F_{Ar} : effort axial sur la roue

F_{Tr} : effort tangentiel sur la roue

F : effort total sur la dent (roue et vis)

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

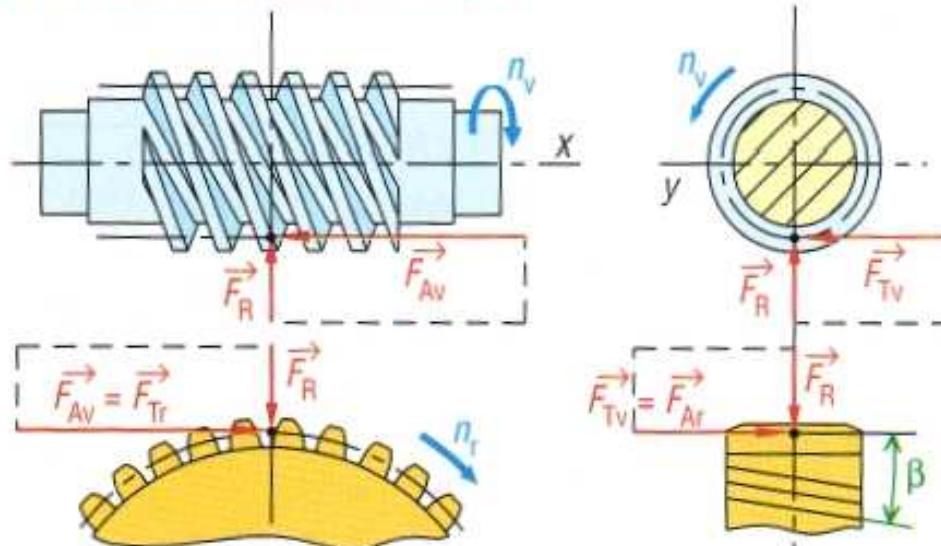




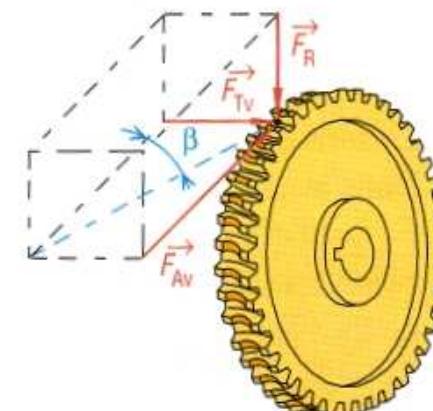
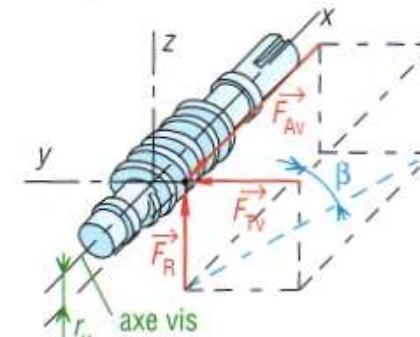
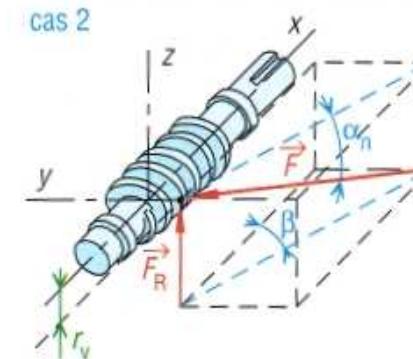
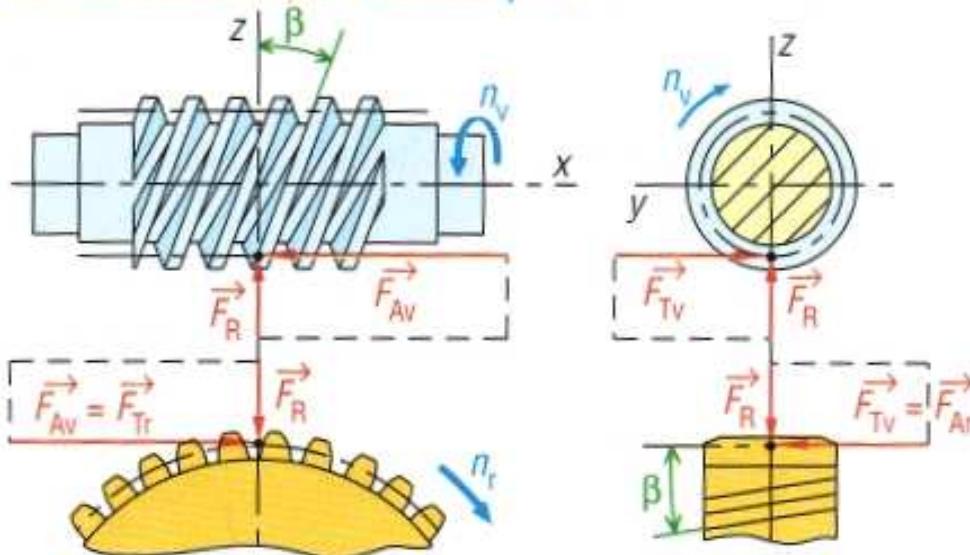
Efforts sur les dentures

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, $n_v > 0$





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.

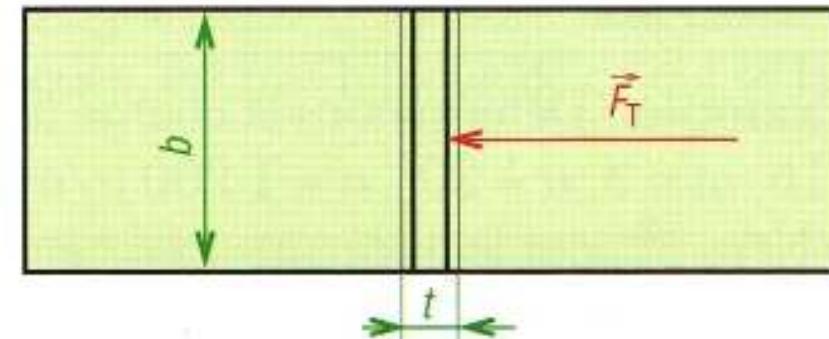
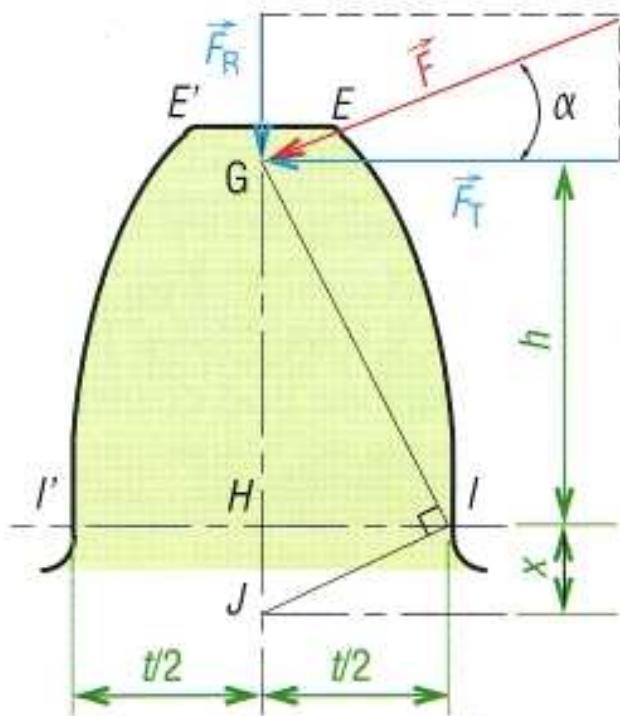
Elle est encore utilisée aujourd'hui pour des approximations et des études simplifiées.

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 l (ou l' , 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

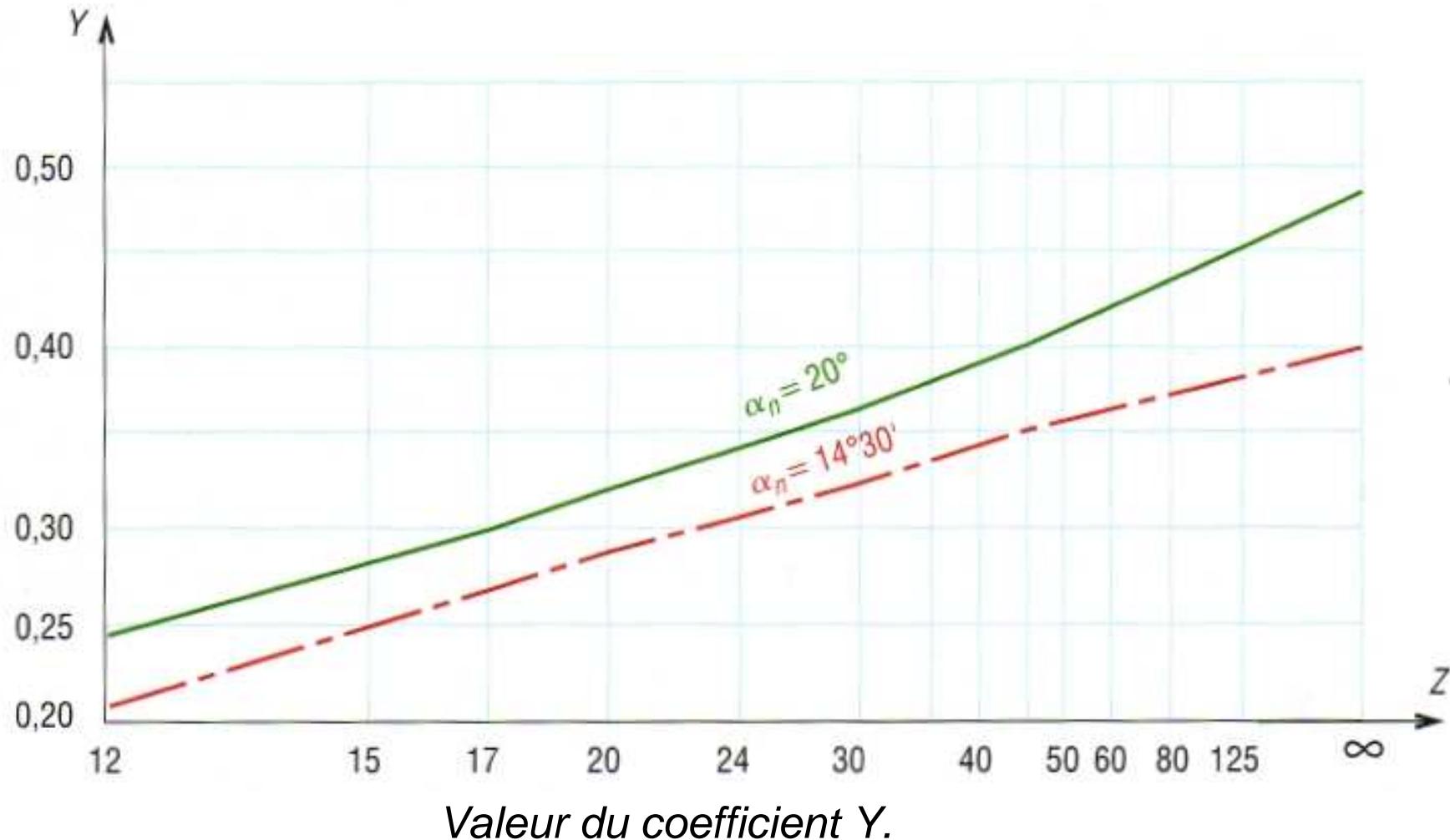
R_{pe} : contrainte admissible par le matériau (traction)

La valeur de Y dépend de l'angle de pression α et du nombre de dents Z



Efforts sur les dentures

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





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 ($V = \pi n r / 30$)

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

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



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

Exemple :

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

$$r = mZ/2 = 3.16/2 = 24 \text{ mm}$$

$$V = \pi r/30 = \pi \cdot 1200 \cdot 24/30 = 3016 \text{ mm/s} = 3 \text{ m/s}$$

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

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

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

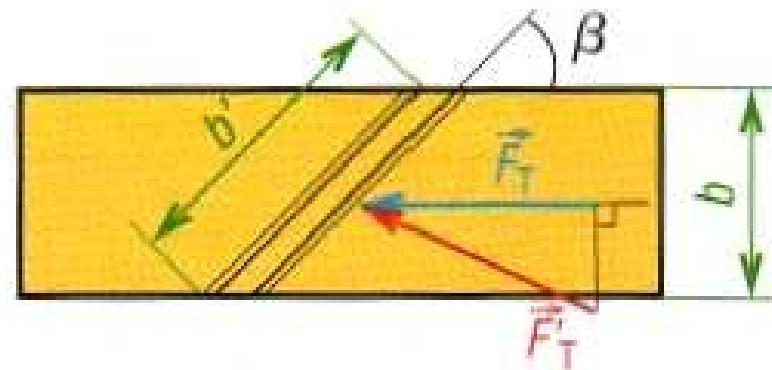
Méthode de Lewis : cas d'un engrenage droit à denture hélicoïdale

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 .

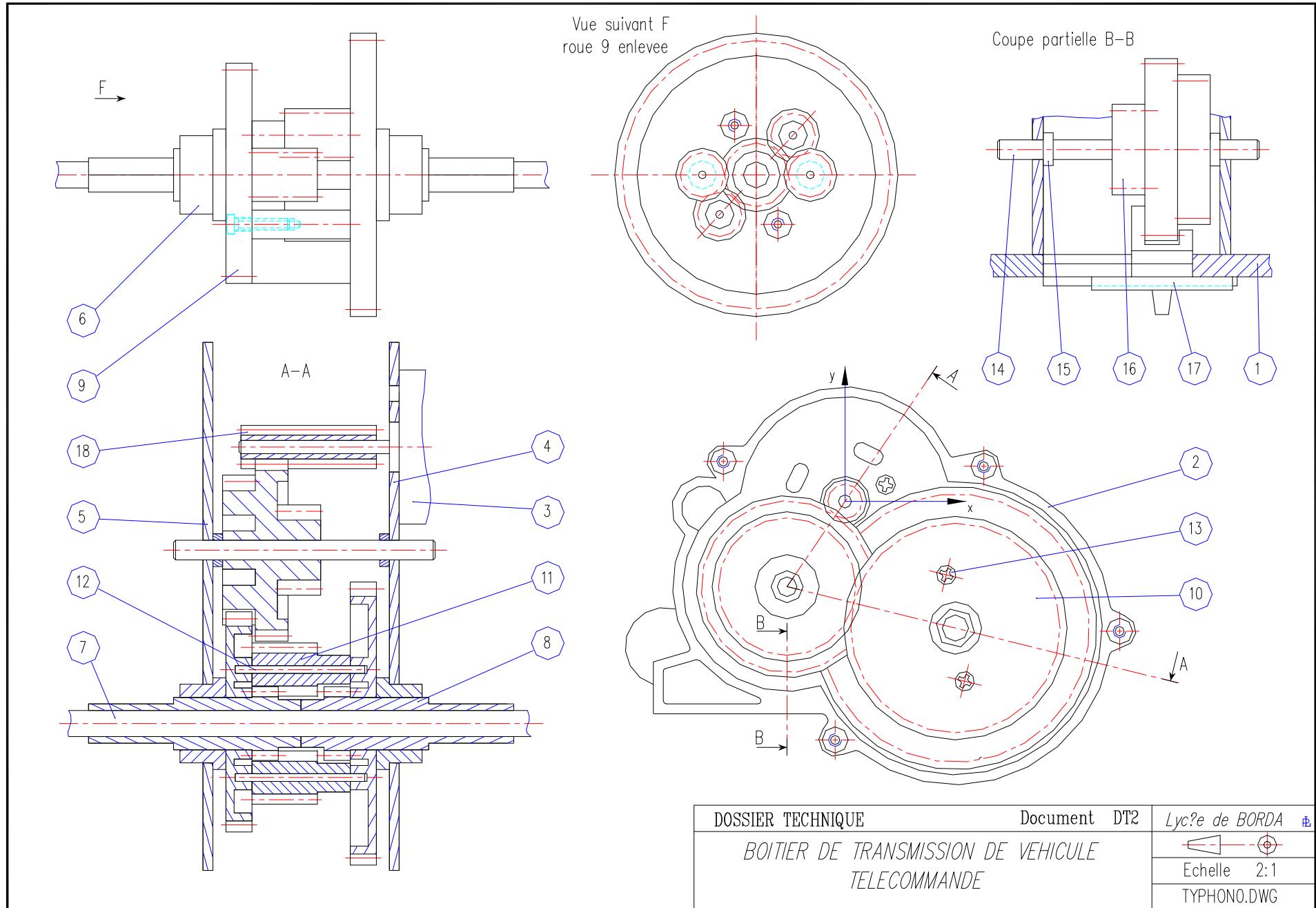
$$\sigma_{\max i} = \frac{F_T}{b \cdot m_n \cdot Y \cdot Kv} \leq Rpe \text{ avec } Z_e = \frac{Z}{\cos^3 \beta}$$







EXEMPLES

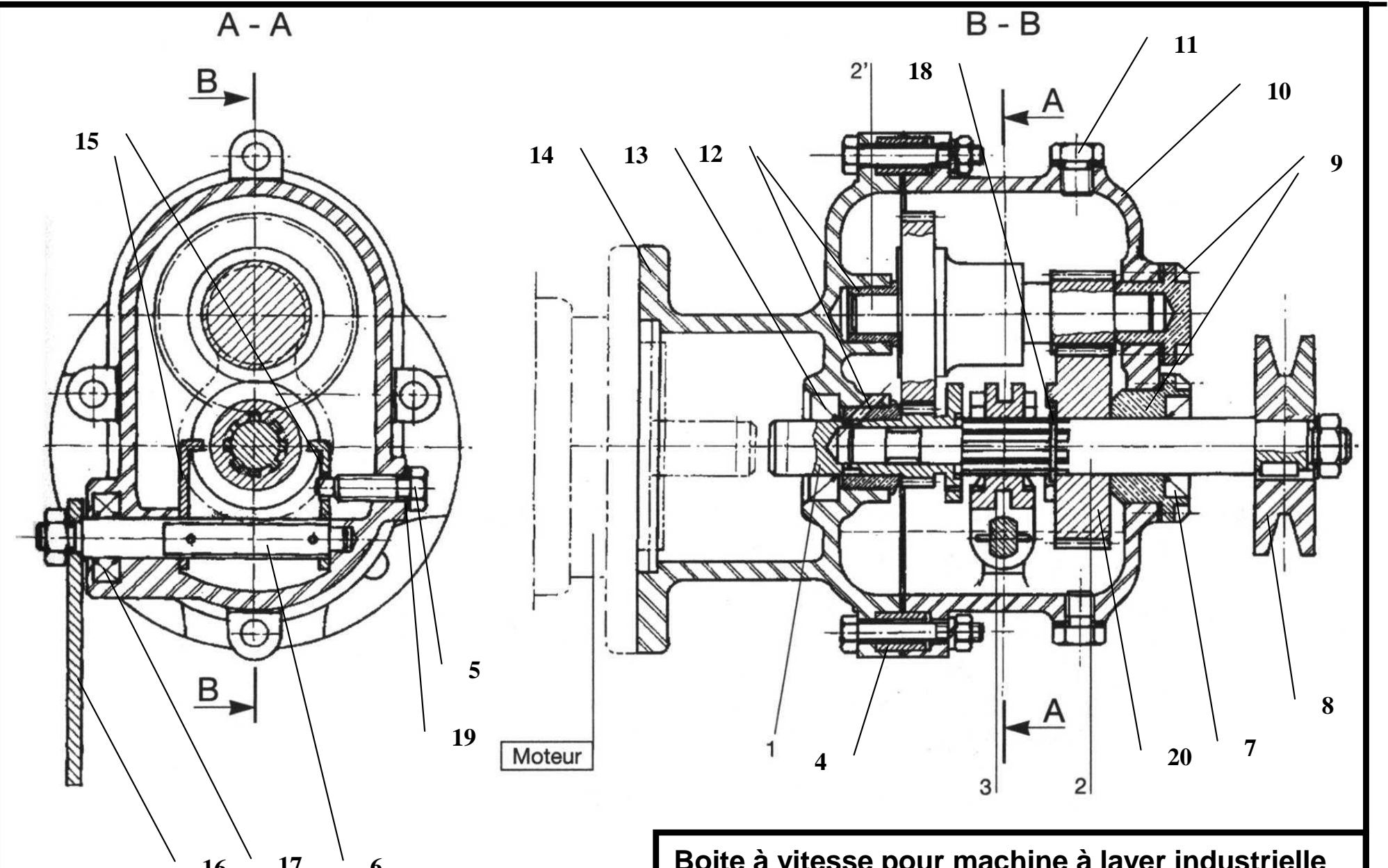




REP.	NBR.	DESIGNATION	MATIERE	OBSERVATIONS
BOITIER DE TRANSMISSION DE VOITURE TELECOMMANDEE			NOMENCLATURE	
DOSSIER TECHNIQUE			Fichier : TYPHON2.DWG	



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



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:

Système de fourchette non représenté.

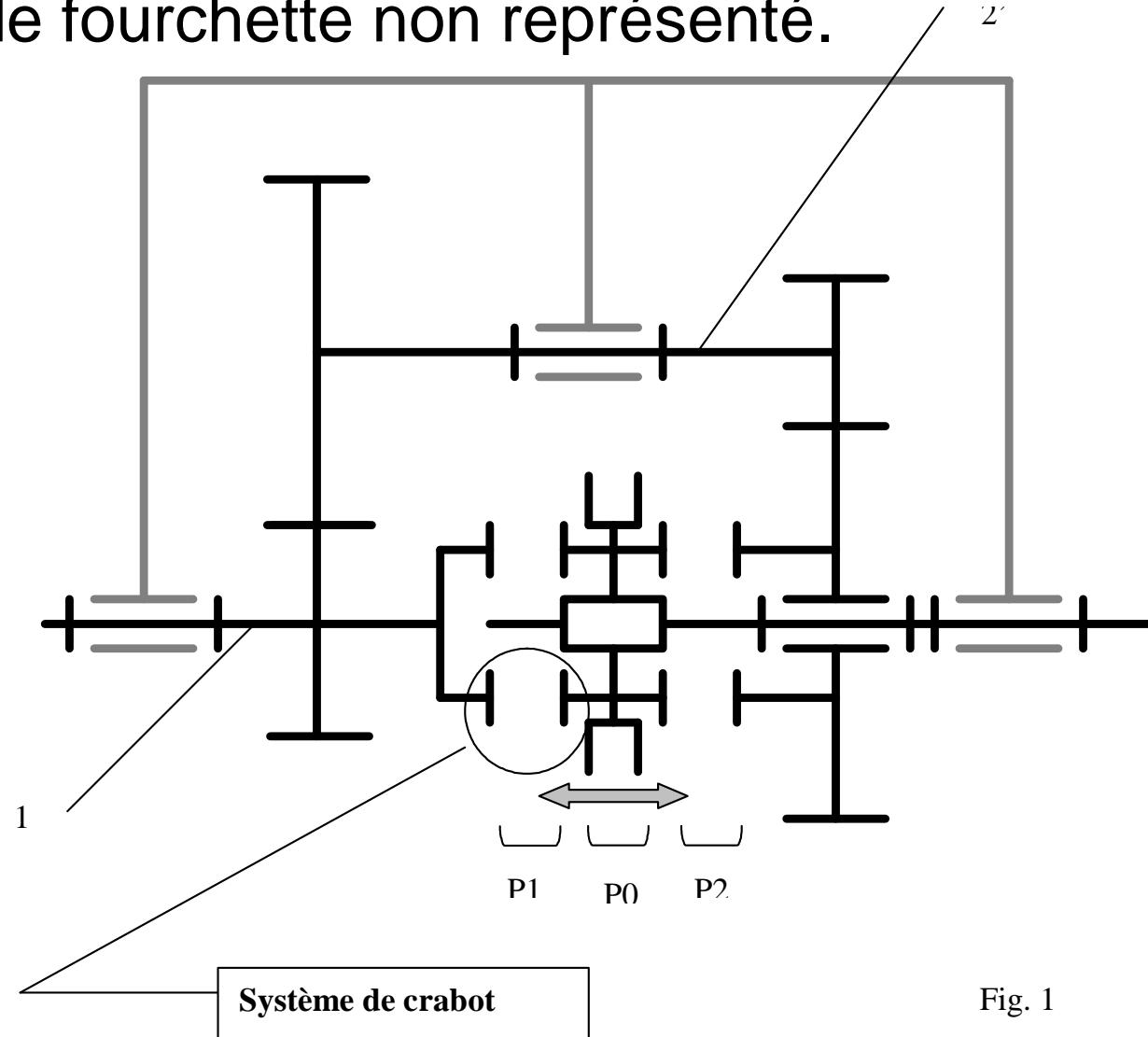
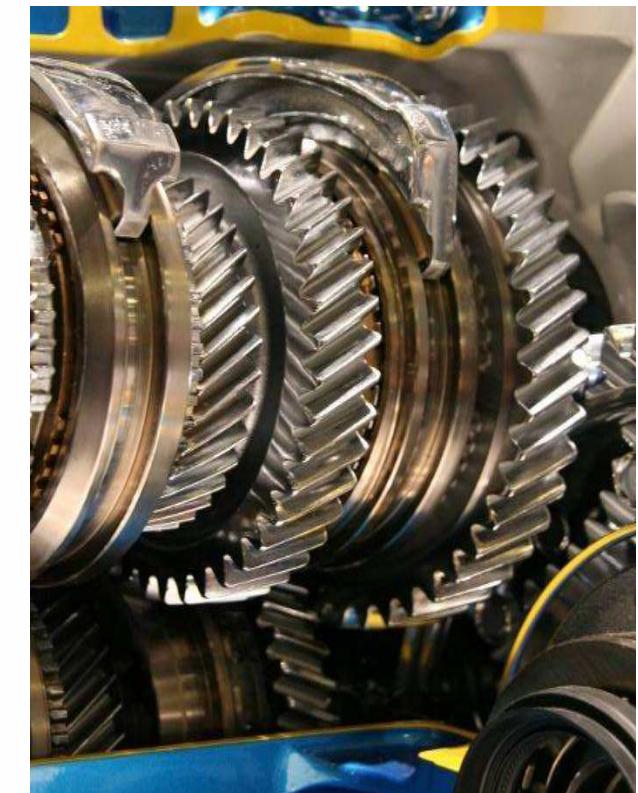
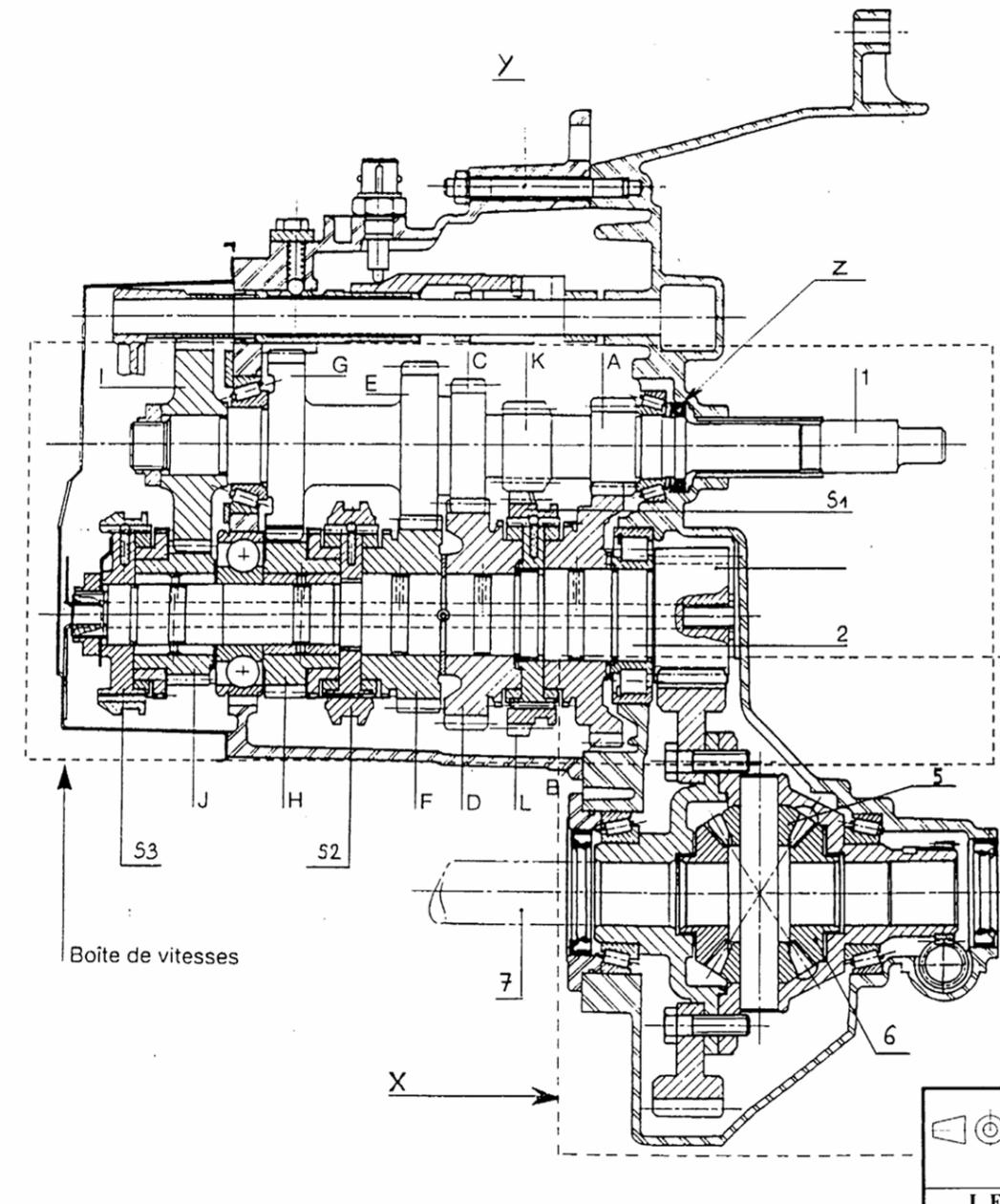


Fig. 1



Boite de vitesse de voiture

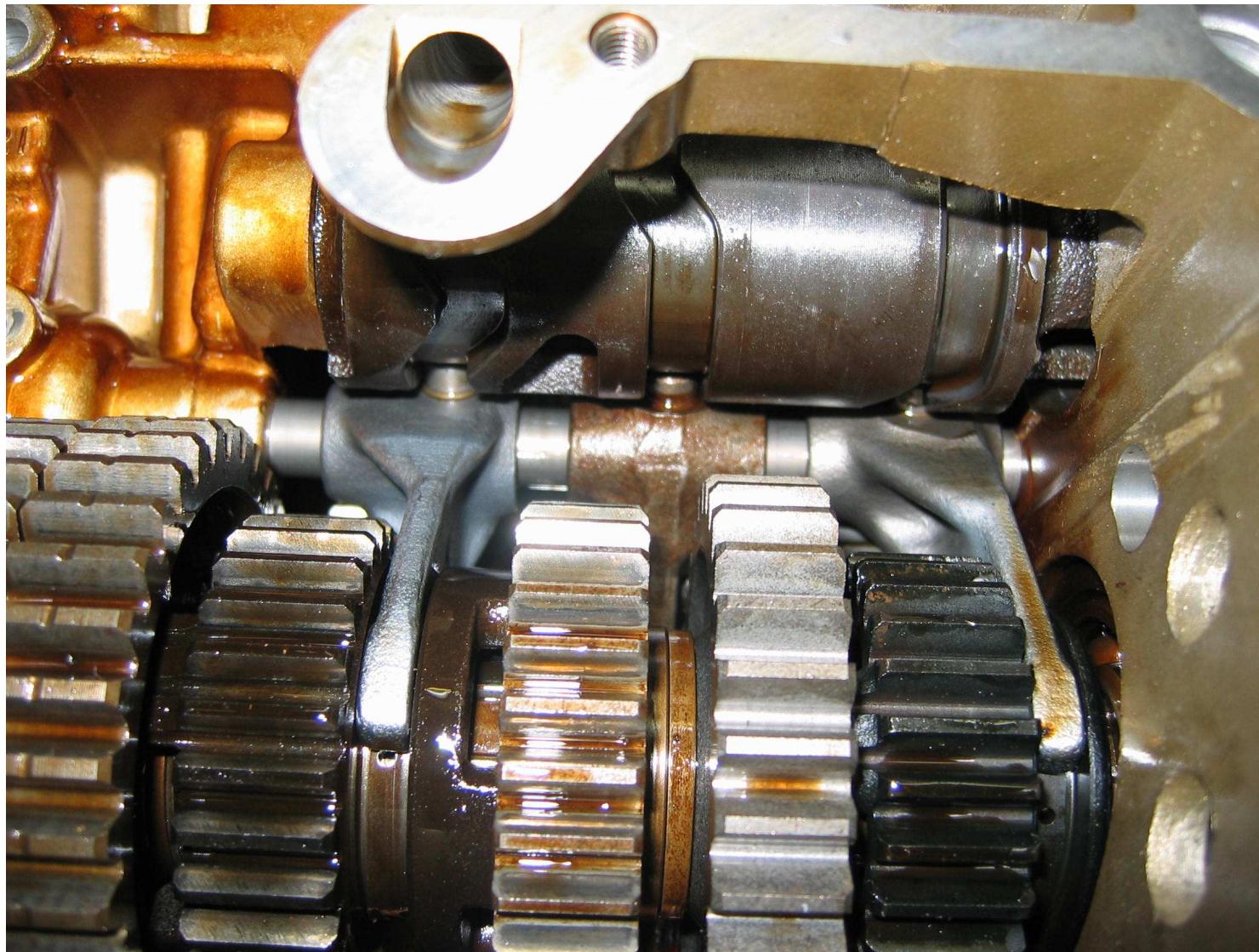


Synchroniseurs



Boite de vitesse de voiture

Fourchette et pignon baladeur





Développante de cercle

Tracé d'une développante

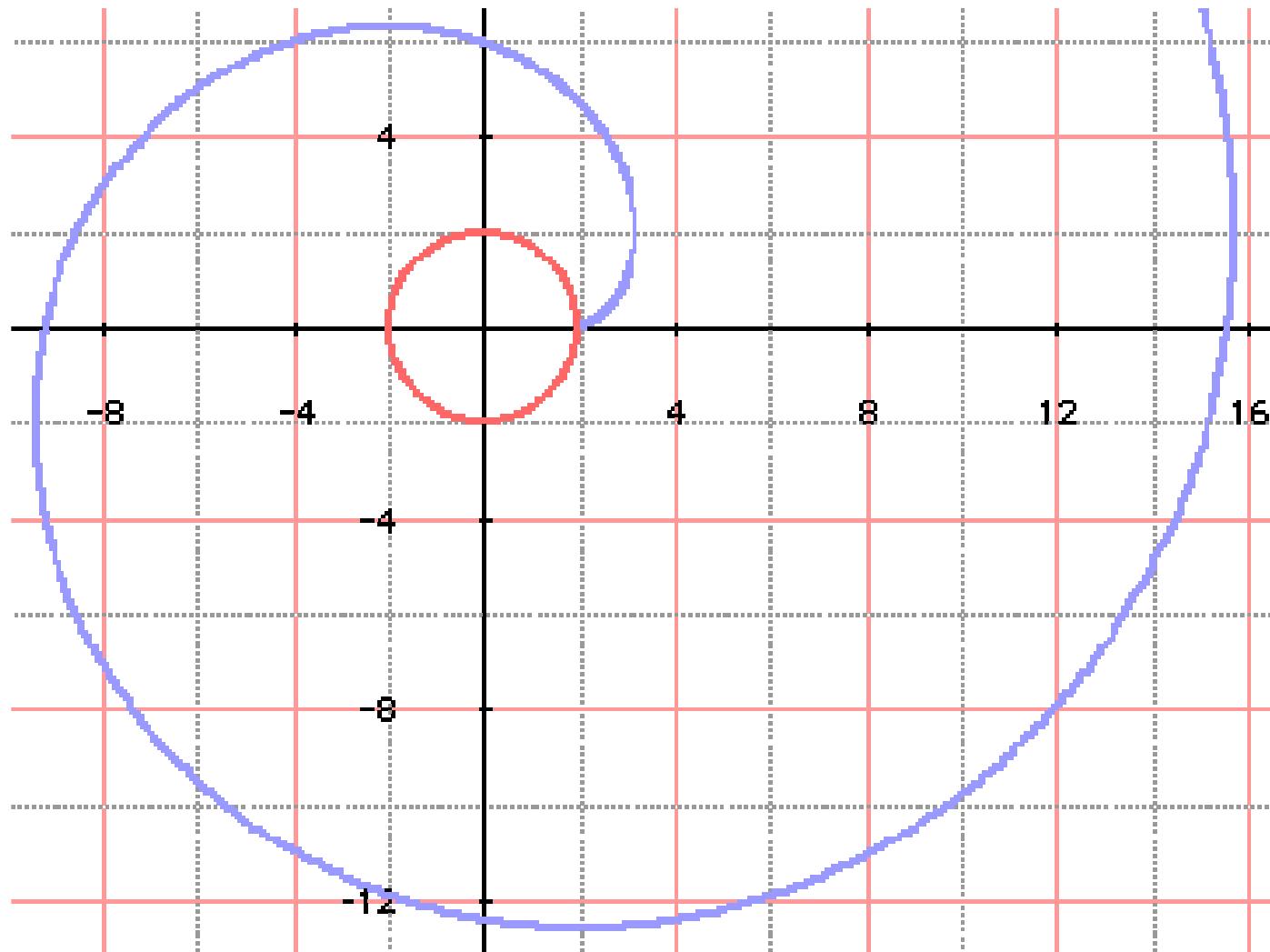
Faites l'expérience suivante :

- 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





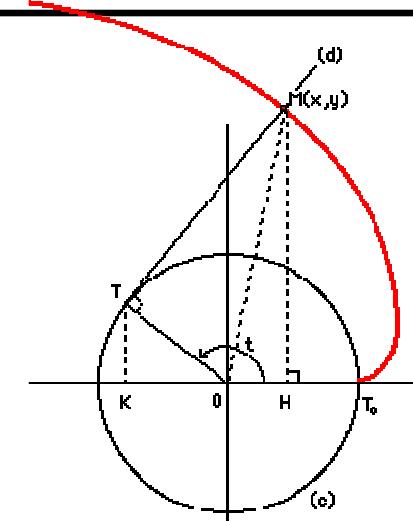
Développante de cercle

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_o .

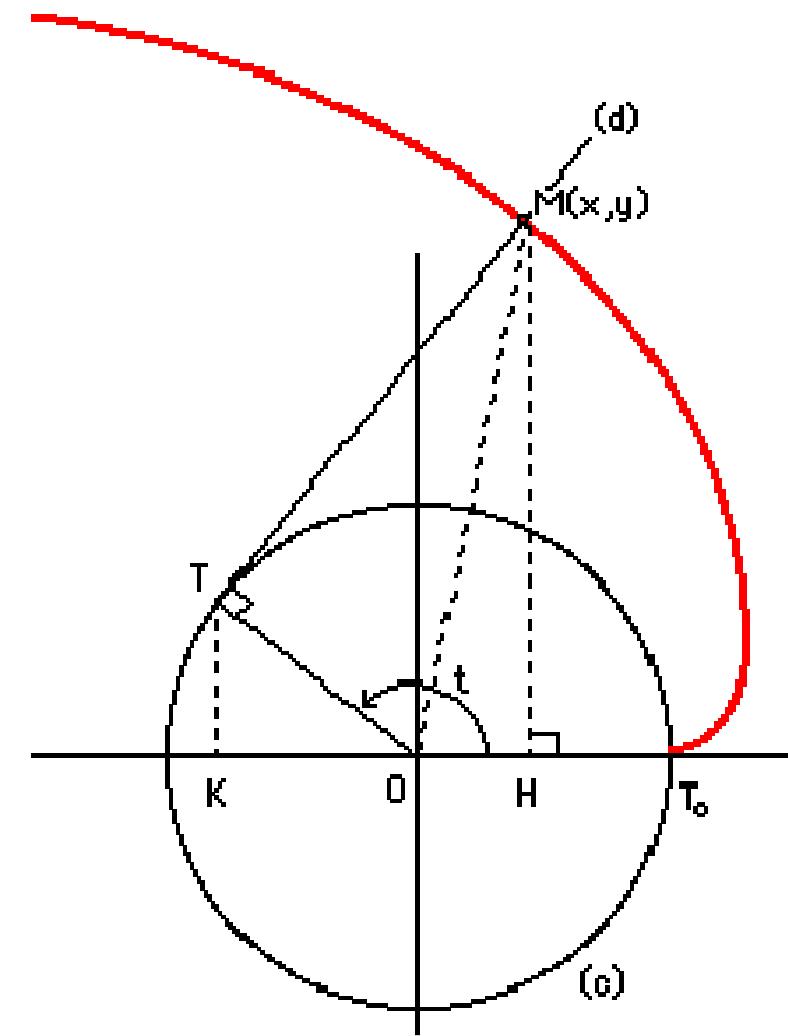
Lorsque (d) "roule" sans glisser sur (c) -i.e. le point de tangence T, initialement en T_o , décrit (c)- soit M le point de (d) tel que la distance TM égale la mesure de l'arc TT_o . M décrit une *développante* du cercle (c).





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 $x_T = r \cos t$, $y_T = r \sin t$ et que $TM = rt$, d'où $x_M = OH = OK + KH$ (en mesure algébrique), soit :
 $x_M = r \cos t + rt \cos(t - \pi/2) = r \cos t + rt \sin t$.





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.





Couple spiroïde

Ce système comporte les avantages suivants :

- Contrôle du jeu simple et efficace.
- Grande précision.
- Larges 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

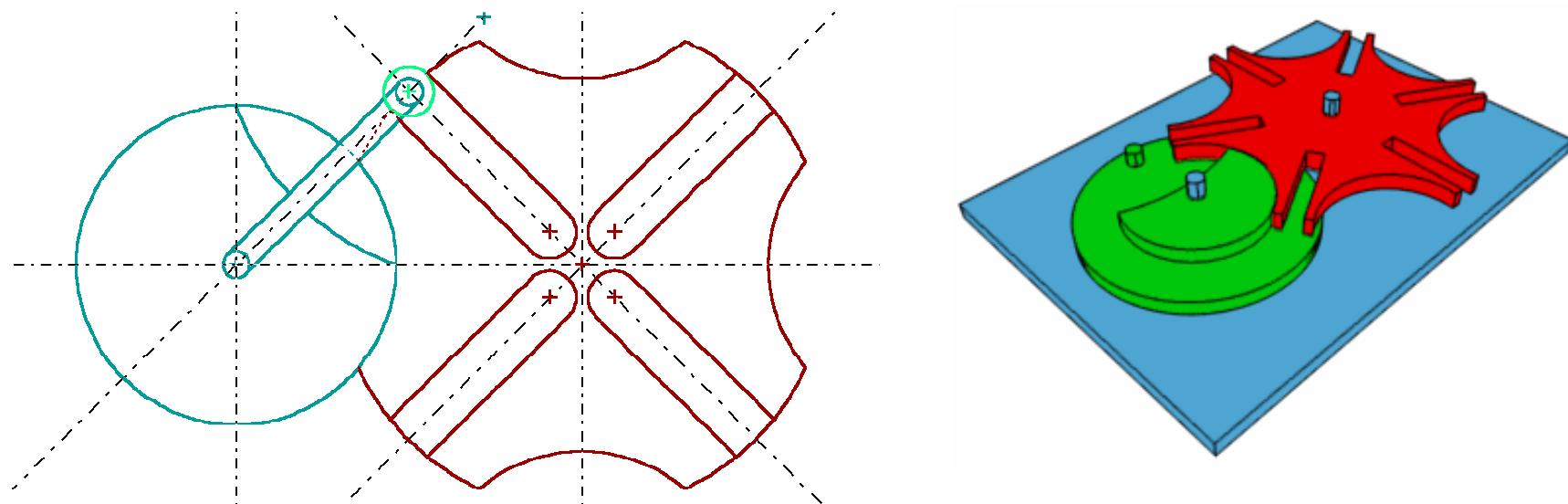


Croix de malte

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

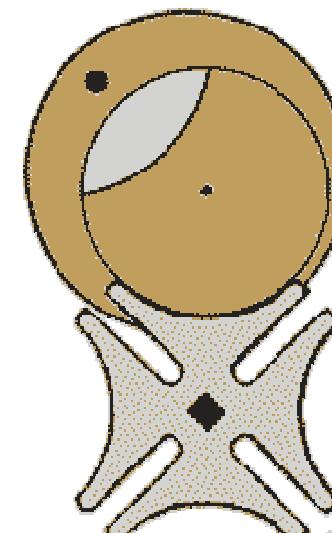
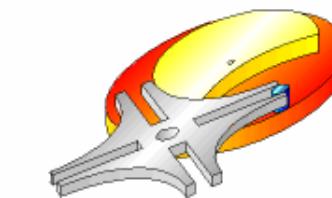
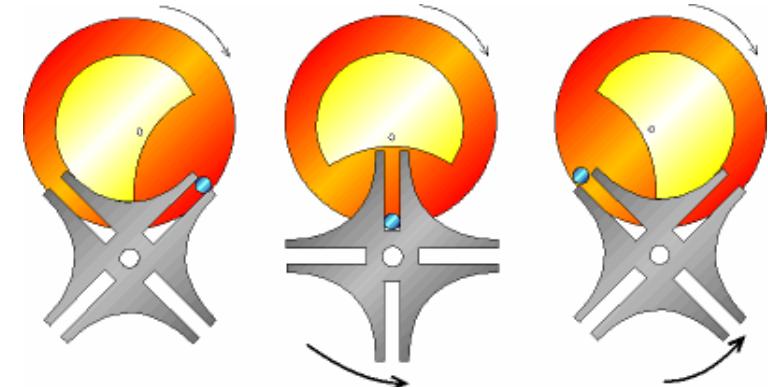
Fonctionnement

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.

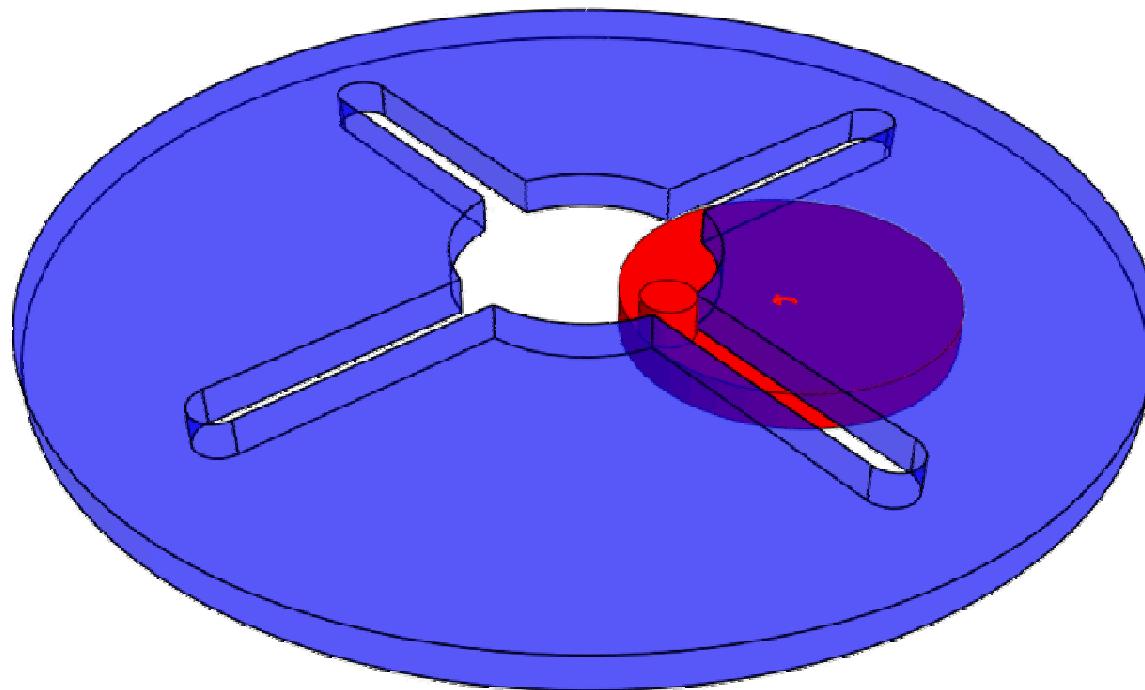
Pendant toute la durée de l'indexage, le plateau et la croix frottent l'une sur l'autre, mais la croix reste immobile et le mécanisme est irréversible.





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.

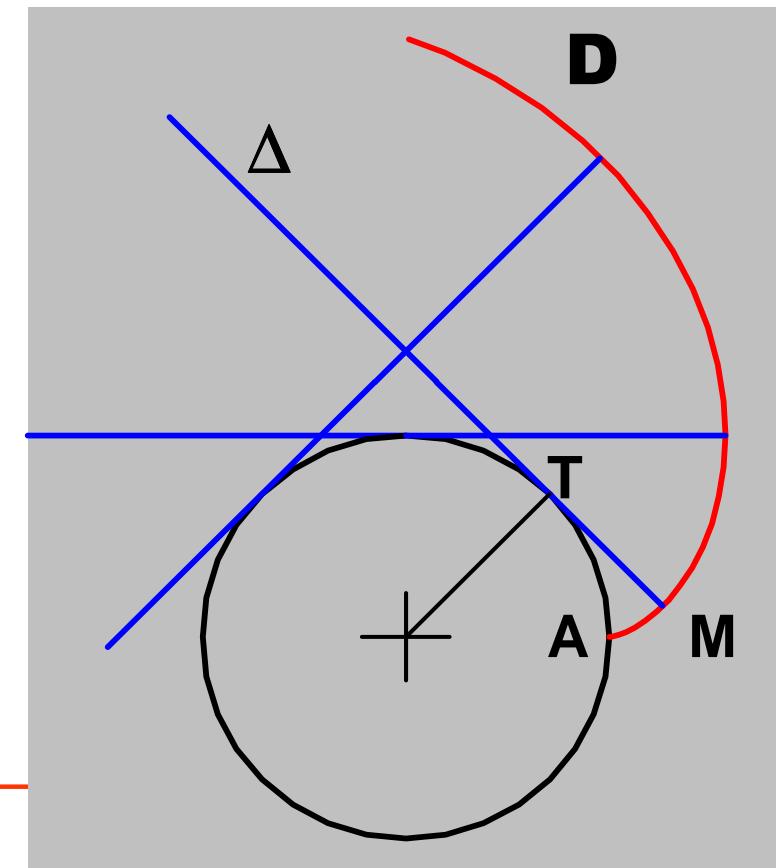
La droite Δ roule sans glisser sur le cercle de base C_b .

Le point M de la droite Δ 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





1. Profil de denture en développante de cercle

1.2. Equation de la développante de cercle.

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

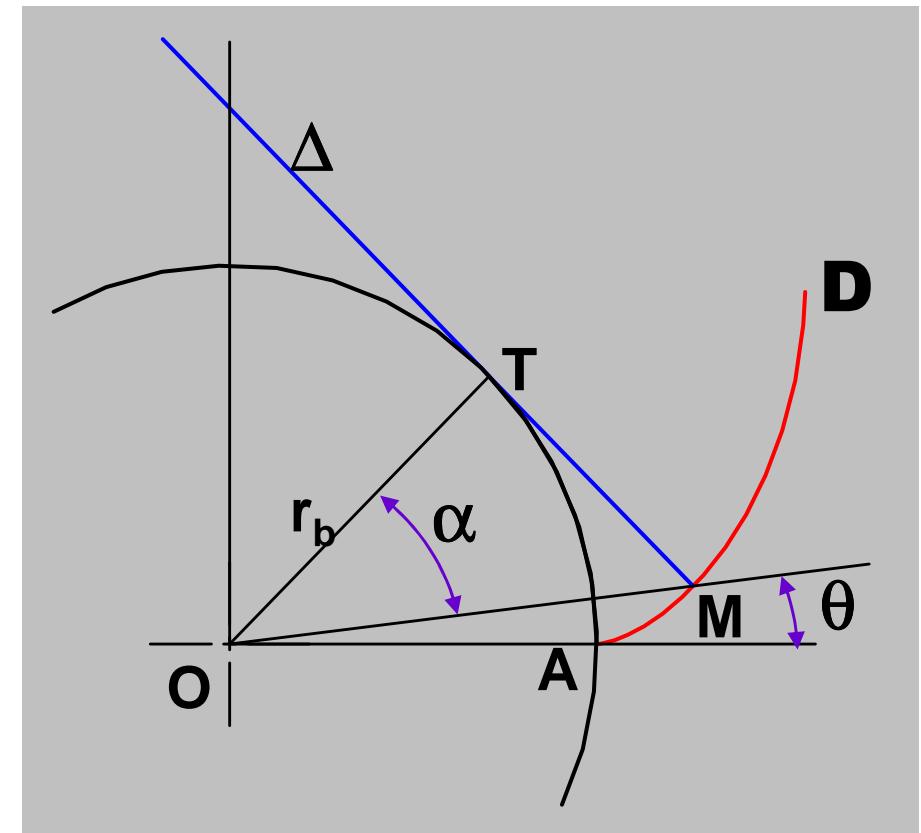
$$r_b \cdot \tan(\alpha) = (\alpha + \theta) \cdot r_b$$

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

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

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

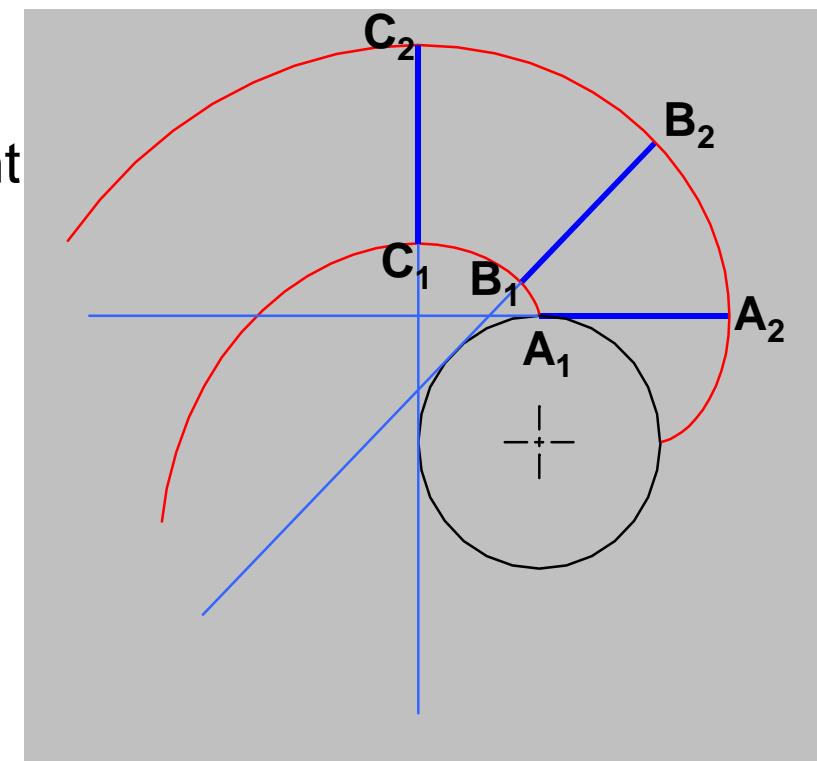
1.3. Propriétés géométriques des développantes de cercle.

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 :

$$\overline{A_1 A_2} = \overline{B_1 B_2} = \overline{C_1 C_2} = \text{constante}$$





Annexe: étude géométrique

1. Profil de denture en développante de cercle

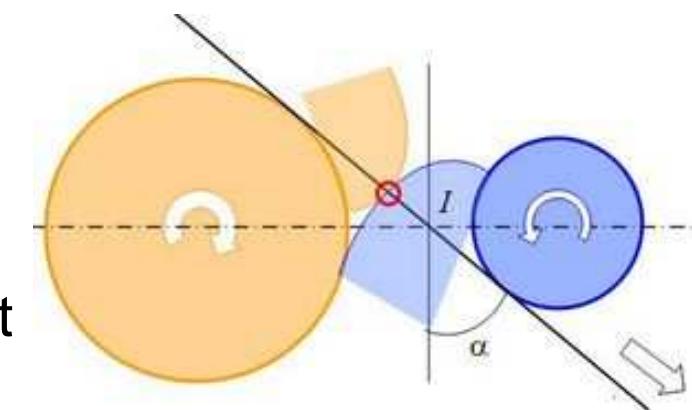
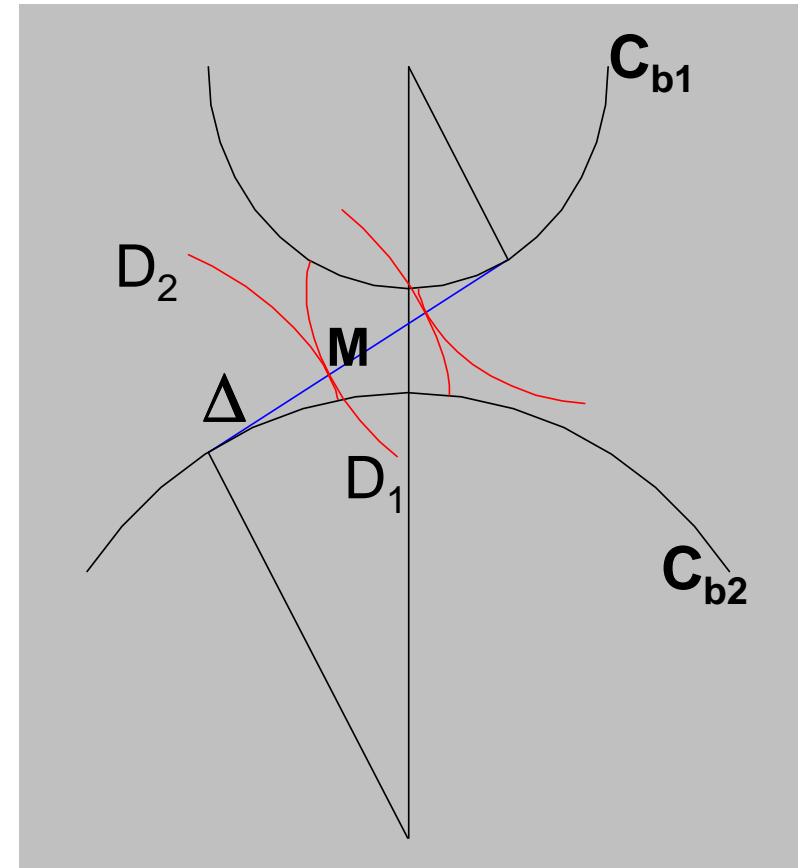
1.4. Conjugaison des profils en développante de cercle.

Δ 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 Δ .

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





1. Profil de denture en développante de cercle

1.4. Conjugaison des profils en développante de cercle.

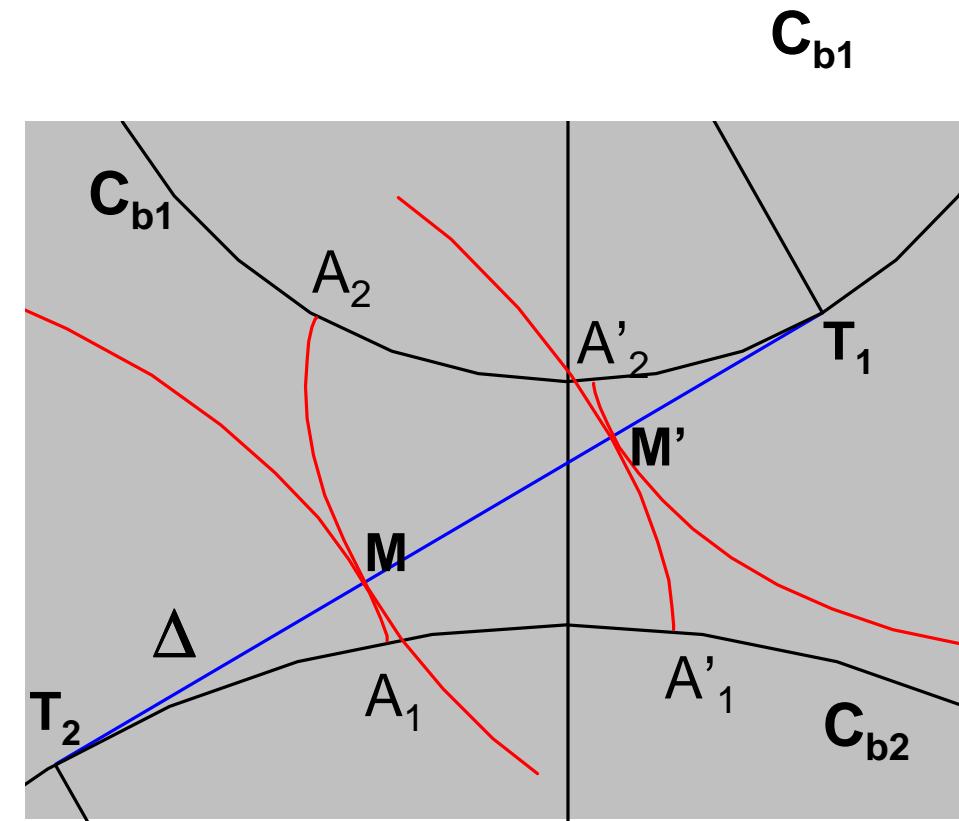
Le rapport des vitesses est à chaque instant constant :

$$\text{arc}(A_1 A'_1) = \overline{MM'}$$

$$\text{arc}(A_2 A'_2) = \overline{MM'}$$

$$\text{arc}(A_1 A'_1) = \text{arc}(A_2 A'_2)$$

⇒ 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 défini le rayon primitif r_1 du **cercle primitif C_1** .

O_2I défini le rayon primitif r_2 du **cercle primitif C_2** .

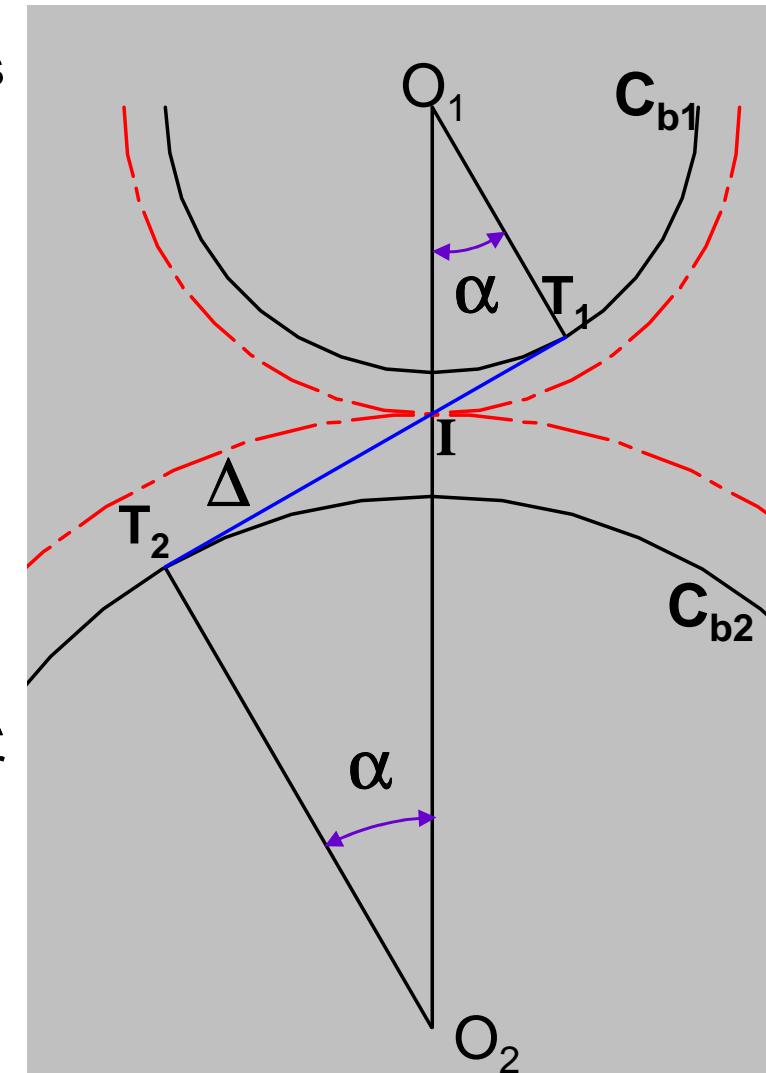
O_1O_2 défini **l'entraxe de fonctionnement** : $a = r_1 + r_2$.

La droite T_1T_2 est appelée **droite de pression Δ** .

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

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

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





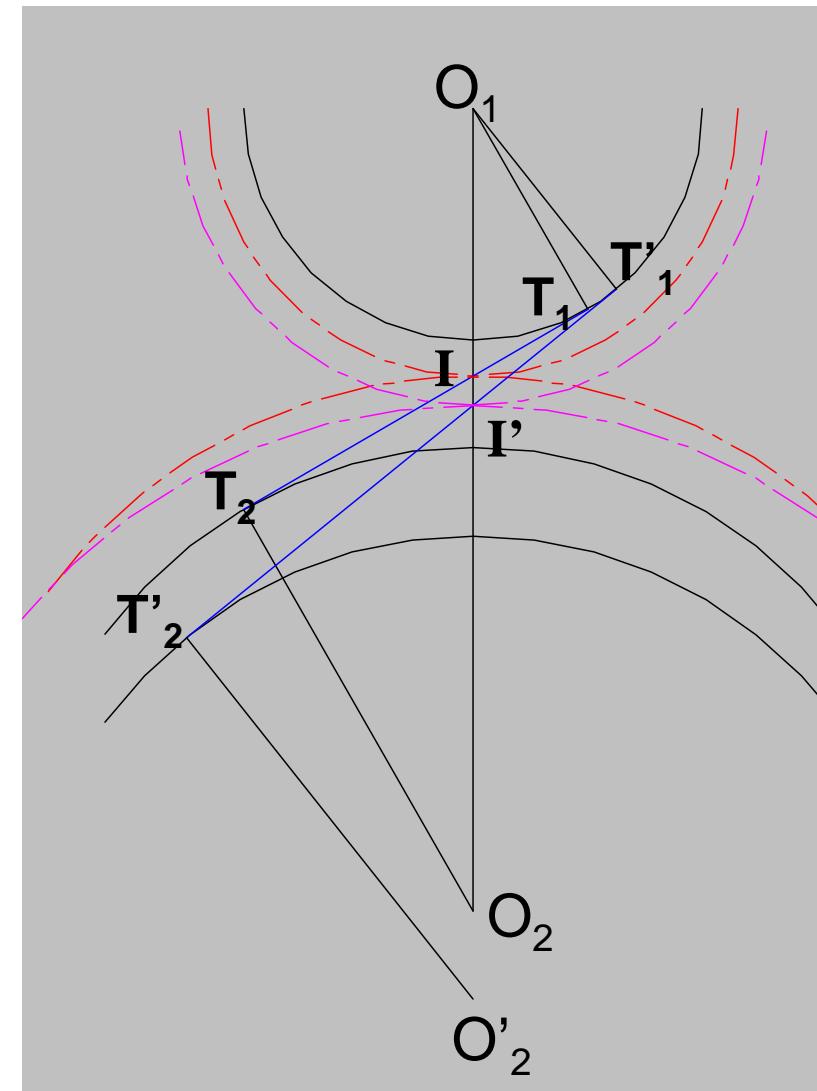
1. Profil de denture en développante de cercle

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 $T'_1 T'_2$ reste tangente aux cercles de base, son intersection I' avec $O_1 O'_2$ détermine de nouveaux primitifs C'_1 et C'_2 qui ont même rapport que les cercles primitifs théorique C_1 et C_2 :

$$\frac{IO_1}{IO_2} = \frac{O_1 T_1}{O_2 T_2} = \frac{O_1 T_1}{O_2 T_2} = \frac{I' O_1}{I' O'_2}$$



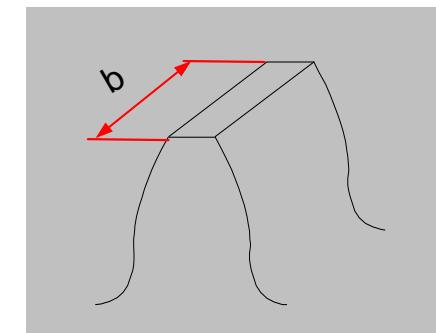
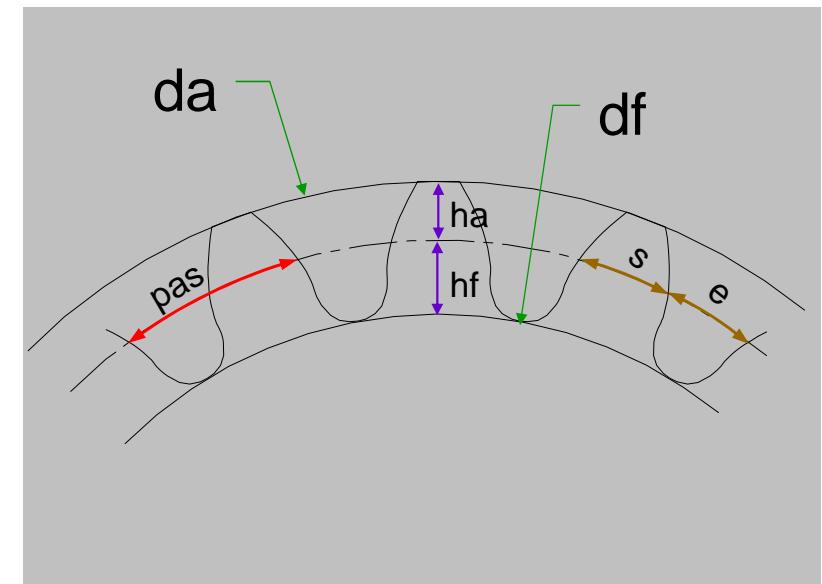


Annexe: etude géométrique

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	$b=k \cdot m$
k	coefficient de largeur de denture	Micro : k=1 à 2 Méca géné : k=6 à 8





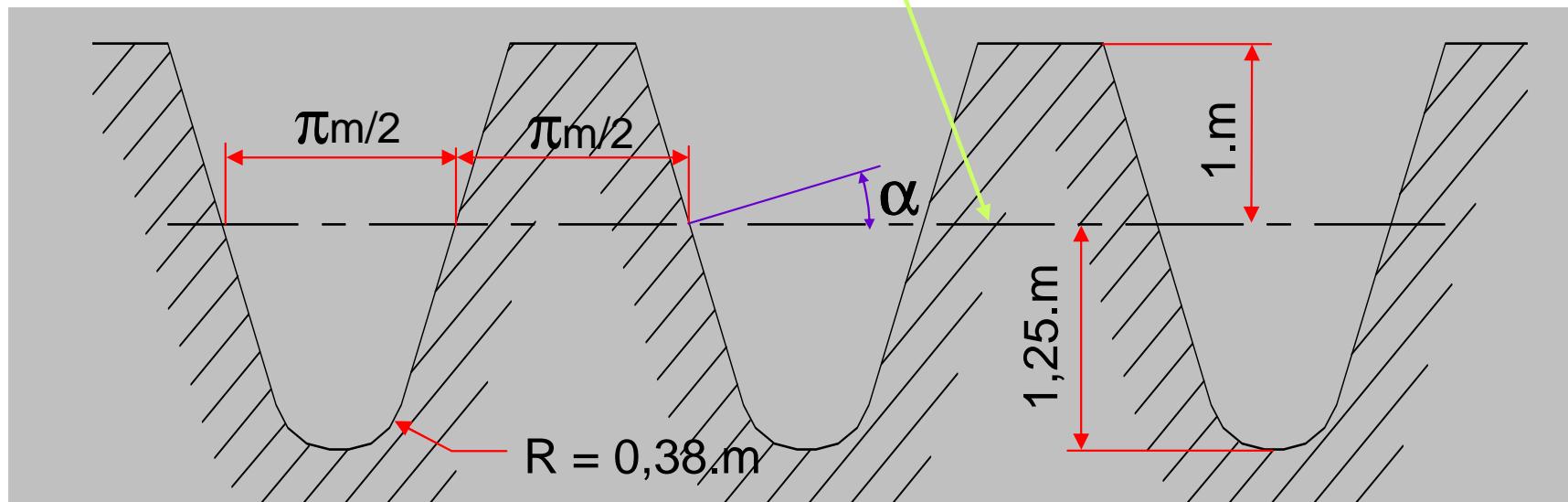
Annexe: etude géométrique

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



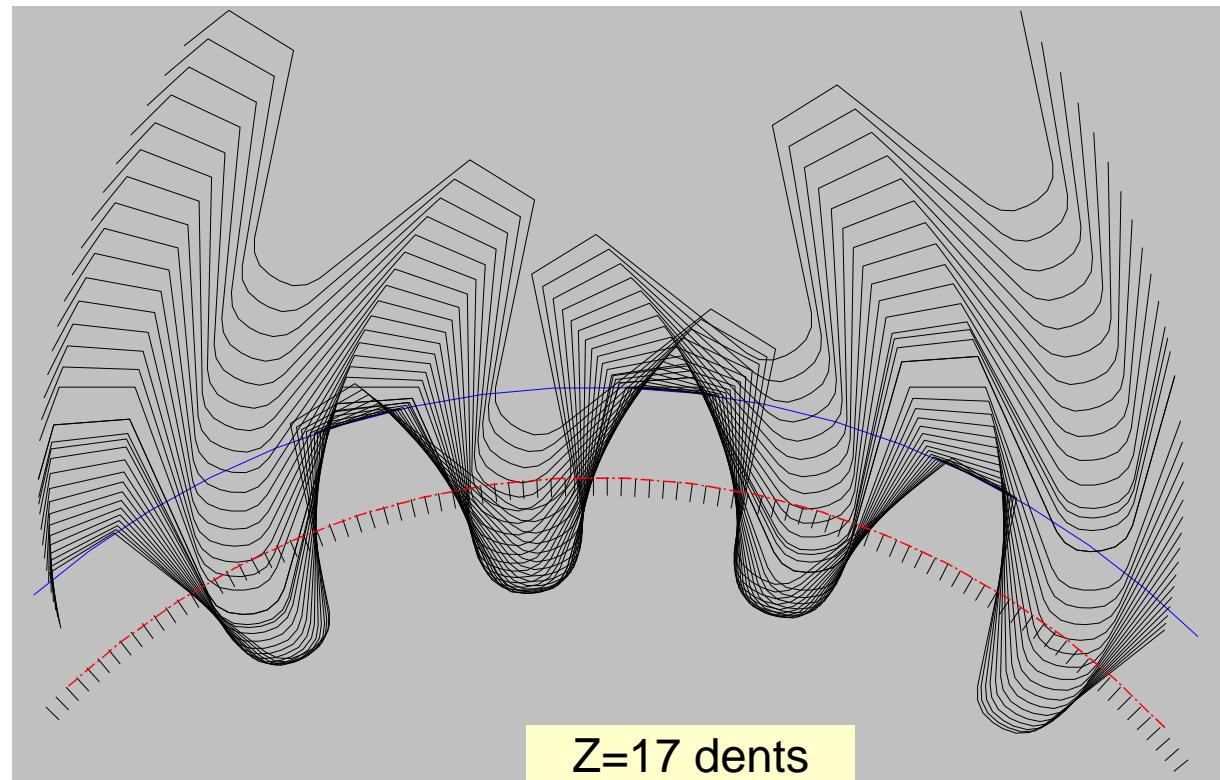


Annexe: étude géométrique

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.





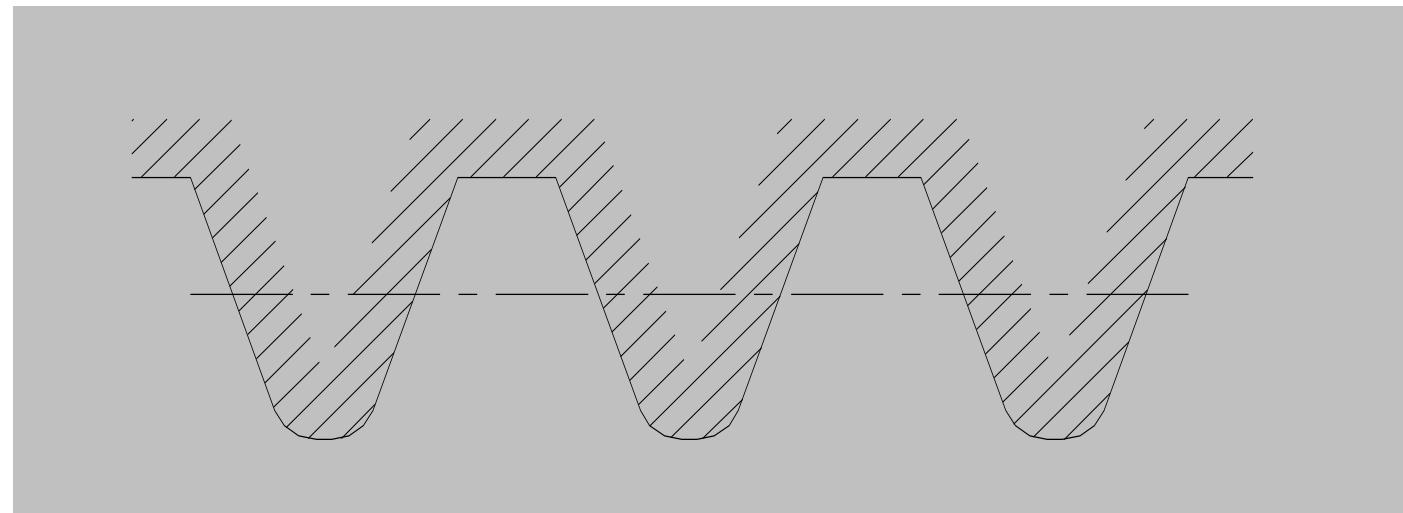
Annexe: etude géométrique

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

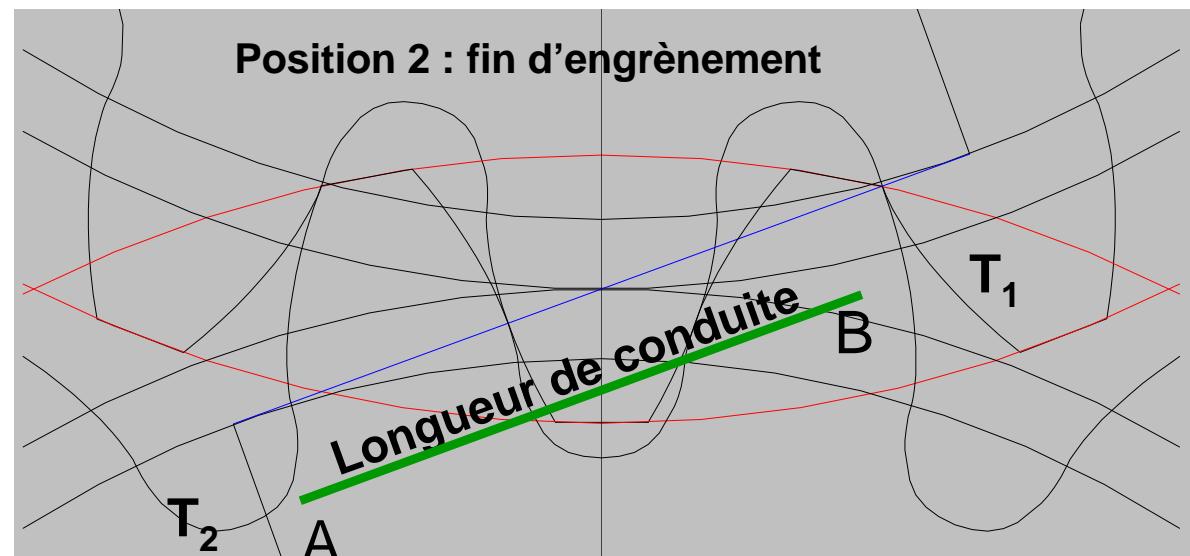
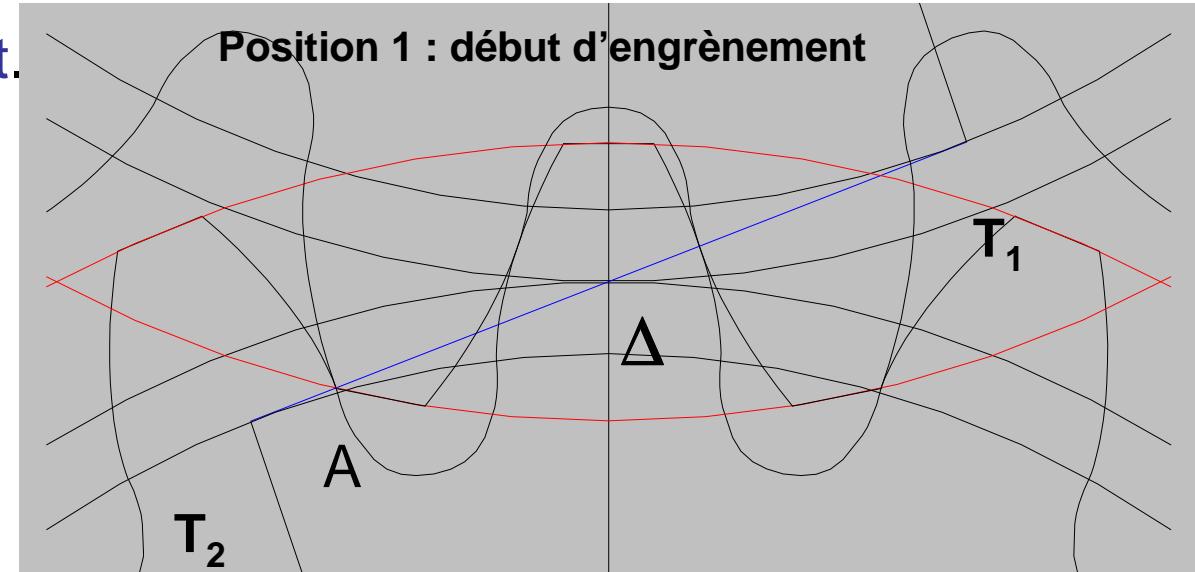
1. Profil de denture en développante de cercle

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 :

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

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 α diminue.



Annexe: etude géométrique

2. Étude cinématique

2.1. Glissement.

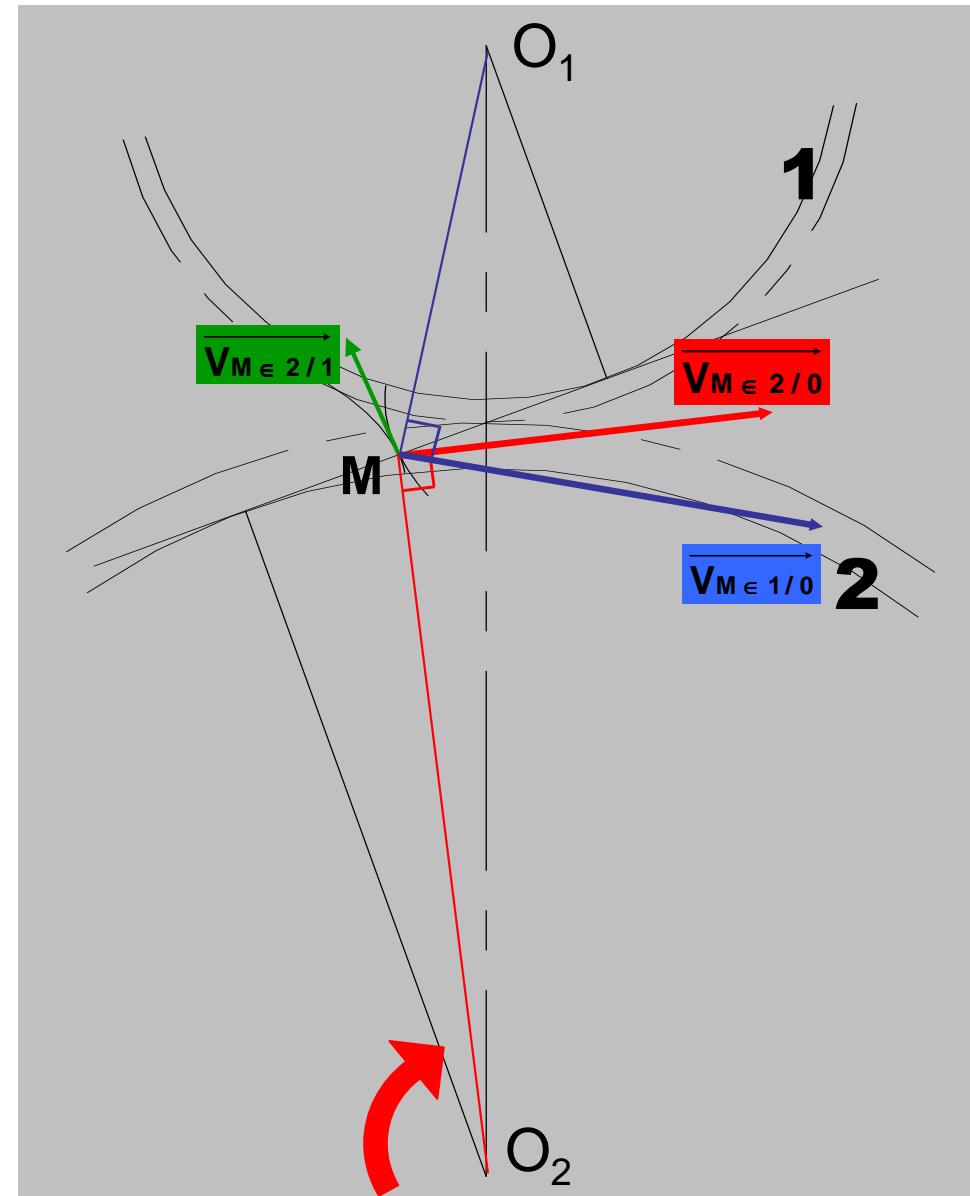
$N_{2/0} = 150 \text{ tr/min}$;

$Z_1 = 20 \text{ dents}$;

$Z_2 = 40 \text{ dents}$;

$m = 0.3 \text{ mm}$.

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





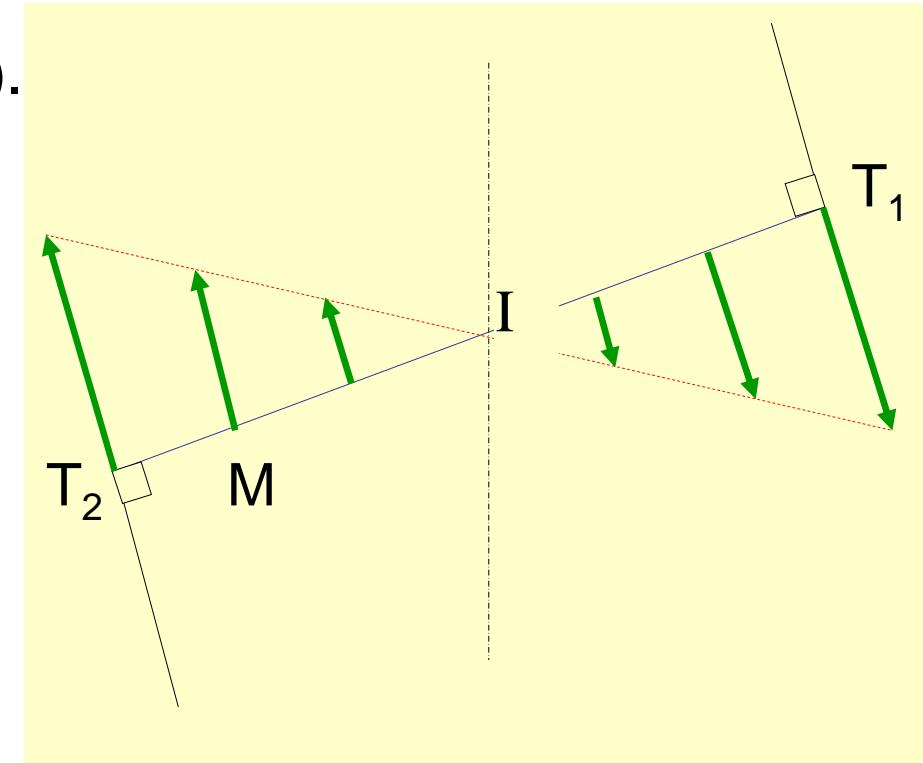
2. Étude cinématique

2.2. Distribution des vitesses de glissement.

Les vecteurs vitesse de glissement sont de direction perpendiculaire à la droite T_1T_2 (Δ).

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 Δ 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 Δ , 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.

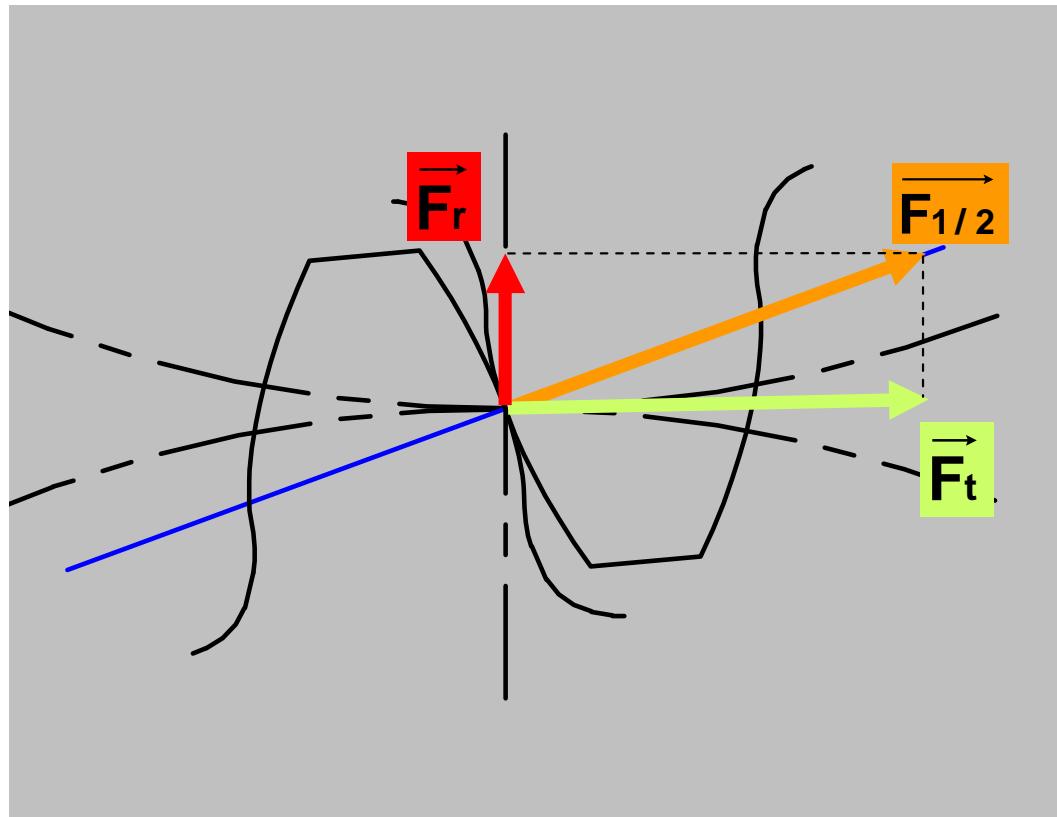
$\overrightarrow{F_{1/2}}$ est portée par la ligne de pression Δ .

$$\overrightarrow{F_{1/2}} = \overrightarrow{F_r} + \overrightarrow{F_t}$$

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

$$\|F_t\| = \|F_{1/2}\| \cdot \cos(\alpha) = \frac{C_1}{r_1} = \frac{C_2}{r_2}$$

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



$$\|F_r\| = \|F_{1/2}\| \cdot \sin(\alpha) = \|F_t\| \cdot \tan(\alpha)$$



Annexe: etude géométrique

3. Dimensionnement d'une dent - Choix du module

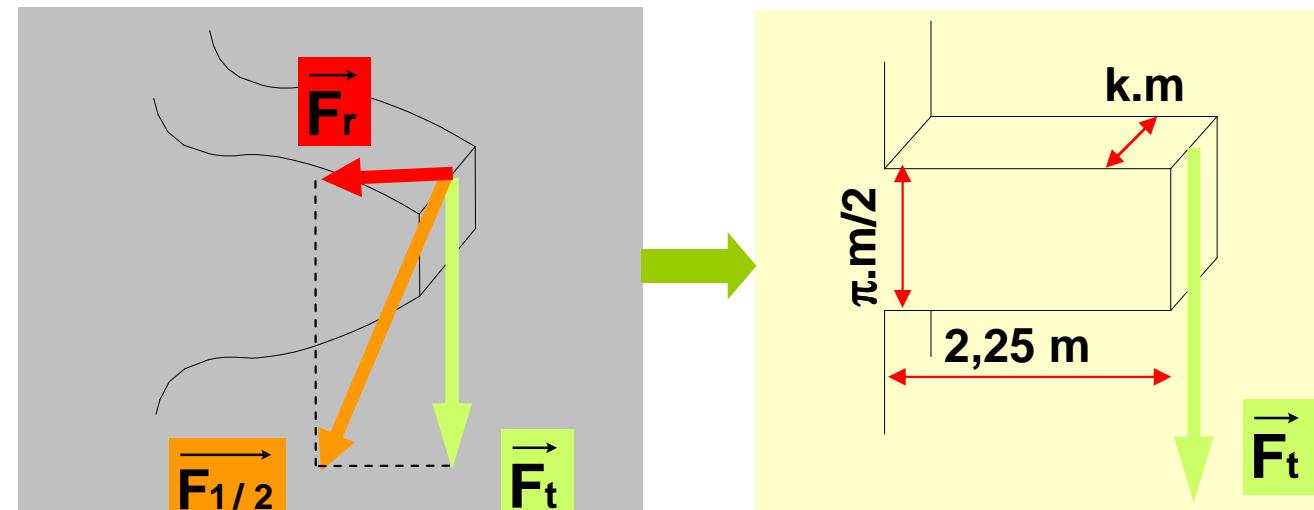
3.2. Calcul de résistance de la dent.

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.

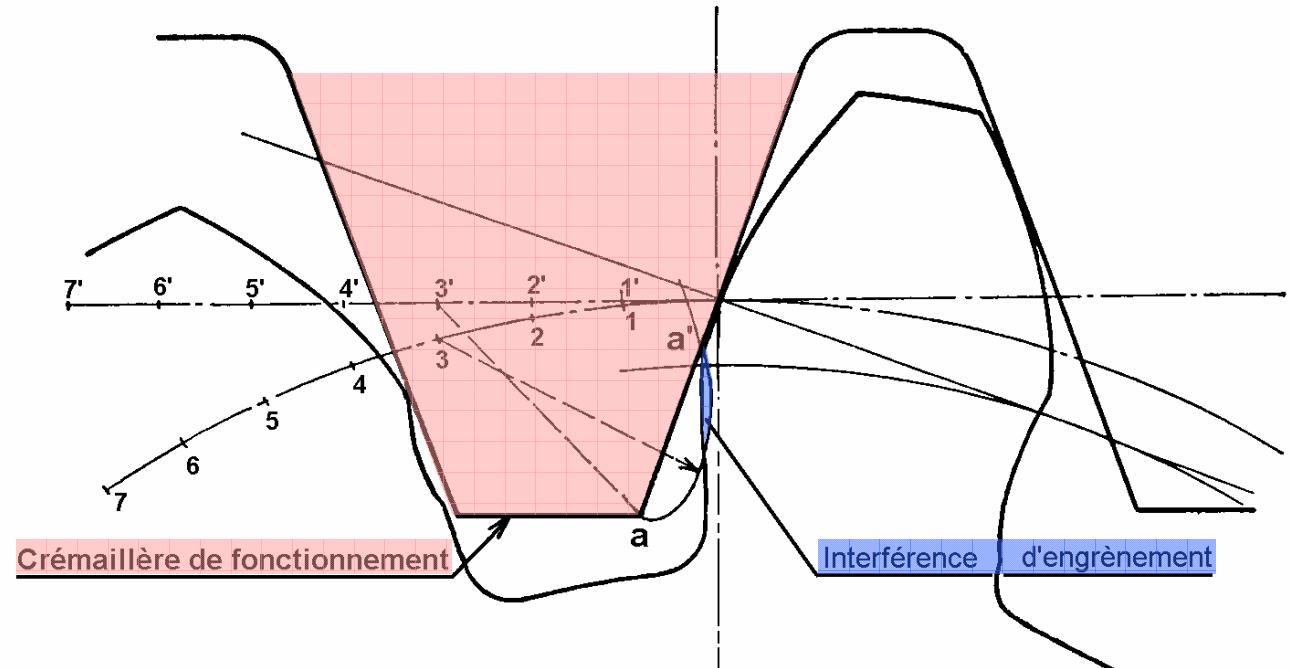
Méthode ISO : calcul de résistance à la pression de contact et de contrainte en flexion, cette méthode est normalisée (NF E 23-015) mais fastidieuse à mettre en œuvre. Elle prend en compte de nombreux facteurs liés au fonctionnement.



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**.



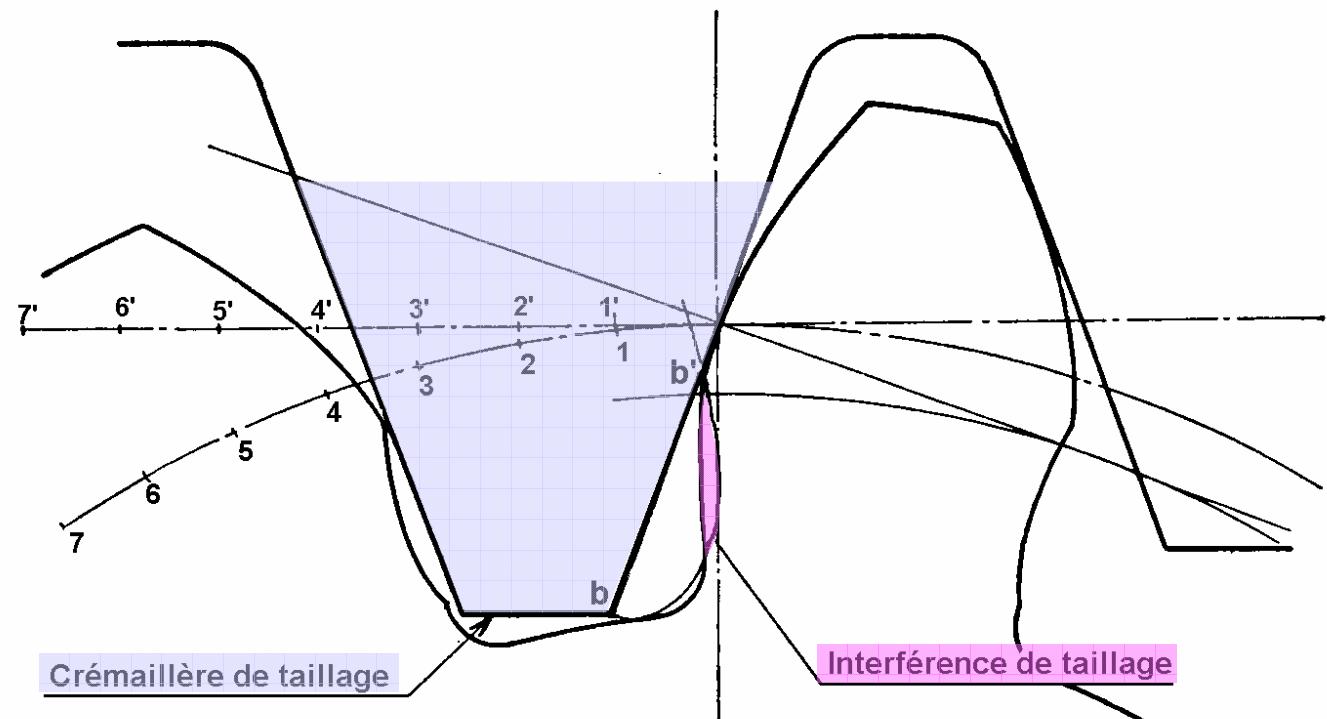
Courbe aa' : lieu du sommet a de la crémaillère de fonctionnement



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 :

Interférence de taillage > Interférence de fonctionnement



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.



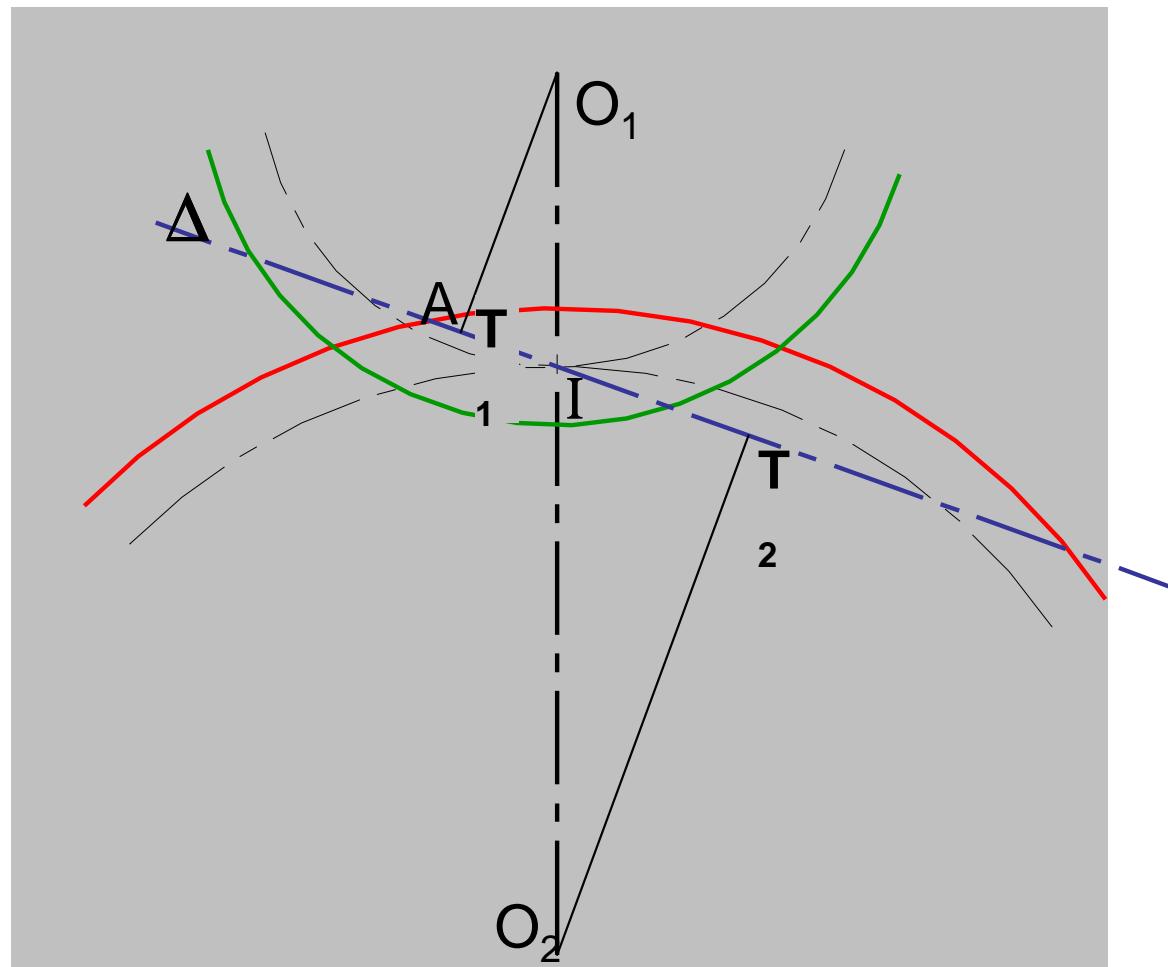
4. Interférence - Correction de denture

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

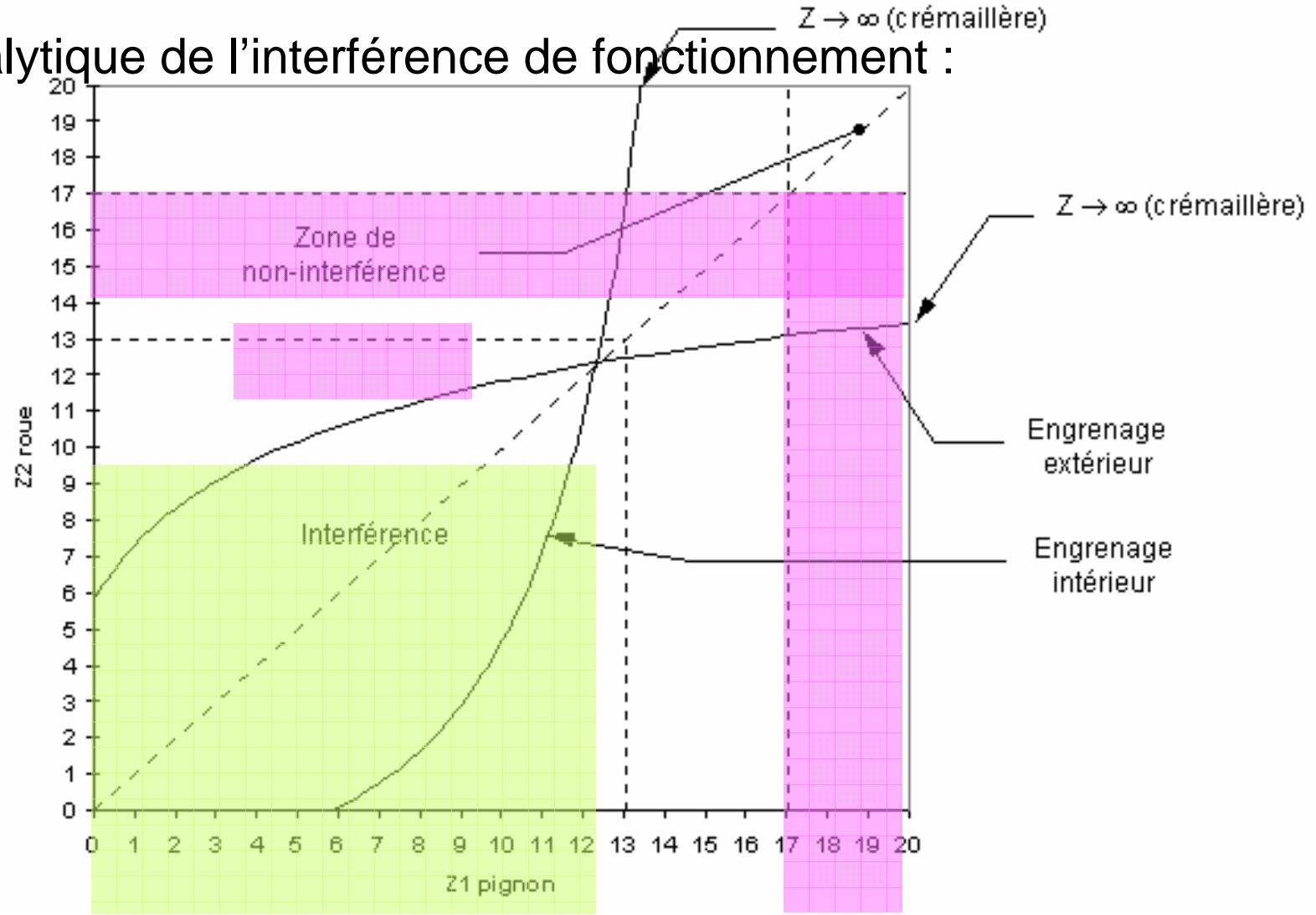
4.3. Condition de non-interférence.

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 ?

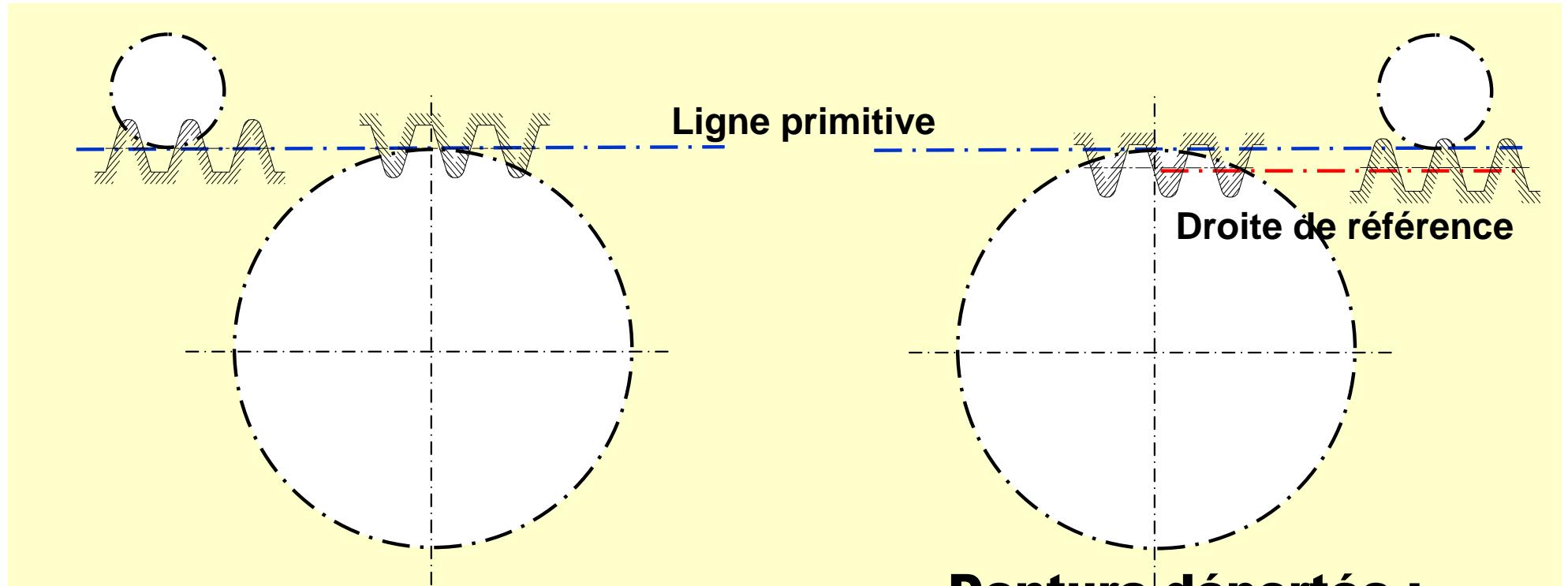
- augmenter l'angle de pression α*** : peu utilisé car cela nécessite un outillage spécial pour le taillage des dents et aussi car on diminue le rapport de conduite $C\alpha$.
- réduire la hauteur de saillie*** : peu utilisé car on diminue également rapport de conduite $C\alpha$.
- par déport de denture*** (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 :

Les diamètres de tête et de pied ont changé :

Pignon

$$ha_1 = ha + \delta \\ = m + \delta$$

$$hf_1 = hf - \delta \\ = 1,25.m - \delta$$

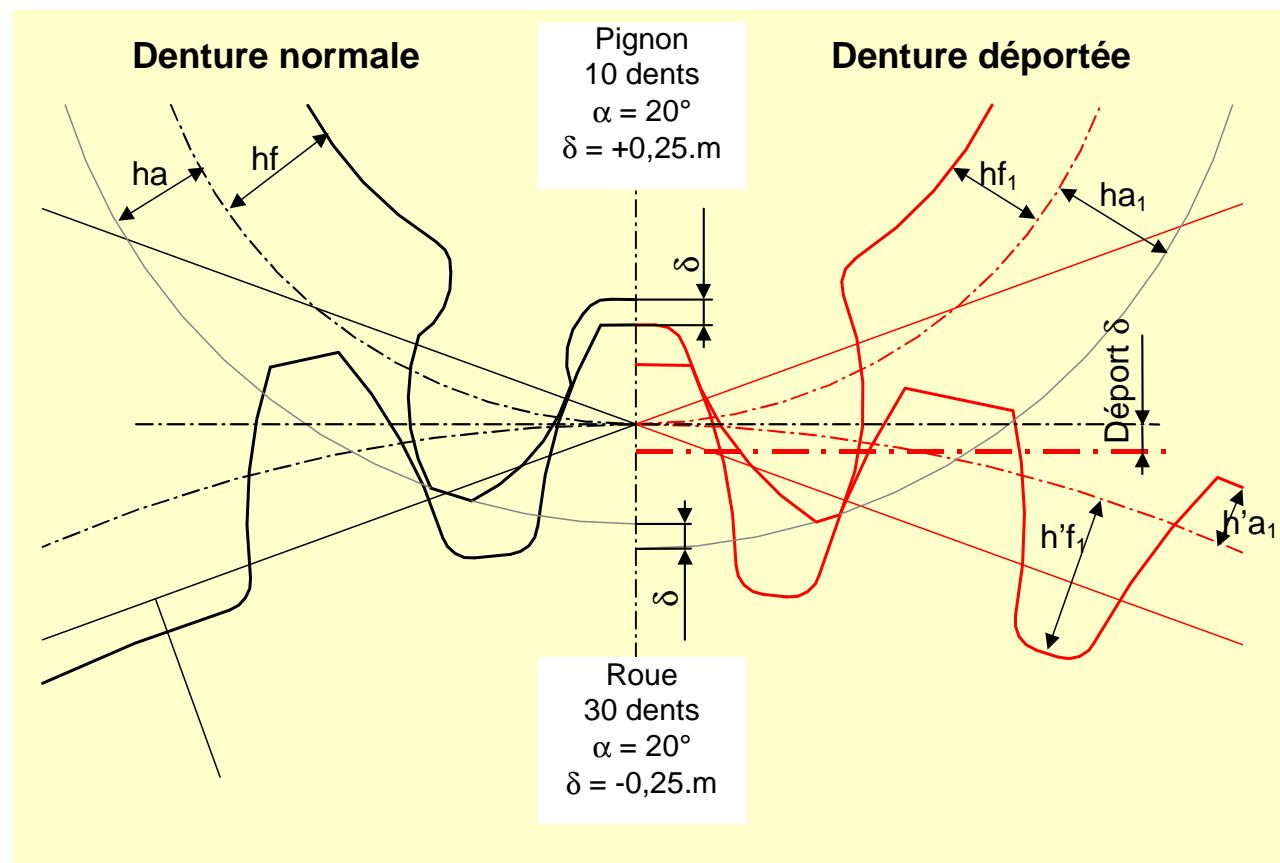
Roue

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

$$h'f_1 = hf + \delta \\ = 1,25.m + \delta$$

$$\delta = m \cdot x$$

(m : module ; x : coefficient de déport)





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**.



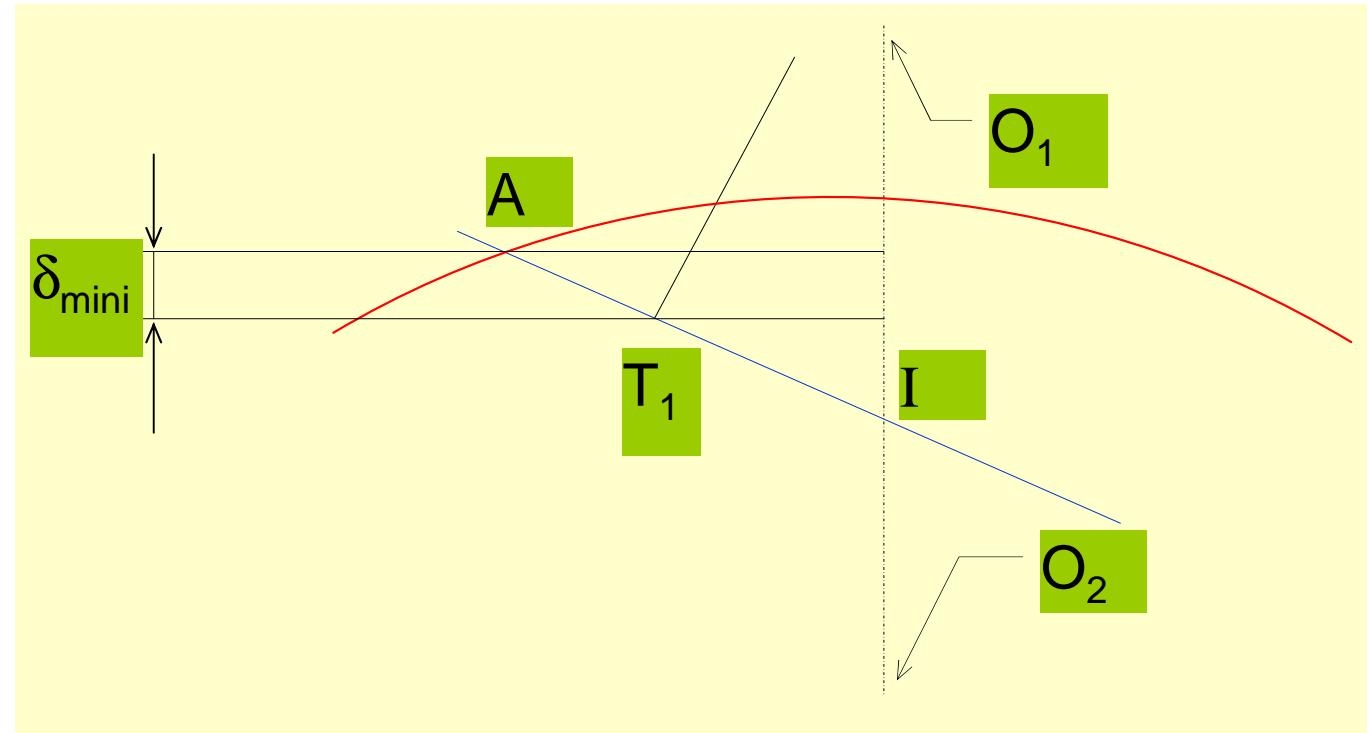
4. Interférence - Correction de denture

4.4. Détermination graphique du déport de denture minimum .

Nous avons vu au chapitre 4-3 que si ,

$$\overrightarrow{IA} > \overrightarrow{IT_1}$$

alors il y a interférence.



Pour supprimer cette interférence il faut donc ramener le point A à l'intérieur du segment $T_1 T_2$:

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



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 :

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

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



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 refroissement 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 micro-soudages 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 :



Lubrification des engrenages

Méthode d'application des lubrifiants

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.



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"

Système 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.



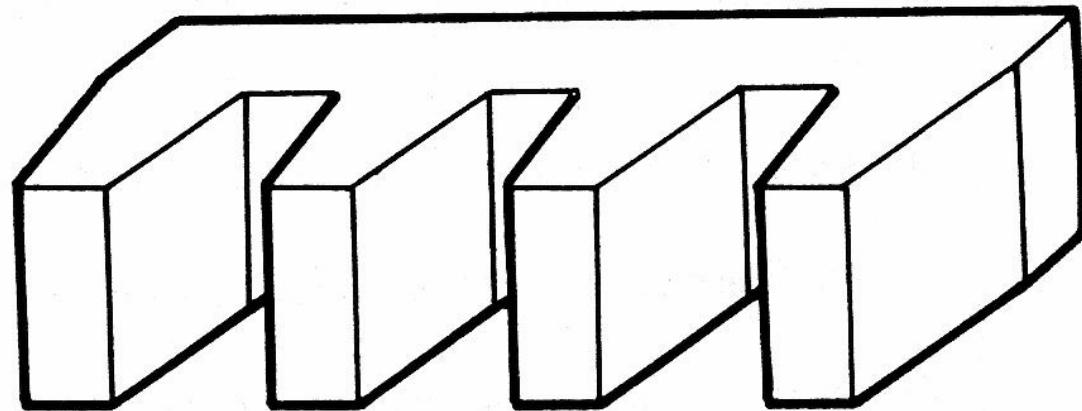
Fabrication des engrenages

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.

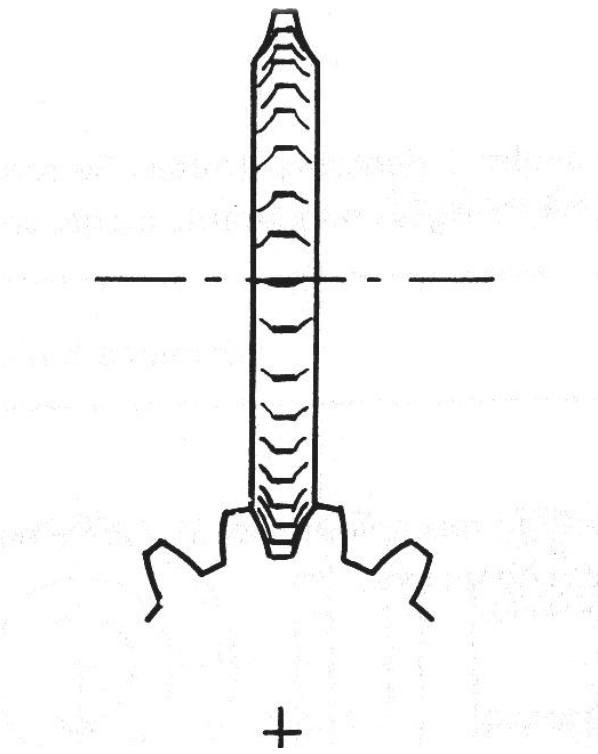
taillage progressif : à chaque instant toutes les dents à tailler sont à peu près dans le même état dans la génération par vis mère.



Fabrication des engrenages



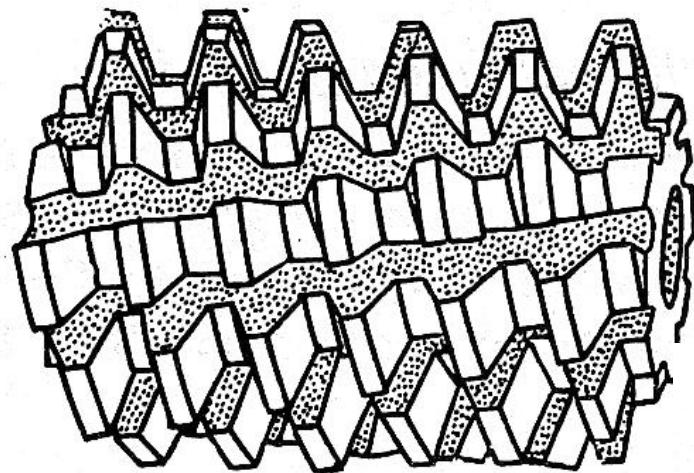
Outil crémaillère



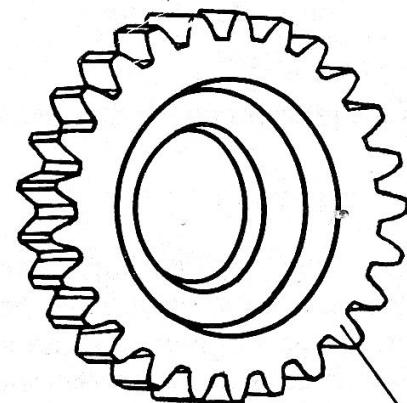
Fraise disque



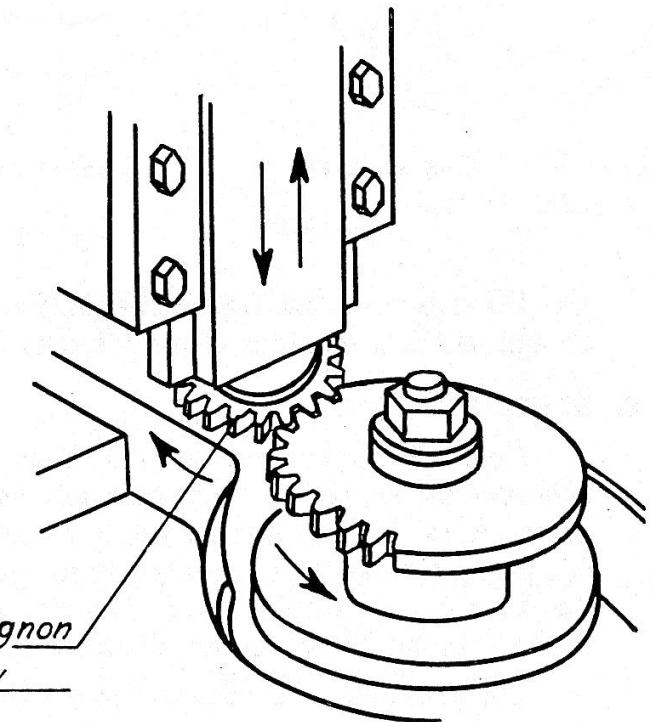
Fabrication des engrenages



Fraise mère

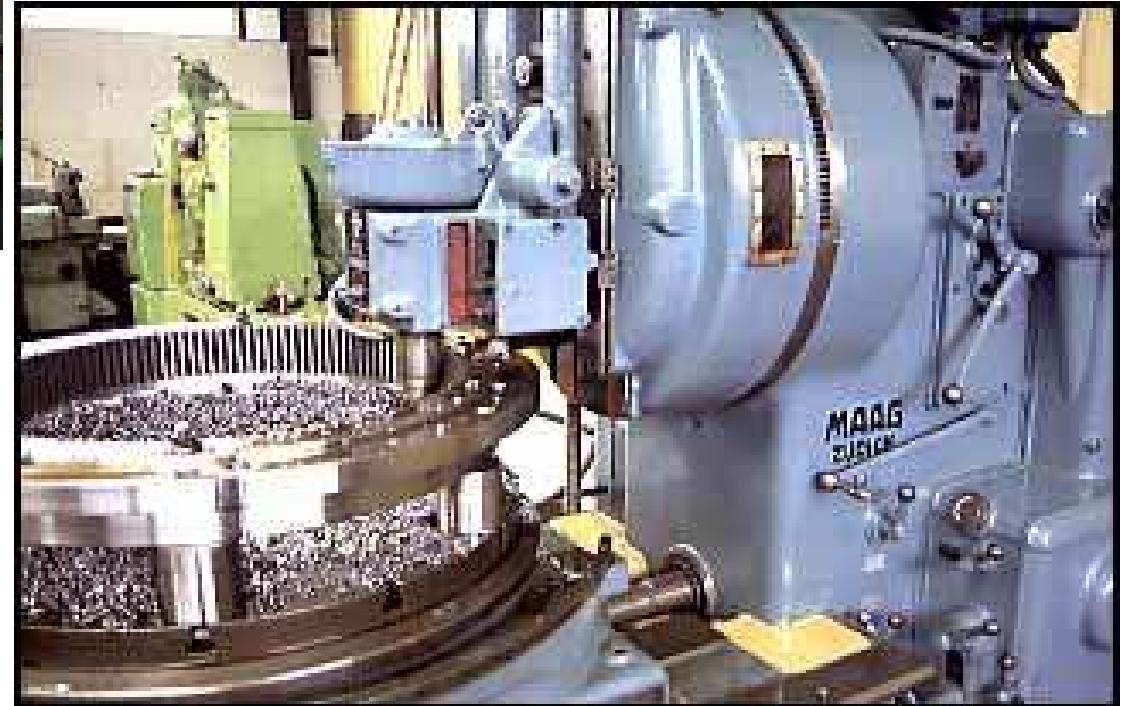


Outil pignon
Fellow





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.

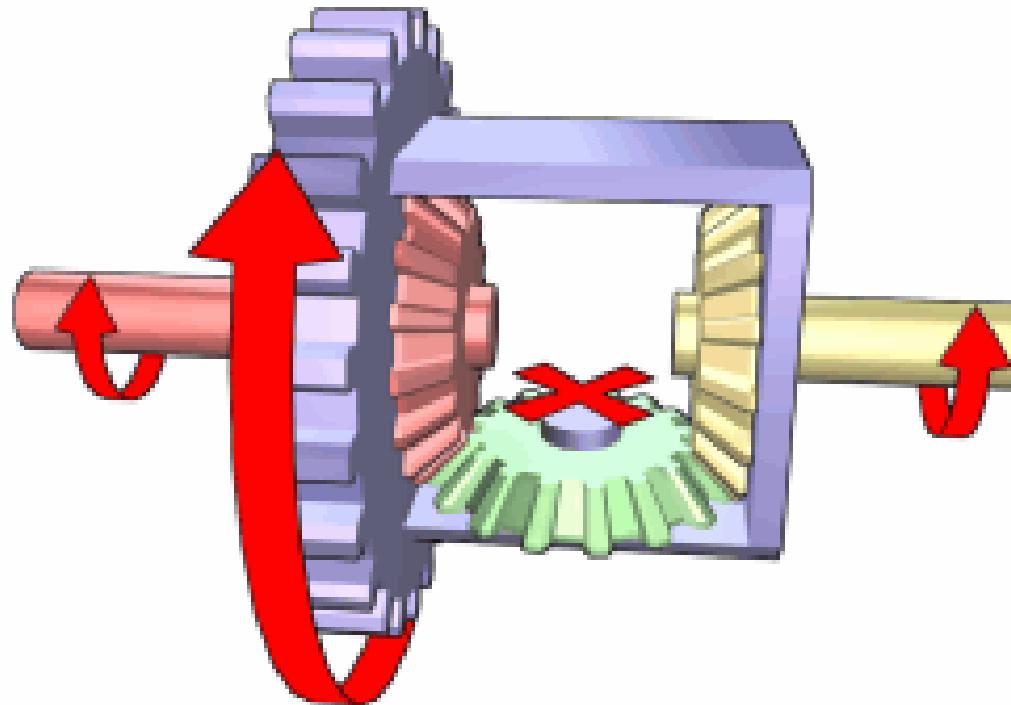
Il assure ainsi une meilleure tenue de route (sans différentiel, un véhicule tend à aller tout droit) et permet de limiter l'usure des pneumatiques.



Exemples de construction

Le différentiel

Différentiel tournant librement



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

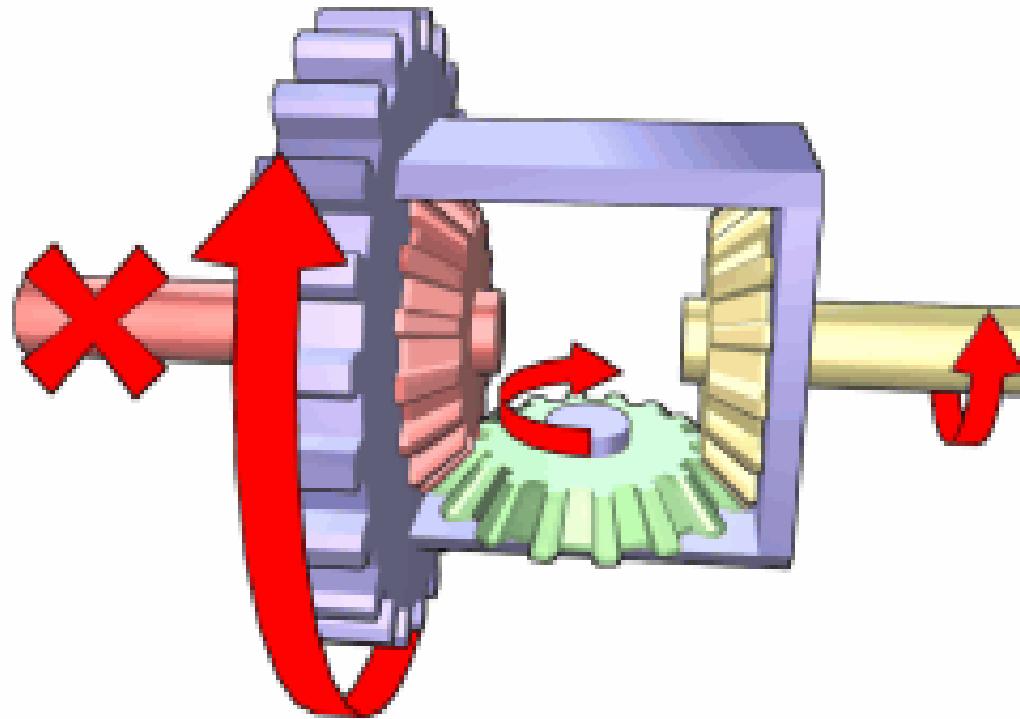
Ici, les deux arbres de sortie (à droite et à gauche) tournent à la même vitesse, l'effort de rotation est donc réparti équitablement.



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 irrémédiabes.

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 cisaillée.

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 vitesses 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, piqûres ...

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 déports ...

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 corrodes 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.



Endommagement de dentures

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 tangentialles 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-écaillles (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.



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.



Endommagement de dentures

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.



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 ».



Endommagement de dentures

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 précédent 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 bourrelets 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 $45^\circ - \varphi/2$, φ étant l'angle de frottement. On a donc ici une inclinaison de denture de l'ordre de 43° .



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 **crikes de rectification** (grinding cracks),
- des **crikes 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

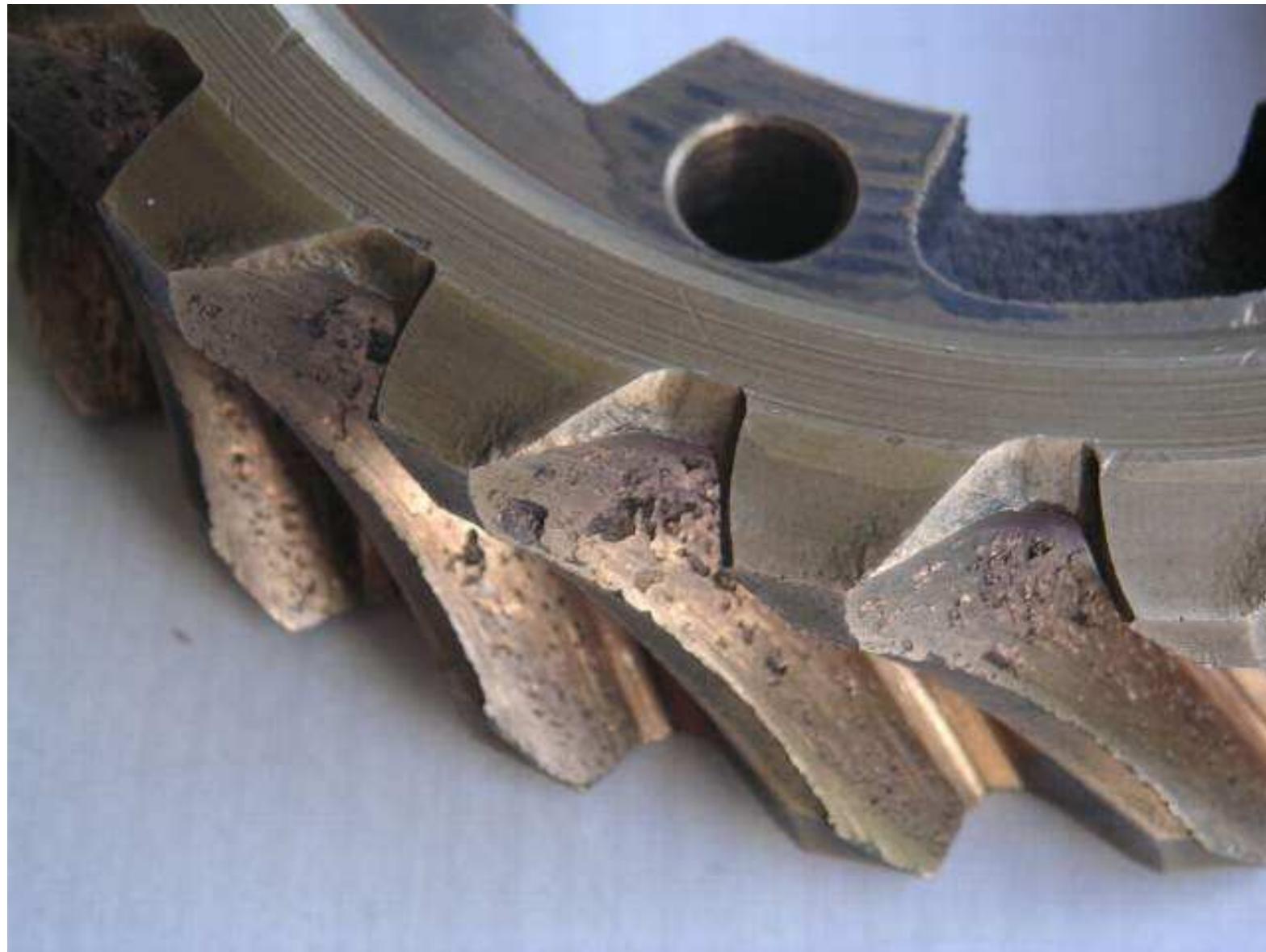
Processus d'usures combinées





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 programmateurs 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