

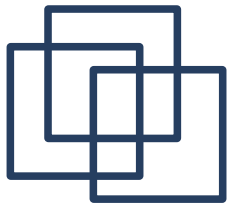
Transmission de Puissance

- GÉNÉRALITÉS -

Il existe différentes solutions pour transmettre une puissance.

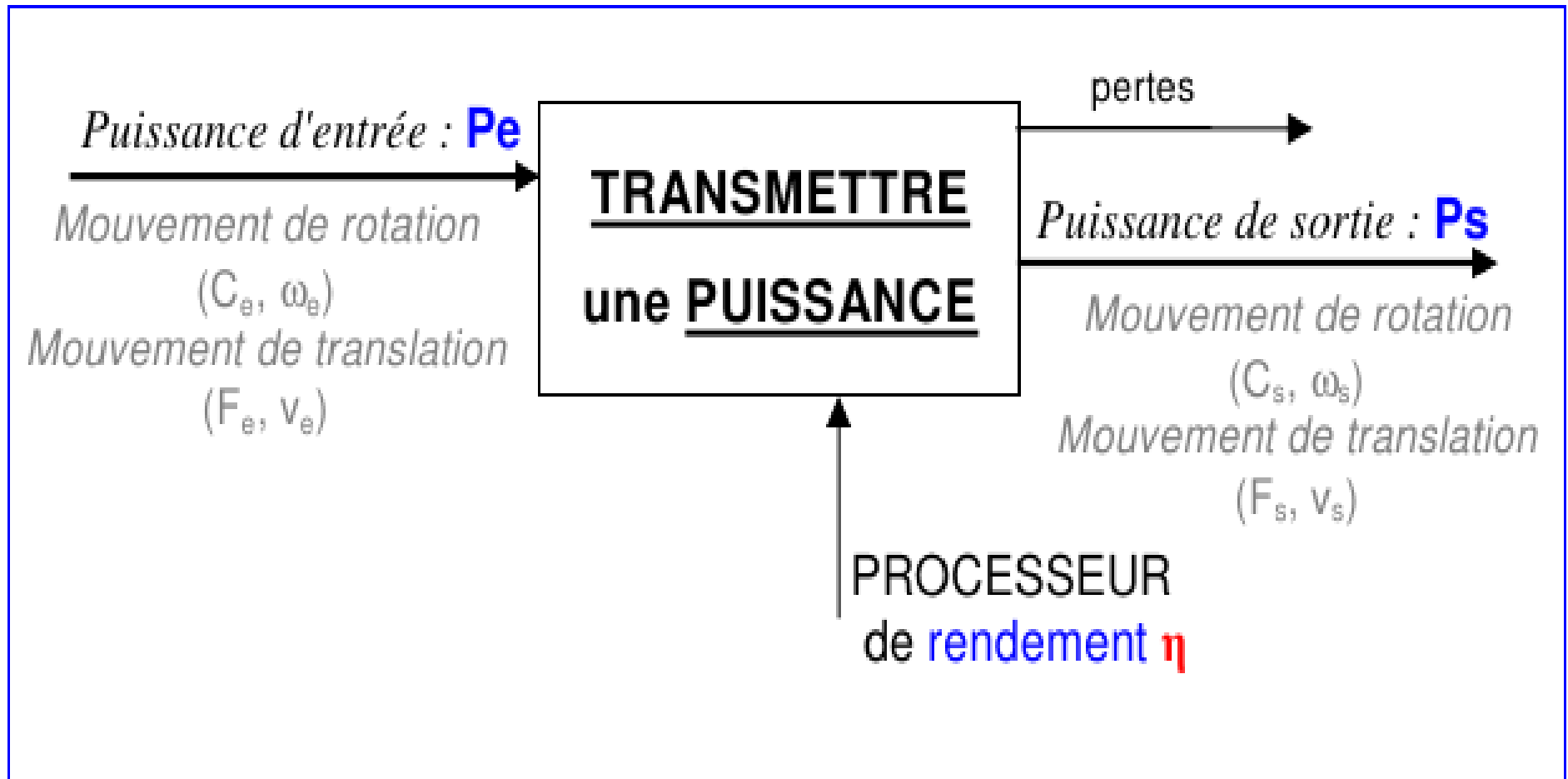
*Chaque système mécanique **intermédiaire** participant à cette transmission **reçoit** le mouvement et le **restitue**, au **rendement** près, **avec** ou **sans** changement des ses **caractéristiques**.*

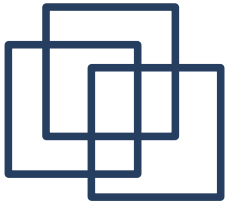
La TRP est assurée, la plupart du temps, par le mouvement de rotation. Les pièces mécaniques assurant les liaisons à l'entrée et à la sortie des systèmes intermédiaires sont le plus souvent des arbres.



Transmission de Puissance

1- FONCTION : TRANSMETTRE UNE PUISSANCE





Transmission de Puissance

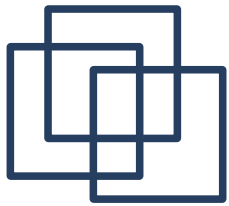
Avec $P = \text{puissance en watt (W)}$

$C = \text{couple (Nm)}$

$\omega = \text{vitesse angulaire (rad.s}^{-1}\text{)}$

$F = \text{force en Newtons (N)}$

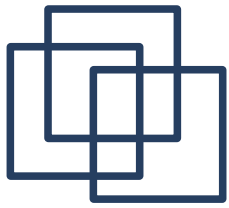
$V = \text{vitesse linéaire (m.s}^{-1}\text{)}$



Transmission de Puissance

2 - CALCUL de la PUISSANCE et du RENDEMENT

	Mouvement de rotation	Mouvement de translation
Puissance	$P = C \times \omega$ <p>puissance = couple \times vitesse angulaire unités : W = N.m \times rad.s⁻¹</p>	$P = F \times V$ <p>puissance = force \times vitesse linéaire unités : W = N \times m.s⁻¹</p>
rendement	$\eta = \frac{\text{puissance sortie}}{\text{puissance entrée}}$	



Transmission de Puissance

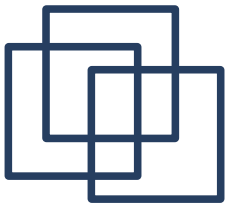
3- TRP sans modification de mouvement

3.1 - Transmission permanente

Les accouplements (rigides ou élastiques) permettent de réaliser une TRP entre deux arbres en prolongement avec de faibles défauts de positionnement relatif.

Les joints articulés permettent de réaliser une TRP entre arbres à grands défauts de positionnement relatifs. (par exemple : un joint de Cardan pour arbres concourants)



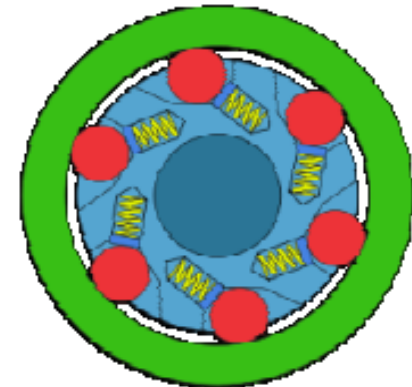
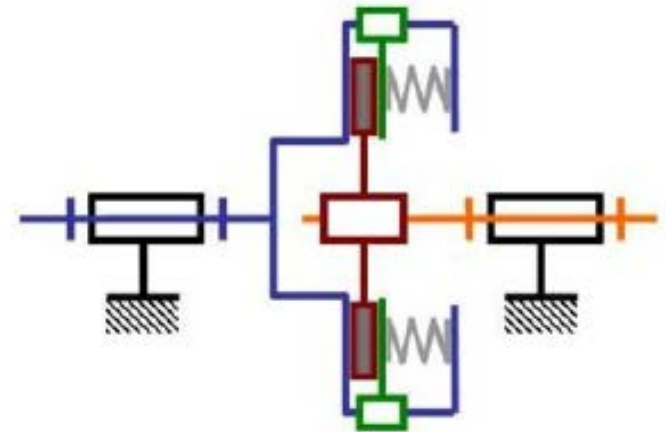


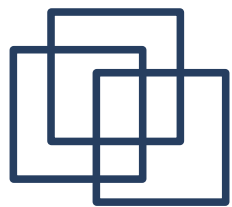
Transmission de Puissance

3.2 - Transmission temporaire

Les embrayages permettent de réaliser une transmission temporaire entre deux arbres en prolongement, par commande externe. La transmission est réalisée par obstacle ou par adhérence.

Les roues libres permettent d'accoupler deux arbres coaxiaux uniquement dans un seul sens.





Transmission de Puissance

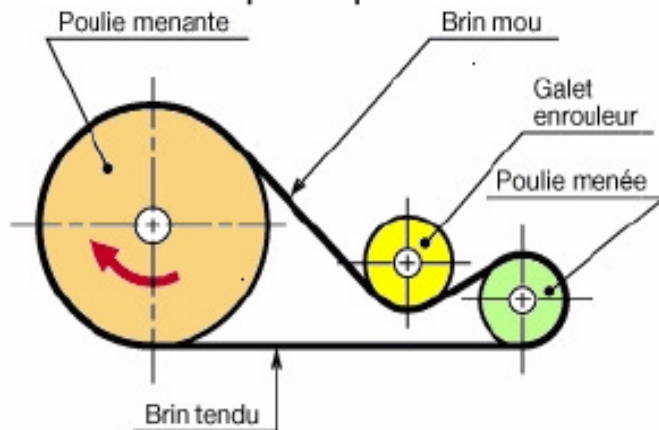
4- TRP avec modification de la vitesse angulaire

4.1 Par adhérence

4.1.1-Indirecte (utilisation d'un lien de transmission)

Poulies et courroies

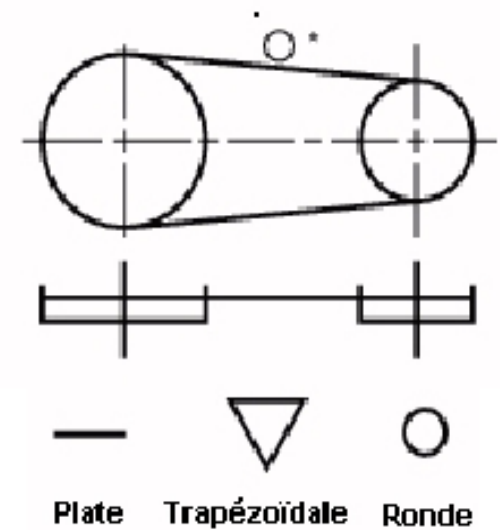
principe

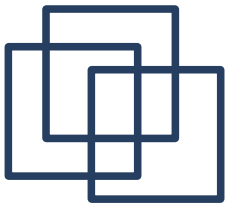


rapport de transmission

$$\frac{N_{\text{menante}}}{N_{\text{menée}}} = \frac{d_{\text{menée}}}{d_{\text{menante}}}$$

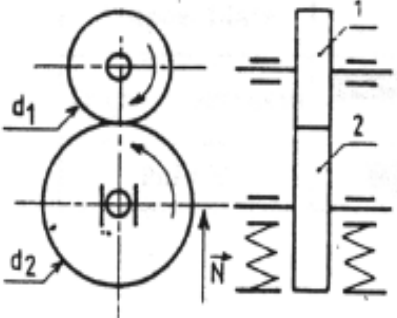
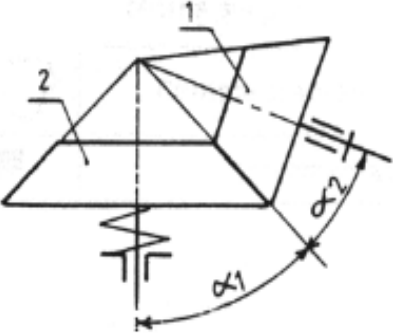
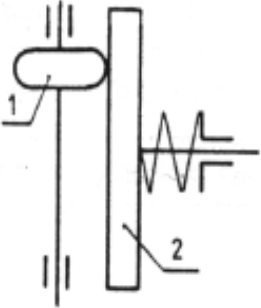
schéma

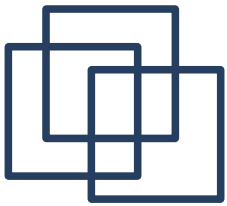




Transmission de Puissance

4.1.2 – Directe

Axes parallèles	Axes concourants	
Roues de friction	Cônes de friction	Plateau - Galet
		
<p>rapport de transmission</p> $\frac{N_1}{N_2} = \frac{d_2}{d_1}$		



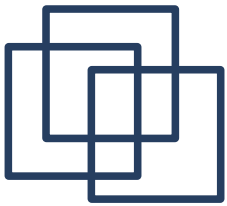
Transmission de Puissance

4.2 Par obstacle

4.2.1 – Indirecte (utilisation d'un lien de transmission)

On peut également transmettre le mouvement de rotation par obstacles indirectes, en se servant d'un lien de transmission qui peut être une chaîne ou une courroie crantée sur une roue dentée.



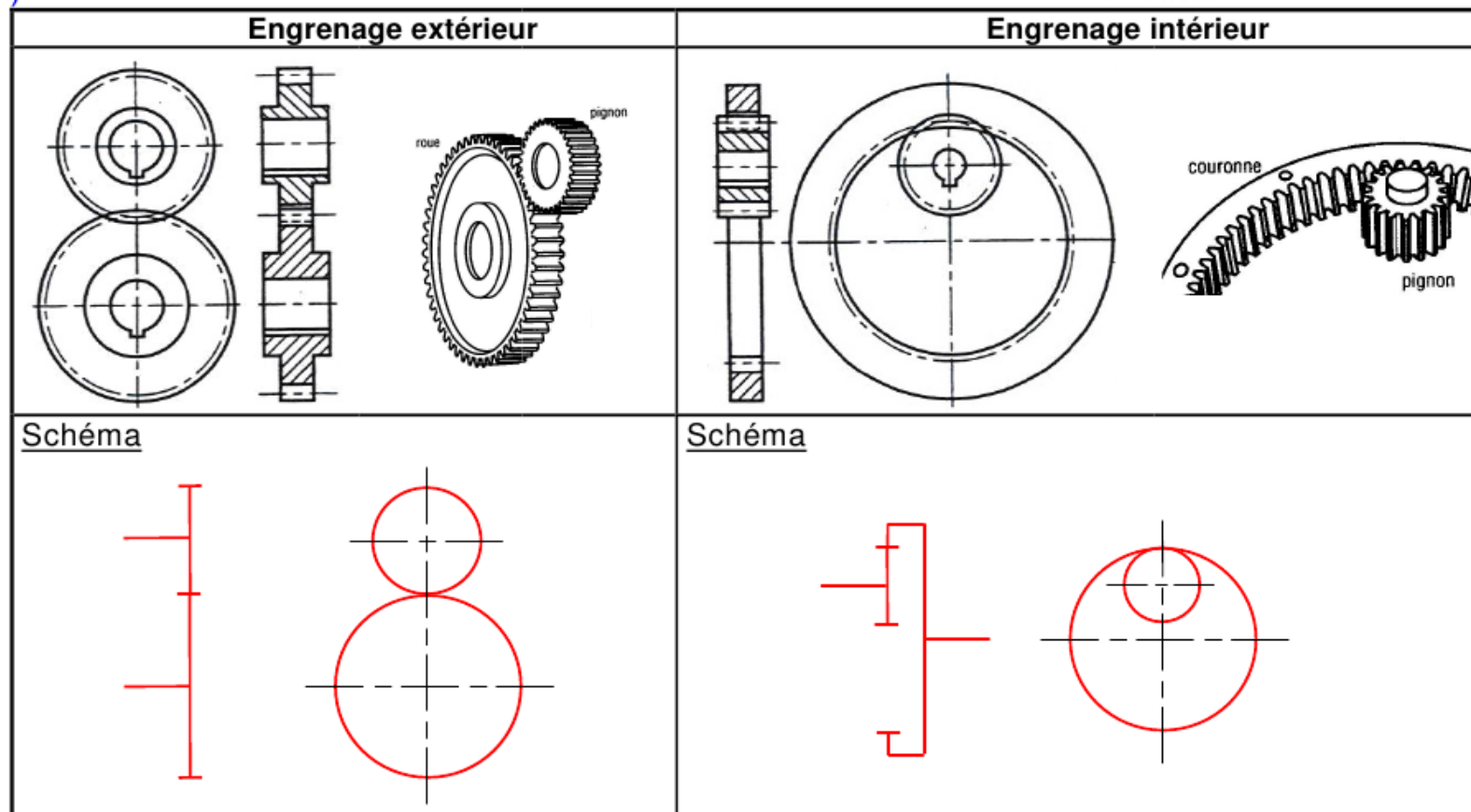


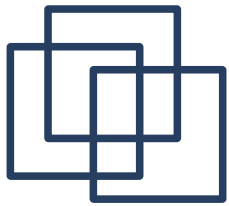
Transmission de Puissance

4.2.2 – Directe

A - LES ENGRENAGES DROITS

a) Schéma





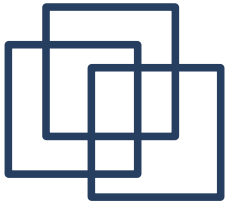
Transmission de Puissance

b) Caractéristiques géométriques des dentures

NOMBRE DE DENTS	Z	
MODULE	m	
DIAMETRE PRIMITIF	d = mZ	
DIAMETRE DE TETE	$d_a = d + 2m$	
DIAMETRE DE PIED	$d_f = d - 2,5m$	
SAILLIE	$h_a = m$	
CREUX	$h_f = 1,25m$	
PAS	$p = \pi m$	
ENTRAXE (denture extérieure)	$a = (d_1 + d_2) / 2$ $= m(Z_1 + Z_2) / 2$	

Remarques :

- toutes ces caractéristiques (sauf Z) sont exprimées en mm.
- Seules les caractéristiques indiquées en gras sont à connaître parfaitement.



Transmission de Puissance

c) Condition d'engrènement

Pour que 2 roues dentées puissent engrener, il faut qu'elles aient le même module (m)

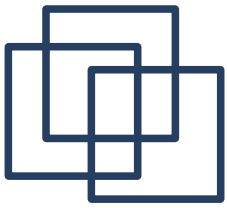
d) Denture droite ou hélicoïdale

Intérêts des dentures hélicoïdales

- Le contact entre dents est progressif.*
- Fonctionnement sans choc, peu ou pas de bruit.*

Inconvénients des dentures hélicoïdales.

- Création d'une composante de force axiale.*



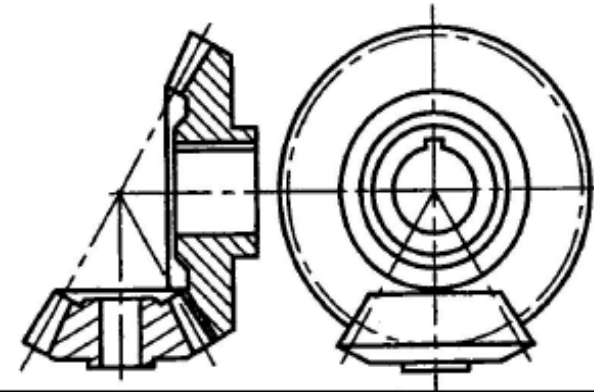
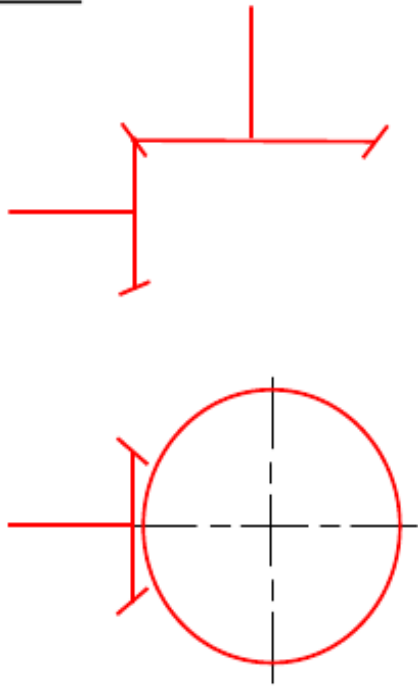
Transmission de Puissance

B - LES ENGRENAGES CONIQUES

a) Schéma

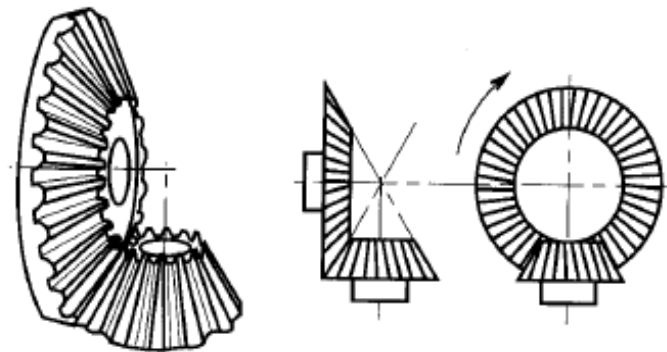
Engrenages coniques

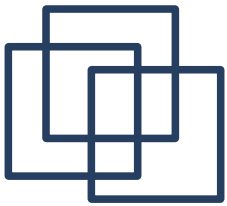
Schéma



perspective

principe

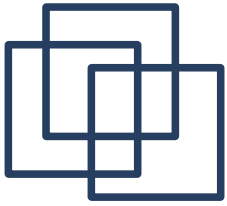




Transmission de Puissance

b) Caractéristiques géométriques des dentures

NOMBRE DE DENTS.	Z	<p>Vérifier les calculs par un tracé à grande échelle.</p>
CONE PRIMITIF.	δ	
CONE DE TETE.	δ_a	
CONE DE PIED.	δ_f	
LARGEUR DE DENTURE	b	

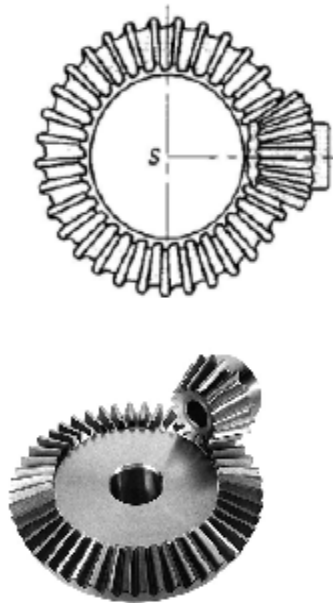


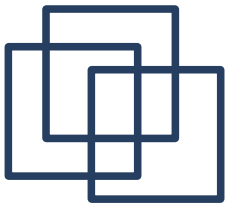
Transmission de Puissance

c) Condition d'engrènement

Pour que 2 roues coniques puissent engrener, il faut que les roues aient le même module et que le sommet de des cônes soit confondu avec le point de concours des axes.

d) Denture droite ou hélicoïdale

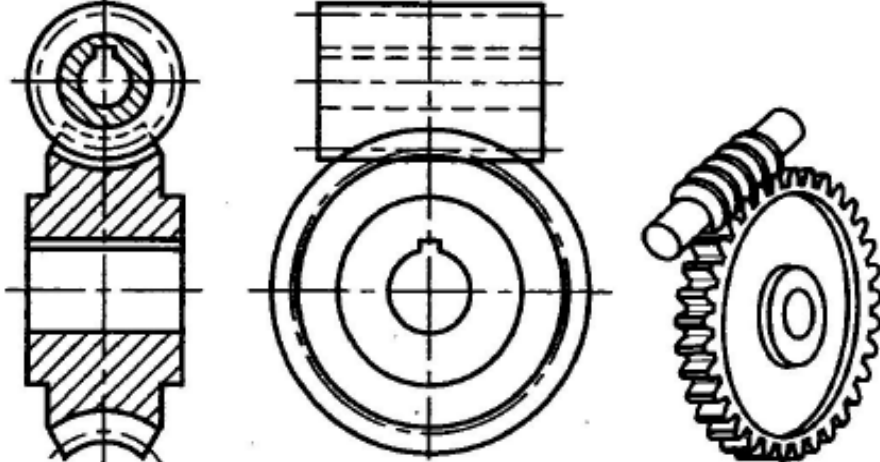
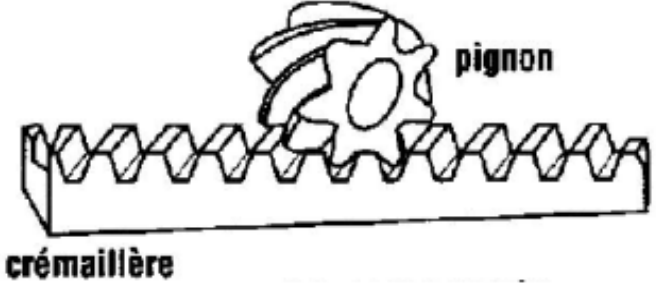
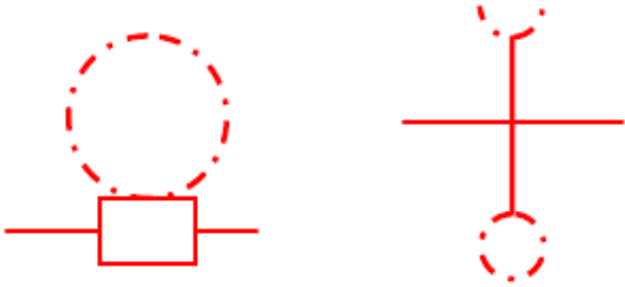



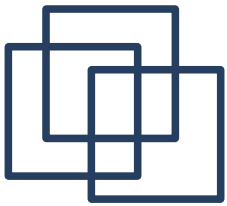


Transmission de Puissance

C - LES ENGRENAGES GAUCHES

a) Schéma

Roue et Vis sans fin	Pignon crémaillère
	
<p data-bbox="138 1093 308 1133"><u>Schéma</u></p> 	<p data-bbox="1117 1093 1287 1133"><u>Schéma</u></p> 



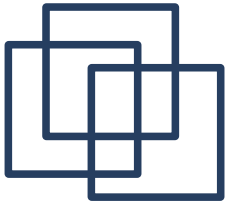
Transmission de Puissance

b) Caractéristiques géométriques des dentures

<p>PAS AXIAL.</p> <p>PAS HELICOIDAL.</p> <p>ANGLE D'HELICE DE LA VIS</p> <p>ANGLE D'HELICE DE LA ROUE</p>	<p>p_x</p> <p>p_z</p> <p>β_A</p> <p>β_B</p> <p>$\beta_A + \beta_B = 90^\circ$</p>	
---	--	--

c) Condition d'engrènement

Pour que 2 roues dentées puissent engrener, il faut qu'elles aient le même module (m).



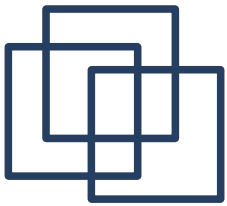
Transmission de Puissance

d) Condition d'irréversibilité

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

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



Transmission de Puissance

ROUES CYLINDRIQUES A DENTURES DROITES

Rappels :

il y a roulement sans glissement
entre les **DIAMETRES PRIMITIFS**

Relation de base :

$$D = m \cdot Z$$

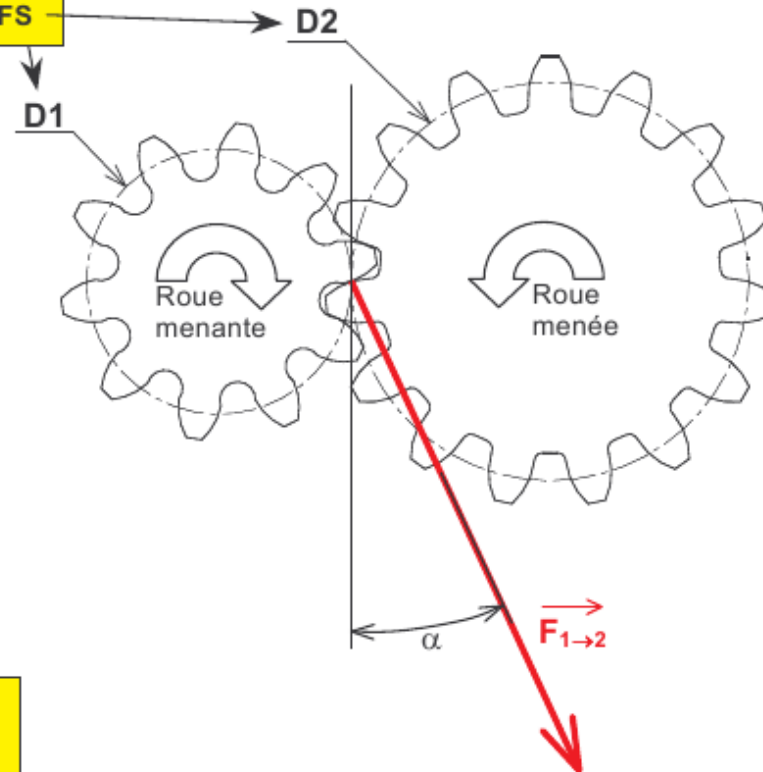
diamètre primitif MODULE
(le même pour les deux roues) nombre de dents

Il ne peut prendre que certaines valeurs pour des dentures normalisées.

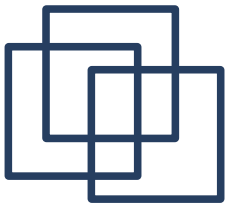
Du module dépend la taille de la dent

Le rapport de transmission vaut :

$$r = \frac{N2}{N1} = \frac{D1}{D2} = \frac{Z1}{Z2}$$



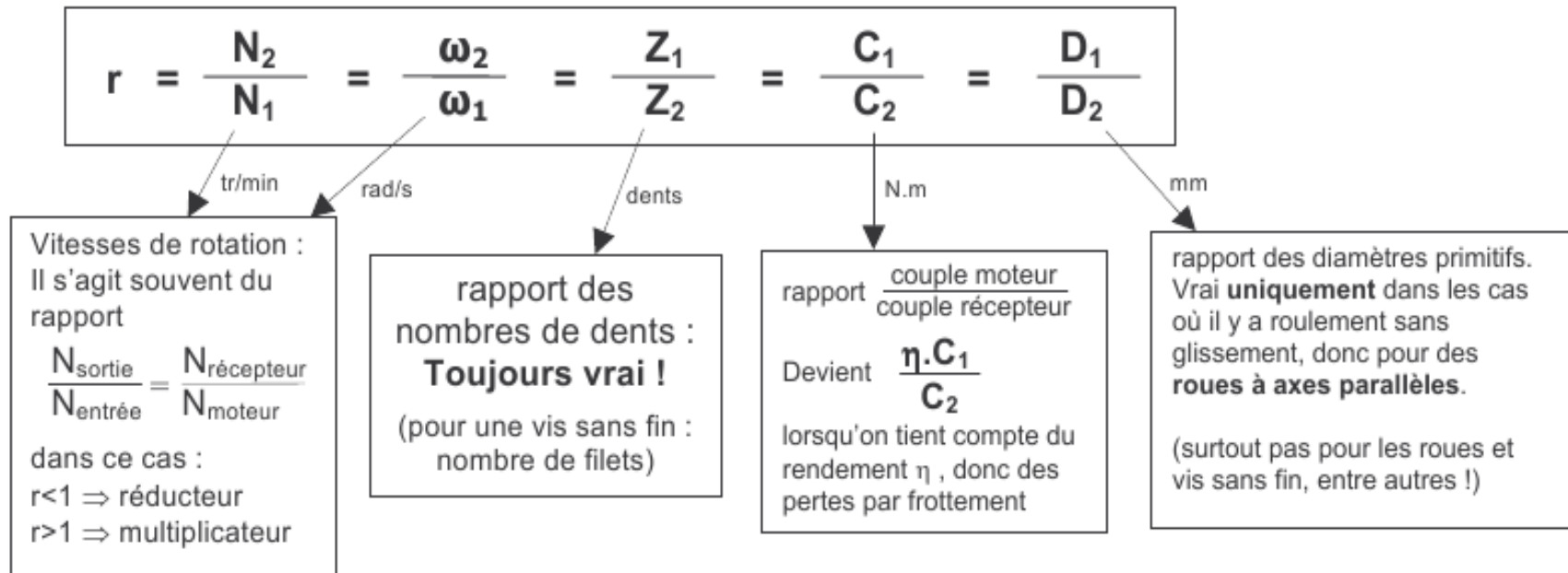
L'effort transmis entre les deux roues dentées est équivalent à une force appliquée au point de tangence des diamètres primitifs, inclinée de l'angle de pression α par rapport à la tangente.

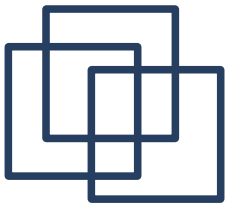


Transmission de Puissance

PROPRIETES CINEMATIQUES.

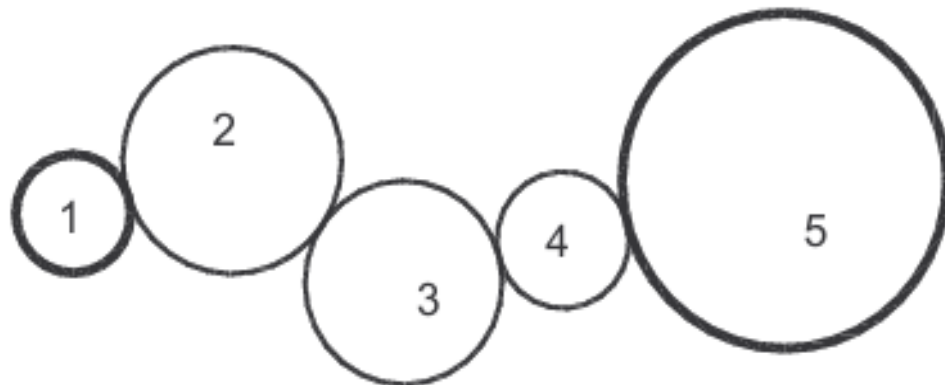
Rapport de transmission entre deux roues dentées 1 et 2 :





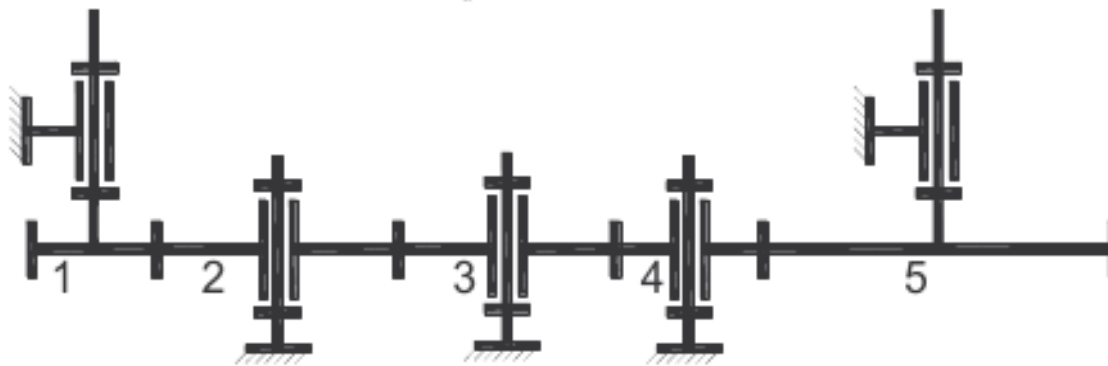
Transmission de Puissance

« cascade » d'engrenages :

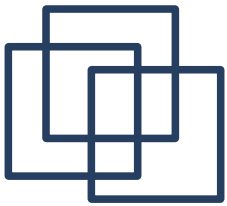


$$r = \frac{N_5}{N_1} = \frac{Z_1}{Z_5}$$

Quels que soient les pignons intermédiaires, dits « pignons fous »

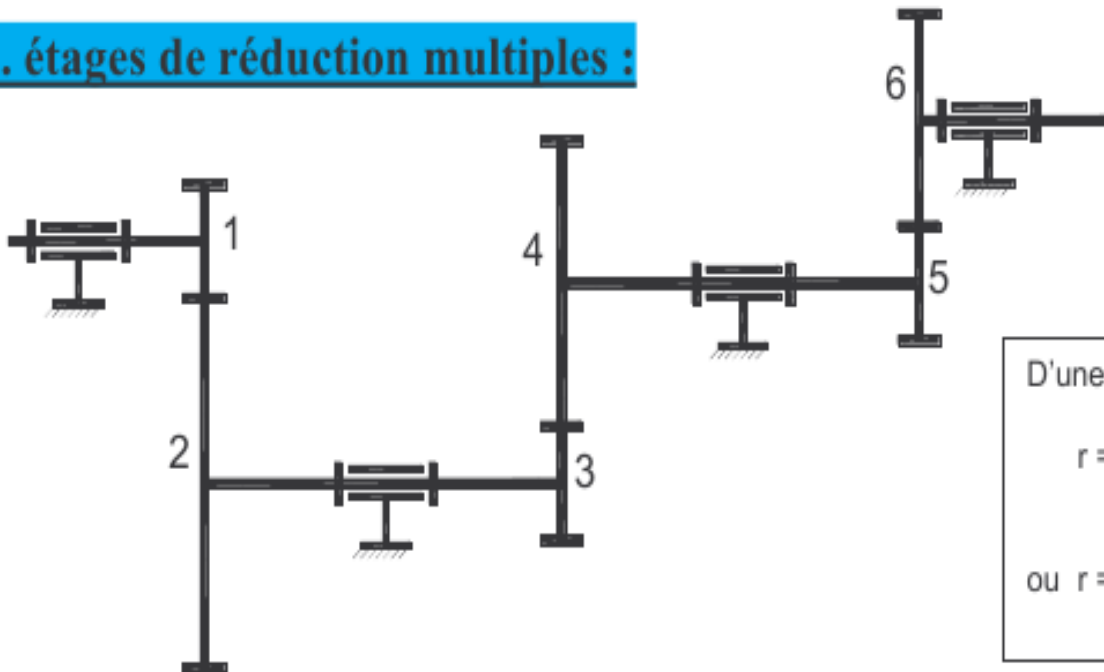


les « pignons fous » n'ont pour fonction que d'inverser le sens de rotation ou d'éloigner les roues motrice et réceptrice l'une de l'autre



Transmission de Puissance

6.3. étages de réduction multiples :

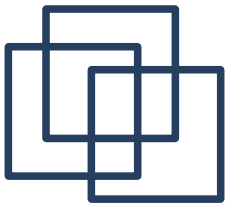


$$r = \frac{N_6}{N_1} = \frac{Z_1}{Z_2} \times \frac{Z_3}{Z_4} \times \frac{Z_5}{Z_6}$$

D'une façon générale :

$r =$ produit des rapports des différents étages

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



Transmission de Puissance

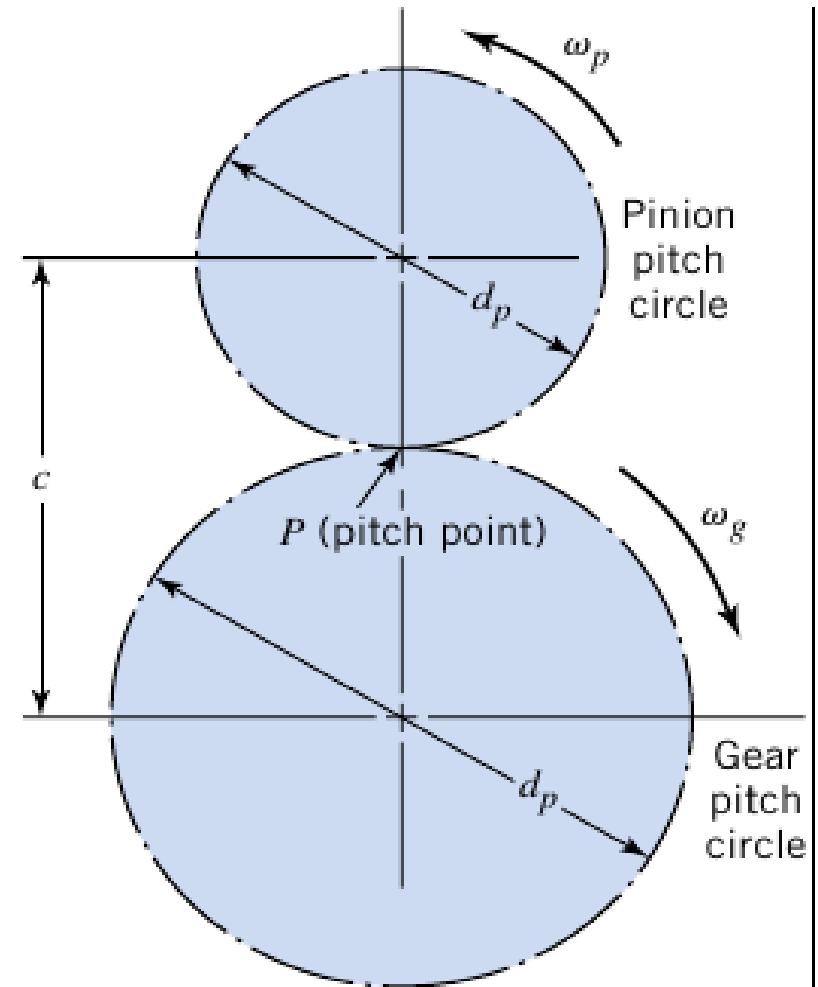
PROPRIETES CINEMATIQUES.

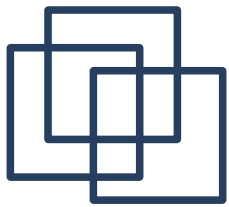
Rapport de réduction pour un engrenage

- Vitesse angulaire de la roue 1 : N_1 (tr/min)
 ω_1 (rad.s⁻¹)
- Vitesse angulaire de la roue 2 : N_2 (tr/min)
 ω_2 (rad.s⁻¹)
- Nombre de dents de la roue 1 : Z_1
- Nombre de dents de la roue 2 : Z_2

Rapport de transmission :

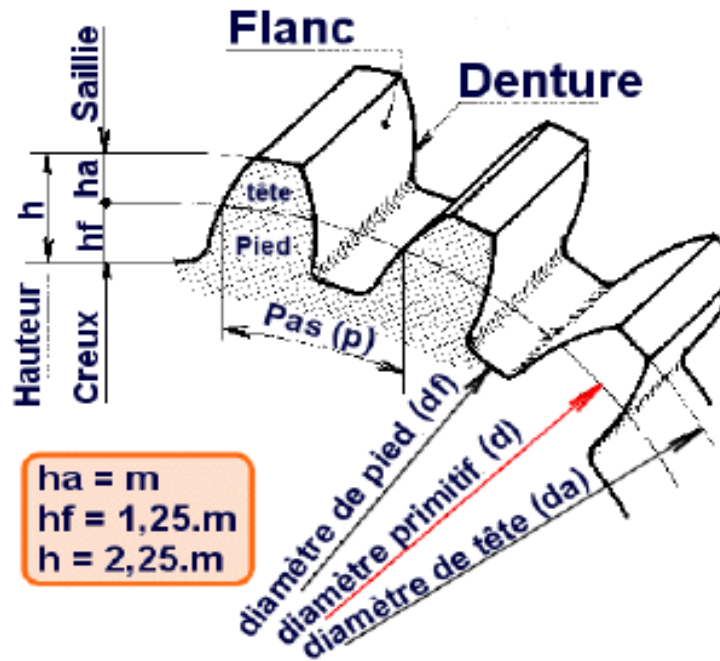
$$|r_{1-2}| = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{N_2}{N_1} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{z_1}{z_2}$$



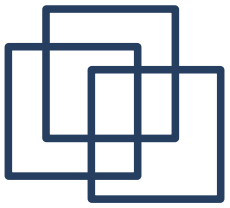


Transmission de Puissance

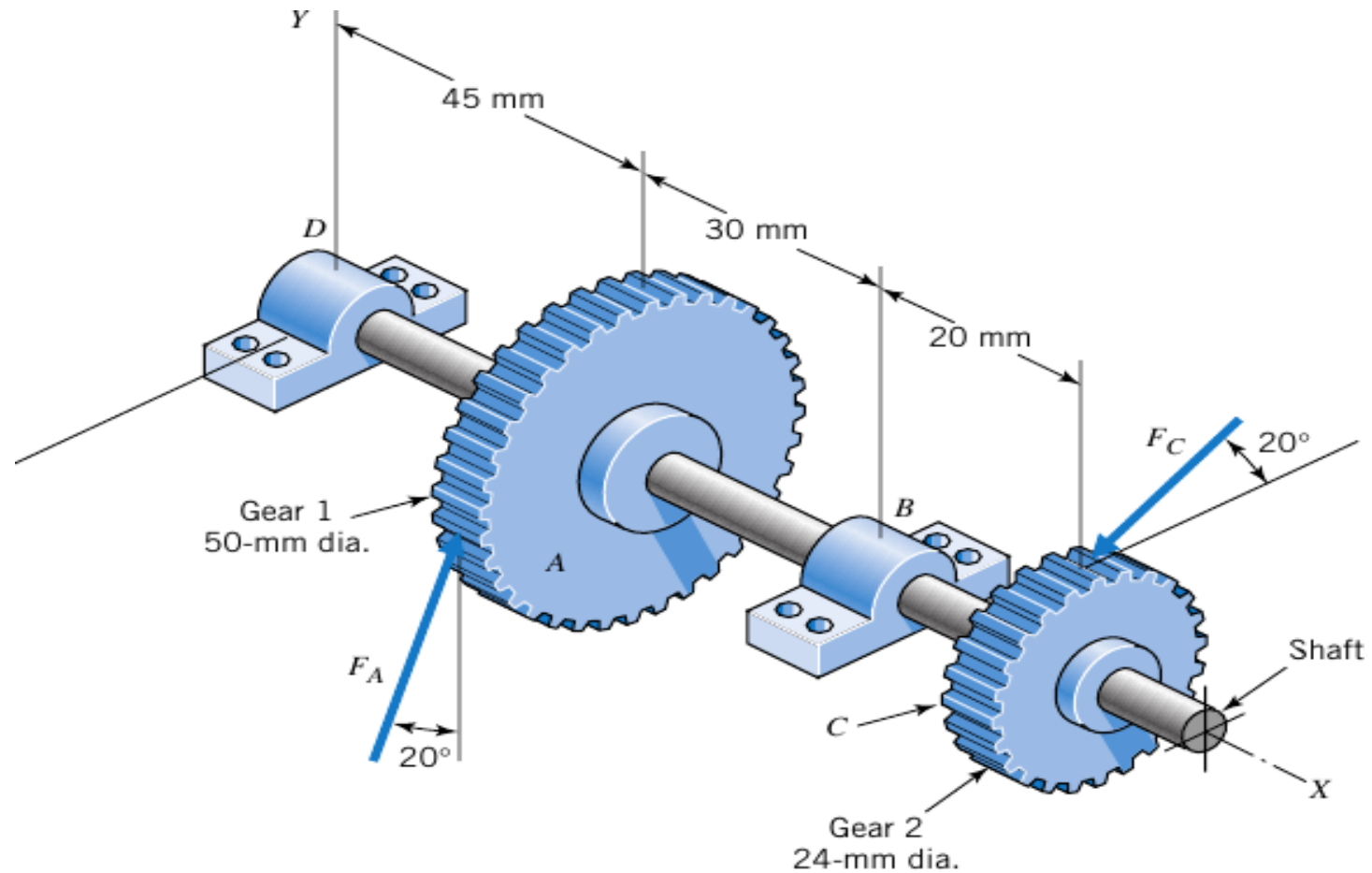
PROPRIETES GEOMETRIQUES.

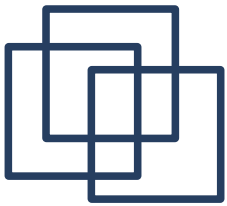


Désignation	Symbole	Formule
Module	m	Par un calcul de RDM
Nombre de dents	Z	Par un rapport de vitesse
Diamètre primitif	d	$d = mZ$
Diamètre de tête	d_a	$d_a = d + 2m$
Diamètre de pied	d_f	$d_f = d - 2,5m$
Saillie	h_a	$h_a = m$
Creux	h_f	$h_f = 1,25m$
Hauteur de dent	h	$h = 2,25m$
Pas	p	$p = \pi m$
Largeur de denture	b	$b = km$ ($5 \leq k \leq 16$)
Entraxe	a	$a = (d_1 + d_2)/2$

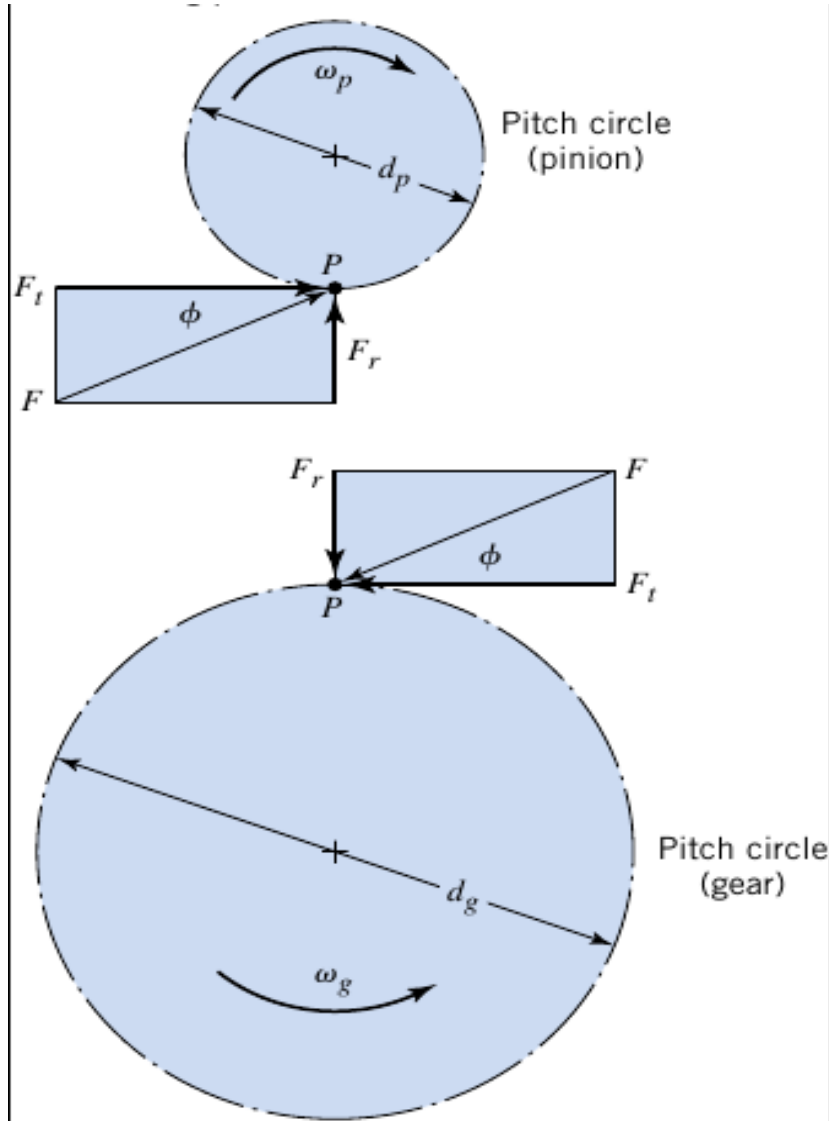


Transmission de Puissance





Transmission de Puissance



- Force tangentielle :

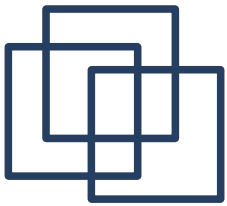
$$F_t = \frac{C}{r}$$

C : Le Couple à transmettre

r : Le Rayon primitif

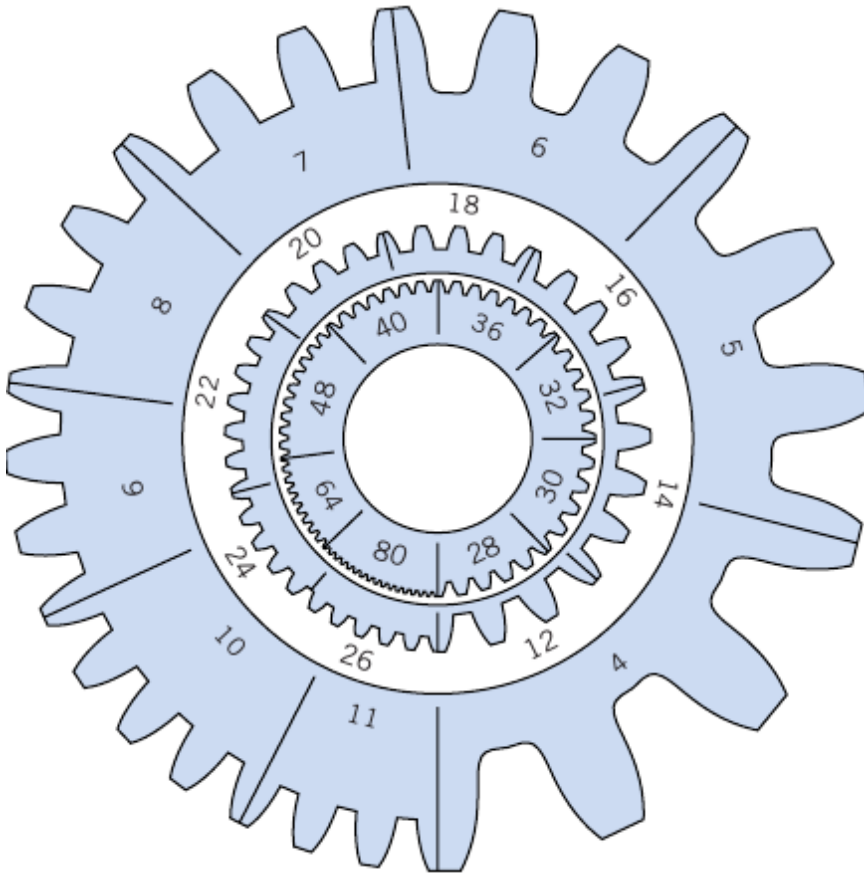
- Force radiale :

$$F_r = F_t \cdot \tan(\alpha)$$



Transmission de Puissance

Résistance à la rupture. Détermination du module



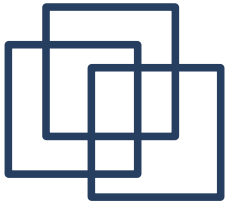
$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2.13 * C1}{K * 3.14 * Z1 * [\sigma 1]}}$$

$C1$: Couple appliqué sur l'arbre1

k : coefficient de largeur de denture

$[\sigma 1]$: résistance pratique à l'extension

$Z1$: nombre de dent du pignon d'entrée



Transmission de Puissance

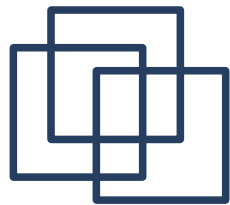
Engrenages droits à denture hélicoïdale:

Grâce à la progressivité du contact (contrairement aux engrenages à denture droite), ceux-ci sont silencieux, plus performants en terme de niveau de puissance transmissible (et de fiabilité). Ce sont en fait les engrenages les plus couramment utilisés bien que légèrement plus coûteux que les précédents.

Un inconvénient: vu la forme du contact, des efforts axiaux sont générés sur les axes qui portent les roues dentées. Les liaisons pivots de ces axes de rotation doivent être dimensionnés en conséquence.



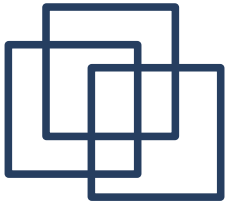
Engrenages à denture hélicoïdale



Transmission de Puissance

Conditions d'emploi des dentures hélicoïdales :

- Fonctionnement plus silencieux que des dentures droites. Surtout avec des dentures reprises après taillage par rectification ou rasage (« shaving »). Exemple : boîtes de vitesses d'automobiles.
- Possibilité de respecter n'importe quelle valeur d'entraxe en jouant sur l'angle d'hélice, tout en gardant un module, et donc un outil, normalisés.
(alors que les dentures droites normalisées ne peuvent se monter qu'avec certaines valeurs d'entraxe)
- L'effort axial de l'engrènement se répercute sur les paliers : il faut donc concevoir ceux-ci en conséquence (roulements coniques, ...)



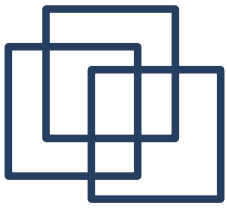
Transmission de Puissance

Engrenages à chevrons:

Avantages: *continuité de la transmission (comme pour la denture hélicoïdale → silencieux et performant), et surtout équilibrage des efforts axiaux agissants sur l'engrenage, ce qui permet de ne pas « surdimensionner » les liaisons pivots portant ces roues dentées.*

Inconvénient: *coût de fabrication prohibitif*





Transmission de Puissance

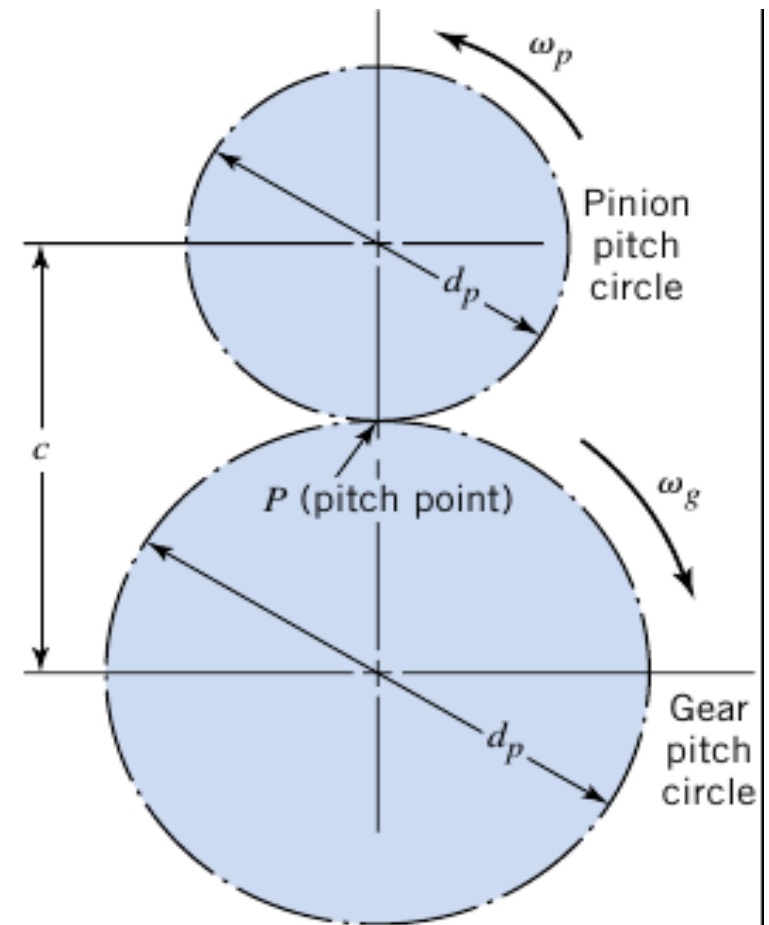
PROPRIETES CINEMATIQUES.

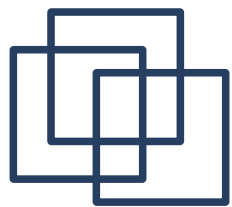
- Rapport de transmission pour un engrenage

- Vitesse angulaire de la roue 1 : N_1 (tr/min)
 ω_1 (rad.s⁻¹)
- Vitesse angulaire de la roue 2 : N_2 (tr/min)
 ω_2 (rad.s⁻¹)
- Nombre de dents de la roue 1 : Z_1
- Nombre de dents de la roue 2 : Z_2

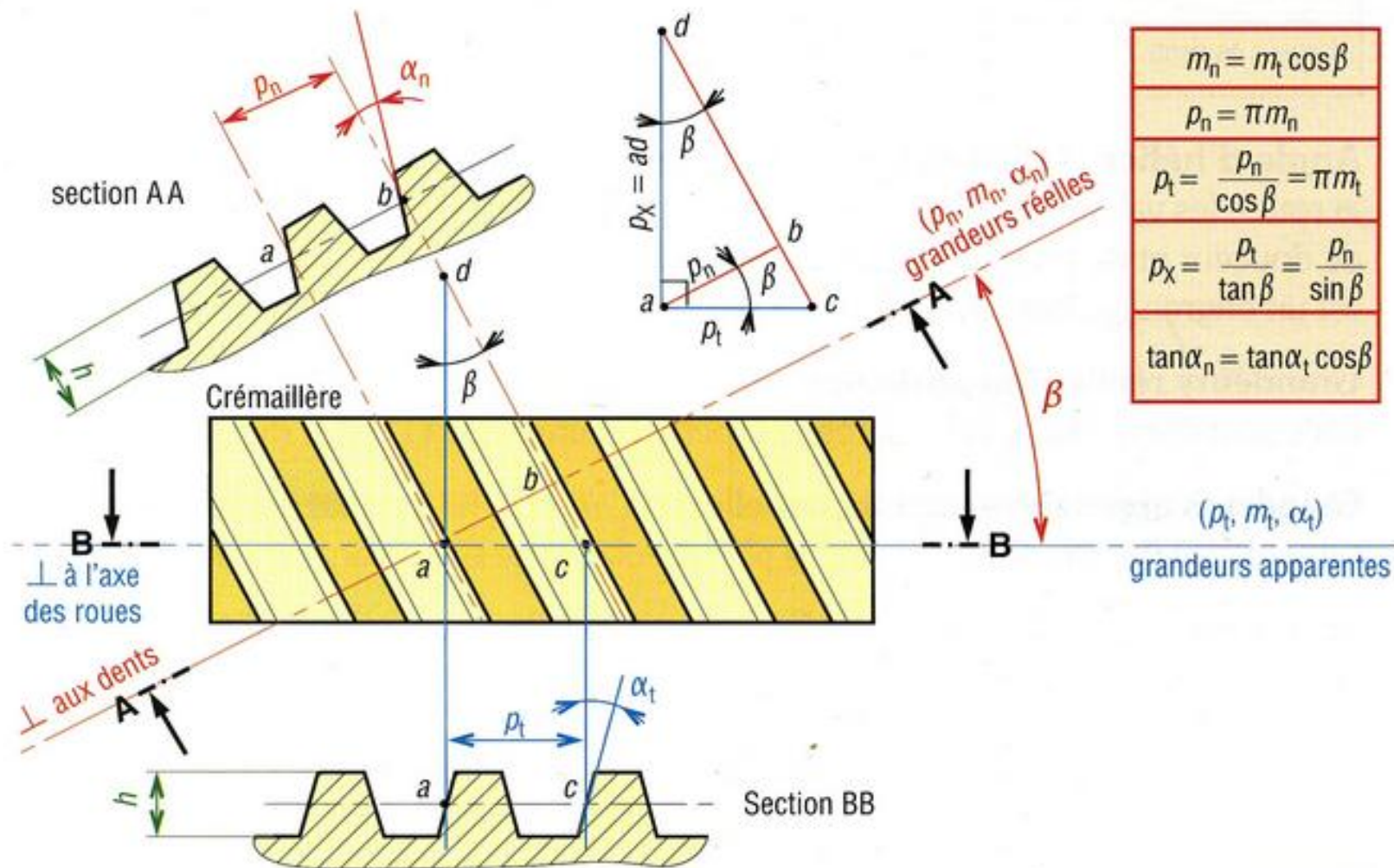
Rapport de transmission :

$$|r_{1-2}| = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{N_2}{N_1} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{z_1}{z_2}$$

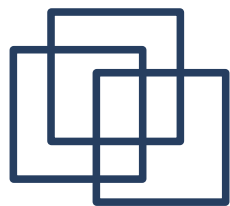




Transmission de Puissance

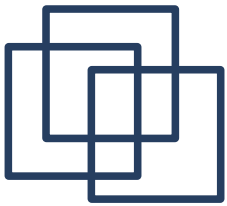


Définition des principales caractéristiques à partir d'une crémaillère hélicoïdale.



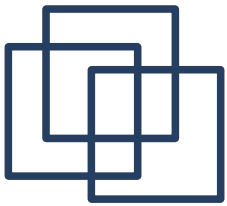
Transmission de Puissance

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	$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \approx 0,1 n$ (unités rad/s)
nombre de tours/minute	n	n_1 (roue 1) n_2 (roue 2)
nombre de dents	Z	Z_1 (roue 1) Z_2 (roue 2)
diamètre primitif	d	$d_1 = m_t Z_1$ et $d_2 = m_t Z_2$
entraxe entre 2 roues	a	$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m_t(Z_1 + Z_2)}{2} = \frac{m_n(Z_1 + Z_2)}{2 \cos \beta}$
saillie	h_a	$h_a = m_n$
creux	h_f	$h_f = 1,25 m_n$



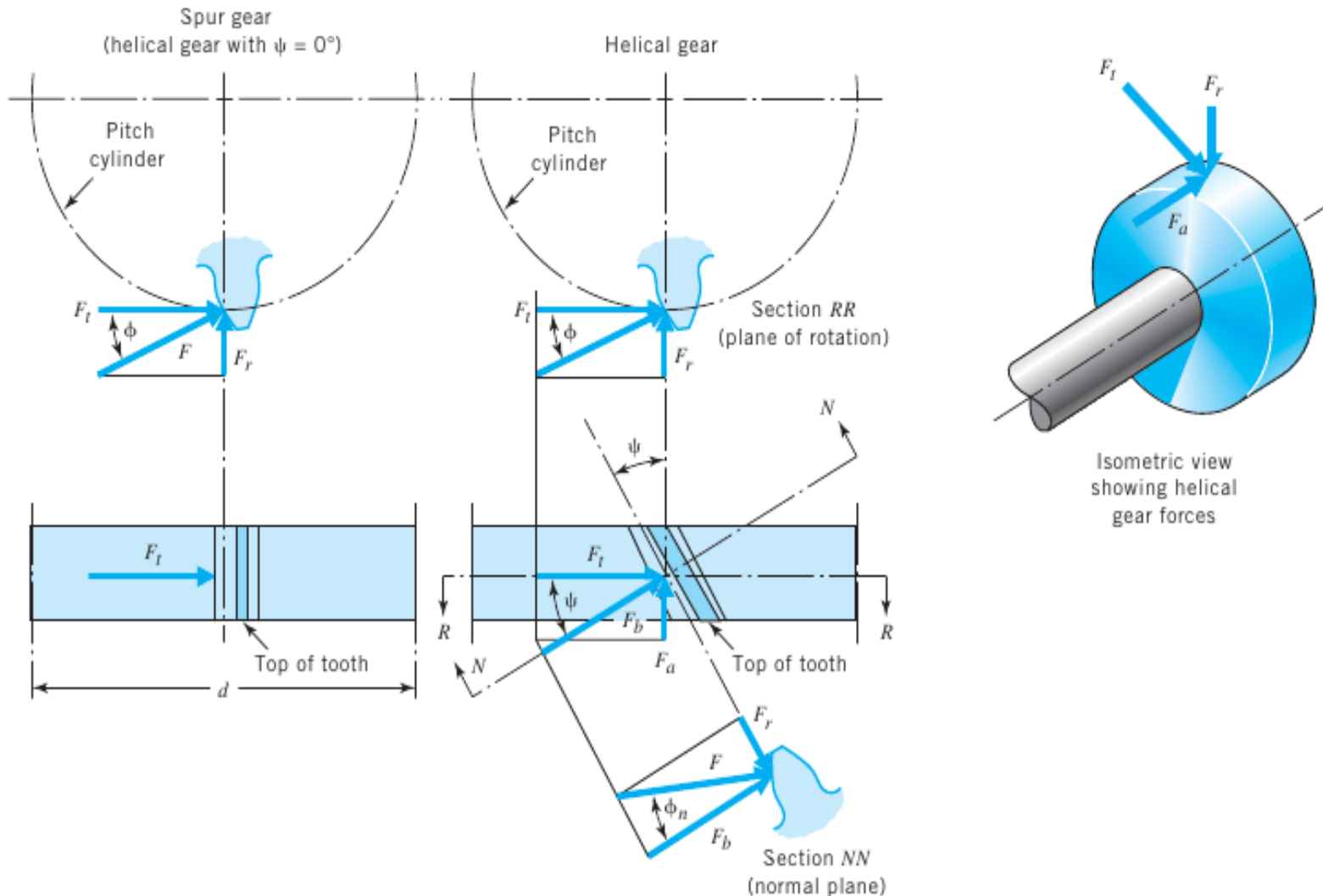
Transmission de Puissance

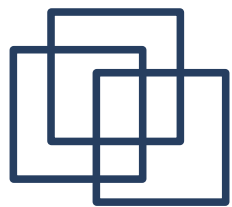
hauteur de dent	h	$h = h_a + h_f = 2,25 m_n$
diamètre de tête	d_a	$d_a = d + 2 m_n$
diamètre de pied	d_f	$d_f = d - 2,5 m_n$
diamètre de base	d_b	$d_b = d \cos \alpha_t$
angle de pression réel	α_n	valeur la plus usuelle : $\alpha = 20^\circ$
angle de pression apparent	α_t	$\tan \alpha_n = \tan \alpha_t \cdot \cos \beta$
pas de base réel	ρ_{bn}	$\rho_{bn} = \rho_n \cdot \cos \alpha_n$
pas de base apparent	ρ_{bt}	$\rho_{bt} = \rho_t \cdot \cos \alpha_t$
pas axial	ρ_x	$\rho_x = \frac{\rho_t}{\tan \beta} = \frac{\rho_n}{\sin \beta} = \frac{\rho_z}{Z}$
pas de l'hélice primitive	ρ_z	$\rho_z = \frac{\pi \cdot d}{\tan \beta} = Z \cdot \rho_x$
largeur de dent	b	$b > 2 \frac{\pi \cdot m_n}{\sin \beta} = 2 \rho_x$



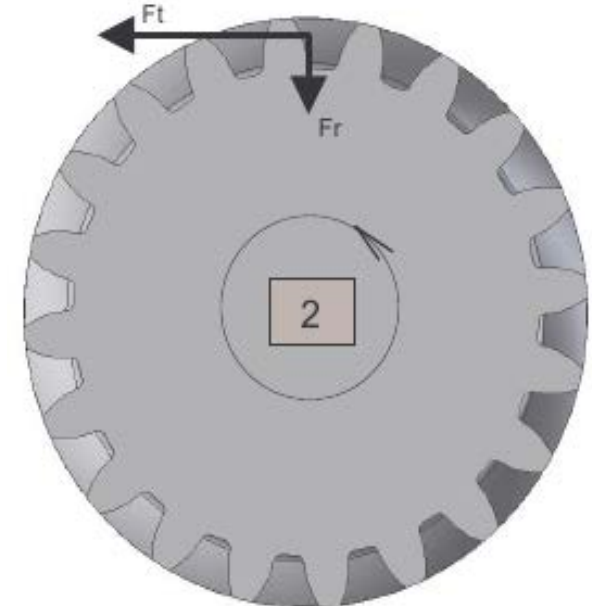
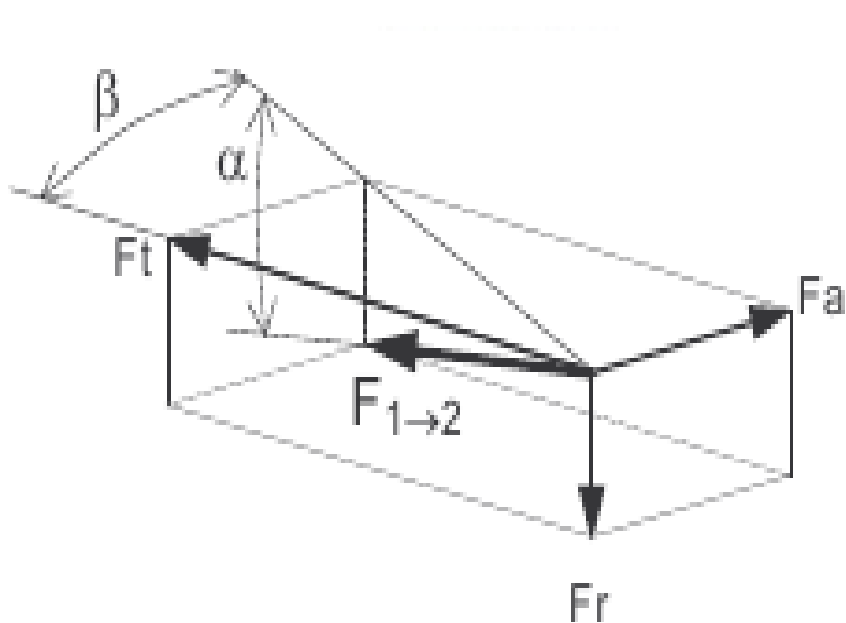
Transmission de Puissance

- Efforts appliquées sur une dent





Transmission de Puissance



$$F_t = \frac{C}{r}$$

$$F_a = F_t \cdot \text{tg}(\beta)$$

$$F_r = F_t \cdot \frac{\text{tg}(\alpha)}{\cos(\beta)}$$

F_t = effort tangentiel « utile »

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

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