

# 73 Engrenages

NF ISO 701 – NF EN ISO 2203

Un engrenage est un mécanisme élémentaire composé de deux roues dentées mobiles autour d'axes de position relative invariable.

L'une des roues entraîne l'autre par l'action des dents successivement en contact.

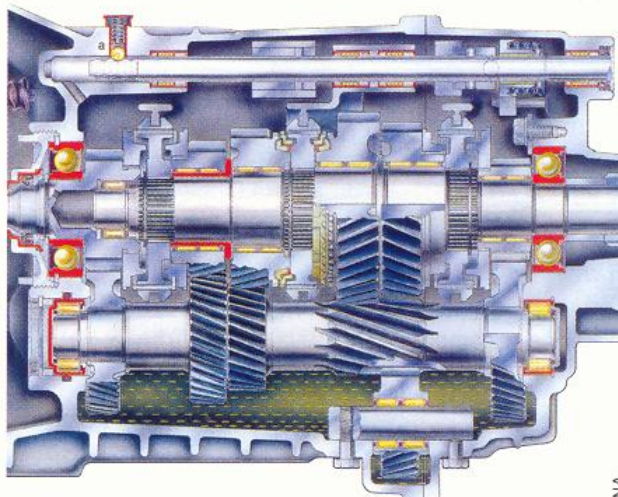
La roue qui a le plus petit nombre de dents est appelée **pignon**.

Suivant la position relative des axes des roues, on distingue :

- les engrenages parallèles (axes parallèles) ;
- les engrenages concourants (axes concourants) ;
- les engrenages gauches (les axes ne sont pas dans un même plan).

Une combinaison d'engrenages est appelée **train d'engrenages**.

## Boîte de vitesses d'automobile



INA

## Engrenage parallèle

## Engrenage concourant



## Engrenage gauche



Chevalier

## 73.1 Engrenages parallèles\*

### 73.11 Définitions

#### CYLINDRE PRIMITIF DE FONCTIONNEMENT

Cylindre décrit par l'axe instantané de rotation  $II'$  du mouvement relatif de la roue conjugué par rapport à la roue considérée.

La section droite du cylindre primitif est le **cercle primitif de diamètre  $d$** .

#### CYLINDRE DE TÊTE

Cylindre passant par les sommets des dents. Sa section droite est le **cercle de tête de diamètre  $d_a$** .

#### CYLINDRE DE PIED

Cylindre passant par le fond de chaque entre-dent. Sa section droite est le **cercle de pied de diamètre  $d_f$** .

#### LARGEUR DE DENTURE ( $b$ )

Largeur de la partie dentée d'une roue, mesurée suivant une génératrice du cylindre primitif.

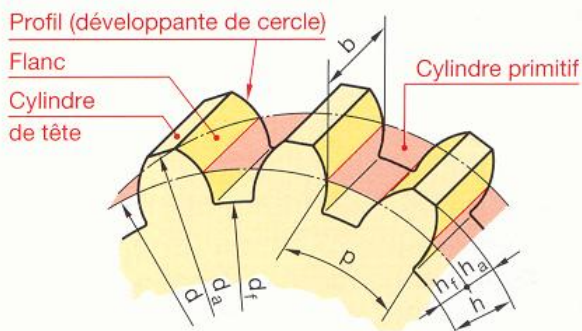
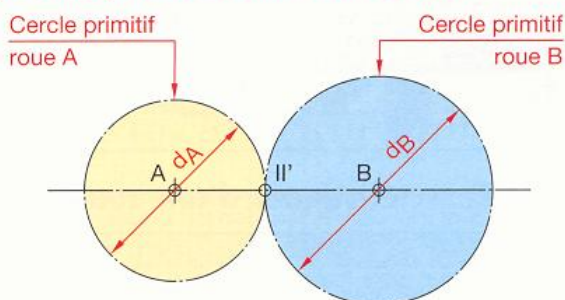
#### FLANC

Portion de la surface d'une dent comprise entre le cylindre de tête et le cylindre de pied.

#### PROFIL

Section d'un flanc par un plan normal à l'axe (en mécanique générale, on n'utilise pratiquement que le profil en développante de cercle).

## Cylindres primitifs de fonctionnement



\* Voir CD-Rom G.I.D.I. : animations.



### ANGLE DE PRESSION ( $\alpha$ )

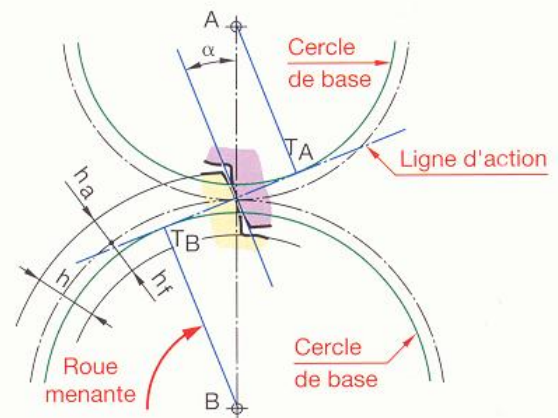
Angle aigu entre le rayon du cercle primitif passant par le point où le profil coupe le cercle primitif et la tangente au profil de ce point.

### LIGNE D'ACTION

Normale commune à deux profils conjugués en leur point de contact. Dans un engrenage à développante, la ligne d'action est une droite fixe tangente intérieurement aux deux cercles de base.

### HAUTEUR DE DENT ( $h$ )

Distance radiale entre le cercle de tête et le cercle de pied. Elle se compose de la saillie ( $h_a$ ) et du creux ( $h_f$ ).



## 73.12 Crémaillère de référence

Le profil de la crémaillère de référence définit les caractéristiques communes à toutes les roues cylindriques à développante de cercle.

### MODULE ( $m$ )

Le module est le quotient du pas exprimé en millimètres par le nombre  $\pi$ .

En première approximation, le module peut être calculé par la formule :

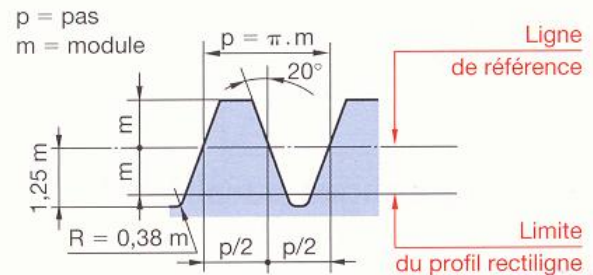
$$m = 2,34 \sqrt{\frac{\|F_t\|}{k \cdot R_{p_e}}}$$

$\|F_t\|$  = force tangentielle en newtons.

$k$  = coefficient de largeur de denture, valeur choisie entre 6 et 10.

$R_{p_e}$  = résistance pratique à l'extension du matériau de la dent en mégapascals.

### Crémaillère de référence



Modules normalisés							
Série principale	0,3	0,5	0,8	1	1,25	1,5	2
	2,5	3	4	5	6	8	10
Nombre minimal de dents*							
$Z_A$	13	14	15	16	17		
$Z_B$	13 à 16	13 à 26	13 à 45	13 à 101	13 à $\infty$		

Taille réelle des dentures			
$m = 0,8$	$m = 1$	$m = 1,25$	$m = 1,5$
$m = 2$	$m = 2,5$	$m = 3$	

## 73.13 Caractéristiques d'une roue à denture droite normale ( $\alpha = 20^\circ$ )

Module	$m$	Déterminé par un calcul de résistance des matériaux (§ 73.12)**
Nombre de dents	$z$	Déterminé à partir des rapports des vitesses angulaires : $\frac{\omega_A}{\omega_B} = \frac{n_A}{n_B} = \frac{z_B}{z_A}$
Pas	$p$	$p = m \cdot \pi$
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 primitif	$d$	$d = m \cdot z$
Diamètre de tête	$d_a$	$d_a = d + 2 m$
Diamètre de pied	$d_f$	$d_f = d - 2,5 m$
Largeur de denture	$b$	$b = k \cdot m$ ( $k$ valeur à se fixer, fréquemment on choisit entre 6 et 10.)
Entraxe de deux roues	$a$	$a = \frac{d_A + d_B}{2} = \frac{m \cdot z_A}{2} + \frac{m \cdot z_B}{2} = \frac{m(z_A + z_B)}{2}$

\* Afin d'éviter l'interférence entre les dents de la roue et du pignon.

\*\* Voir aussi le Guide du Calcul en Mécanique.



### 73 . 14 Caractéristiques d'une roue à denture hélicoïdale normale\*

L'étude concerne les engrenages parallèles (les axes des roues sont parallèles entre eux).

#### 73 . 141 Définitions

##### HÉLICE PRIMITIVE

Intersection d'un flanc avec le cylindre primitif d'une roue hélicoïdale. L'hélice de pas  $p_z$  peut être « à droite » ou « à gauche » (§ 48.24).

##### ANGLE D'HÉLICE ( $\beta$ )

Angle formé par la tangente à l'hélice primitive et une génératrice du cylindre primitif. Le complément de l'angle  $\beta$  est appelé inclinaison  $\gamma$ .

##### PAS APPARENT ( $P_t$ )

Longueur de l'arc du cercle primitif compris entre deux profils homologues consécutifs.

##### PAS RÉEL ( $P_n$ )

Longueur de l'arc compris entre deux flancs homologues consécutifs, mesurée le long d'une hélice du cylindre primitif orthogonale aux hélices primitives.

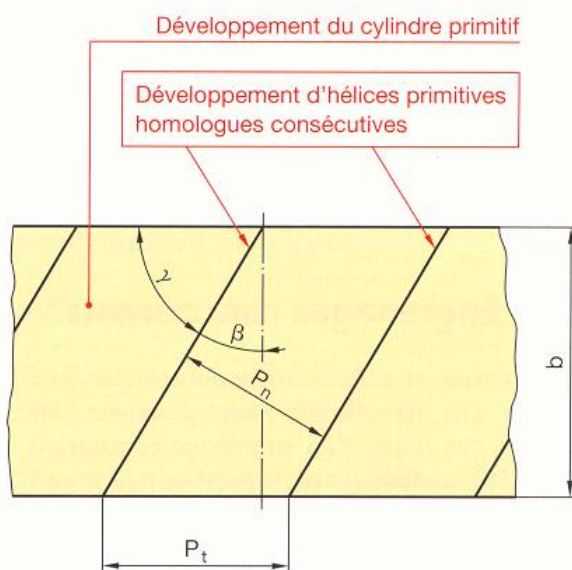
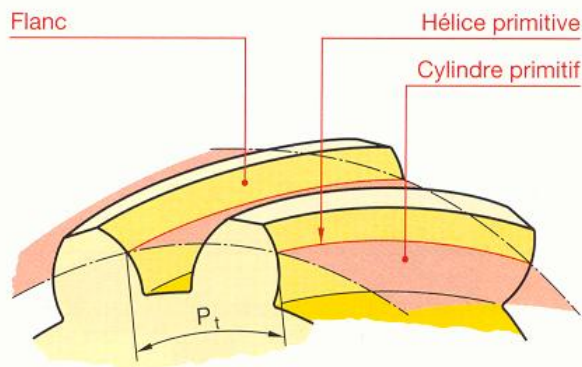
##### MODULE APPARENT ( $m_t$ )

Quotient du pas apparent (en mm) par le nombre  $\pi$ .

##### MODULE RÉEL ( $m_n$ )

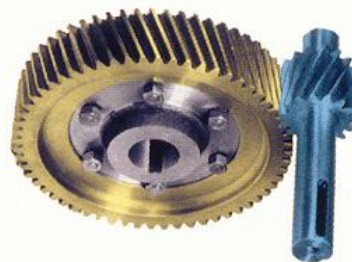
Quotient du pas réel (en mm) par le nombre  $\pi$ .

#### Roue à denture hélicoïdale



#### 73 . 142 Détermination des caractéristiques

Toutes les roues à denture hélicoïdale de même module (réel ou apparent) et de même angle d'hélice engrènent entre elles, quels que soient leur diamètre et leur nombre de dents, mais **les hélices doivent être de sens contraire** (l'une à droite et l'autre à gauche).



Lechner

Module réel	$m_n$	Déterminé par la résistance des matériaux et choisi dans les modules normalisés (§ 73.12)**.
Nombre de dents	$z$	Déterminé à partir des rapports des vitesses angulaires : $\frac{\omega_A}{\omega_B} = \frac{n_A}{n_B} = \frac{z_B}{z_A}$
Angle d'hélice	$\beta$	Choisi habituellement entre 20° et 30°.
Sens de l'hélice « à droite » ou « à gauche »		Pour un même engrenage, les hélices des roues sont de sens contraire.
Module apparent	$m_t$	$m_t = m_n / \cos \beta$
Pas apparent	$P_t$	$P_t = m_t \cdot \pi$
Pas réel	$P_n$	$P_n = m_n \cdot \pi$ <span style="margin-left: 100px;"><math>P_n = P_t \cdot \cos \beta</math></span>
Pas de l'hélice primitive	$P_z$	$P_z = \pi d / \tan \beta$
Saillie	$h_a$	$h_a = m_n$
Creux	$h_f$	$h_f = 1,25 m$
Hauteur de dent	$h$	$h = h_a + h_t = 2,25 m_n$ <span style="float: right;">Fin du tableau page suivante.</span>

\* Voir CD-Rom G.I.D.I. : animations. \*\* Voir aussi le Guide du Calcul en Mécanique.



Diamètre primitif	$d$	$d = m_t \cdot z$
Diamètre de tête	$d_a$	$d_a = d + 2 m_n$
Diamètre de pied	$d_f$	$d_f = d - 2,5 m_n$
Entraxe de deux roues A et B	$a$	$a = \frac{d_A + d_B}{2} = \frac{m_t \cdot z_A}{2} + \frac{m_t \cdot z_B}{2}$
Largeur de denture	$b$	La transmission du mouvement est continue si, le contact cessant entre un couple de dents, un autre couple de dents est déjà en prise, soit : $b \geq \frac{\pi \cdot m_n}{\sin \beta}$

La figure représente, en coupe pédagogique, une boîte de vitesses d'automobile.

Les dentures hélicoïdales assurent une transmission avec un faible frottement d'un flanc sur l'autre (moins de vibrations, bon rendement), mais elles engendrent une poussée axiale.

On peut remédier à cette poussée en utilisant deux dentures inclinées en sens inverse (denture en chevrons).



INA

## 73.2 Engrenages concourants\*

Les roues assurant la transmission sont coniques. Afin d'assurer une transmission sans glissement, les sommets des roues d'un engrenage concourant doivent être confondus avec le point de rencontre S des axes de chaque roue.

L'étude est limitée aux roues coniques à denture droite.

### Engrenage concourant



Chevalier

### 73.21 Définitions

#### CÔNE PRIMITIF

Cône décrit par l'axe instantané SM du mouvement relatif de la roue conjuguée par rapport à la roue considérée.

#### CÔNE COMPLÉMENTAIRE

Cône S'MM' dont les génératrices sont perpendiculaires à celles du cône primitif, à l'extrémité externe de la largeur de denture.

#### CÔNE DE TÊTE

Cône passant par le sommet des dents.

#### CÔNE DE PIED

Cône passant par le fond de chaque entre-dent.

#### DIAMÈTRE PRIMITIF (d)

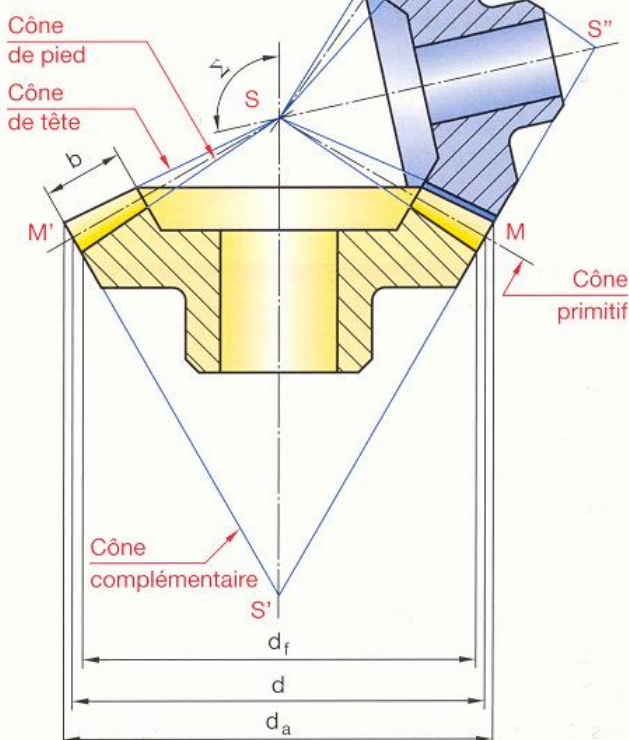
Diamètre du cercle d'intersection du cône primitif avec le cône complémentaire.

#### DIAMÈTRE DE TÊTE ( $d_a$ ) ET DIAMÈTRE DE PIED ( $d_f$ )

Diamètre du cercle d'intersection du cône de tête (ou de pied) avec le cône complémentaire.

#### LARGEUR DE DENTURE (b)

Largeur de la partie dentée de la roue et mesurée suivant une génératrice du cône primitif.



\* Voir CD-Rom G.I.D.I. : animations.



Pas (p)

Longueur de l'arc du cercle primitif compris entre deux profils homologues consécutifs.

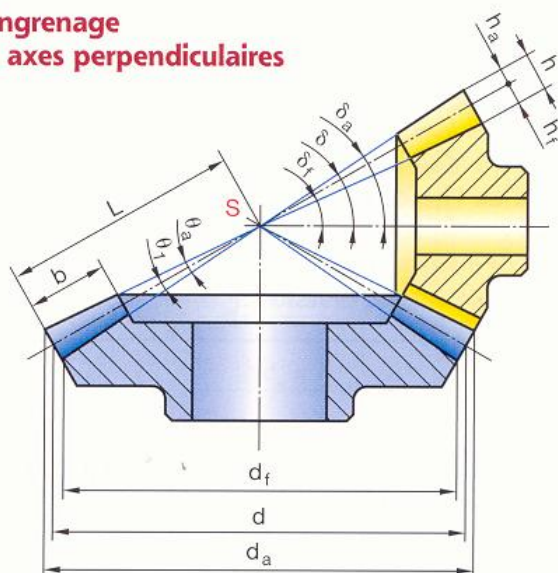
MODULE (m)

Quotient du pas (en mm) par le nombre  $\pi$ .

HAUTEUR DE DENT (h)

Distance entre le cercle de tête et le cercle de pied, mesurée suivant une génératrice du cône complémentaire. Elle se compose de la saillie ( $h_a$ ) et du creux ( $h_f$ ).

## Engrenage à axes perpendiculaires



### 73.22 Caractéristiques d'un engrenage à axes perpendiculaires

Deux roues coniques n'engrènent correctement que si les modules sont égaux et si les cônes primitifs ont à la fois une génératrice commune et leurs sommets confondus.

Module (sur le cône complémentaire)	m	Déterminé par la résistance des matériaux et choisi dans les modules normalisés (§ 73.12)**.	
Nombre de dents	z	Déterminé à partir du rapport des vitesses angulaires : $\frac{\omega_A}{\omega_B} = \frac{n_A}{n_B} = \frac{z_B}{z_A}$	
Largeur de denture	b	Pour des raisons de taillage : $\frac{1}{4} L < b < \frac{1}{3} L$	
Diamètres primitifs	d	$d_A = m \cdot z_A$	$d_B = m \cdot z_B$
Angles primitifs	$\delta$	$\tan \delta_A = z_A / z_B$	$\tan \delta_B = z_B / z_A$
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	$d_a$	$d_{aA} = d_A + 2 m \cos \delta_A$	$d_{aB} = d_B + 2 m \cos \delta_B$
Diamètre de pied	$d_f$	$d_{fA} = d_A - 2,5 m \cos \delta_A$	$d_{fB} = d_B - 2,5 m \cos \delta_B$
Angle de saillie	$\theta_a$	$\tan \theta_a = m/L$	avec $L = \frac{d_A}{2 \sin \delta_A}$
Angle de creux	$\theta_f$	$\tan \theta_f = 1,25 m/L$	
Angle de tête	$\delta_a$	$\delta_{aA} = \delta_A + \theta_a$	$\delta_{aB} = \delta_B + \theta_a$
Angle de pied	$\delta_f$	$\delta_{fA} = \delta_A - \theta_f$	$\delta_{fB} = \delta_B - \theta_f$

### 73.3 Engrenages gauches\*

Les deux axes ne se rencontrent pas et forment un angle  $\Sigma$  quelconque. Ces transmissions engendrent des frottements importants.

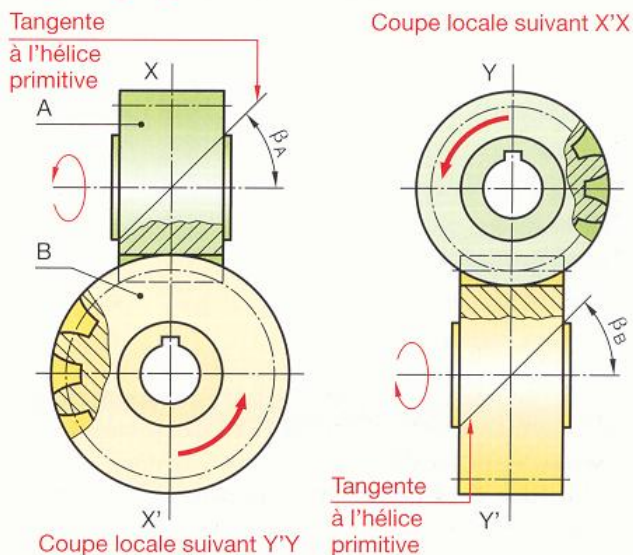
#### 73.31 Engrenages gauches hélicoïdaux

Les engrenages gauches hélicoïdaux sont composés, chacun, de deux roues à denture hélicoïdale (caractéristiques § 73.14), mais contrairement aux engrenages hélicoïdaux à axes parallèles, le sens des hélices primitives est le même pour les deux roues.

Dans le cas d'axes orthogonaux ( $\Sigma = 90^\circ$ ), on a souvent :  $\beta_A = \beta_B = 45^\circ$ .

Les engrenages gauches hélicoïdaux sont également appelés « engrenages hélicoïdaux à axes croisés ».

#### Engrenage gauche hélicoïdal



\* Voir CD-Rom G.I.D.I. : animations. \*\* Voir aussi le Guide du Calcul en Mécanique.



## 73.32 Roues et vis sans fin\*

La transmission est réalisée à l'aide d'une vis à un ou plusieurs filets engrenant avec une roue. Afin d'augmenter la puissance transmissible, on choisit des matériaux à faible coefficient de frottement.

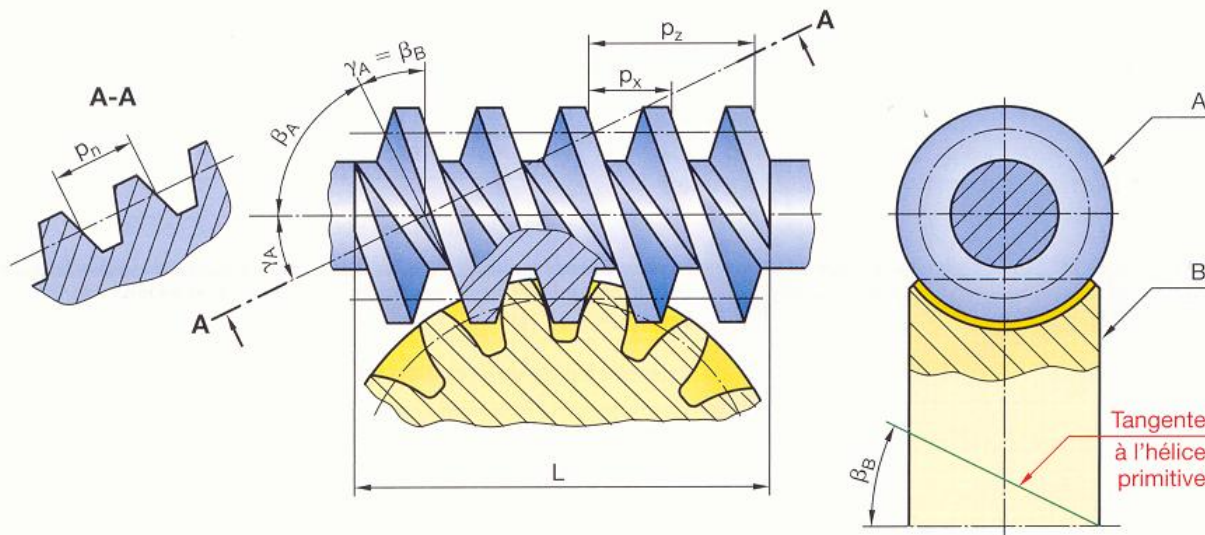
Le sens de l'hélice est le même pour la vis et la roue.

Le sens de rotation de la roue en fonction du sens de l'hélice est schématisé ci-dessous.

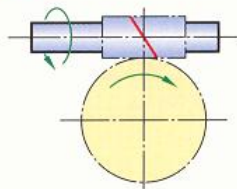
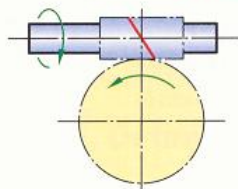
### Roue et vis sans fin



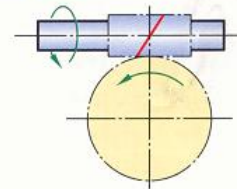
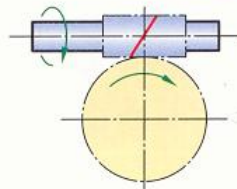
Lechner



### Hélices à droite



### Hélices à gauche



### Caractéristiques de la vis A\*\*

Nombre de filets	$z_A$	Fonction du rapport des vitesses angulaires : $\frac{\omega_A}{\omega_B} = \frac{n_A}{n_B} = \frac{z_B}{z_A}$
Angle d'hélice	$\beta_A$	Fonction de la réversibilité de la transmission (si $\gamma_A < 5^\circ$ système pratiquement réversible). $\beta_A + \gamma_A = 90^\circ$ .
Sens de l'hélice « à droite » ou « à gauche »		La vis a le même sens d'hélice que la roue
Module réel	$m_n$	Déterminé sur la roue, choisi suivant § 73.12
Module axial	$m_x$	$m_x = m_n / \cos \gamma_A$
Pas réel	$p_n$	$p_n = m_n \cdot \pi$
Pas axial	$p_x$	$p_x = p_n / \cos \gamma_A$
Pas de l'hélice	$p_z$	$p_z = p_x \cdot z_A$
Diamètre primitif	$d_A$	$d_A = p_z / \pi \tan \gamma_A$
Diamètre extérieur	$d_a$	$d_a = d_A + 2 m_n$
Diamètre intérieur	$d_f$	$d_f = d_A - 2,5 m_n$
Longueur de la vis	$L$	$L \approx 5 p_x$

### Caractéristiques de la roue B

Mêmes formules que pour une roue à denture hélicoïdale (§ 73.14) en tenant compte :	<ul style="list-style-type: none"> <li>Angle d'hélice <math>\beta_B = \gamma_A</math> et de même sens que pour la vis et la roue</li> <li>Module apparent de la roue égal au module axial de la vis</li> </ul>
Entraxe $a$	$a = \frac{d_A + d_B}{2}$

\* Voir CD-Rom G.I.D.I. : animations. \*\* L'étude est limitée au cas où les deux axes forment un angle de  $90^\circ$ .



## 73.4 Cotation d'une roue

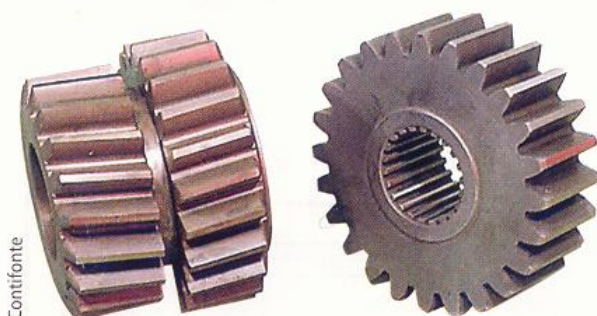
La cotation d'une roue d'engrenage doit respecter les règles de la cotation fonctionnelle (chapitre 20).

La cotation fonctionnelle d'une pièce ne peut se faire qu'en connaissant exactement son emploi.

C'est pourquoi seules sont indiquées les caractéristiques de denture communes à la majorité des applications.

### REMARQUES

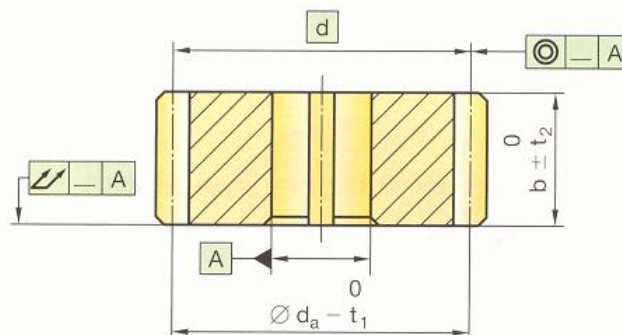
- ▶ Si cela n'entraîne aucune confusion, il est couramment admis de ne pas indiquer :
  - le profil des dents (s'il est en développante de cercle) ;
  - l'angle de pression (s'il est égal à  $20^\circ$ ).
- ▶ La précision et le contrôle des engrenages parallèles à denture en développante est définie par la norme ISO 1328. Elle détermine treize classes de précision numérotées de 0 à 12 dans l'ordre croissant des tolérances.



Contiforte

Classe de précision	6	7	8	9	10	11	12
Roue alésée Tolérance sur le $\varnothing$ d'alésage	IT 6	IT 7	IT 7	IT 8	IT 8	IT 8	IT 8
Roue arbrée Tolérance sur le $\varnothing$ de l'arbre	IT 5	IT 6	IT 6	IT 7	IT 7	IT 8	IT 8
Tolérance $t_1$ sur le $\varnothing$ de la tête	IT 8	IT 8	IT 8	IT 9	IT 9	IT 11	IT 11
Module	Tolérance de coaxialité en microns						
$d \leq 20$	$m_n \leq 2$	13	18	25	36	51	72
	2 à 3,5	13	19	27	38	53	75
20 à 50 inclus	$m_n \leq 2$	16	23	32	46	65	92
	2 à 3,5	17	24	34	47	67	95
	3,5 à 6	17	25	35	49	70	99
50 à 125 inclus	$m_n \leq 2$	21	29	42	59	83	118
	2 à 3,5	21	30	43	61	86	121
	3,5 à 6	22	31	44	62	88	125
Rugosité des flancs Ra en microns		0,4	0,8	3,2	6,3		
Tolérance d'entraxe + t		1/2 IT 7	1/2 IT 8	1/2 IT 9	1/2 IT 11		

### Roue cylindrique



#### Roue à denture droite

##### Caractéristiques de la denture

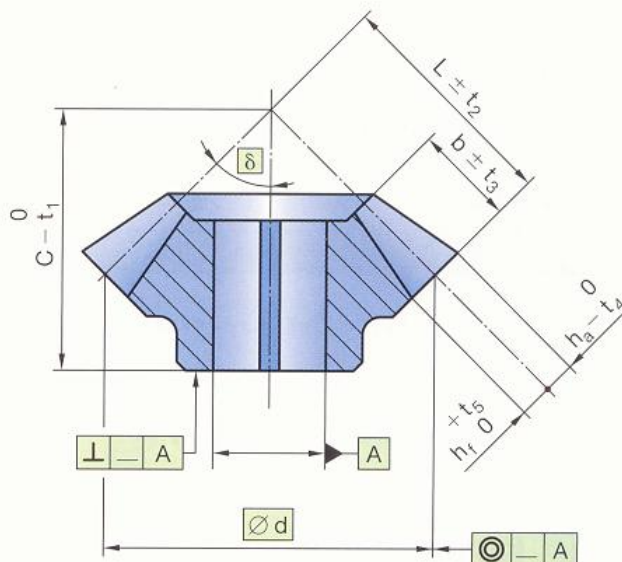
Classe de précision :	ISO 1328
Nombre de dents :	$z$
Angle de pression :	$20^\circ$
Module :	$m$
Rugosité des flancs :	$\sqrt{\quad}$
Crémaillère de référence :	

#### Roue à denture hélicoïdale

##### Caractéristiques de la denture

Classe de précision :	ISO 1328
Nombre de dents :	$z$
Angle d'hélice :	$\beta$
Module réel :	$m_n$
Sens d'hélice :	
Angle de pression :	$20^\circ$
Rugosité des flancs :	$\sqrt{\quad}$
Crémaillère de référence :	

### Roue conique à denture droite



##### Caractéristiques de la denture

Nombre de dents :	$z$
Module :	$m$
Angle de pression :	$20^\circ$
Rugosité des flancs :	$\sqrt{\quad}$
Épaisseur de dent :	$e - t$
Crémaillère de référence :	
Roue conjuguée :	plan n°



## 73.51 Représentation d'une pièce dentée

### En vue non coupée

Dessiner la roue comme une pièce pleine non dentée avec, pour seule adjonction, le tracé de la surface primitive en trait mixte fin.

### En coupe axiale

Représenter la roue comme s'il s'agissait, dans tous les cas, d'une roue à denture droite ayant deux dents diamétralement opposées et non coupées.

### Position de la denture

S'il est fonctionnellement indispensable de la préciser, tracer une ou deux dents en trait continu fort, afin de la définir sans ambiguïté.

### Orientation de la denture

S'il est utile de préciser graphiquement l'orientation de la denture, utiliser les symboles ci-dessous en les disposant convenablement dans la vue parallèle à l'axe de la roue.

Symboles d'orientation	
Denture hélicoïdale	
Denture en chevrons	
Denture spirale	
Dans le cas d'un engrenage, ne faire figurer le symbole que sur une roue.	

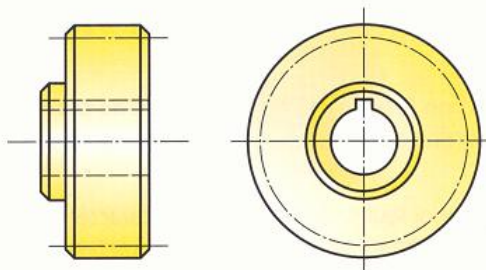
## 73.52 Représentation d'un engrenage

Dans la partie en prise, aucune des deux roues d'un engrenage n'est supposée cachée par l'autre.

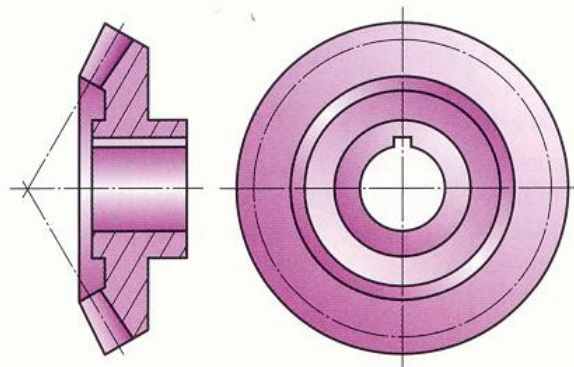
Toutefois, si les deux roues sont représentées en coupe axiale, l'une des dents en prise est arbitrairement supposée cachée. Si l'une des roues est non coupée, elle cache la dent de la roue conjuguée représentée en coupe.

## Représentation d'une roue

Vue non coupée

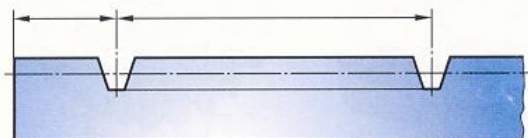


Coupe axiale

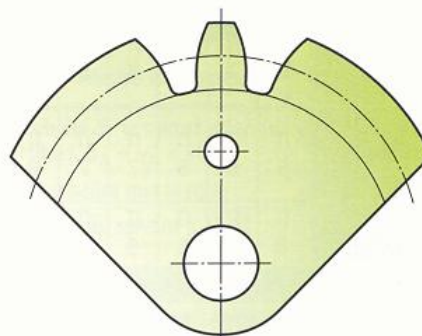


### Position de la denture

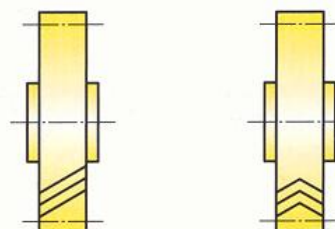
Crémaillère



Secteur denté



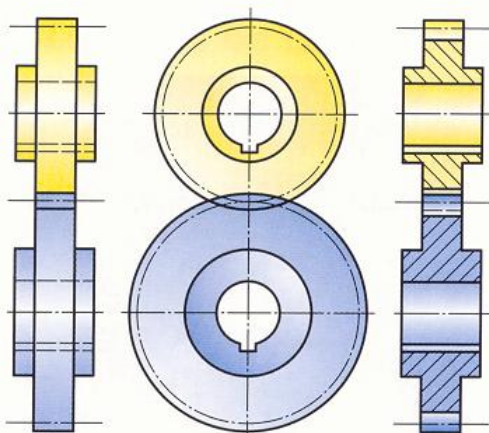
### Orientation de la denture



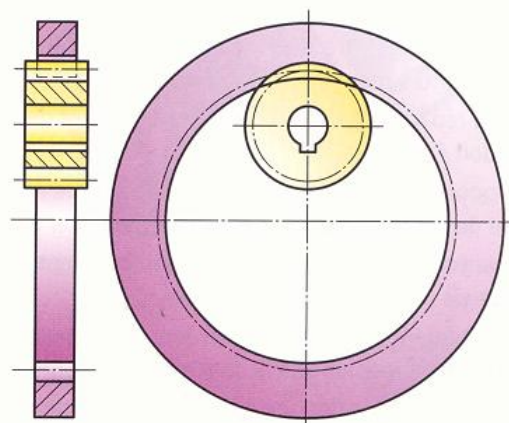


## Représentation des engrenages\*

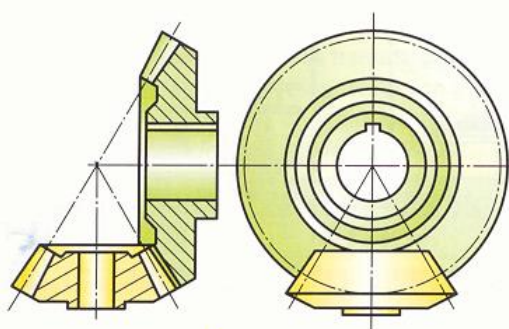
Engrenage extérieur de roues cylindriques



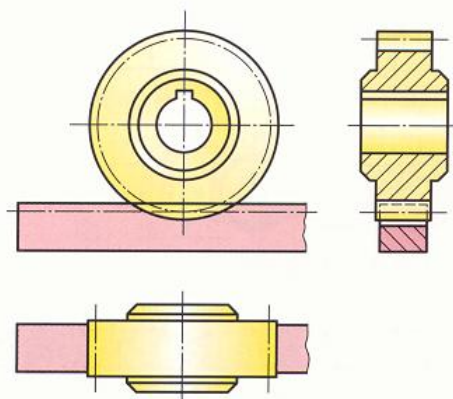
Engrenage intérieur de roues cylindriques



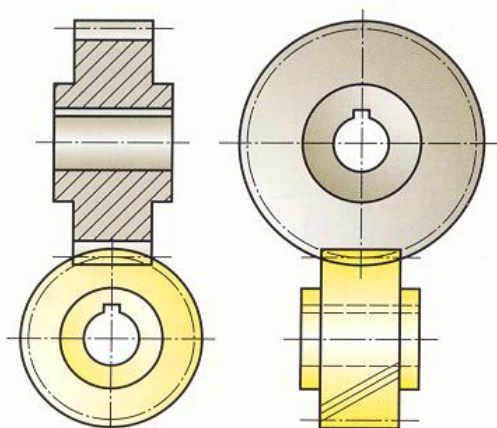
Engrenage de roues coniques



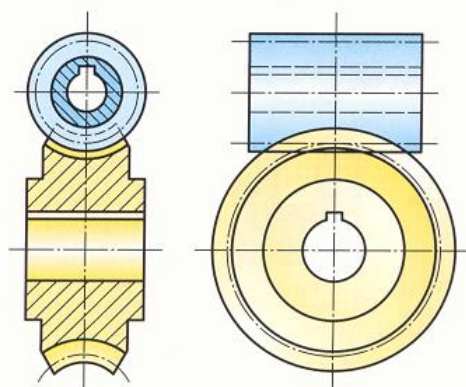
Engrenage à roue et à crémaillère



Engrenage gauche hélicoïdal



Engrenage à roue et à vis sans fin



\* Voir CD-Rom G.I.D.I. : animations.



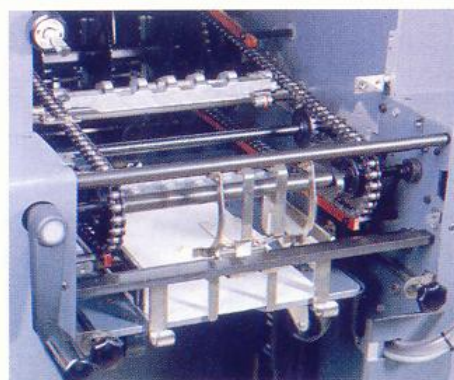
# 74 Chaînes de transmission

ISO 606

Ces chaînes permettent la transmission d'un mouvement de rotation entre une roue dentée menante et une roue dentée menée sans contact entre elles.

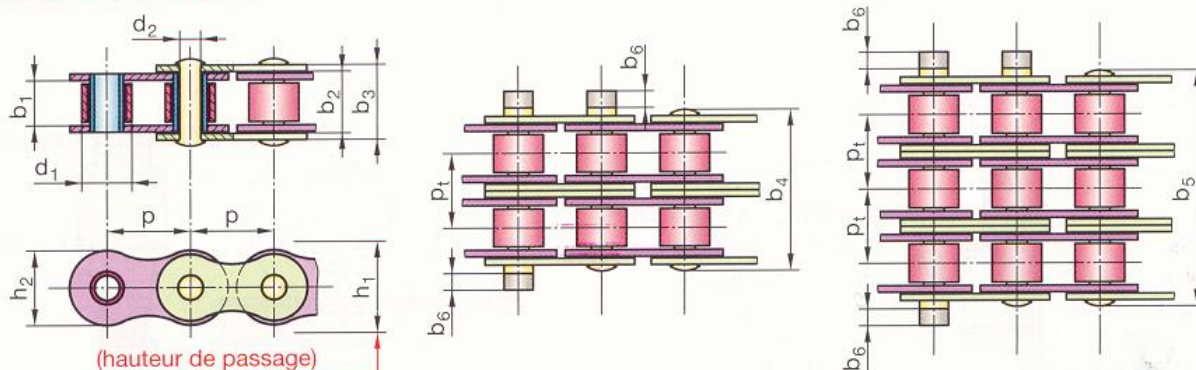
- Afin de répartir les efforts, l'arc d'enroulement de la chaîne doit être supérieur à  $90^\circ$ .
- Le rapport entre le nombre de dents de la roue et le nombre de dents du pignon ne doit pas dépasser 8.
- Un traitement spécial pour  $HV \geq 1\,800$  augmente la durée de vie et rend la lubrification aléatoire.
- Un traitement par zingage-bichromatage permet d'augmenter la résistance à la corrosion.
- Les chaînes en acier inoxydable ne nécessitent aucune lubrification.

## Machine à imprimer



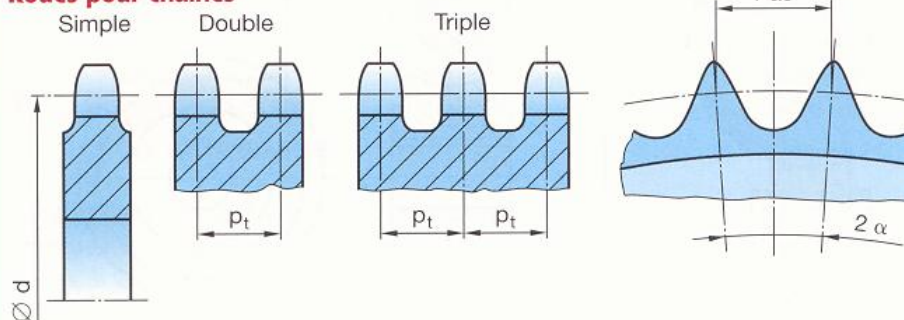
Iwis Ketten

## Chaînes à rouleaux



Symbole	Pas p	b <sub>1</sub>	b <sub>2</sub>	b <sub>3</sub>	b <sub>4</sub>	b <sub>5</sub>	b <sub>6</sub>	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	h <sub>1</sub>	h <sub>2</sub>	p <sub>t</sub>	Charge de rupture en da N		
													Simple	Double	Triple
08 A	12,70	7,95	11,31	17,8	32,3	46,7	3,9	7,95	3,96	12,33	12,07	14,38	1 385	2 770	4 155
10 A	15,87	9,53	13,97	21,8	39,9	57,9	4,1	10,16	5,08	15,35	15,09	18,11	2 175	4 350	6 525
12 A	19,05	12,70	17,88	26,9	49,8	72,6	4,6	11,91	5,94	18,34	18,08	22,78	3 115	6 230	9 345
16 A	25,40	15,88	22,74	33,5	62,7	91,9	5,4	15,88	7,92	24,39	24,13	29,29	5 555	11 110	16 665
06 B	9,52	5,77	8,66	13,5	23,8	34	3,3	6,35	3,28	8,52	8,26	10,24	895	1 700	2 490
08 B	12,70	7,75	11,43	17	31	44,9	3,9	8,51	4,45	12,07	11,81	13,92	1 785	3 115	4 450
10 B	15,87	9,65	13,41	19,6	36,2	52,8	4,1	10,16	5,08	14,99	14,73	16,59	2 225	4 450	6 675
12 B	19,05	11,68	15,75	22,7	42,2	61,7	4,6	12,07	5,72	16,39	16,13	19,46	2 890	5 780	8 670
16 B	25,40	17,02	25,58	36,1	68	99,9	5,4	15,88	8,28	21,34	21,08	31,88	4 225	8 450	12 675

## Roues pour chaînes



## Caractéristiques

Pas de la chaîne :	p
Nombre de dents :	z
Angle au centre : $2\alpha = \frac{360^\circ}{z}$	
Diamètre primitif : $d = \frac{p}{\sin \alpha}$	
Rapport des fréquences de rotation :	$\frac{n_A}{n_B} = \frac{z_B}{z_A}$

EXEMPLE DE DÉSIGNATION :  
Chaîne de transmission ISO 606-08 B2

Faire suivre le symbole de la chaîne d'un chiffre correspondant au nombre de brins.



# 75 Courroies

## 75.1 Courroies de transmission

Les poulies et courroies permettent la transmission d'un mouvement de rotation d'un arbre menant à un arbre mené relativement éloignés l'un de l'autre.

Rapport de transmission R (« raison ») :

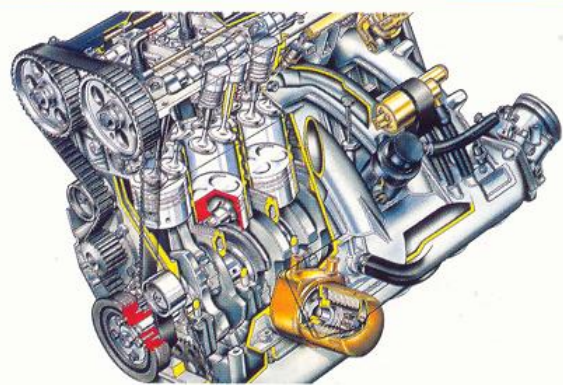
$$R = \frac{n_2 \text{ (poulie menée)}}{n_1 \text{ (poulie menante)}} = \frac{dp_1 \text{ (poulie menante)}}{dp_2 \text{ (poulie menée)}}$$

$n$  : fréquence de rotation des poulies en tr/min.

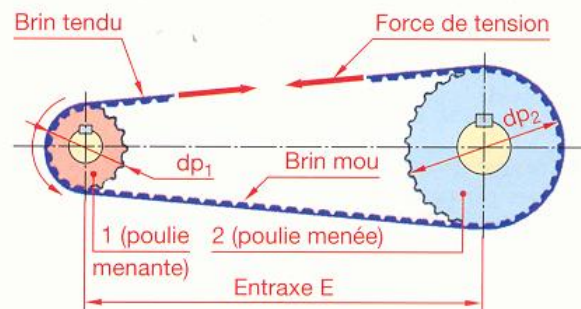
$dp$  : diamètres primitifs des poulies en mm.

Longueur primitive  $L$  d'une courroie :

$$L = 2 E + 1,57 (dp_1 + dp_2) + \frac{(dp_2 - dp_1)^2}{4 E}$$



P.S.A.

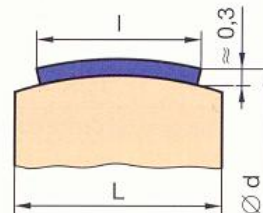


## 75.11 Courroies plates

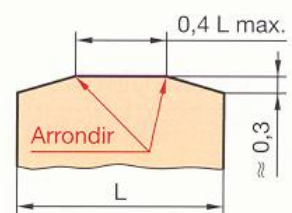
Les courroies plates permettent de transmettre de grandes fréquences de rotation. Afin de limiter l'action de la force centrifuge sur les courroies, on limite généralement les vitesses circonférentielles aux valeurs ci-dessous :

Matériau	Vitesse circonférentielle maximale
Aramide – Silicone	50 à 80 m/s
Polyuréthane	25 m/s
Tolérance sur l'entraxe E	
E max. = entraxe nominal + 3 % L	
E min. = entraxe nominal – 1,5 % L	

### Profil recommandé



### Profil admissible



La partie bombée permet à la courroie de se placer d'elle-même dans le plan médian de la poulie.

Armature	Revêtement	Diamètre min. des poulies	Épaisseur standard	Température d'utilisation	Largeur min.	Résistance à la rupture*	Effort de traction**
Polyuréthane	–	8	0,9	– 10 °C à + 60 °C	3	140	6
Polyester	Polyuréthane	9	0,8	– 10 °C à + 60 °C	10	650	125
Polyester	Polyuréthane	20	1,5	– 10 °C à + 60 °C	10	3 400	410
Aramide	Polyuréthane	15	1	– 10 °C à + 60 °C	10	2 400	800
Aramide	Polyuréthane	25	2	– 10 °C à + 60 °C	10	6 400	950
Coton	Polyuréthane	5	0,8	– 10 °C à + 60 °C	10	850	170
Polyuréthane (élastique)		25	1,8	– 10 °C à + 60 °C	10	250	15
Aramide	Polychloroprène	12	0,9	– 20 °C à + 100 °C	10	2 740	1 250
Aramide	Polychloroprène	25	1,9	– 20 °C à + 100 °C	10	7 950	1 700
Aramide	Polychloroprène	50	3	– 20 °C à + 80 °C	20	11 340	–
Butadiène-acrylonitrile		15	1,5	– 20 °C à + 100 °C	5	200	20
Polyester	Silicone	12	1	– 20 °C à + 150 °C	10	1 000	170
Coton	Silicone	10	0,8	– 20 °C à + 120 °C	5	800	135
Aramide	Silicone	15	1,1	– 50 °C à + 280 °C	10	1 850	360
Aramide	Silicone	20	2	– 50 °C à + 280 °C	10	5 800	620

\* En newtons et pour 10 mm de largeur de courroie sans fin (résistance des deux brins).

\*\* En newtons pour 1 % d'allongement et pour 10 mm de largeur de courroie sans fin (résistance des deux brins).

Fabrication : Esband.



La face interne de ces courroies est dentée. Elles assurent ainsi une transmission sans glissement permettant la synchronisation ou l'indexage positif requis.

■ Matière : matériau composite (polyuréthane armé de câbles en acier ou de câbles en aramide...)

■ Température d'utilisation :  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  à  $+60\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

#### POULIES

■ Afin que la courroie ne sorte pas des poulies, au moins une des deux poulies doit être flasquée, en principe la plus petite.

■ Lorsque l'entraxe est supérieur à huit fois le diamètre primitif de la petite poulie, les deux poulies doivent être flasquées.

■ Lorsque les axes des poulies sont verticaux, ou très inclinés par rapport à l'horizontale, utiliser des poulies flasquées.

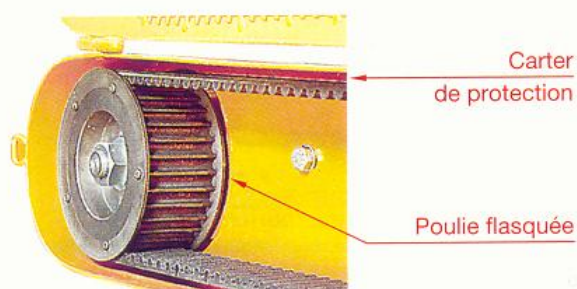
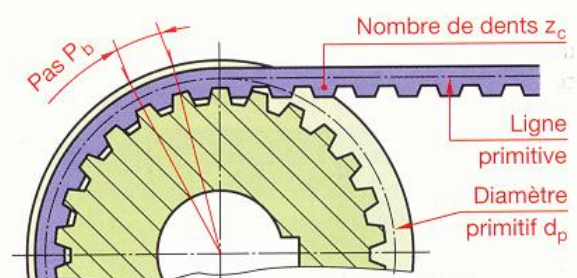
#### MONTAGE DES COURROIES

Afin de remédier aux tolérances de longueur sur les courroies et de pouvoir monter sans contrainte, prévoir un réglage de l'entraxe entre les poulies.

**EXEMPLE DE DÉSIGNATION** d'une courroie synchrone de longueur primitive\* 42 inches, de pas 0,375 inch et de largeur nominale 0,5 inch\*\* :

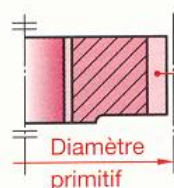
Courroie synchrone, 420 L 050,

NF ISO 5296

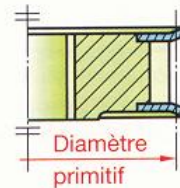


**Poulie non flasquée**

**Poulie flasquée**  
(guidage de la courroie)



z dents  
(flanc en développante)



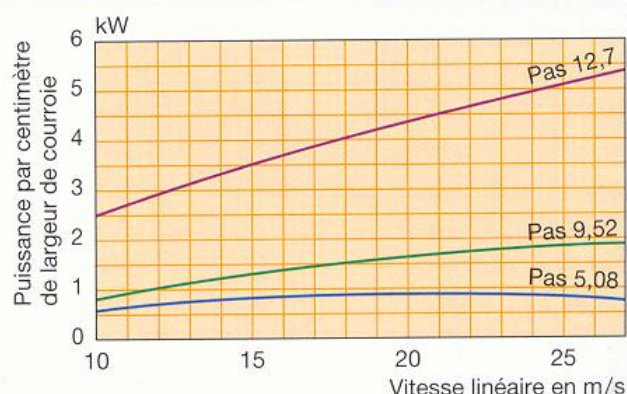
Diamètre primitif

Symbole	Pas	Largeur courroie	Nombre de dents courroie								z	dp	z	dp	z	dp	z	dp	z	dp
XL	5,08 (0,2 inch)	6,35 (0,25 inch)	30	35	40	45	50	55	10	16,17	15	24,26	21	33,96	30	48,51	42	67,91		
		7,94 (0,312 inch)	60	65	70	75	80	85	11	17,79	16	25,87	22	35,57	32	51,74	44	71,15		
		9,53 (0,375 inch)	90	95	100	105	110	115	12	19,40	18	29,11	24	38,81	36	58,21	48	77,62		
			120	125	130	-	-	-	14	22,64	20	32,34	28	45,28	40	64,68	60	97,02		
L	9,525 (0,375 inch)	12,7 (0,5 inch)	33	40	50	56	60	64	10	30,33	17	51,54	21	63,68	28	84,89	40	121,29		
		19,05 (0,75 inch)	68	72	76	80	86	92	12	36,37	18	54,59	22	66,70	30	90,96	44	133,40		
		25,4 (1 inch)	98	104	112	120	128	136	14	42,44	19	57,61	24	72,77	32	97,03	48	145,54		
			144	160	-	-	-	-	16	48,51	20	60,63	26	78,84	36	109,14	60	181,92		
H	12,70 (0,5 inch)	19,05 (0,75 inch)	48	54	60	66	72	78	14	56,60	19	76,81	24	97,02	32	129,36	48	194,04		
		25,4 (1 inch)	84	90	96	102	108	114	16	64,68	20	80,85	26	105,11	36	145,53	60	242,55		
		38,1 (1,5 inch)	120	126	132	140	150	160	17	68,72	21	84,89	28	113,19	40	161,70	72	291,06		
		50,8 (2 inches)	170	180	200	220	-	-	18	72,77	22	88,94	30	121,28	44	177,87	84	339,57		

#### Détermination du pas

Puissance en kW	Fréquence de rotation en tr/min du pignon				
	3 500	1 750	1 160	870	690
0,06	5,08	5,08	5,08/9,52	5,08/9,52	9,52
0,09	5,08	5,08/9,52	9,52	9,52	9,52
0,12/0,2	5,08/9,52	9,52	9,52	9,52	9,52
0,25	9,52	9,52	9,52	9,52	9,52/12,7
0,37	9,52	9,52	9,52	9,52/12,7	9,52/12,7
0,6/0,75	9,52	9,52/12,7	9,52/12,7	9,52/12,7	12,7
1,5	9,52	9,52/12,7	9,52/12,7	12,7	12,7
2,2	9,52/12,7	9,52/12,7	12,7	12,7	12,7
3,7	12,7	12,7	12,7	12,7	12,7
5,6	12,7	12,7	12,7	12,7	12,7
7,5	12,7	12,7	12,7	12,7	12,7

#### Détermination de la largeur



\* La longueur primitive est égale au pas multiplié par le nombre de dents.

\*\* 1 inch, en français 1 pouce, = 25,4 mm.



La courroie et la gorge de la poulie sont à section trapézoïdale. On obtient ainsi une forte adhérence par coincement de la courroie dans la gorge de la poulie (environ trois fois plus que pour une courroie plate dans un même matériau). Il est, ainsi, possible de réduire l'arc d'enroulement et d'avoir des entraxes relativement courts.

■ Matière :

Matériau composite (chloroprène + fibres de verre + fils d'acier + ...).

■ Température d'utilisation :

– 25 °C à + 85 °C.

LONGUEUR DE RÉFÉRENCE DE LA COURROIE  $L_d$

C'est la longueur de la courroie, au niveau de la largeur de référence et sous tension normalisée.

POULIES

■ Les dimensions de la section transversale d'une courroie varient en fonction du rayon d'incurvation auquel elles sont soumises. L'angle  $\alpha$  des gorges est donc variable en fonction du diamètre des poulies.

■ Afin de réduire la contrainte d'incurvation dans la courroie, choisir un diamètre aussi grand que possible pour la petite poulie. Veiller à ne pas dépasser une vitesse circonférentielle de 25 m/s pour les courroies classiques et 40 m/s pour les courroies étroites.

DIAMÈTRE DE RÉFÉRENCE D'UNE POULIE  $d_d$

C'est le diamètre de la poulie mesuré au niveau où la largeur de la gorge est égale à la largeur de référence de la courroie ( $W_d$ ).

MONTAGE DES COURROIES

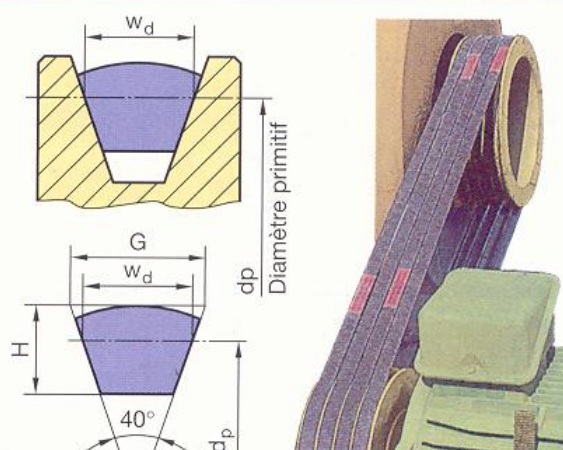
Afin de remédier aux tolérances de longueur sur les courroies et de pouvoir monter les courroies sans contrainte, prévoir un réglage de l'entraxe entre les poulies.

EXEMPLE DE DÉSIGNATION d'une courroie trapézoïdale SPZ de longueur de référence 630 :

Courroie trapézoïdale SPZ, 630

NF ISO 4184

Profil	$d_d$	$\alpha$	$W_d$	$b$	$h$	$e$	$t$	$f$	Longueur de référence courroie $L_d$	Tolérance $t_1$ sur $L_d$
A	$\leq 118$	34°	11	2,75	8,7	15	$\pm 0,3$	10	630-700-790-890-990-1 100	$L_d$
	$> 118$	38°							1 250-1 430-1 550-1 640-1 750-1 940	$500 < L_d \leq 630$ $\pm 6$
B	$\leq 190$	34°	14	3,5	10,8	19	$\pm 0,4$	12,5	930-1 000-1 100-1 210-1 370	$630 < L_d \leq 800$ $\pm 8$
	$> 190$	38°							1 560-1 760-1 950-2 180-2 300-2 500	$800 < L_d \leq 1 000$ $\pm 10$
C	$\leq 315$	34°	19	4,8	14,3	25,5	$\pm 0,5$	17	1 565-1 760-1 950-2 195-2 420-2 715	$1 000 < L_d \leq 1 250$ $\pm 13$
	$> 315$	38°							2 880-3 080-3 520-4 060-4 600-5 380	$1 250 < L_d \leq 1 600$ $\pm 16$
SPZ	$\leq 80$	34°	8,5	2	9	12	$\pm 0,3$	8	630-720-800-900-1 000-1 120-1 250	$1 600 < L_d \leq 2 000$ $\pm 20$
	$> 80$	38°							1 400-1 600-1 800-2 000-2 240-2 500	$2 000 < L_d \leq 2 500$ $\pm 25$
SPA	$\leq 118$	34°	11	2,75	11	15	$\pm 0,3$	10	800-900-1 000-1 120-1 250-1 400	$2 500 < L_d \leq 3 150$ $\pm 32$
	$> 118$	38°							1 600-1 800-2 000-2 240-2 500-2 800	$3 150 < L_d \leq 4 000$ $\pm 40$



Gates

Courroie	Section $G \times H$	Largeur $W_d$
« Classique »	A	13 × 8
	B	17 × 11
	C	22 × 14
« Étroite »	SPZ	10 × 8
	SPA	13 × 11

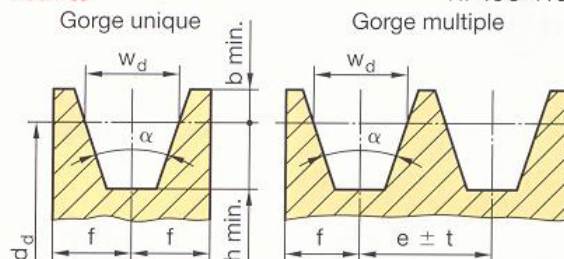
  

Courroie	$d_p$	Puissance maximale en kW* à la vitesse en m/s de :							
		5	10	15	20	25	30	35	
A	70	0,55	1,05	1,45	1,8	1,45	–	–	
	$\geq 125$	1,2	2	2,6	3,1	3,3	3,2	–	
B	110	0,8	1,6	2,05	2,1	1,7	–	–	
	$\geq 180$	2	3,5	4,6	5,5	5,7	5,4	–	
C	160	1,45	2,9	4	4,9	4,8	–	–	
	240	3,3	5,8	7,6	8,8	9,1	8,4	–	
SPZ	70	0,6	1,1	1,5	1,8	1,9	1,6	–	
	190	1,2	2,2	3,1	4	4,6	5	5,1	
SPA	100	1,1	2,1	2,9	3,5	3,8	3,5	–	
	240	1,65	3,1	4,4	5,5	6,3	6,6	6,4	

\* Valeurs pour un arc d'enroulement = 180°.

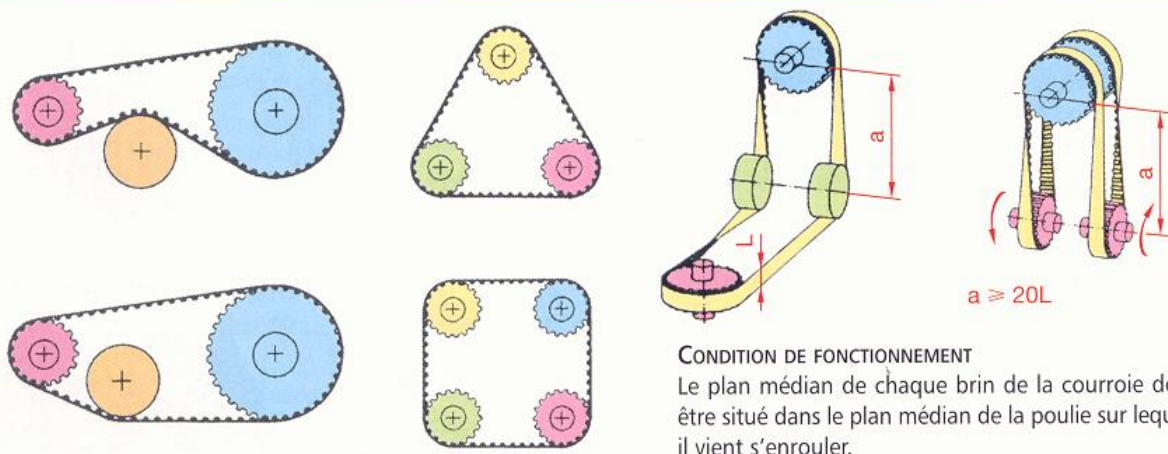
Poulies

NF ISO 4183



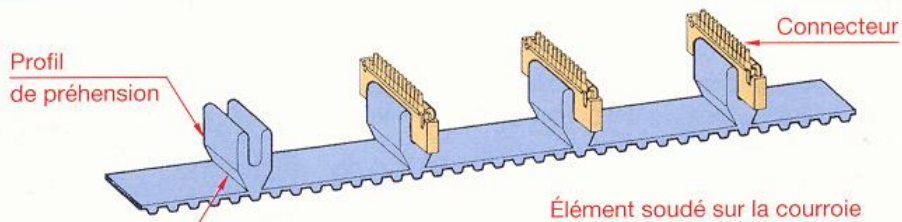


## 75.2 Exemples d'utilisation

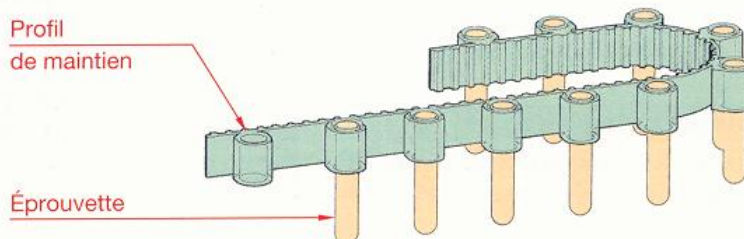


## 75.3 Courroies de convoyage

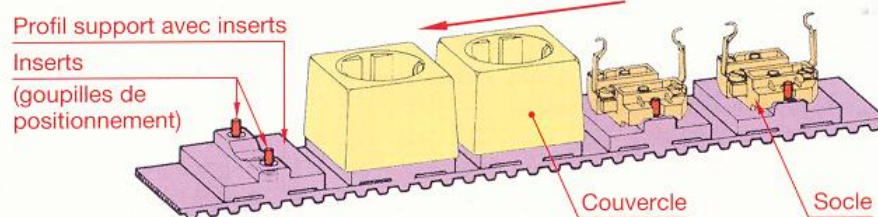
Assemblage et convoyage de connecteurs électroniques



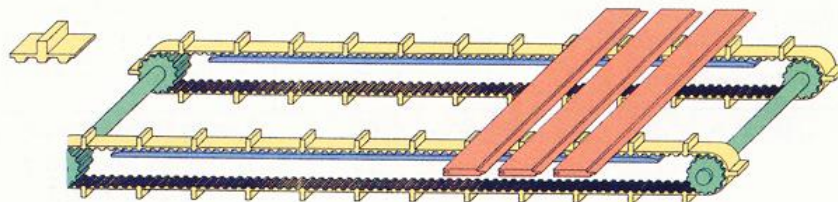
Transport d'éprouvettes sur une machine d'analyses médicales



Assemblage et convoyage de prises de courant électrique



Transport de pièces dont la longueur est relativement importante



Le profil a un rayon adapté au cylindre à transporter. Le profil est préhenseur et maintient le cylindre par pincement.

