

# Courroies

---

- Utilisées en **manutention** ou en **transmission de puissance**,
- Assez **faciles a concevoir**
- Souples d'emploi
- Grande liberté pour positionner les organes moteur et récepteur.
- **Économiques**, elles remplacent souvent les engrenages, les arbres, les paliers

- Éléments élastiques; réduisent et amortissent les vibrations,
- Atténuent les chocs et les a-coups de transmission, ce qui augmente la durée de vie des machines.
- Durée de vie limitée,
- Nécessaire de prévoir un plan d'entretien périodique pour surveiller l'usure, le vieillissement, la perte d'élasticité

# Courroies

## Comparaisons

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

# Courroies

---

## *Transmissions par poulies et courroies*

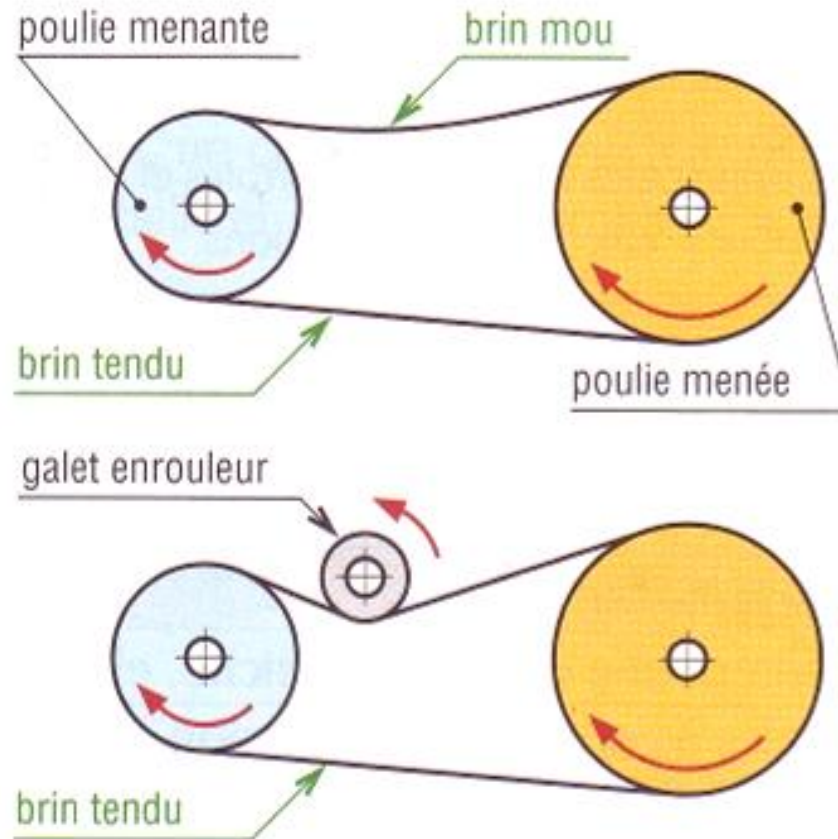
- Silencieuses, utilisées en vitesses élevées
- Grands entraxes possibles entre poulies.
- Tension initiale indispensable pour garantir l'adhérence et assurer la transmission du mouvement.
- Nécessité d'un système à entraxe réglable ou de tension (galet enrouleur, etc.)

## *Transmissions par poulies et courroies*

- Réglage de la **tension initiale** et **compensation de l'allongement** des courroies au cours du temps.
- A l'exception des **courroies crantées**, en fonctionnement normal, il existe un **léger glissement de la courroie sur les poulies**
- Existence d'une **imprécision du rapport de transmission**

# Courroies

## *Transmissions par poulies et courroies*

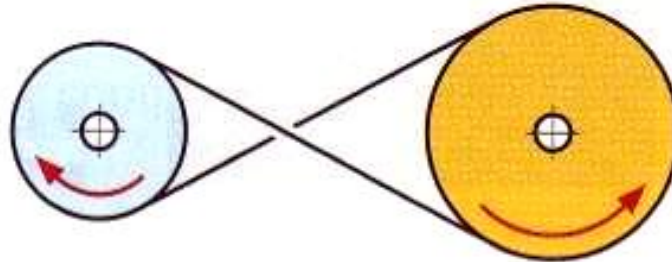


*Principe de la transmission par poulie courroie*

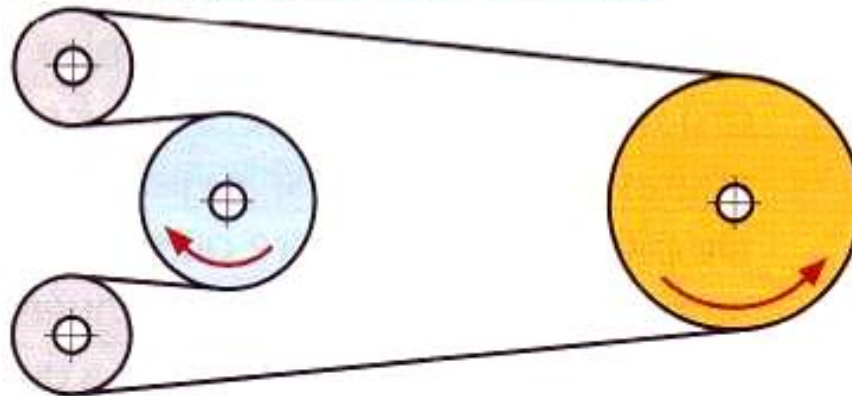
# Courroies

## *Transmissions par poulies et courroies*

inverseur à courroies croisées



inverseur à courroies non croisées



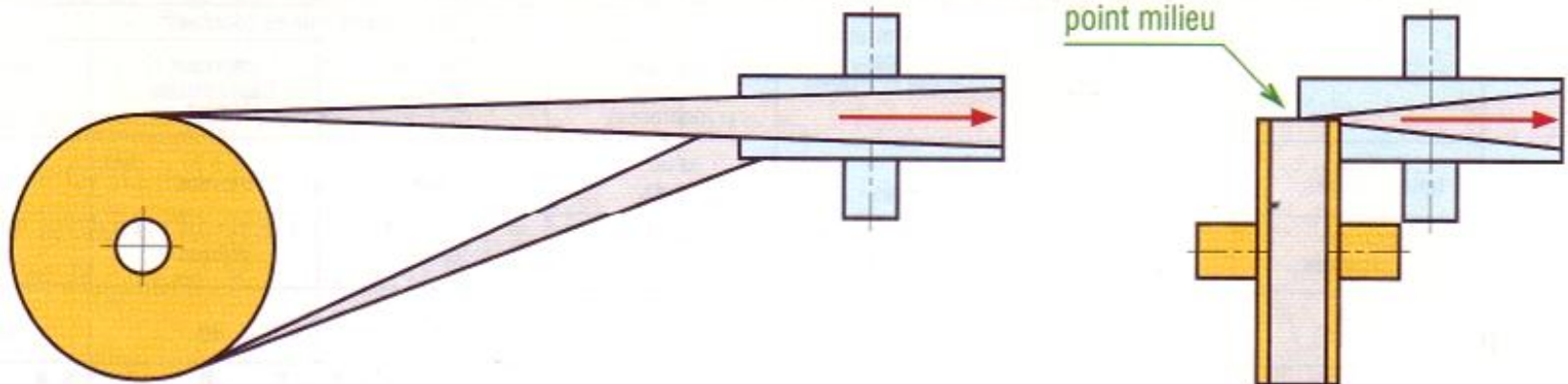
*Inverseurs*



# Courroies

## *Transmissions par poulies et courroies*

**Règle:** quand une courroie quitte une poulie elle doit se trouver dans le plan médian de la poulie receptrice

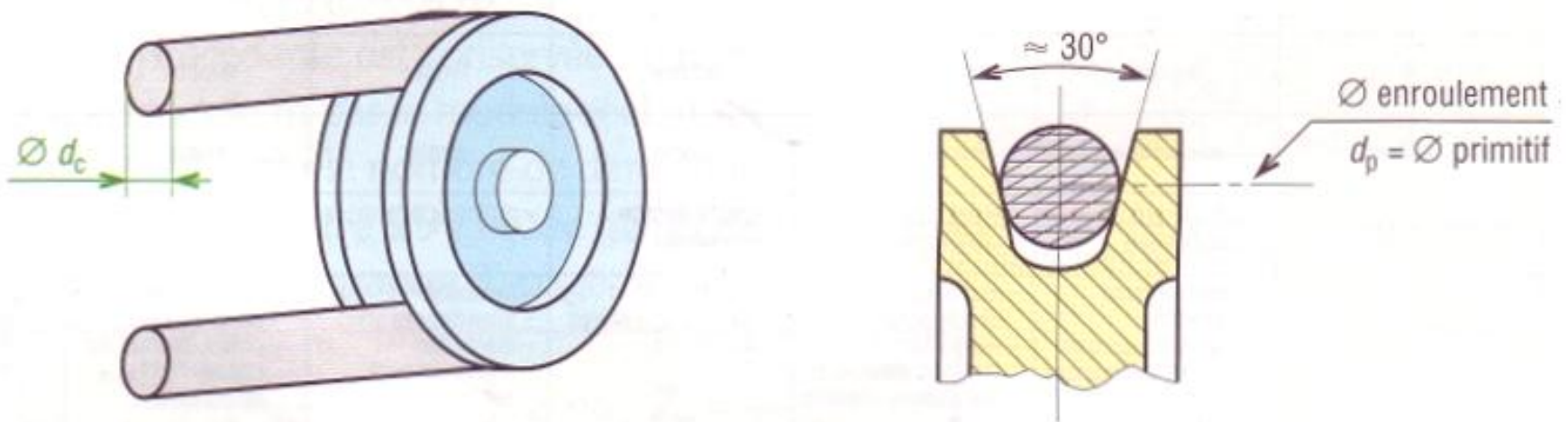


*Cas d'arbres perpendiculaires*

# Courroies

## *Transmissions par poulies et courroies*

**Courroies rondes** : elles sont surtout utilisées dans les petits mécanismes.



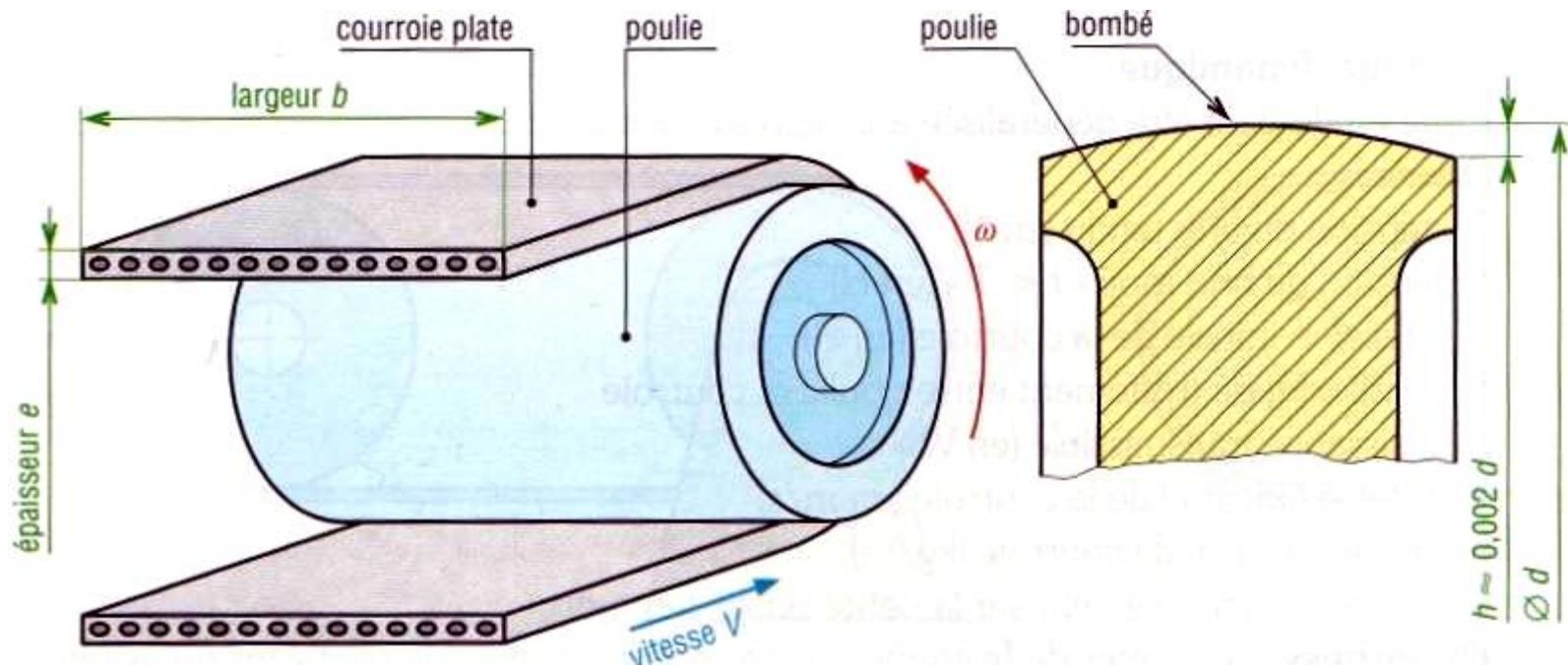
### Courroies plates

- Très silencieuses
- Permettent de grands rapports de réduction
- Utilisées surtout aux grandes vitesses (80 a 100 m/s) sous de faibles couples.
  
- Absorbent bien les vibrations torsionnelles
- Ce qui autorise les grands entraxes et les grandes longueurs.
- Elles ont un tres bon rendement (= 98 %, comparable aux engrenages).

# Courroies plates

## *Transmissions par poulies et courroies*

Le **bombé des poulies** permet un **meilleur guidage** et **une meilleure stabilité de la courroie** et compense un désalignement initial



Courroie plate. Matériaux : polyuréthane ( $< 25$  m/s), polyester, aramide revetu silicone ( $< 80$  m/s)...

# Courroies plates

## *Transmissions par poulies et courroies*



### Courroies plates

#### Rapport de transmission

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

$N_d$  : vitesse de la petite poulie en tr/min

$N_D$  : vitesse de la grande poulie en tr/min

$\omega_d$  et  $\omega_D$  : vitesses en rad/s

$d$  : diamètre d'enroulement petite poulie

$D$  : diamètre d'enroulement grande poulie

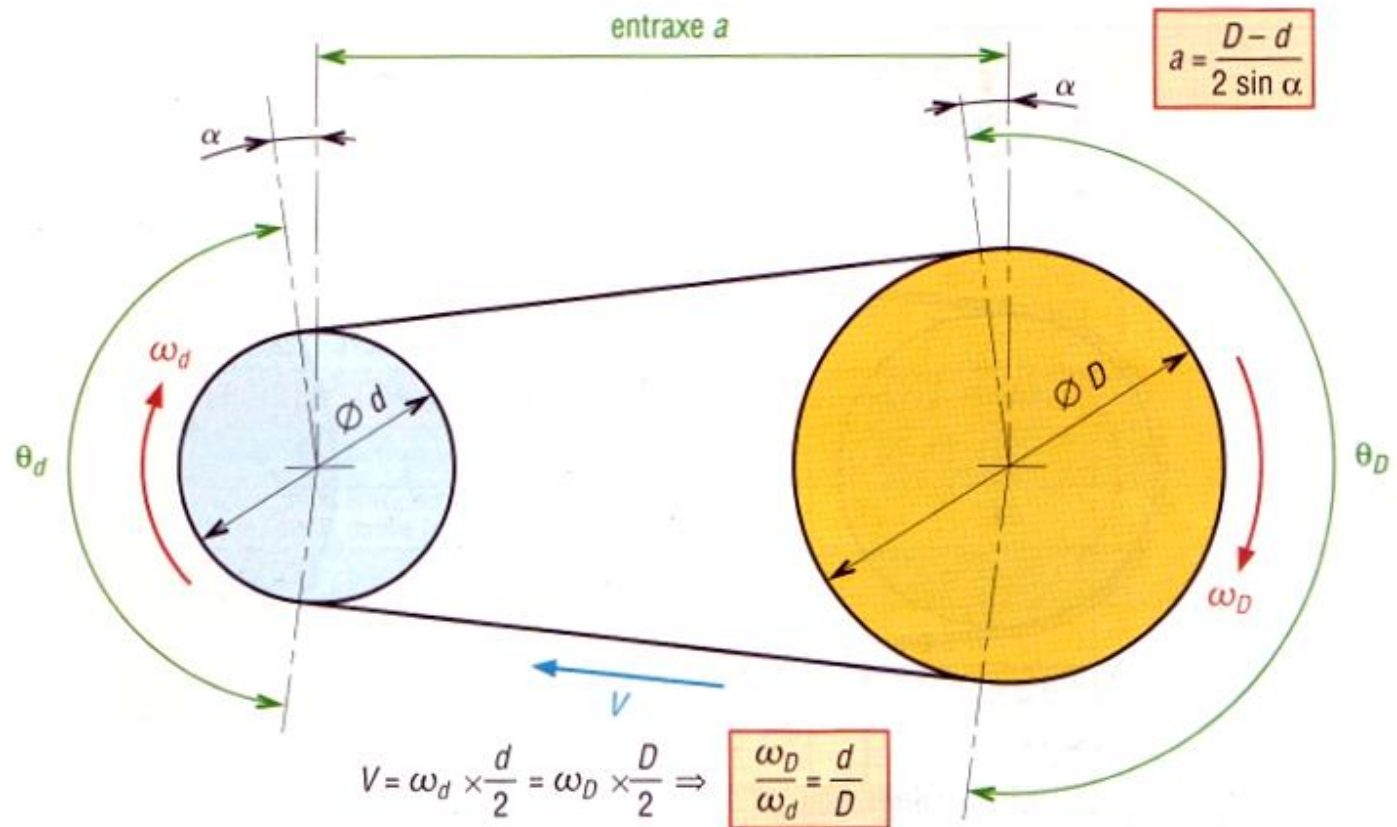
$C_d$  : couple sur la petite poulie en N.m

$C_D$  : couple sur la grande poulie en N.m

# Courroies plates

## Transmissions par poulies et courroies

Cinématique.



# Courroies plates

## Longueurs et angles d'enroulement

Longueurs de courroies et angles d'enroulement		
Courroies non croisées		Courroies croisées
Angles d'enroulement	Longueurs de courroies	
$\theta_d = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left[ \frac{D-d}{2a} \right]$	$L = 2 \left[ a^2 - \left( \frac{D-d}{2} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{2} \theta_D (D + \theta_d \cdot d)$ <p>Si <math>\alpha</math> est petit</p> $L \approx 2a + \pi \left[ \frac{D+d}{2} \right] + \frac{\theta_D - \theta_d}{4a} (D-d)^2$	$\theta_d = \theta_D = \theta = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left[ \frac{D-d}{2a} \right]$ $L = 2 \left[ a^2 - \left( \frac{D-d}{2} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{2} \theta (D + d)$ $L \approx 2a + \pi \left[ \frac{D+d}{2} \right] + \frac{\theta}{4a} (D-d)^2$



## *Etude dynamique*

Cette étude peut être généralisée aux autres courroies.

### **Données :**

T: tension du brin tendu (en N)

t: tension du brin mou ( $t < T$ ) (en N)

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

f: coefficient de frottement entre poulie et courroie

P : puissance transmissible (en W)

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

m: masse de 1 m de courroie (kg/m)

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

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

### Rapport entre les tensions $T$ et $t$

**Cas 1:** effets de la force centrifuge sur la courroie négligés  
Après une étude statique on obtient :

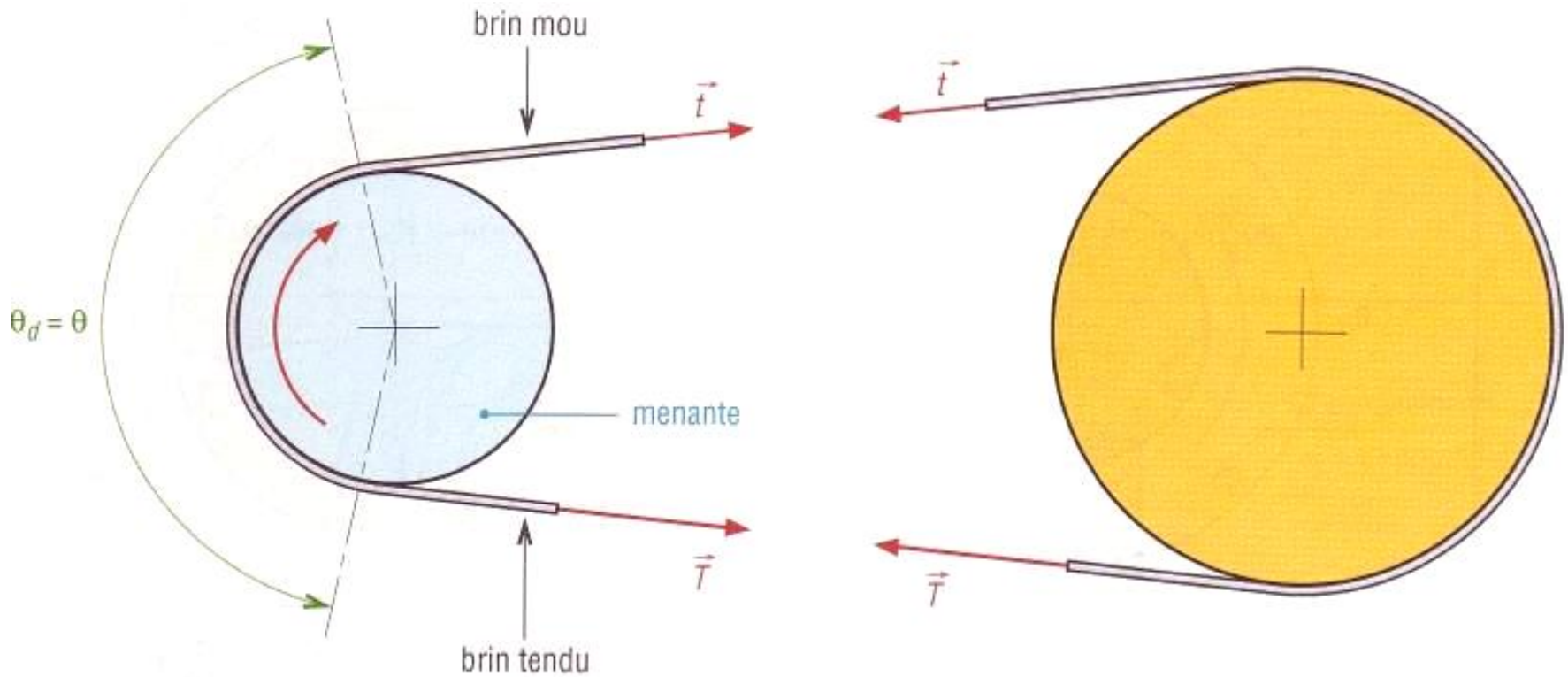
$$\frac{T}{t} = e^{f.\theta} \text{ avec } \theta \text{ en rad}$$

**Cas 2,** en tenant compte de la force centrifuge ( $F$ ) sur la courroie

$$\frac{T - Fc}{t - Fc} = e^{f.\theta} \text{ avec } Fc \text{ en m.V}^2$$

# Courroies plates

## *Etude dynamique*



*Efforts de tension*

### Couples transmis

Sur la grande poulie :

$$C_D = (T - t).D/2$$

Sur la petite poulie :

$$C_d = (T - t).D/2$$

### Tension $t$ maximale admissible ( $T_{\text{maxi}}$ )

Si  $T_0$  est la tension initiale (appliquée au moment de l'installation) lorsque la courroie tourne a vide ( $T \approx t \approx T_0$ ), en fonctionnement sous charge on a:

$$T = T_0 + \delta_F \text{ (pour le brin tendu)}$$

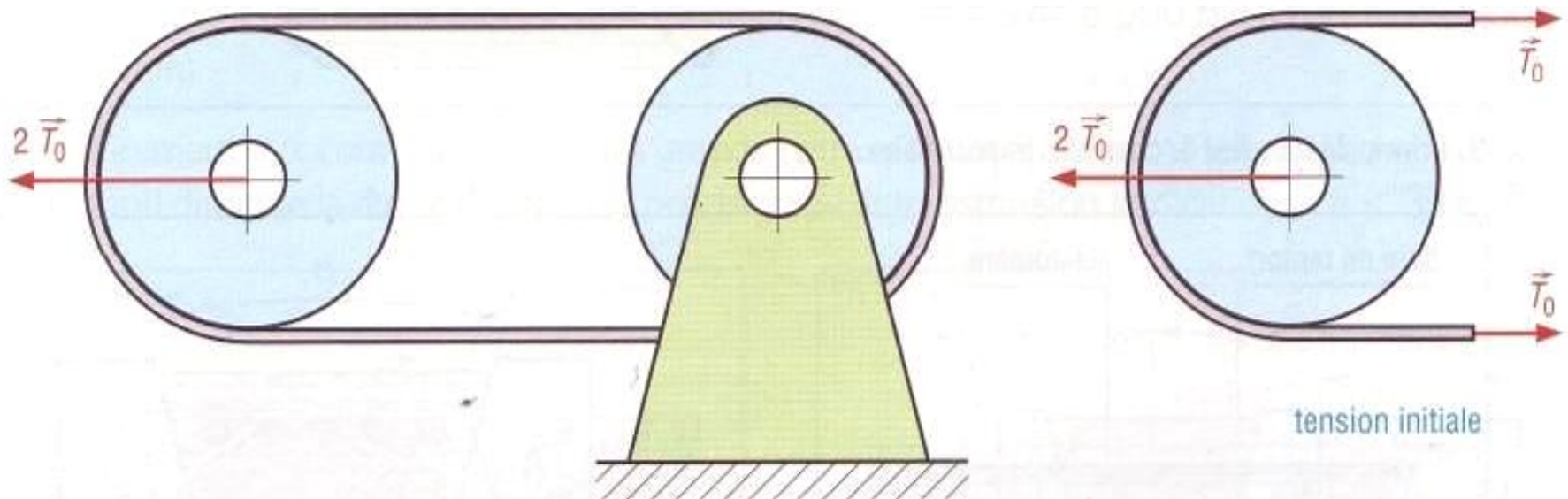
$$t = T_a - \delta_F \text{ (pour le brin mou)}$$

# Courroies plates

## *Etude dynamique*

Après addition des deux :  $T_0 = 1/2 (T + t)$

T est maximale lorsque t est minimale ( $t = 0$ ) :  $T_{\text{maxi}} = 2T_0$



*Tension initiale d'une courroie*

### Puissances transmissibles

En fonctionnement normal :

Puissance maximale transmissible (cas où  $T_{\max} = 2T_0$ )

$$P = (T_{\max} - t_{\min}) \cdot V = (2T_0 - 0) \cdot V = 2T_0 \cdot V$$

En pratique on pose :

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

P en watts

$T_0$  en N

V en m/s

$K_p$ : coefficient correcteur fonction du diamètre de la poulie

$K_v$ : coefficient correcteur fonction de la vitesse (V) de la courroie

$K_s$ : coefficient correcteur fonction des conditions de service (tableau p. 382)

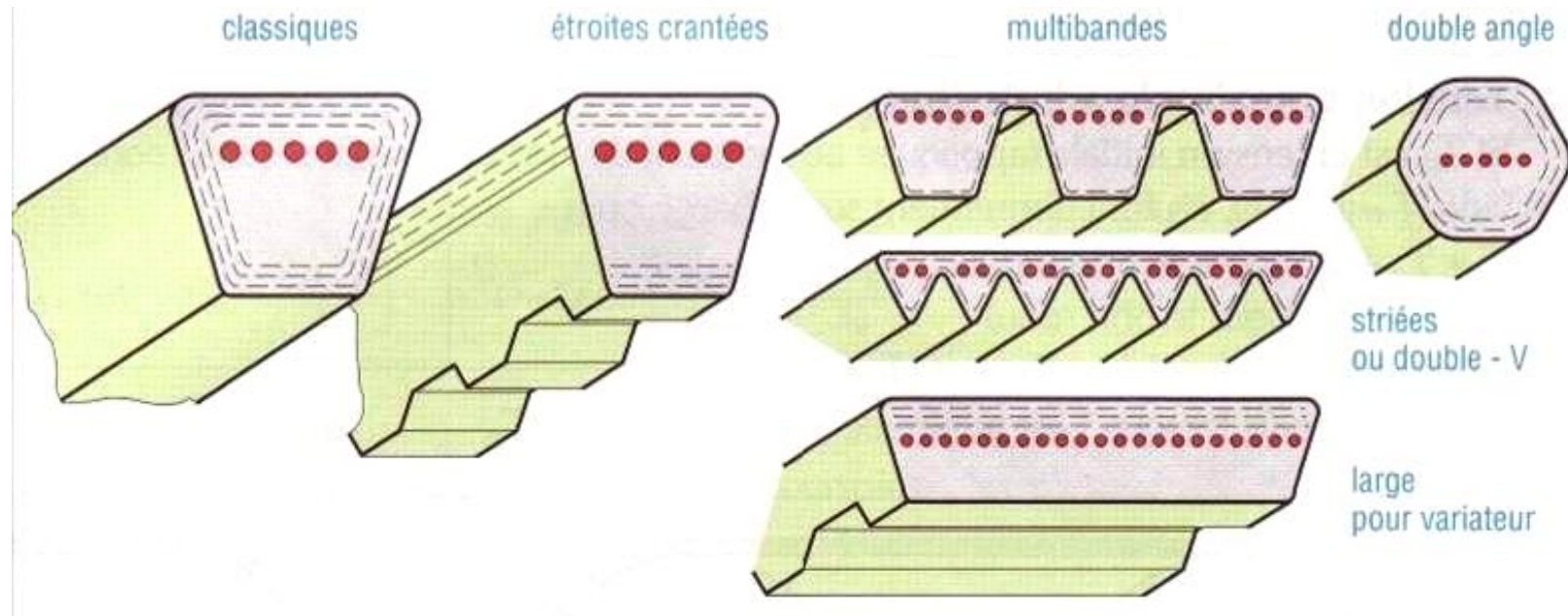
On peut poser  $P_b = 2 \cdot K_p \cdot K_v \cdot T_0 \cdot V =$  puissance de base de la courroie avec la condition  $[P \cdot K_s \leq P_b]$ .

# Courroies plates

## Etude dynamique

Courroies plates : extrait de dimensions (NF ISO 22)																
largeur courroie	16	20	25	32	40	50	63	71	80	90	diamètres poulies (ISO) $d$					
largeur poulie correspondante	20	25	32	40	50	63	71	80	90	100	40	50	63	80		
longueurs préférentielles					500	560	630	710	800	900	180	200	250	315		
	1000	1120	1250	1400	1600	1800	2000	2240	2500	400	500	630	800			
	2800	3150	3550	4000	4500	5000							1 000	1 250	1 600	2 000
<b>matériaux</b>	<b>Caractéristiques indicatives des courroies plates et rondes</b>															
polyamide (frottement $f = 0,5$ à $0,8$ )	épaisseur courroie (mm)	0,8		1,3		1,8		2,8		3,3		5		6,3		
	diamètre d'enroulement mini sur la poulie (mm)	15		25		60		60		110		240		340		
élastomère (uréthane... $f = 0,7$ )	épaisseur courroie (mm)	0,9		1,6		2				2,3						
	diamètre d'enroulement mini sur la poulie (mm)	8		10 à 13		13 à 19				13 à 19						
U : aramide/uréthane C : aramide/chloropr. S : aramide/silicone	épaisseur courroie (mm)	0,9 (C)		1 (U)		1,1 (S)		1,9 (C)		2 (S-U)		3 (C)				
	diamètre d'enroulement mini sur la poulie (mm)	12		15		15		25		25		50				
courroies rondes (élastomère $f = 0,7$ )	diamètre courroie (mm)	6,4		9,5		12,7		19								
	diamètre d'enroulement mini sur la poulie (mm)	38 à 50		57 à 76		76 à 100		127 à 180								

# Courroies trapézoïdales

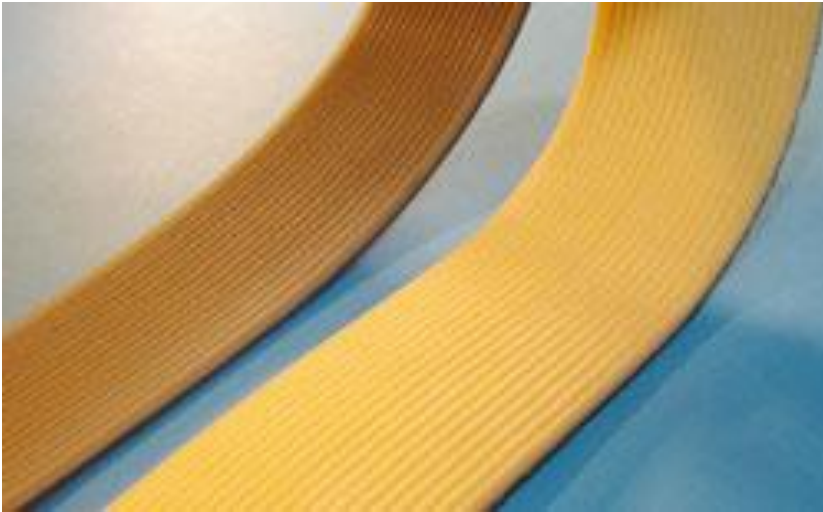


*Principales familles de courroies trapézoïdales*

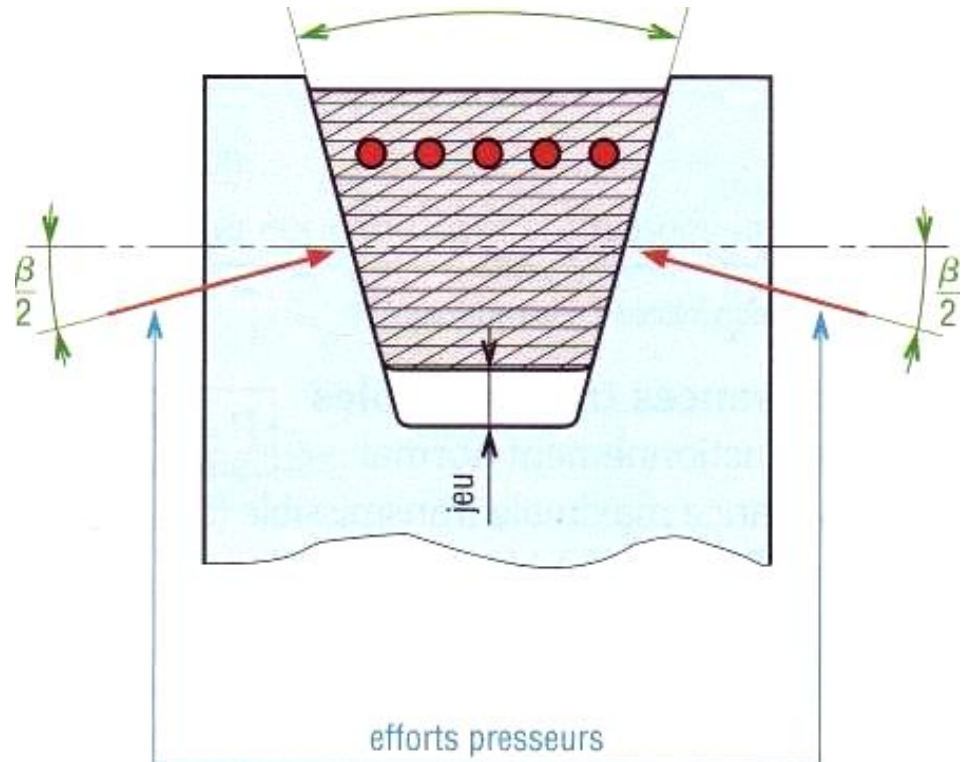
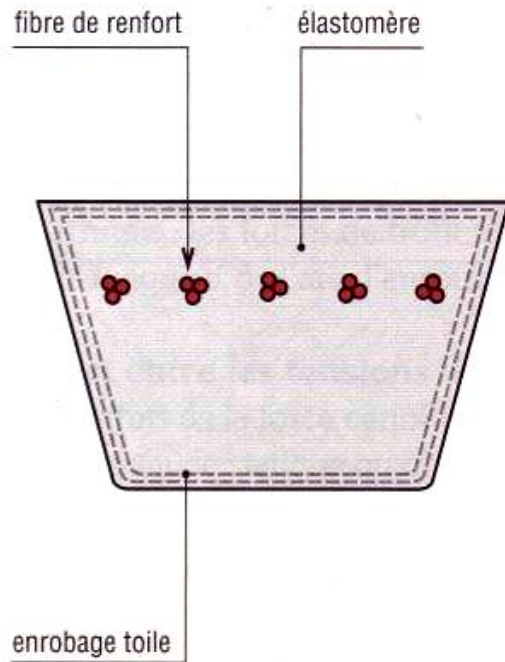


# Courroies trapézoïdales

---



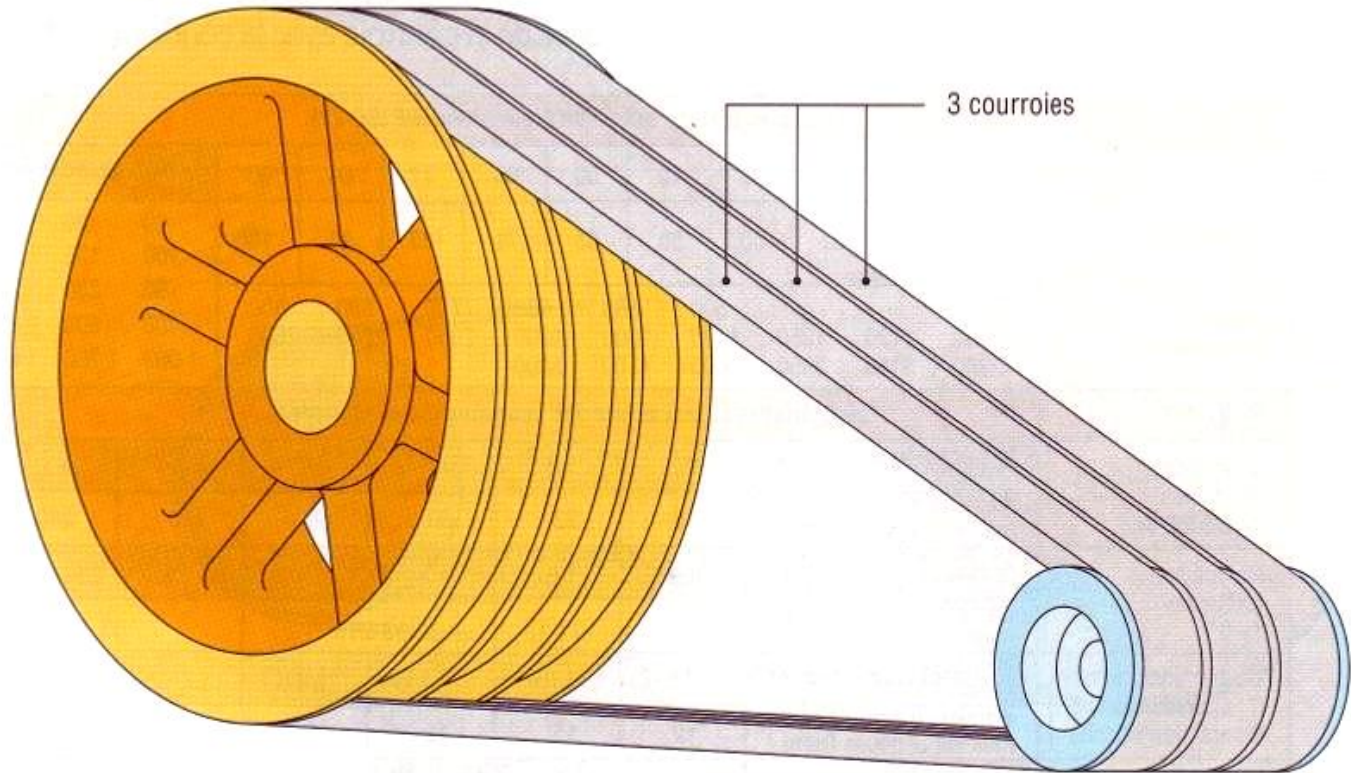
# Courroies trapézoïdales



*Effort presseur sur une courroie trapézoïdale*

# Courroies trapézoïdales

---



*Exemple de transmission avec trois courroies en parallèle*

# Courroies trapézoïdales

---

- Les courroies trapézoïdales sont **les plus utilisées**
- A tension égale elles **transmettent une puissance plus élevée** que les courroies plates (conséquence de la forme en V augmentant la pression de contact et par la l'effort transmissible).

Si une puissance élevée doit être transmise on peut utiliser **plusieurs courroies en parallèles** sur la même poulie (avec 1, 2, 3..., 10 gorges).

Le montage nécessite un **bon alignement des poulies** et un **réglage de l'entraxe** pour le montage et le démontage.

## Remarques :

Pour obtenir de bons résultats et une bonne transmission, **la courroie doit aller suffisamment vite** (environ 20 m/s).

Les **problemes** apparaissent **au-dessus de 25 m/s** et **en dessous de 5 m/s** (schématiquement 4 000 tr/min est une bonne vitesse ; des problèmes au-dessus de 5 000 tr/min et au-dessous de 1 000 tr/min).

- Contrairement aux courroies plates, les grands entraxes sont à éviter car les vibrations excessives du brin mou diminue la durée de vie et la précision de la transmission [indications :  $a < 3(D+d)$ ].



# Courroies trapézoïdales

## Exemples de poulies

# SERAX

## Poulies Serax Plus pour courroies trapézoïdales

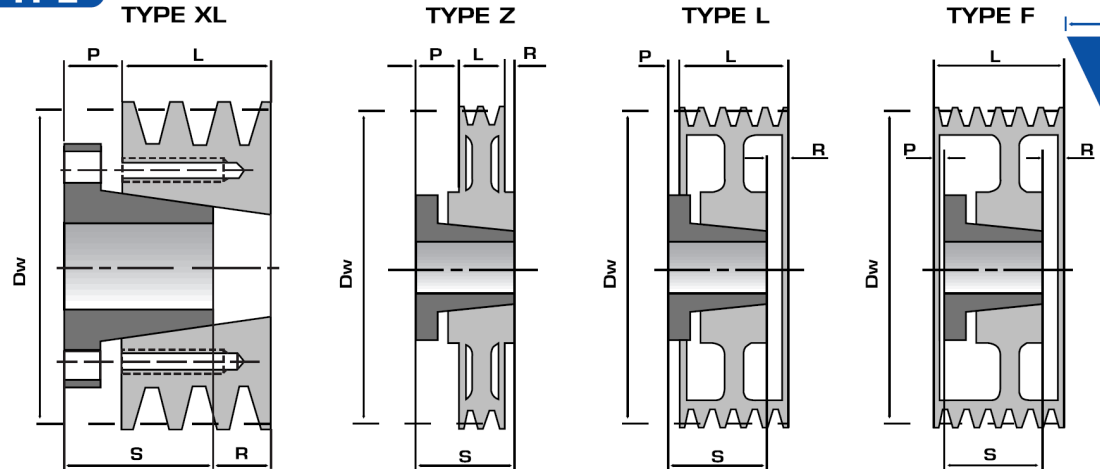
### GENRE

**O** — **Poulie pleine**  
 D Vollscheibe  
 E Polea Llana  
 GB Solid pulley  
 NL volle schijf

**I** — **Poulie à toile**  
 D Bodenscheibe  
 E Polea Tela  
 GB Web pulley  
 NL bodemschijf

**+** — **Poulie à bras**  
 D Armscheibe  
 E Polea con Brazos  
 GB arm pulley  
 NL spaakschijf

### TYPE



# Courroies trapézoïdales

## Exemples de poulies

Dw	N	Ref	code	Type	Genre	L	P	R	S	Kg
56	1	2016	1Z56	XL	○	16	20	10	27	0,4
	2	2016	2Z56	XL	○	28	20	21	27	0,5
60	1	2016	1Z60	XL	○	16	20	10	27	0,4
	2	2016	2Z60	XL	○	28	20	21	27	0,6
63	1	2016	1Z63	Z	○	16	11	0	27	0,3
	2	2825	2Z63	XL	○	28	20	11	37	0,7
	3	2825	3Z63	XL	○	40	20	23	37	0,9
67	1	2016	1Z67	Z	○	16	11	0	27	0,3
	2	2825	2Z67	XL	○	28	20	11	37	0,7
	3	2825	3Z67	XL	○	40	20	23	37	0,9
71	1	2825	1Z71	Z	○	16	12	9	37	0,4
	2	2825	2Z71	L	○	28	12	3	37	0,4
	3	2825	3Z71	L	○	40	12	15	37	0,6
75	1	2825	1Z75	Z	○	16	12	9	37	0,5
	2	2825	2Z75	L	○	28	12	3	37	0,5
	3	2825	3Z75	L	○	40	12	15	37	0,7
80	1	2825	1Z80	Z	○	16	12	9	37	0,6
	2	2825	2Z80	L	○	28	12	3	37	0,6
	3	2825	3Z80	L	○	40	12	15	37	0,8
	4	2825	4Z80	L	○	52	12	27	37	0,9
85	1	2825	1Z85	Z	○	16	12	9	37	0,6
	2	3825	2Z85	L	○	28	9	0	37	0,6
	3	3825	3Z85	L	○	40	12	15	37	0,8
	4	3825	4Z85	L	○	52	12	27	37	1
	5	3825	5Z85	L	○	64	12	39	37	1,2
	6	3825	6Z85	L	○	76	12	51	37	1,6
90	1	3825	1Z90	Z	○	16	12	9	37	0,6
	2	3825	2Z90	L	○	28	9	0	37	0,7
	3	3825	3Z90	L	○	40	12	15	37	0,9
	4	3825	4Z90	L	○	52	12	27	37	1,1
	5	3825	5Z90	L	○	64	12	39	37	1,3
	6	3825	6Z90	L	○	76	12	51	37	1,7
95	1	3825	1Z95	Z	○	16	12	9	37	0,7
	2	3825	2Z95	L	○	28	9	0	37	0,8
	3	3825	3Z95	F	○	40	3	0	37	1
	4	3825	4Z95	F	○	52	15	0	37	1,2
	5	3825	5Z95	F	○	64	27	0	37	1,4
	6	3825	6Z95	F	○	76	39	0	37	1,8
100	1	3825	1Z100	Z	○	16	12	9	37	0,8
	2	3825	2Z100	L	○	28	9	0	37	1
	3	3825	3Z100	F	○	40	3	0	37	1,2
	4	3825	4Z100	F	○	52	15	0	37	1,2
	5	4830	5Z100	L	○	64	15	34	45	1,5
	6	4830	6Z100	L	○	76	15	46	45	1,9

Dw	N	Ref	code	Type	Genre	L	P	R	S	Kg
106	1	3825	1Z106	Z	○	16	12	9	37	0,9
	2	3825	2Z106	L	○	28	9	0	37	1,2
	3	3825	3Z106	F	○	40	3	0	37	1,4
	4	4830	4Z106	L	○	52	15	22	45	1,6
	5	4830	5Z106	L	○	64	15	34	45	1,8
	6	4830	6Z106	L	○	76	15	46	45	2
112	1	3825	1Z112	Z	○	16	12	9	37	1
	2	3825	2Z112	L	○	28	9	0	37	1,4
	3	4830	3Z112	L	○	40	15	10	45	1,5
	4	4830	4Z112	L	○	52	15	22	45	1,8
	5	4830	5Z112	L	○	64	15	34	45	2,2
	6	4830	6Z112	L	○	76	15	46	45	2,3
118	1	3825	1Z118	Z	○	16	12	9	37	1,1
	2	3825	2Z118	L	○	28	9	0	37	1,6
	3	4830	3Z118	L	○	40	5	0	45	1,7
	4	4830	4Z118	F	○	52	7	0	45	2
	5	4830	5Z118	F	○	64	19	0	45	2,4
	6	4830	6Z118	F	○	76	31	0	45	2,6
125	1	3825	1Z125	Z	○	16	12	9	37	1,2
	2	3825	2Z125	L	○	28	9	0	37	1,8
	3	4830	3Z125	L	○	40	5	0	45	2
	4	4830	4Z125	F	○	52	7	0	45	2,4
	5	4830	5Z125	F	○	64	19	0	45	2,8
	6	5040	6Z125	F	○	76	18	0	58	3
	8	6543	8Z125	L	○	100	18	55	58	4,5
	132	1	3825	1Z132	Z	○	16	12	9	37
2		3825	2Z132	L	○	28	9	0	37	2,1
3		4830	3Z132	L	○	40	5	0	45	2,3
4		4830	4Z132	F	○	52	7	0	45	2,8
5		4830	5Z132	F	○	64	19	0	45	3,2
6		5040	6Z132	F	○	76	18	0	58	3,5
8		6543	8Z132	L	○	100	18	55	58	5
140		1	3825	1Z140	Z	○	16	12	9	37
	2	3825	2Z140	L	○	28	9	0	37	2,5
	3	4830	3Z140	L	○	40	5	0	45	2,7
	4	4830	4Z140	F	○	52	7	0	45	3,2
	5	6035	5Z140	F	○	64	11	0	53	3,5
	6	6035	6Z140	F	○	76	23	0	53	4,3
	8	6543	8Z140	L	○	100	18	55	58	5,5



La série étroite (SPZ, SPA...) permet des transmissions plus compactes que la série classique (Z, A, 5...);

Les courroies sont plus flexibles et les calculs identiques.

Un crantage intérieur augmente la flexibilité et la capacité à dissiper la chaleur aux hautes vitesses.

Les courroies striées ont une action coinçante moins marquée et leur fonctionnement se rapproche plus de celui des courroies plates.

# Courroies trapézoïdales

principales dimensions (en mm)	Principales dimensions trapézoïdales (ISO 4183)									
	série classique						série étroite			
	Z	A	B	C	D	E	SPZ	SPA	SPB	SPC
$a$	10	13	17	22	32	38	10	13	16	22
$h$	6	8	11	14	19	25	8	10	13	18
$l_p$	8,5	11	14	19	27	32	8,5	11	14	19
$f$	7	9	11,5	16	23	28	7	9	11,5	16
$g$	12	15	19	25,5	37	44,5	12	15	19	25,5
$k$ (mini)	2	2,75	3,5	4,8	8,1	9,6	2	2,75	3,5	4,8
$m$ (mini)	7	8,7	10,8	14,3	19,9	23,4	9	11	14	19
$d_p$ (usuel)	50 à 630	75 à 800	125 à 1 120	200 à 2 000	355 à 2 000	500 à 2 500	63 à 630	90 à 800	140 à 1 120	224 à 2 000

$l_p$  : longueur primitive ou de référence ;  $d_p$  : diamètre primitif ou de référence.  
Exemple de désignation : Z1420 (pour courroie classique de longueur 1 420 mm).

# Courroies trapézoïdales

---

## *Etude générale*

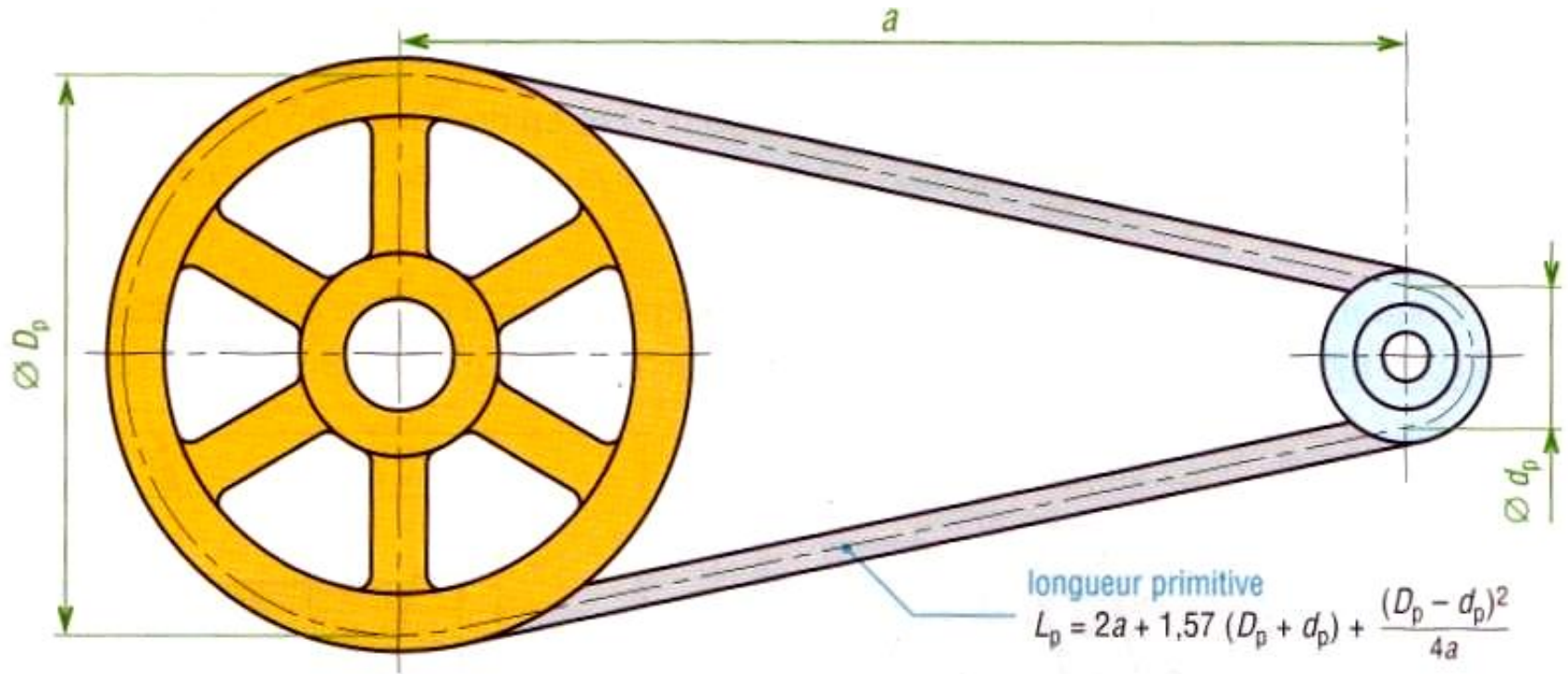
Elle est identique a celle des courroies plates sauf que  $d$  et  $D$  sont remplacés par  $d_p$  et  $D_p$ , diametres primitifs des poulies, et que  $\beta$  intervient.

$$\frac{T - F_c}{t - F_c} = e^{\frac{f \cdot \theta}{\sin(\beta/2)}} \quad \text{avec } F_c = m \cdot V^2$$

Indication :  $3 \leq T/t \leq 5$  et le plus souvent  $T \approx 5t$

# Courroies trapézoïdales

## Calcul des courroies trapézoïdales

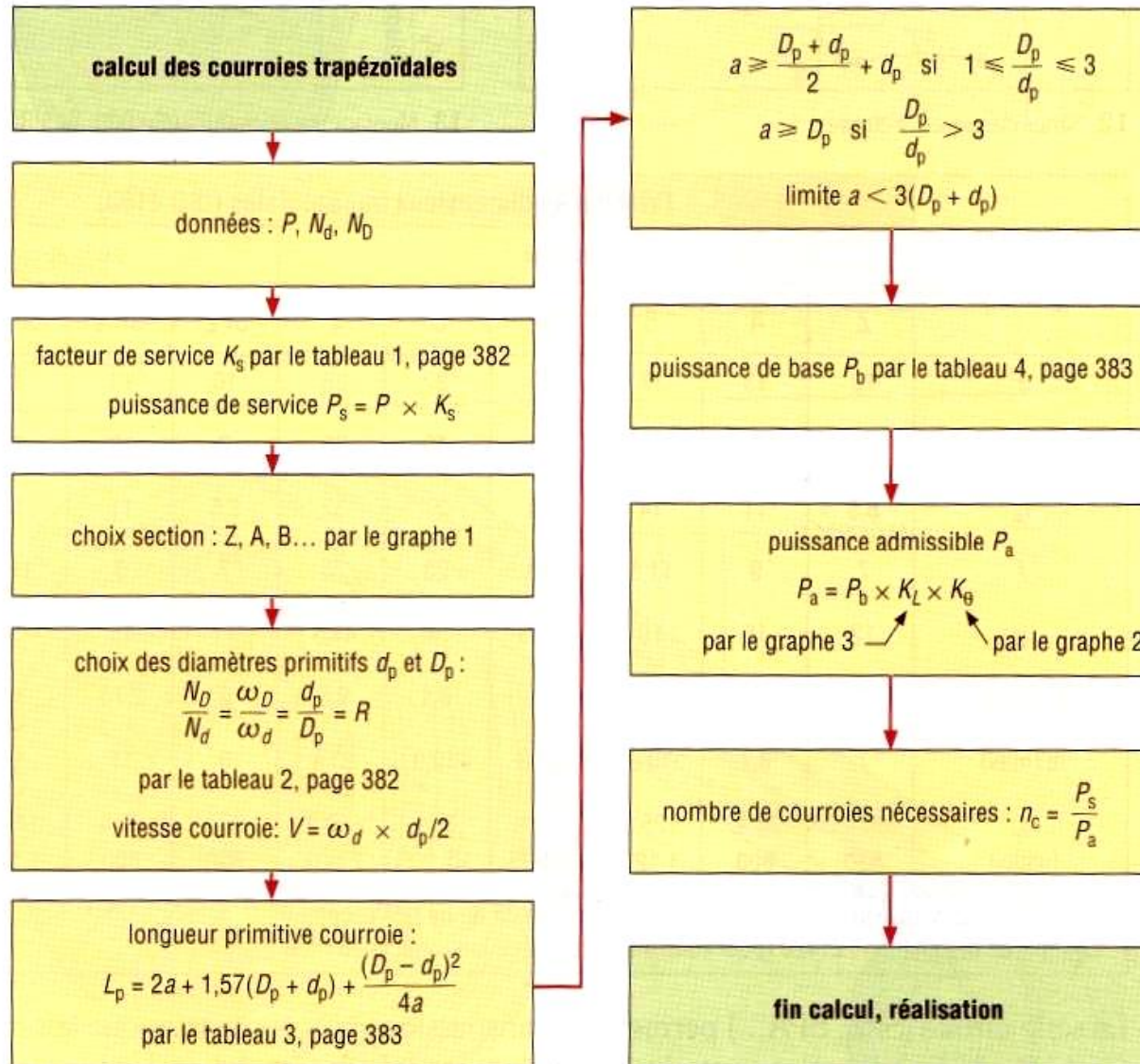


*Ligne primitive d'une courroie trapézoïdale*

# Courroies trapézoïdales

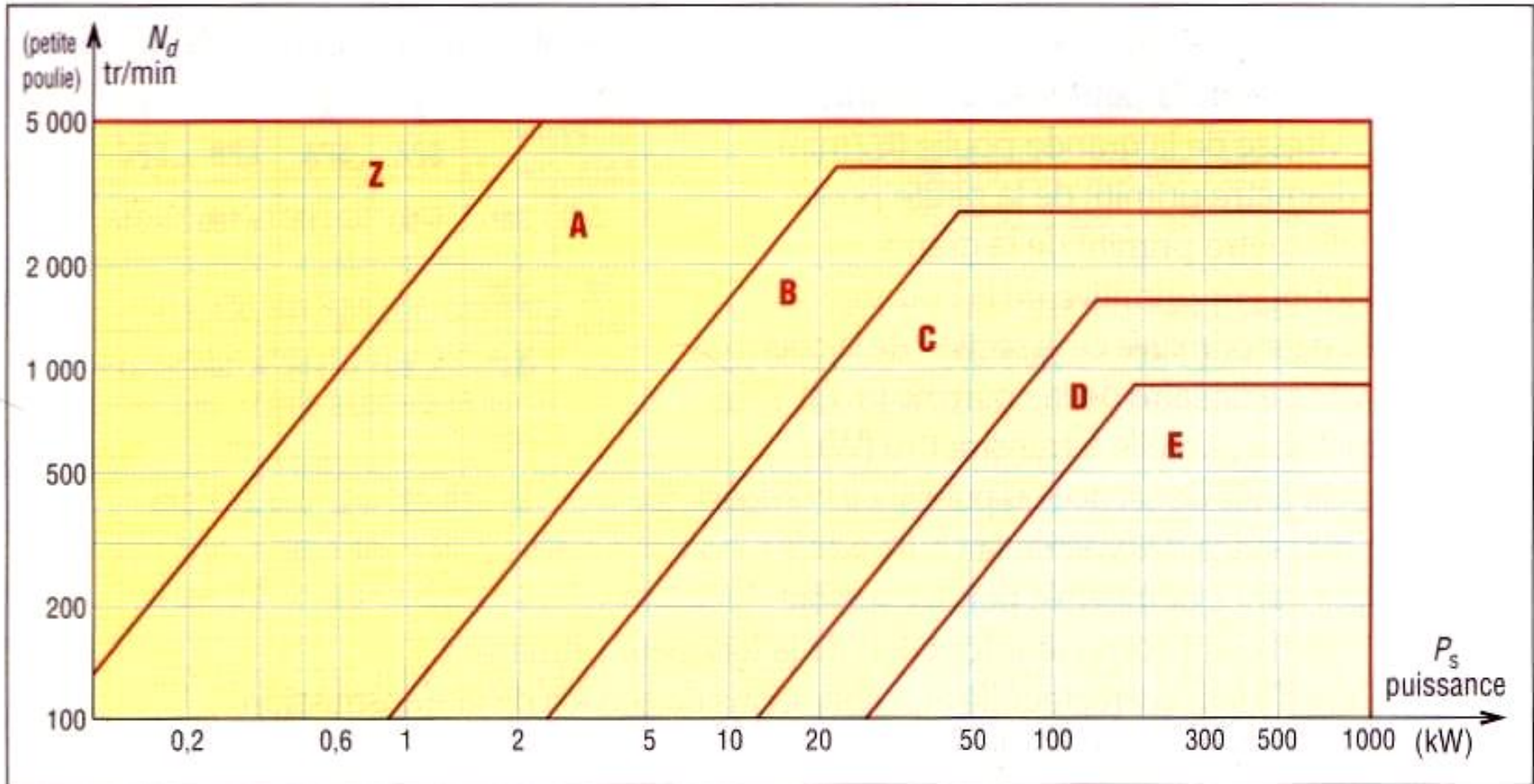
## Calcul des courroies trapézoïdales

Principe  
de calcul



# Courroies trapézoïdales

## Calcul des courroies trapézoïdales



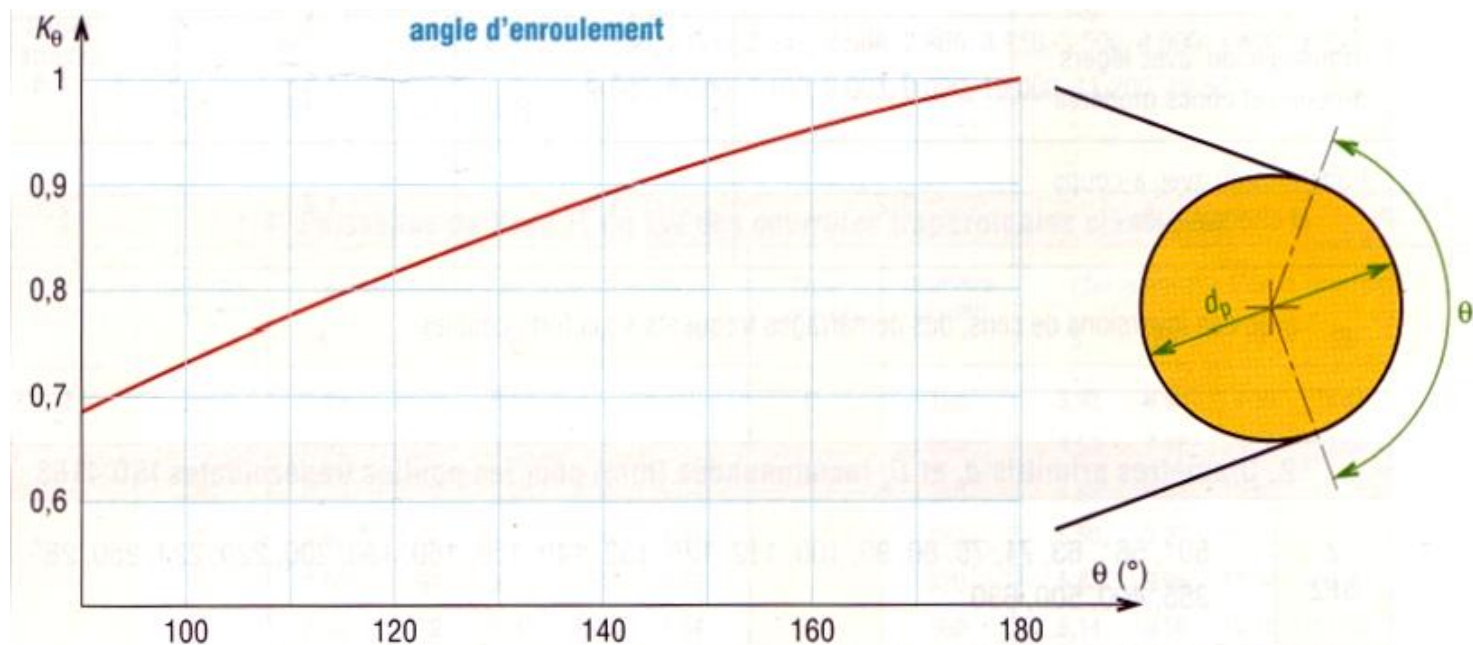
*Gamme des puissances transmissibles par type de courroie.*

# Courroies trapézoïdales

## Calcul des courroies trapézoïdales

Remarques :

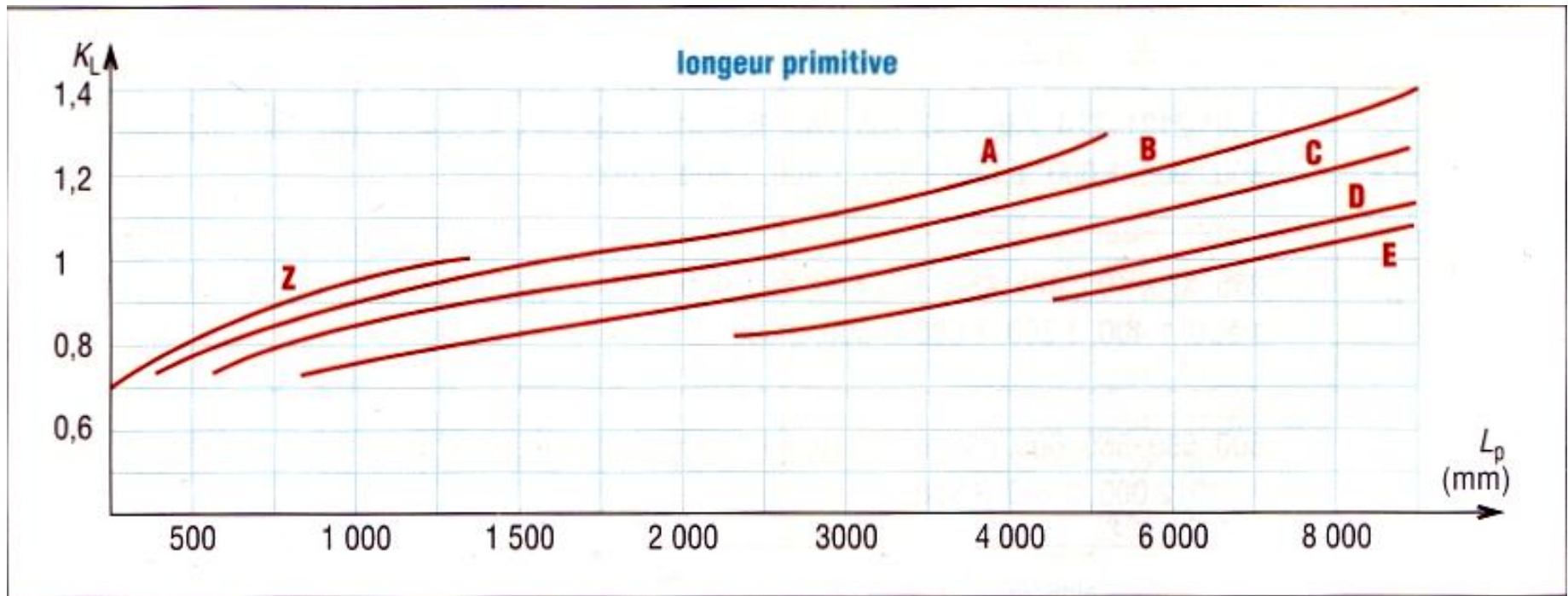
- Plus le diamètre des poulies est grand, plus la durée de vie est grande. Les puissances de base ( $P_b$ ) indiquées, en tiennent compte et sont déterminées pour un angle d'enroulement de  $180^\circ$ .
- Le coefficient  $K_\theta$  permet de faire les corrections pour des angles d'enroulement différents.



# Courroies trapézoïdales

## Calcul des courroies trapézoïdales

- Plus la longueur de la courroie est grande, plus la durée de vie est élevée (chaque tronçon de courroie travaillant moins) ; le coefficient  $K_L$  permet de faire les corrections.





# Courroies trapézoïdales

---

**Données :**                    *Calcul des courroies trapézoïdales*

$N_d$  : vitesse de la petite poulie (tr/min)

$N_D$  : vitesse de la grande poulie (tr/min)

$d_p$  : diamètre primitif de la petite poulie

$D_p$  : diamètre primitif de la grande poulie

$L_p$  : longueur primitive de la courroie

$l_p$  : largeur primitive de la section de la courroie

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

$P$  : puissance réelle à transmettre (W)

$P_s$  : puissance de service ou puissance corrigée

$P_b$  : puissance de base de la courroie

$P_a$  : puissance admissible par la courroie

$K_L$  : coefficient correcteur fonction de la longueur primitive  $L_p$

$K_S$  : coefficient correcteur lié aux conditions de service de la transmission

$K_B$  : coefficient correcteur fonction de l'angle d'enroulement  $\theta$

$\theta = \theta_d$  : angle d'enroulement sur la petite poulie

# Courroies trapézoïdales

## Calcul des courroies trapézoïdales

Poulies : relation entre angle de gorge $\beta$ et $d_p$							
Profil		Z SPZ	A SPA	B SPB	C SPC	D	E
dp pour $\beta =$	38°	> 80	> 118	> 190	> 315	> 475	> 600
	36°	-	-	-	-	$\leq 475$	$\leq 600$
	34°	$\leq 80$	$\leq 118$	$\leq 190$	$\leq 315$	-	-
	32°	-	-	-	-	-	-

1. Valeur du coefficient de service $K_s$				
	service léger 0 à 6 h/jour	service normal 6 à 16 h/jour	service dur 16 à 24 h/jour	service très dur en continu
transmission uniforme sans à-coups	1,0	1,2	1,4	1,6
transmission avec légers à-coups et chocs modérés	1,1	1,3	1,5	1,8
transmission avec à-coups et chocs élevés *	1,2	1,4	1,7	2,1

\* avec des inversions de sens, des démarrages fréquents sous forts couples

# Courroies trapézoïdales

## Calcul des courroies trapézoïdales

2. Diamètres primitifs $d_p$ et $D_p$ recommandés (mm) pour les poulies trapézoïdales ISO 4183	
Z SPZ	50*, 56*, 63, 71, 75, 80, 90, 100, 112, 125, 132, 140, 150, 160, 180, 200, 220, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 500, 630
A SPA	75*, 80*, 85*, 90, 95, 100, 106, 112, 121, 125, 132, 140, 150, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 300, 315, 355, 400, 450, 500, 630, 710, 800
B SPB	125*, 132*, 140, 150, 160, 170, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 600, 630, 710, 750, 800, 900, 1 000, 1 120
C SPC	200* 212*, 224, 236, 250, 265, 280, 300, 315, 335, 355, 400, 450, 500, 560, 600, 630, 710, 750, 800, 900, 1 000, 1 120, 1 250, 1 400, 1 600, 2 000
D	355, 375, 400, 425, 450, 475, 500, 560, 600, 630, 710, 750, 800, 900, 1 000, 1 060, 1 120, 1 250, 1 400, 1 500, 1 600, 1 800, 2 000
E	500, 530, 560, 600, 630, 670, 710, 800, 900, 1 000, 1 120, 1 250, 1 400, 1 500, 1 600, 1 800, 1 900, 2 000, 2 240, 2 500
* : uniquement courroies classiques Z, A, B et C	

# Courroies trapézoïdales

## Calcul des courroies trapézoïdales

3. Longueurs primitives ou de référence Lp (en mm des courroies trapézoïdales)					
(L* : longueur NF ISO 4184 – les autres longueurs varient sensiblement d'un fabricant à l'autre)					
Z	270, 295, 340, 380, 405*, 435, 465, 475*, 485, 505, 530*, 545, 570, 610, 625*, 635, 675, 700*, 710, 750, 780*, 790, 840, 895, 920*, 940, 1 000, 1 055, 1 080*, 1 095, 1 145, 1 205, 1 250, 1 330*, 1 420*, 1 540*...				
A	415, 490, 541, 585, 620, 630*, 670, 700*, 719, 770, 790*, 820, 871, 890*, 933, 983, 990*, 1 049, 1 100*, 1 153, 1 201, 1 250*, 1 303, 1 353, 1 405, 1 430*, 1 455, 1 508, 1 550*, 1 608, 1 640*, 1 709, 1 750*, 1 858, 1 913, 1 940*, 2 013, 2 050*, 2 133, 2 200*, 2 273, 2 300*, 2 393, 2 480*, 2 533, 2 700*, 2 833, 3 183...				
B	613, 655, 680, 729, 780, 830, 881, 930*, 980, 1 000*, 1 033, 1 083, 1 100*, 1 133, 1 185, 1 210*, 1 243, 1 318, 1 370*, 1 393, 1 465, 1 560*, 1 668, 1 760*, 1 872, 1 950*, 2 075, 2 180*, 2 283, 2 300*, 2 380, 2 480, 2 500*, 2 659, 2 700*, 2 870*, 3 200*, 3 393, 3 600*, 3 793, 4 060*, 4 430*, 4 820*, 5 043, 5 370*, 5 620, 6 070*, 6 585...				
C	920, 1 075, 1 152, 1 312, 1 462, 1 505*, 1 662, 1 760*, 1 840, 1 950*, 2 094, 2 195*, 2 348, 2 420*, 2 500, 2 715*, 2 907, 2 880*, 3 080*, 3 312, 3 520*, 3 720, 3 964, 4 060*, 4 177, 4 278, 4 600*, 5 015, 5 380*, 5 662, 6 100*, 6 362, 6 815*, 7 035, 7 600*, 8 038, 8 444, 9 100*, 10 062, 10 700*...				
D	2 576, 2 740*, 2 876, 3 100*, 3 226, 3 330*, 3 530, 3 730*, 4 080*, 4 386, 4 620*, 5 029, 5 400*, 5 676, 6 100*, 6 370, 6 840*, 7 126, 7 620*, 8 000, 8 405, 9 140*, 10 700*, 11 276, 12 200*, 13 700*, 15 200*...				
E	4 660*, 5 040*, 5 105, 5 420*, 5 765, 6 100*, 6 505, 6 850*, 7 265, 7 650*, 8 055, 8 410, 8 790, 9 150*, 10 035, 11 230, 12 230*, 13 750*, 15 280*, 16 800*...				
Séries étroites	SPZ	SPA	SPB	SPC	Lp (ISO 4184) : 650, 710, 800, 900, 1 000, 1 120, 1 250, 1 400, 1 600, 1 800, 2 000, 2 240, 2 500, 2 800, 3 150, 3 500, 4 000, 4 500, 5 000, 5 600, 6 300, 7 100, 8 000, 9 000, 10 000, 11 200, 12 500
	630 à 3 550	800 à 4 500	1 250 à 8 000	2 000 à 12 500	

# Courroies trapézoïdales

## Calcul des courroies trapézoïdales

4. Puissance de base $P_b$ en kW des courroies trapézoïdales classiques													
type courroie	diamètre primitif	vitesse linéaire $V$ de la courroie (m/s)					type courroie	diamètre primitif	vitesse linéaire $V$ de la courroie (m/s)				
		5	10	15	20	25			5	10	15	20	25
<b>Z</b>	50	0,45	0,72	0,85	-	-	<b>C</b>	180	3,92	6,10	7,33	8,32	-
	60	0,62	1,05	1,35	-	-		210	4,59	7,38	9,40	10,86	11,76
	70	0,73	1,29	1,70	1,94	-		240	4,99	8,31	10,82	12,75	14,14
	80	0,83	1,48	1,97	2,30	2,41		280	5,50	9,27	12,26	14,70	16,50
	90	0,90	1,61	2,18	2,58	2,76		320	5,83	9,96	13,34	16,10	18,29
	100	0,95	1,72	2,37	2,80	3,04		360	6,14	10,56	14,16	17,19	19,69
	110	1,00	1,82	2,48	2,99	3,27		430	6,55	11,25	15,32	18,68	21,43
<b>A</b>	85	1,25	2,04	2,66	3,01	-	<b>D</b>	290	8,92	13,44	15,95	16,80	-
	100	1,42	2,37	3,12	3,99	4,10		320	9,84	15,41	18,90	20,74	20,92
	115	1,55	2,64	3,52	4,21	4,73		360	10,94	17,50	22,07	24,96	26,19
	130	1,65	2,85	4,04	4,60	5,22		400	11,80	19,20	24,61	28,33	30,42
	150	1,75	3,03	4,10	4,80	5,72		460	12,78	21,18	27,55	32,29	34,37
	170	1,82	3,19	4,33	5,00	6,10		520	13,58	22,71	29,85	35,35	39,20
	190	1,87	3,30	4,54	5,55	6,39		580	14,16	23,96	31,64	37,76	42,80
<b>B</b>	120	2,11	3,23	4,23	4,80	-	<b>E</b>	440	10,97	18,85	24,69	28,33	29,44
	140	2,35	3,95	5,02	5,83	6,37		480	11,89	20,65	27,39	31,92	33,91
	160	2,57	4,03	5,61	6,63	7,37		520	12,62	22,15	29,63	34,95	37,68
	180	2,72	4,39	6,09	7,24	8,14		600	13,84	24,57	33,28	39,86	43,75
	200	2,81	4,81	6,42	7,71	8,75		700	14,94	27,26	36,66	44,28	49,35
	220	2,92	4,89	6,73	8,13	9,24		800	15,77	28,50	39,18	47,60	53,56
	250	3,01	5,06	6,89	8,64	8,85		950	16,82	30,40	42,00	51,40	59,13

Les puissances  $P_b$  indiquées sont des moyennes et peuvent varier sensiblement d'un fabricant à l'autre (consulter leurs catalogues pour des renseignements plus détaillés)

# Courroies trapézoïdales

## Calcul des courroies trapézoïdales

### Exemple de calcul

Soit à déterminer les courroies transmettant une puissance de 10 kW entre un moteur électrique (1500 tr/min) et une machine de production (600 tr/min) travaillant de 6 à 15 h/jour.

### Résolution

On adopte un  $K_S$  de 1,3 pour l'installation.

$$P_S = P \cdot K_S = 10 \cdot 1,3 = 13 \text{ kW}$$

Le graphe des puissances transmissibles permet de sélectionner les courroies de type B.

### Diamètres primitifs

$d_p = 140$  mm est imposé pour la petite poulie.

Pour la grande poulie :

$$\frac{N_D}{N_d} = \frac{d_p}{D_p} = \frac{600}{1500} = 0,4 \quad \text{d'où} \quad D_p = \frac{d_p}{0,4} = 350 \text{ mm}$$

# Courroies trapézoïdales

## Calcul des courroies trapézoïdales

Vitesse linéaire de la courroie

$$V = \frac{\pi N_d}{30} \cdot \frac{d}{2} = \frac{\pi \cdot 1500}{30} \cdot \frac{140}{2} = 10995 \text{ mm/s} \approx 11 \text{ m/s}$$

Entraxe a

avec  $D_p/d_p = 2,5$  on prend  $a \geq \frac{1}{2} (D_p + d_p) + d_p$   
 $= 385 \text{ mm} = a_{\text{mini}}$

limite supérieure :  $a < 3(D_p + d_p) = 1\,470 = a_{\text{maxi}}$

Pour des raisons d'encombrement et compte tenu du tableau des longueurs primitives, on retient  $a = 437 \text{ mm}$

Longueur primitive courroie :

$$L = 2 \times 437 + 1,57(350 + 140) + (350 - 140)^2 / (4 \cdot 437) = 1\,668 \text{ mm}$$

# Courroies trapézoïdales

## Calcul des courroies trapézoïdales

Puissance de base de la courroie (tableau puissance de base, avec  $d_p = 140$  et  $V = 11$  m/s) :

$P_b = 4,16$  kW (obtenue par interpolation entre 3,95 et 5,02)

Puissance admissible de la courroie choisie :

$$P_a = P_b \cdot K_L \cdot K_\theta$$

$K_L \approx 0,94$  (graphe 3 avec  $L_p = 1668$ ) ;  $K_\theta \approx 0,93$  (graphe angle d'enroulement avec  $\theta = 152,19$  )

$$\theta = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left[ \frac{D_P - d_P}{2a} \right] = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left[ \frac{350 - 140}{2 \times 437} \right] = 159,19^\circ$$

$$P_a = 4,16 \cdot 0,94 \cdot 0,93 = 3,64 \text{ kW}$$

Nombre nécessaire de courroies :  $n_c = 13/3,64 = 3,57$  (soit 4 courroies)



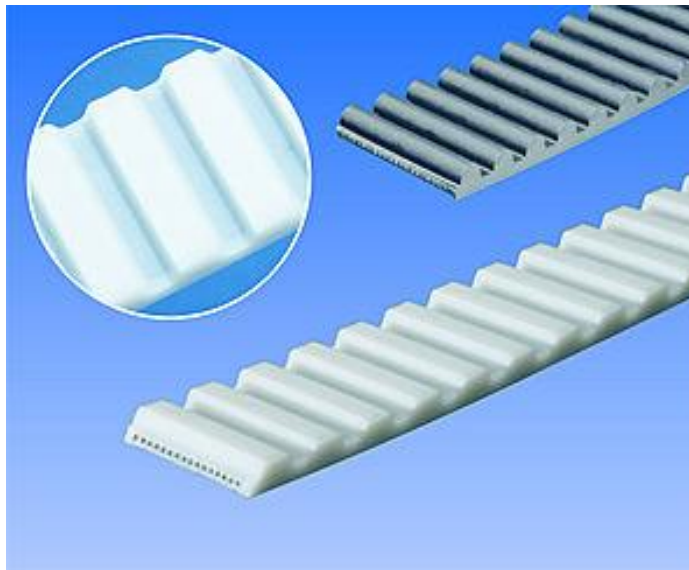
# Courroies crantées (ou synchrones)

---

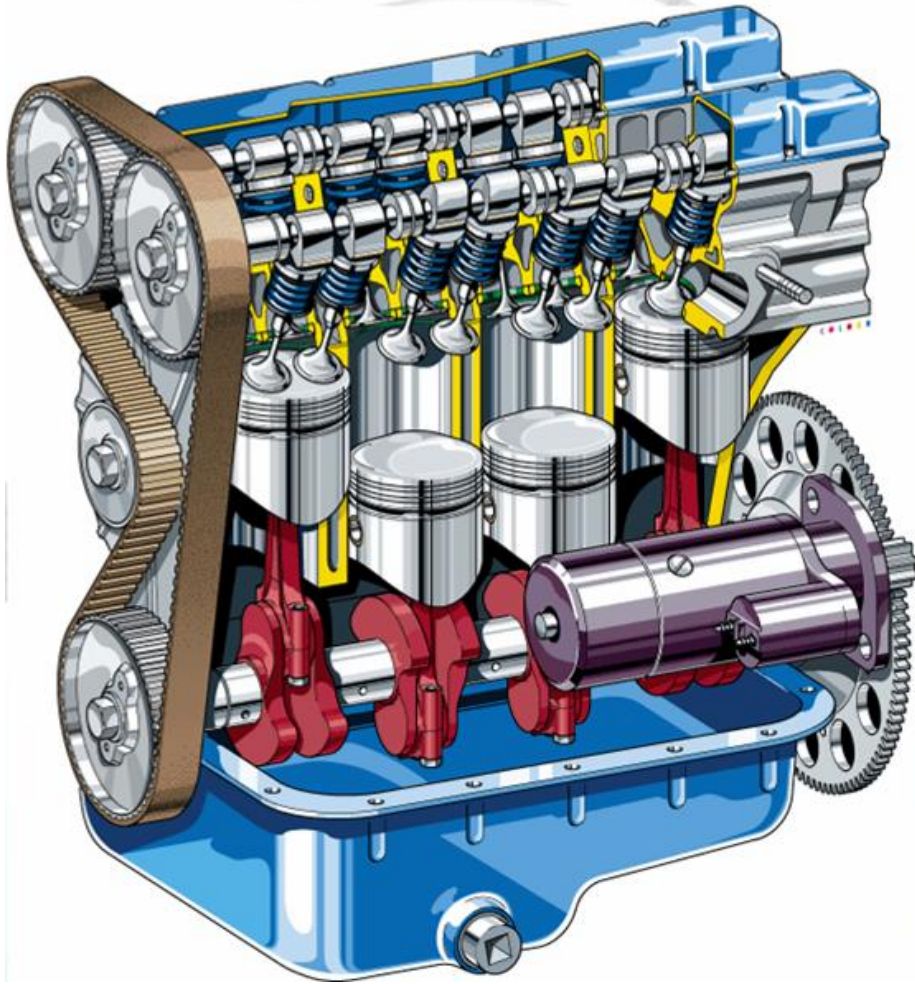
On peut les considérer comme des courroies plates avec des dents.

Elles fonctionnent par **engrenement**, sans glissement, comme le ferait une chaîne mais avec plus de souplesse.

Contrairement aux autres courroies, elles supportent bien les **basses vitesses** et **exigent une tension initiale plus faible**.

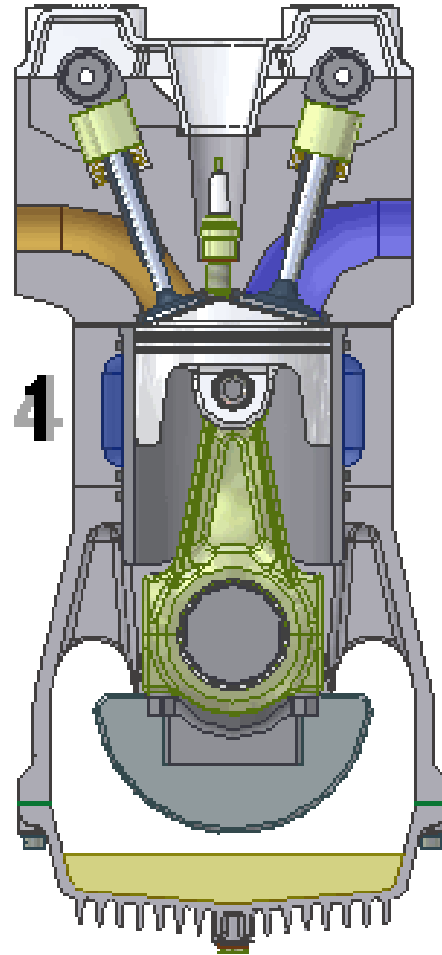


# Courroies crantées (ou synchrones)

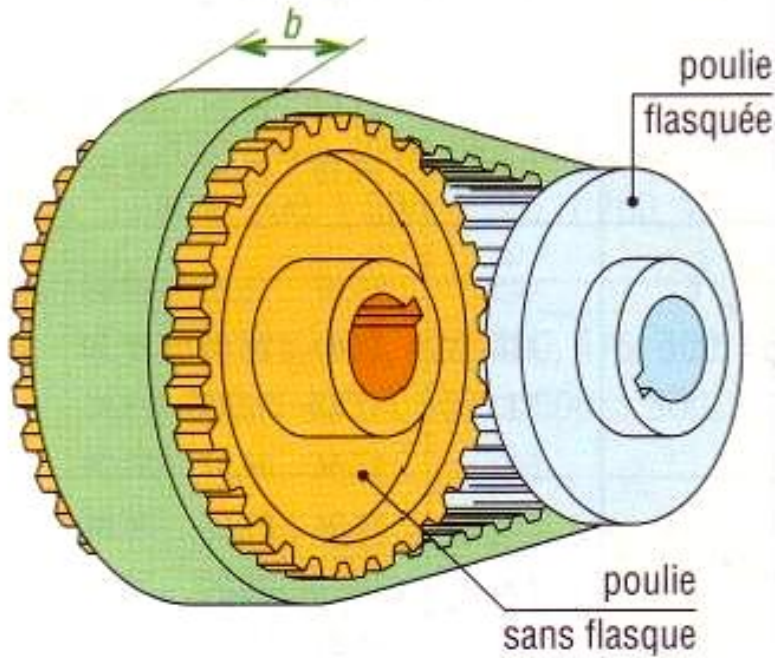


# Courroies crantées (ou synchrones)

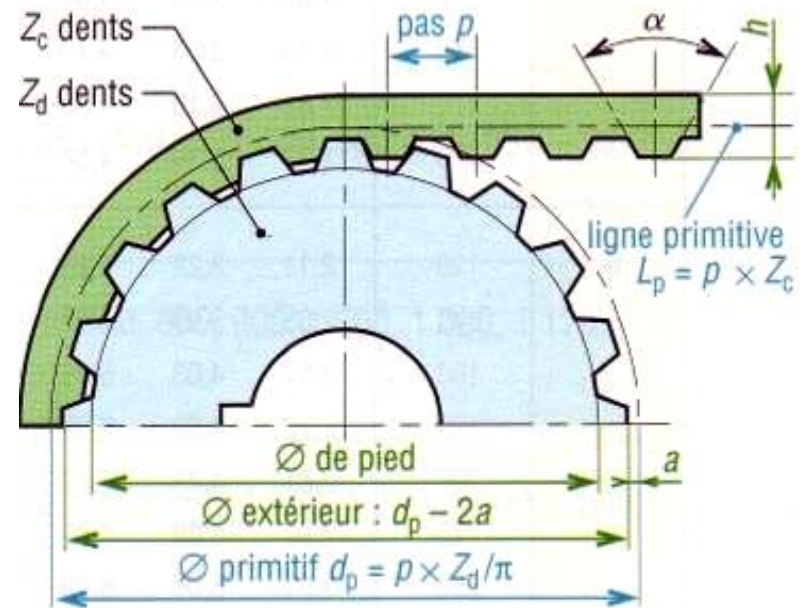
## *Exemple de synchronisation*



# Courroies crantées (ou synchrones)



*Exemple de transmission par courroie crantée*



*Caractéristiques des courroies crantées*

# Courroies crantées (ou synchrones)

Dimensions des principales courroies crantées (NF ISO 5294 et 5296)							
type	pas $p$		h mm	$\alpha$ deg.	largeur courroie mm	nombre de dents $Z_c$ longueur primitive courroie $L_p = p \cdot Z_c$	2a mm
	mm	pouces (")					
XL (extra légère)	5,08	1/5 "	2,3	50	6,4 - 7,9 - 9,5	30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 85, 90 95, 100, 105, 110, 115, 120, 125, 130	0,508
L (légère)	9,525	3/8 "	3,6	40	12,7 - 19,1 - 25,4	33, 40, 50, 56, 60, 64, 68, 72, 76, 80, 86, 92, 98, 104, 112, 120, 128, 136, 144, 160	0,762
H lourde	12,70	1/2 "	4,3	40	19,1 - 25,4 - 38,1 - 50,8 - 76,2	48, 54, 60, 66, 72, 78, 84, 90, 96, 102, 108, 114, 120, 126, 132, 140, 150, 160, 170, 180, 200, 220, 250, 280, 340	1,372
XH (extra lourde)	22,23	7/8 "	11,2	40	50,8 - 76,2 - 101,6	58, 64, 72, 80, 88, 96, 112, 128, 144, 160, 176, 200	2,794
XXH (extra extra renforcée)	31,75	1" 1/4	15,7	40	50,8 - 76,2 - 101,6 - 127	56, 64, 72, 80, 96, 112, 128, 144	3,048

# Courroies crantées (ou synchrones)

Nombre de dents des poulies ( $Z_d$ et $Z_D$ ) pour chaque largeur de courroie (diamètre primitif poulie $d_p = p \cdot Z_d / \pi$ )	
XL	10 à 72 dents (sauf 23, 25, 31, 33, 37, 50, 51, 53, 54, 55, 61 à 67)
L	10 à 57 dents (sauf 31, 37, 38, 39, 43, 46, 51, 53, 54, 55) et 60, 65, 66, 72, 84, 90, 96, 120
H	14 à 52 dents (sauf 31, 37, 39, 41, 42, 43, 46, 47, 51) et 58, 60, 70, 72, 82, 84, 94, 96, 106, 116, 118, 120, 150
XH	18 à 34 dents (sauf 23, 29, 31, 33) et 38, 40, 46, 48, 58, 60, 70, 72, 78, 80, 82, 84, 94, 96, 118, 120
XXH	18, 19, 20, 21, 22, 24, 25, 26, 27, 30, 34, 40, 48, 60, 72, 90

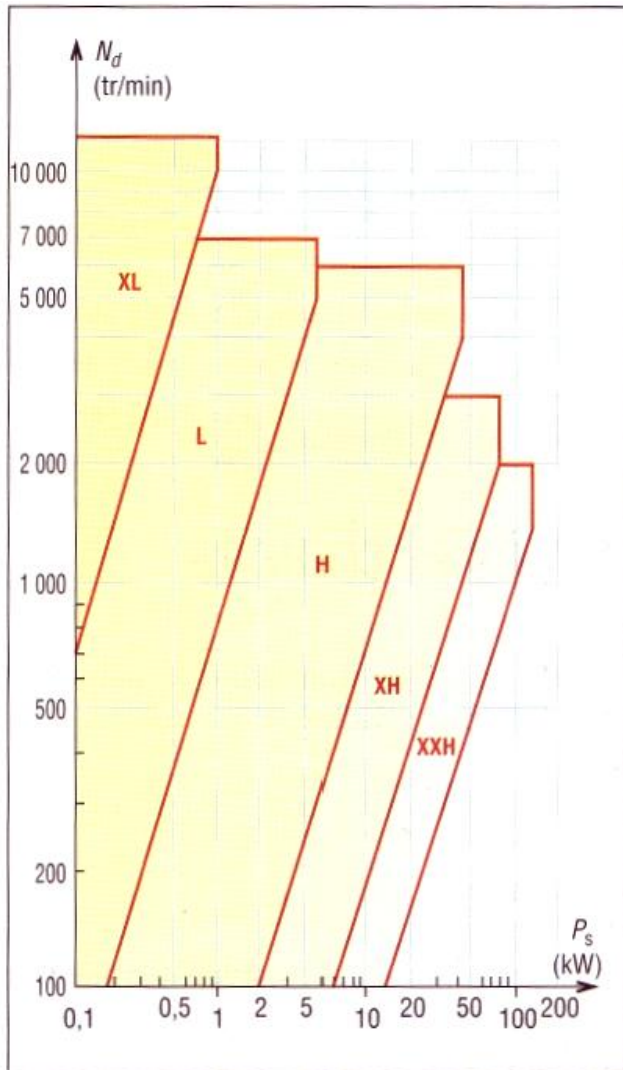


# Courroies crantées (ou synchrones)

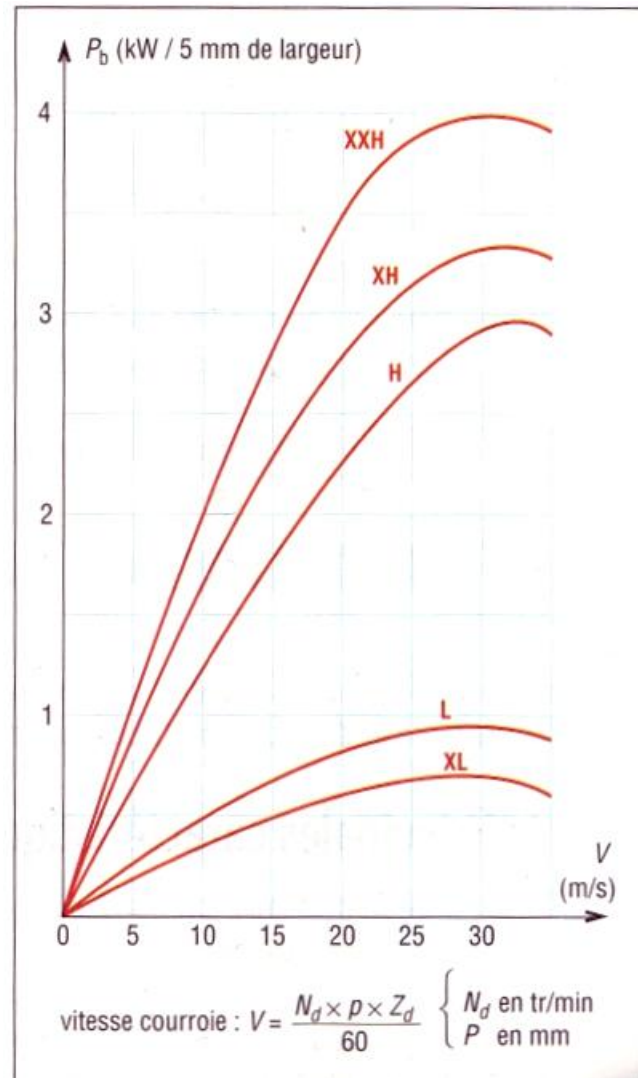


*Courroie de distribution*

# Courroies crantées (ou synchrones)



*Puissances transmissibles des courroies crantées :(gamme).*



*puissance de base des courroies crantées.*



# Courroies crantées (ou synchrones)

## Calcul des courroies crantées

Il est analogue à celui des autres courroies. Rapport de transmission

$$\frac{N_D}{N_d} = \frac{d_P}{D_P} = \frac{Z_d}{Z_D} = \frac{C_d}{C_D}$$

$Z_d$ : nombre de dents de la petite poulie

$Z_D$ : nombre de dents de la grande poulie

Puissance de service :  $P_S = P \cdot K_S$

Détermination du pas, ou du type de la courroie par l'intermédiaire du graphe puissance transmissible (à partir de  $P_S$  et  $N_d$  la vitesse de la petite poulie).

Vitesse linéaire  $V$  de la courroie :  $V = N_d \cdot p \cdot Z_d / 60$

Remarque  $\pi \cdot d_p = p \cdot Z_d =$  circonférence primitive de la petite poulie

# Courroies crantées (ou synchrones)

---

## *Calcul des courroies crantées*

Puissance de base ( $P_b$ ) de la courroie choisie par l'intermédiaire du [graphe puissance de base](#); les  $P_b$  indiquées le sont pour une largeur de référence de 5 mm.

Choix de la largeur de la courroie sachant que  $P_b \cdot K_b$   
 $\geq P_s$

$K_b$  coefficient correcteur fonction de la largeur des courroies (tableau ci-après)

# Courroies crantées (ou synchrones)

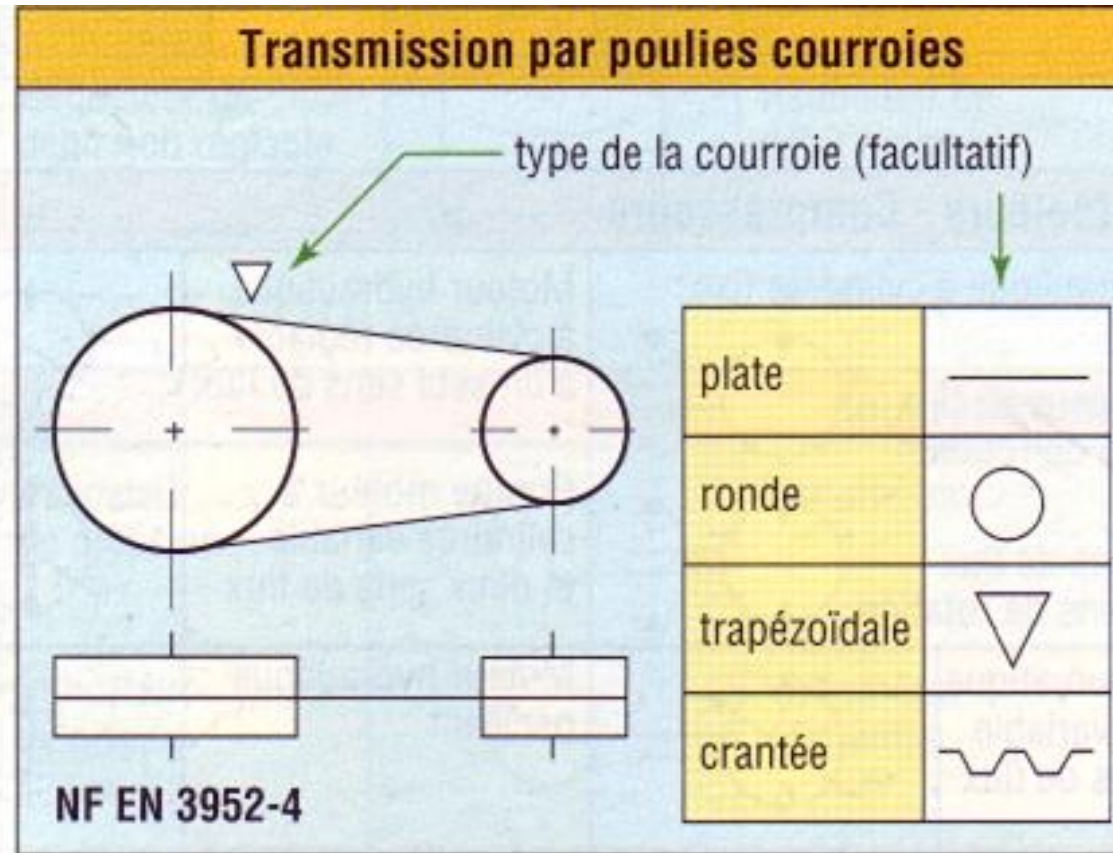
## Calcul des courroies crantées

Coefficient correcteur $K_b$ fonction de la largeur des courroies crantées											
$K_b$	0,84	1,10	1,45	2,20	3,6	5,1	7,9	10,9	17,1	24,2	31,2
$b$ (mm)	6,4	7,9	9,5	12,7	19,1	25,4	38,1	50,8	76,2	101,6	127,0
type de courroie	XL	XL	XL	L	L et H	L et H	H	H, XH et XXH	H, XH et XXH	H, XH et XXH	XXH
Coefficient correcteur $K_z$											
nombre de dents en prise ( $Z_{pr}$ )	6			5		4		3		2	
$K_z$	1,0			0,8		0,6		0,4		0,2	
$Z_{pr} = Z_d \cdot \left[ 0,5 - \frac{p(Z_D - Z_d)}{2\pi^2 a} \right]$ avec $Z_D$ : nombre de dents grande roue $Z_d$ : nombre de dents petite roue $a$ : entraxe et $p$ : pas											

**Remarque :** si l'on a moins de 6 dents en prise ( $Z_{pr} < 6$ ) sur la petite poulie, il faut utiliser le coefficient correcteur supplémentaire  $K_z$  ( $P_b K_b K_z \geq P_s$ )

# Courroies crantées (ou synchrones)

## Schématisation

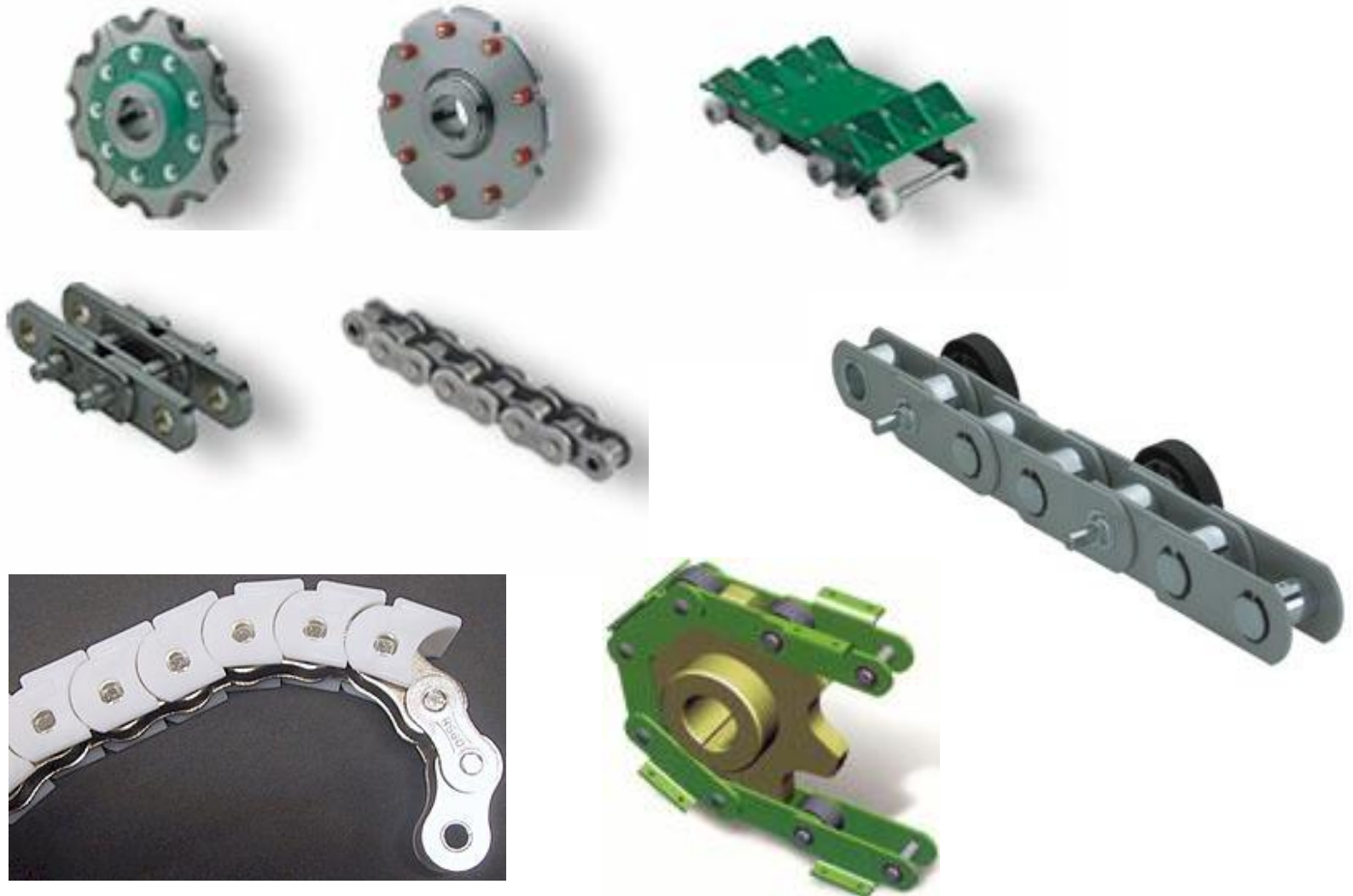


Les chaînes sont utilisées en transmission de puissance mais aussi en manutention et convoyage et dans de nombreuses réalisations. Fabricant : Sedis...

## Principales caractéristiques

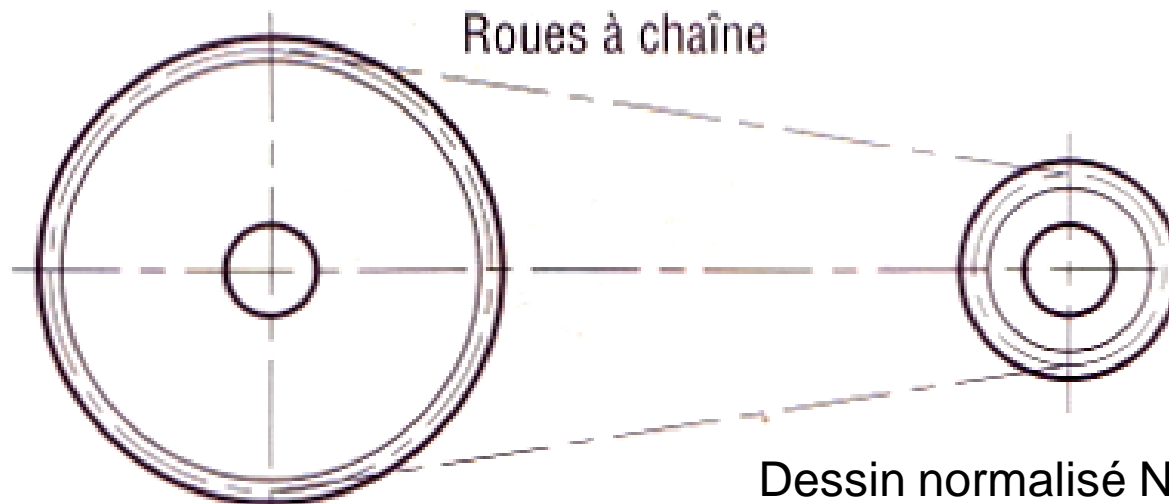
- Rapport de transmission constant (pas de glissement).
- Longues durées de vie.
- Aptitude à entraîner plusieurs arbres récepteurs en même temps à partir d'une même source.
- Sont essentiellement utilisées aux « basses » vitesses (moins de 13 m/s pour les chaînes à rouleaux, moins de 20 m/s pour les chaînes silencieuses).
- Montage et entretien plus simples que celui des engrenages et prix de revient moins élevé.

# Transmissions par roues et chaînes



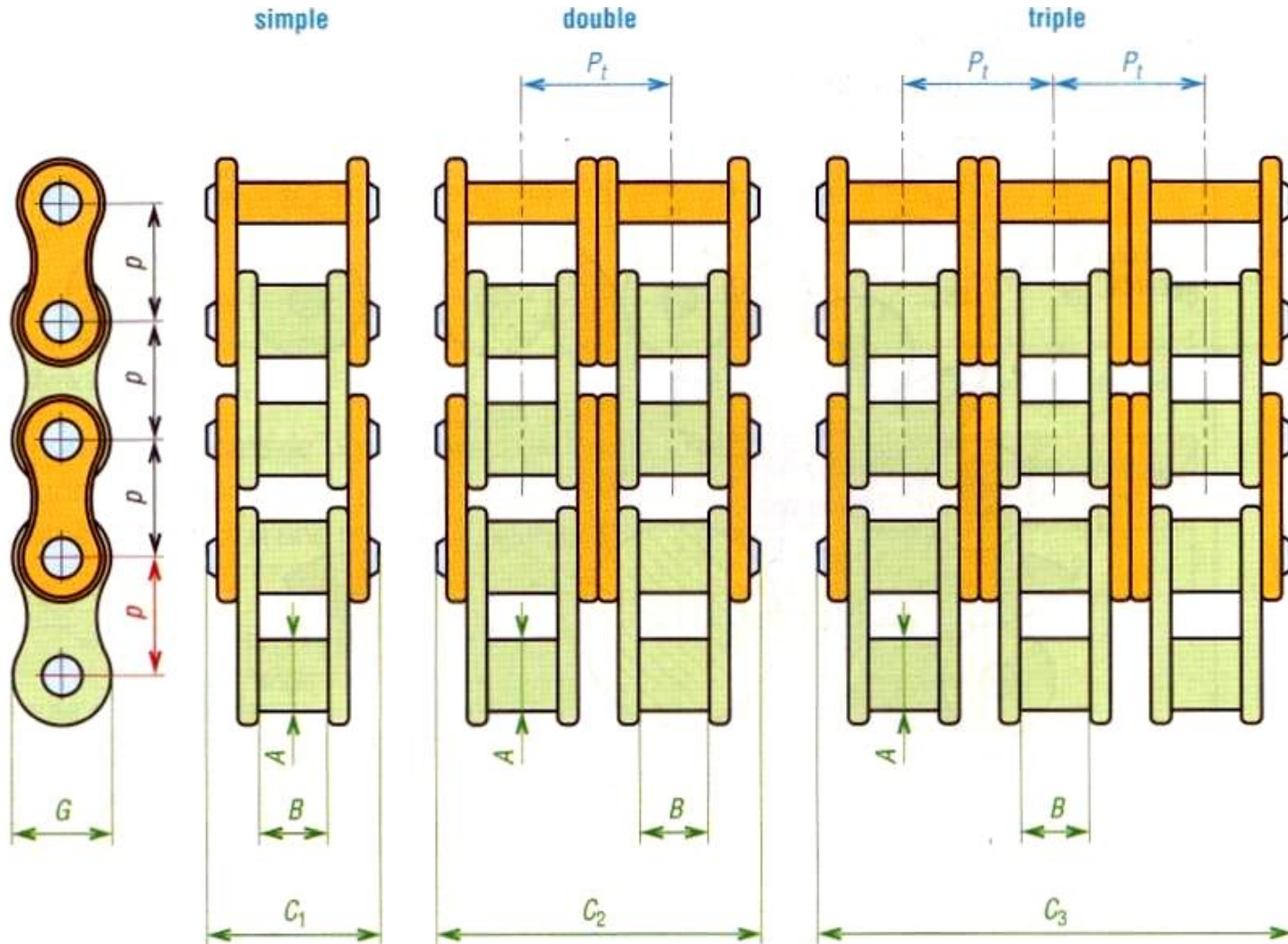
## Comparaison avec les courroies

- Sont plus bruyantes.
- Présentent des durées de vie plus élevées.
- Supportent des forces de tension plus élevées.
- «Tournent » moins vite.
- Supportent des conditions de travail plus rudes (températures plus élevées...).
- Nécessitent une lubrification



# Transmissions par roues et chaînes

## Chaînes à rouleaux



Dimensions des chaînes à rouleaux (NF ISO 606). Désignation : 16B-1 (simple) :  
16B-2 (chaîne double).



# Transmissions par roues et chaînes

## Chaînes à rouleaux

Caractéristiques des principales chaînes à rouleaux (NF ISO 606)											
symbole	pas $p$ mm	A mm	B mm	$P_1$ mm	G mm	$C_1$ mm	$C_2$ mm	$C_3$ mm	rupture en traction (daN)		
									simple	double	triple
05B	8	5,00	3,00	5,64	7,11	8,6	14,3	19,9	440	785	1 110
06B	9,52	6,35	5,72	10,24	8,26	13,5	23,8	34,0	895	1 690	2 490
08B	12,7	8,51	7,75	13,92	11,81	17,0	31,0	44,9	1 780	3 110	4 450
10B	15,87	10,16	9,65	16,59	14,73	19,6	36,2	52,8	2 220	4 450	6 670
12B	19,05	12,07	11,68	19,46	16,13	22,7	42,2	61,7	2 890	5 780	8 670
16B	25,40	15,88	17,02	31,88	21,08	36,1	68,0	99,9	6 000	10 600	16 000
20B	31,75	19,05	19,56	36,45	26,42	43,2	79,7	116,1	9 500	17 000	25 000
N° 40 ou 08A	12,7	7,92	7,85	14,38	12,07	17,8	32,3	46,7	1 380	2 760	4 140
N° 50 ou 10A	15,87	10,16	9,40	18,11	15,09	21,8	39,9	57,9	2 180	4 360	6 540
N° 60 ou 12A	19,05	11,91	12,57	22,78	18,08	26,9	49,8	72,6	3 110	6 230	9 340
N° 80 ou 16A	25,4	15,88	15,75	29,29	24,13	33,5	62,7	91,9	5 560	11 120	16 680
N°100 ou 20A	31,75	19,05	18,90	35,76	30,2	41,1	77,0	113,0	8 670	17 350	26 020
N°120 ou 24A	38,1	22,23	25,22	45,44	36,2	50,8	96,3	141,7	12 460	24 910	37 370



## *Chaînes à rouleaux*

Les chaînes a rouleaux sont les plus utilisées en transmission de puissance ;

Elles ont des vitesses limites de 12 a 15 m/s ;

Leurs rapports limites de transmission vont de 6 a 9.

Configuration usuelle : chaîne et roues dans un même plan vertical (dans un plan horizontal la chaîne « saute »).

La série A(08A...) est d'origine USA, la B européenne.

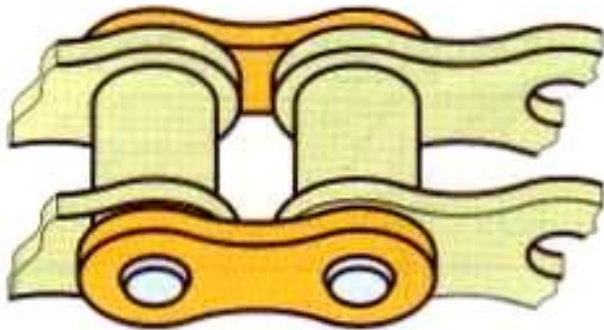
# Transmissions par roues et chaînes

## *Chaînes à rouleaux*

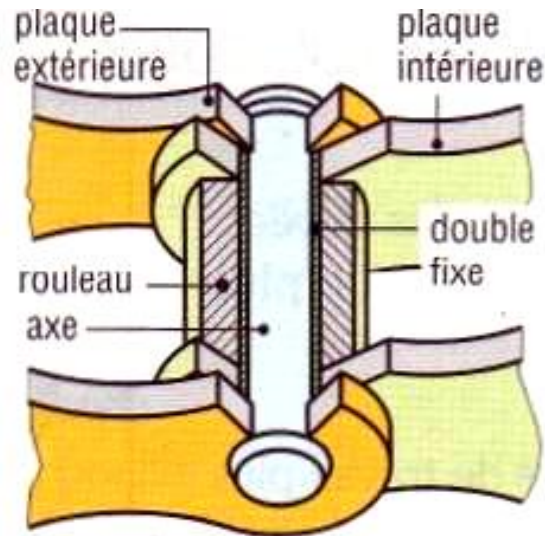


# Transmissions par roues et chaînes

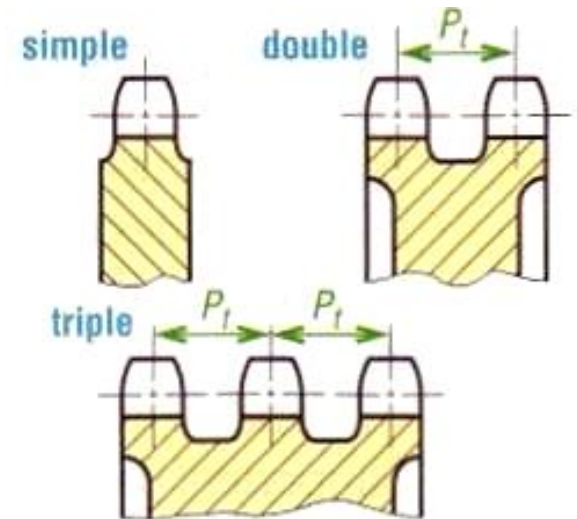
## Chaînes à rouleaux



Chaîne a rouleaux



Principaux constituants



Principales dimensions.

## *Chaînes à rouleaux*

### Inconvénient, l'effet de corde :

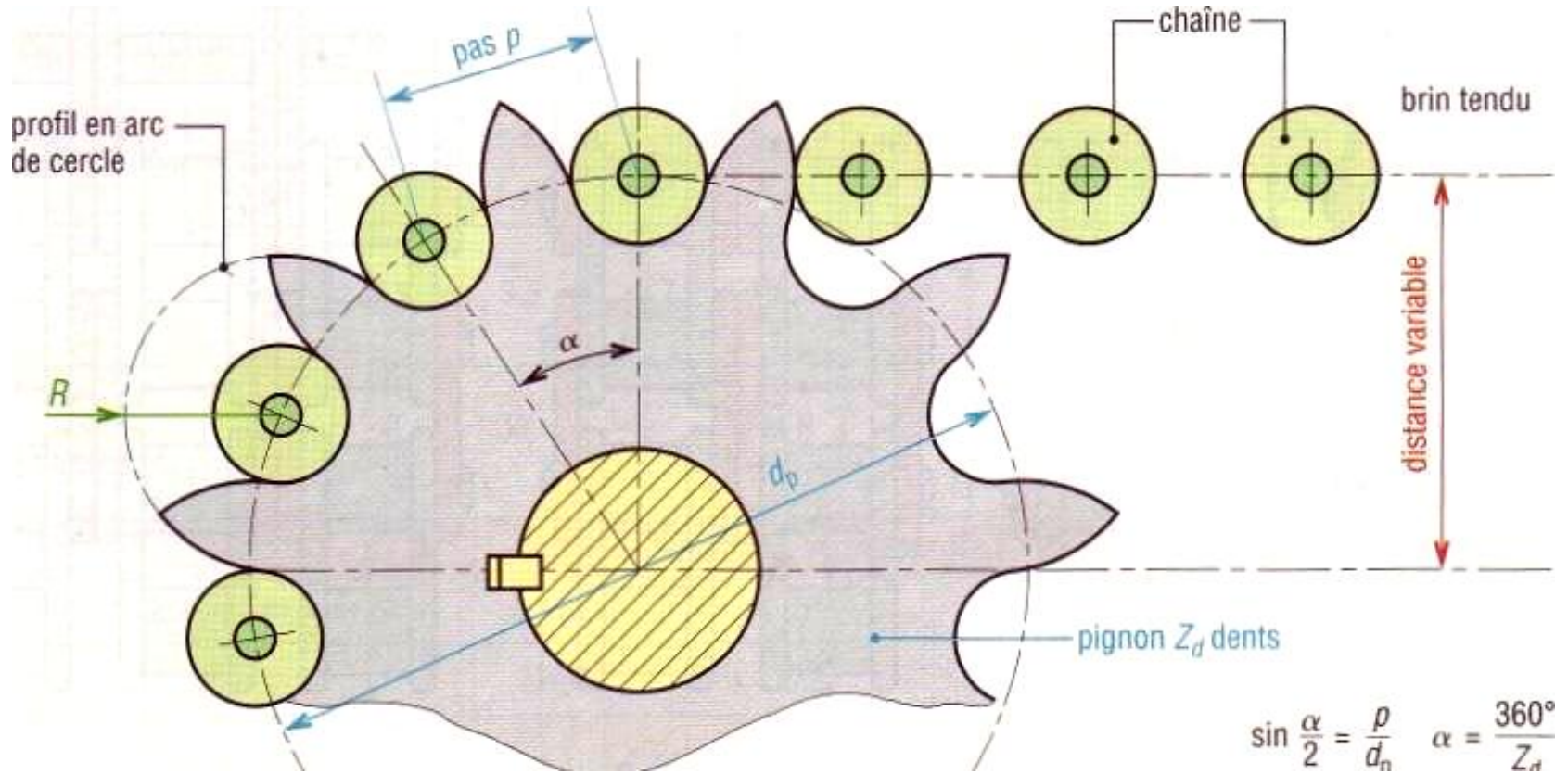
Il se fait sentir aux vitesses *élevées* avec des roues ayant un faible nombre de dents.

Suivant l'angle de rotation, la distance entre la chaîne et le centre de la roue varie, ce qui provoque des irrégularités de transmission et des vibrations.

Compromis : à partir et au-dessus de 17, 19 ou 21 dents les résultats (durée de vie, bruit...) sont convenables et utilisation d'un coefficient  $K_r$  pour les calculs.

# Transmissions par roues et chaînes

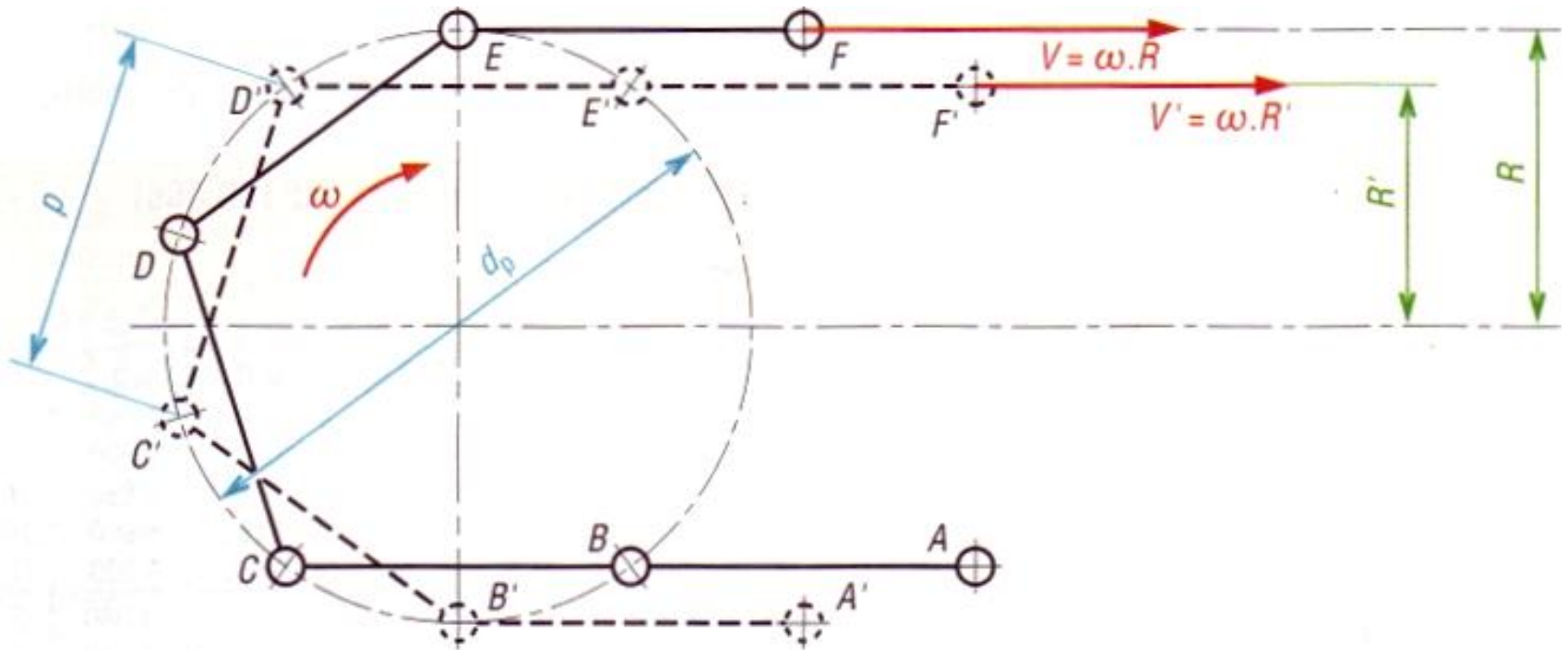
## Chaînes à rouleaux



Engrenement entre chaîne et pignon.

# Transmissions par roues et chaînes

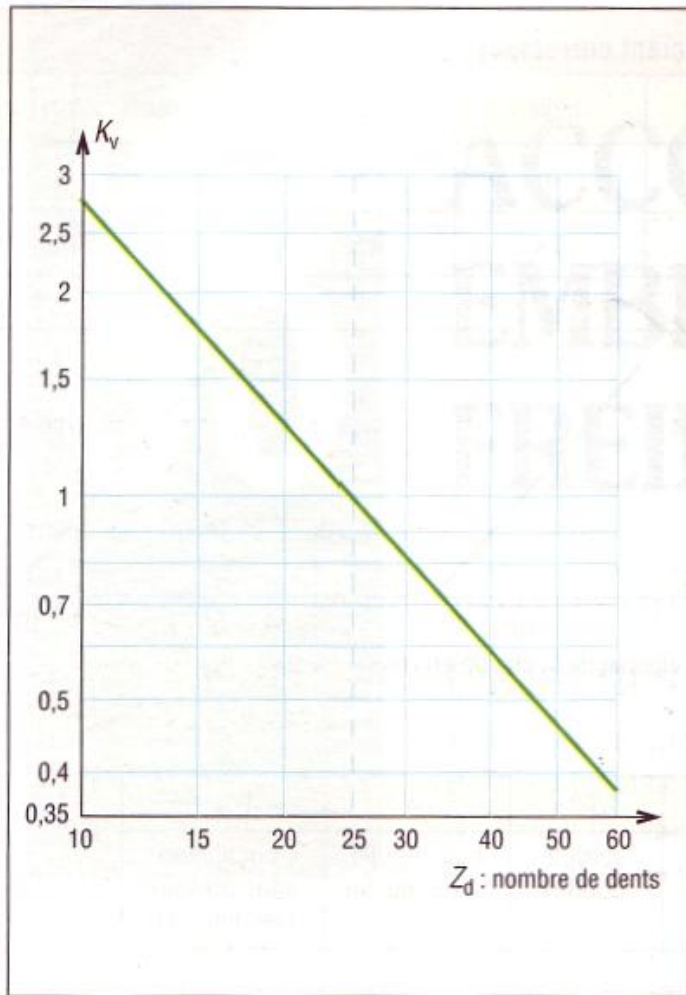
## Chaînes à rouleaux



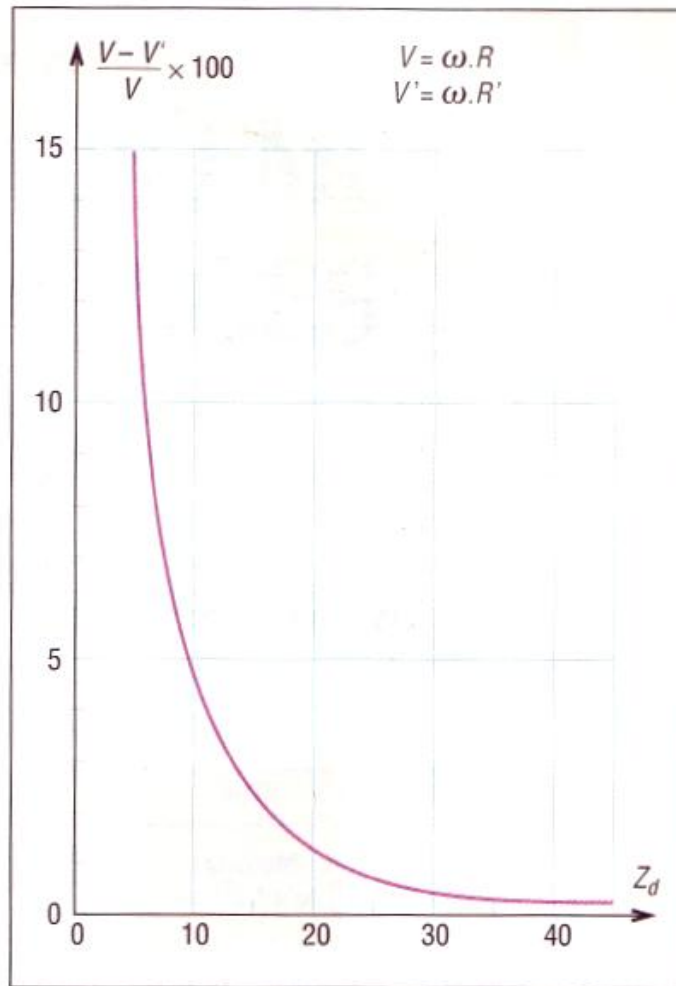
*Principe de l'effet de corde.*

# Transmissions par roues et chaînes

## Chaînes à rouleaux



Coefficient correcteur  
 $K_v$



Fluctuation de la vitesse  $V$   
due a l'effet de corde.



## Chaînes à rouleaux

### Calcul des chaînes a rouleaux

Il est analogue a celui des courroies crantées (principe retenu par la norme NF ISO 10823).

- Rapport de transmission

$$\frac{N_D}{N_d} = \frac{d_P}{D_P} = \frac{Z_d}{Z_D} = \frac{C_d}{C_D}$$

$Z_d$  : nombre de dents de la petite roue (pignon)

$Z_D$  : nombre de dents de la grande roue ( $\geq 120$ )

Applications normales	Grandes vitesses, surcharges...
$Z_C \geq 15$	$Z_d \geq 21$

# Transmissions par roues et chaînes

## Chaînes à rouleaux

- Diamètre primitif d'une roue de Z dents

$$d_P = \frac{p}{\sin(\alpha/2)} = \frac{p}{\sin(180^\circ/Z)}$$

- Angle d'enroulement

$$\theta_d = \theta_D = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left[ \frac{D_P - d_P}{2a} \right] \geq 120^\circ$$

Puissance de service ou puissance corrigée :

$$P_S = P \cdot K_S \quad (K_S \text{ par tableau})$$

- Vitesse linéaire de la chaîne :

$$V = \frac{N_d \cdot p \cdot Z_d}{60000} \quad \text{avec } V \text{ en m/s et } p \text{ en mm}$$

Remarque  $\pi d_p = p Z_d$  circonférence primitive de la petite roue.

## *Chaînes à rouleaux*

-Détermination de la puissance corrigée :

$$P_c = P_s \cdot K_v \cdot K_R \leq P_b.$$

$K_v$  : coefficient correcteur fonction du nombre de dents  $Z_d$

$K_R$  coefficient correcteur tenant compte du nombre de rangées

$P_b$  tient compte du type de lubrification, et la puissance de base des chaînes

## Chaînes à rouleaux

Détermination du pas ou du type de la chaîne par l'intermédiaire des graphes **et** à partir de  $Pb$  et  $Nd$  la vitesse de la roue menante (petite roue).

longueur primitive  
de la chaîne ( $a$  : entraxe)

$$L_p = 2a + \frac{p(Z_d + Z_D)}{2} + \frac{p^2}{a} \left[ \frac{Z_d - Z_D}{2\pi} \right]^2$$

longueur primitive  
exprimée en nombre de maillons

$$X_o = \frac{L_p}{p} = \frac{2a}{p} + \frac{(Z_d + Z_D)}{2} + \frac{(Z_D - Z_d)^2}{4\pi^2 (a/p)}$$

# Transmissions par roues et chaînes

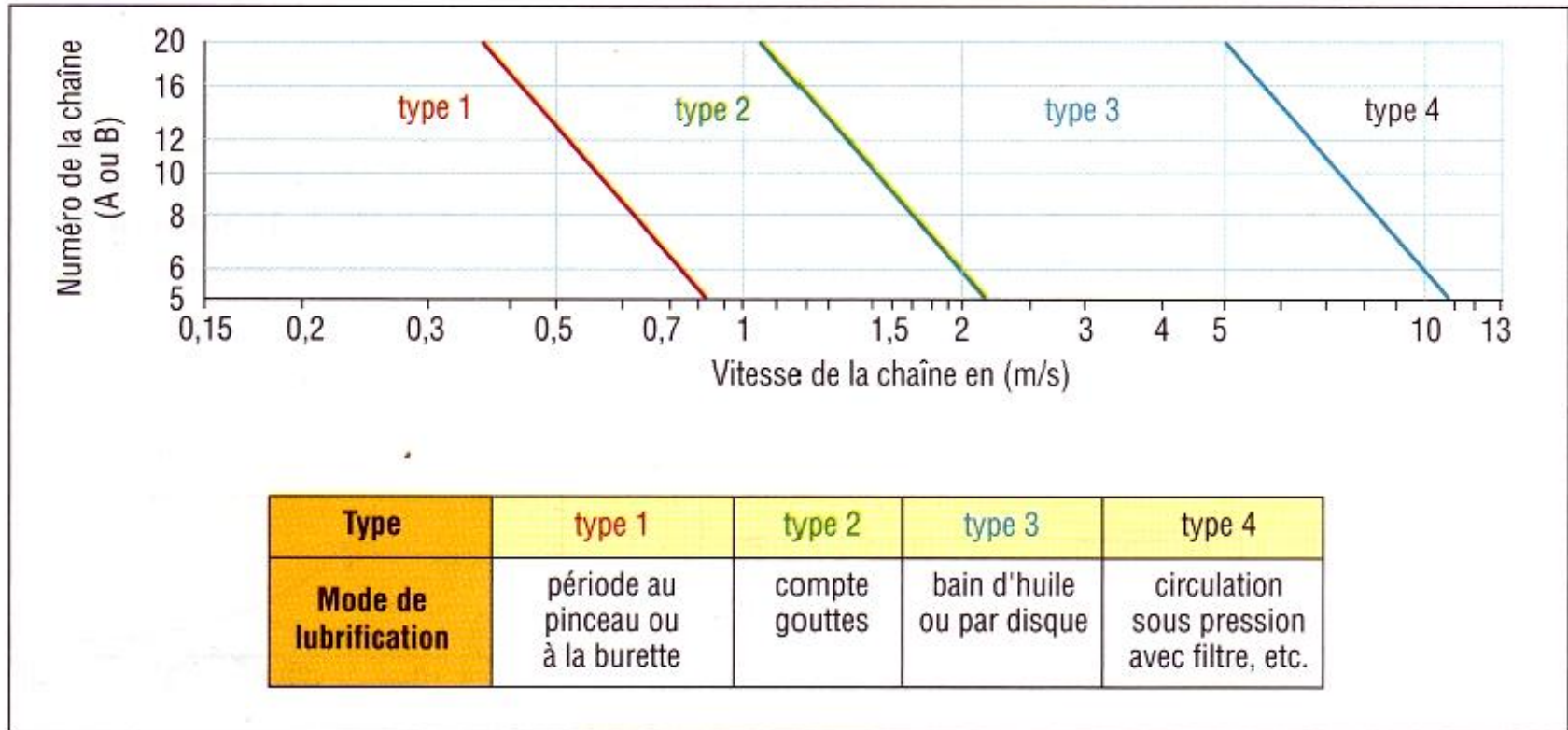
## Chaînes à rouleaux

### Coefficient correcteur $K_R$

type de la chaîne	simple	double	triple	quadruple	quintuple	sextuple
nombre de rangées		2	3	4	5	6
$K_R$	1	0,57	0,4	0,32	0,27	0,23

# Transmissions par roues et chaînes

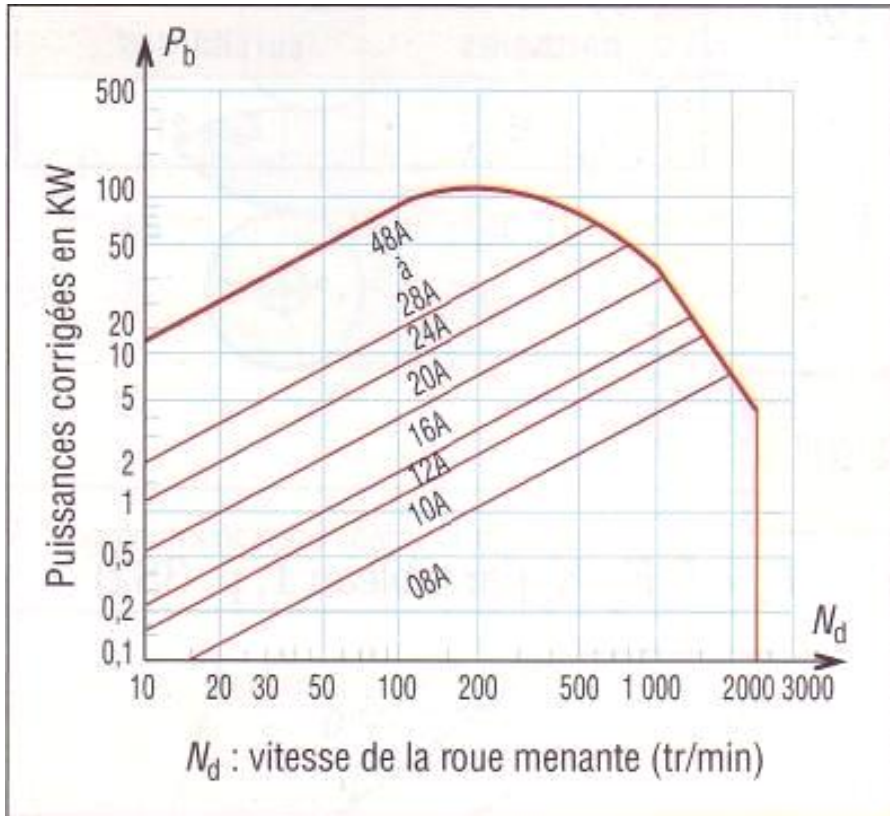
## Chaînes à rouleaux



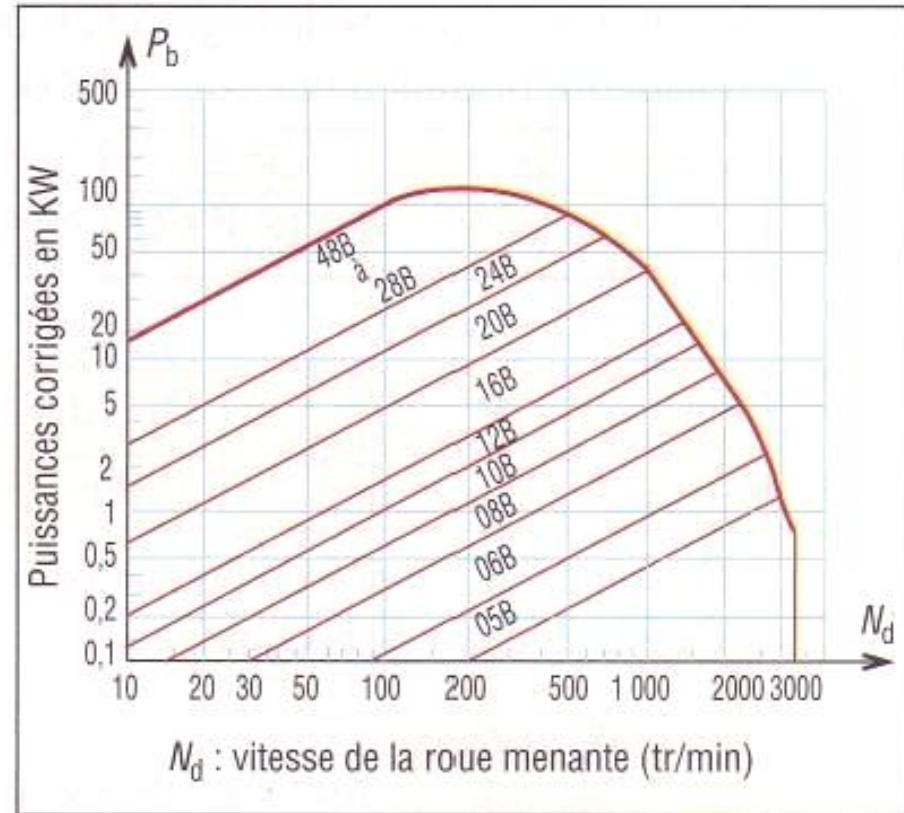
. *Choix du mode de lubrification*

# Transmissions par roues et chaînes

## Chaînes à rouleaux



*puissance de base des chaînes A.*



*puissance de base des chaînes B.*

## Exemple de calcul

**Exemple :** moteur électrique de 380 W entraînant un pignon de 25 dents à 50 tr/min ; rapport transmission 0,431 ; chargement irrégulier ; entraxe 590 mm environ ; choix d'une chaîne double pour limiter le pas et l'encombrement.

**Résolution :**  $P_s = P \cdot K_S = 380 \times 1,4 = 532 \text{ W}$ .

Deux rangées :  $K_R = 0,57$  ; 25 dents :  $K_V = 1$  ;

$P_c = 532 \times 0,57 \times 1 = 303 \text{ W}$ .

Le [graphe](#) donne une chaîne 08B, pas 12,7 mm, largeur 31 mm.

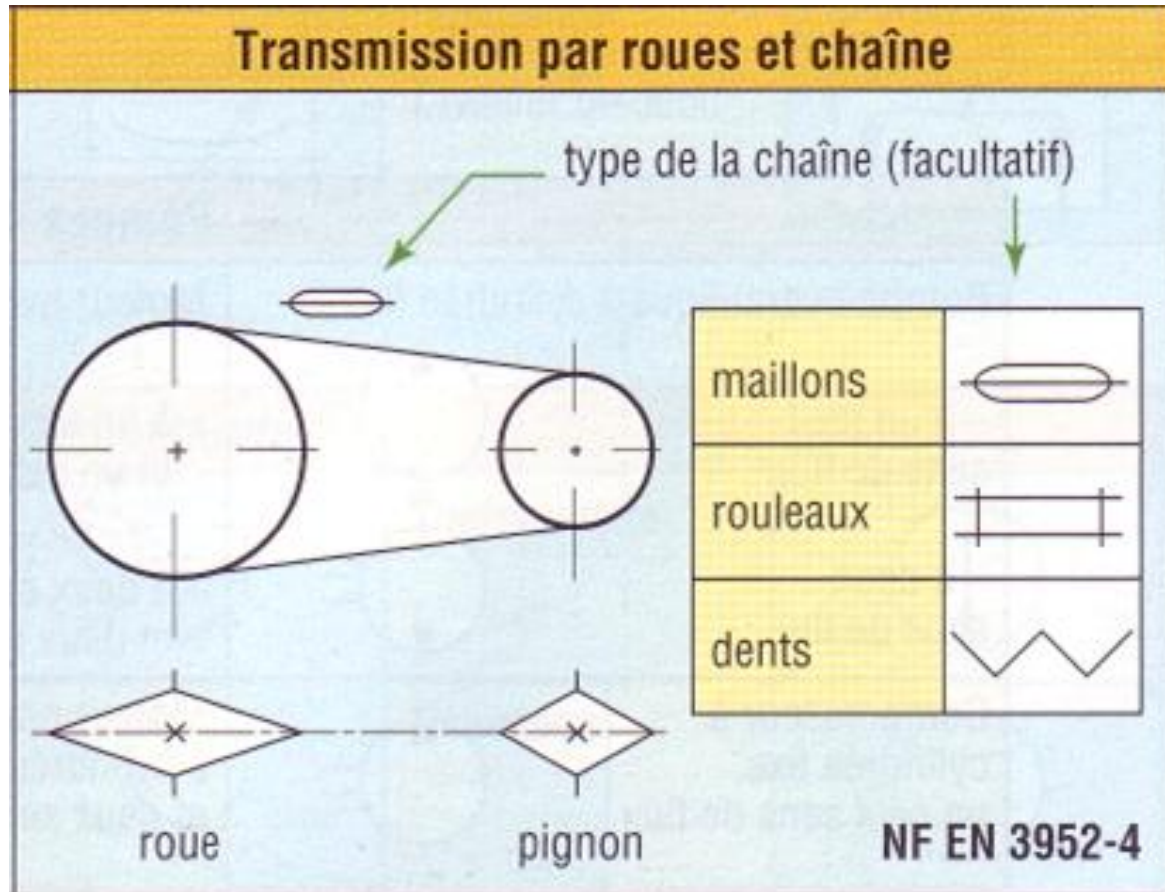
$$Z_D = 25 / 0,431 = 58 \text{ dents}$$

$$L_p = 2 \times 590 + \frac{12,7(25 + 58)}{2} + \frac{12,7^2}{590} \left[ \frac{58 - 25}{2\pi} \right]^2 = 1714,6 \text{ mm}, X_a = 135$$



# Transmissions par roues et chaînes

## Schématisation



Les accouplements sont utilisés pour transmettre la vitesse et le couple, ou la puissance, entre deux arbres de transmission en prolongement l'un de l'autre comportant éventuellement des défauts d'alignement.

Il existe une étonnante diversité de solutions aux possibilités complémentaires pouvant répondre à une multitude de cas posés.

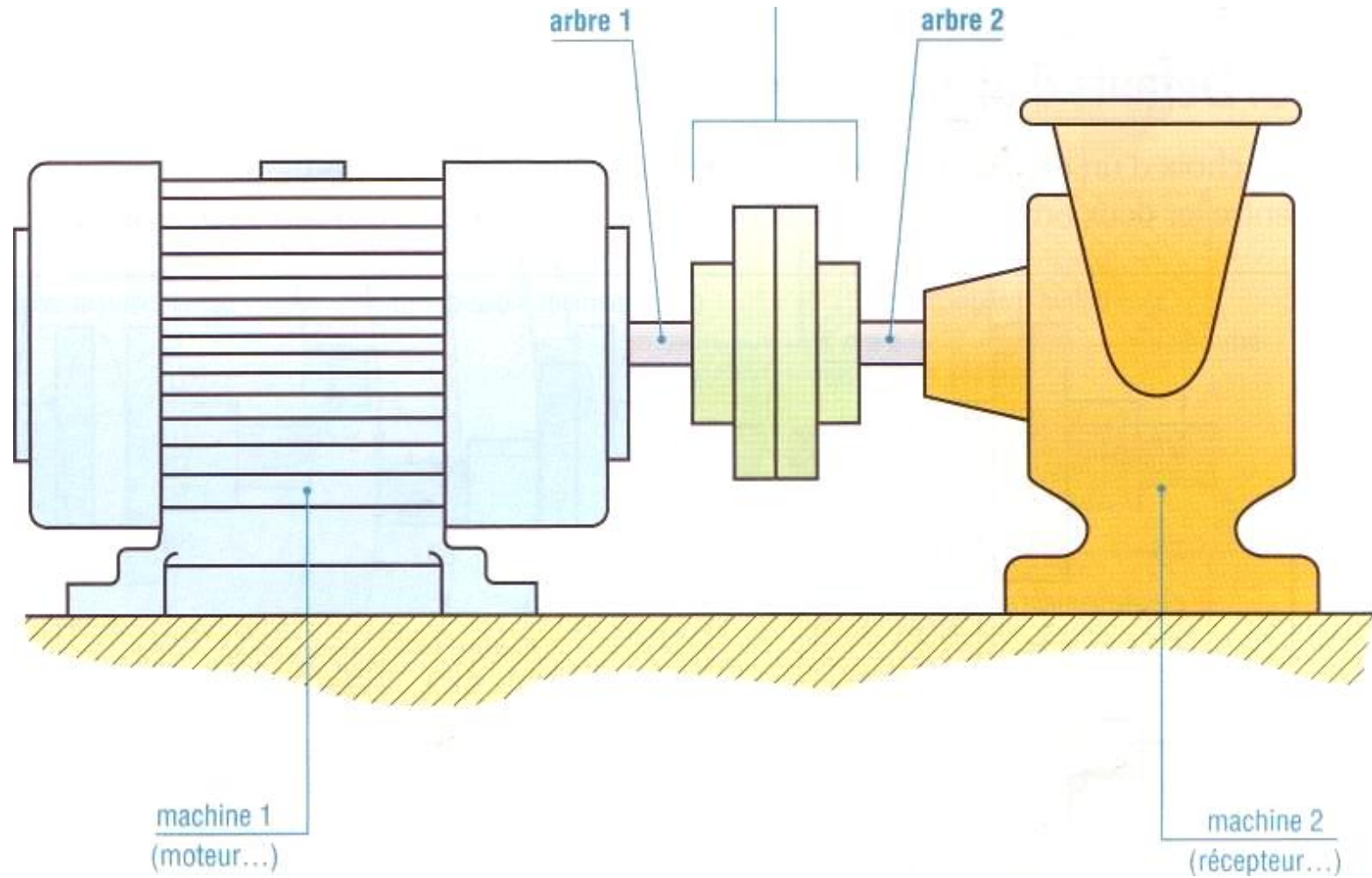
A eux seuls ils occupent toute une industrie.

La plupart des accouplements décrits dans ce chapitre sont disponibles commercialement.

# Accouplements

## Schématisation

### Accouplement



# Accouplements

## Généralités et définitions

### Puissance et couple transmissibles par les accouplements

Ils sont liés par la formule

$$P = C\omega = \frac{C \cdot \pi \cdot N}{30}$$

$P$ : puissance transmise en watts

$C$ : couple transmis en N.m

$\omega$ : vitesse de rotation en rad/s

$N$ : vitesse de rotation en tr/min

**Exemple** : quelle est la valeur du couple si la puissance transmise est de 10 kW a 500 tr/min ?

$$C = \frac{P}{\omega} = \frac{30P}{\pi \cdot N} = \frac{30 \times 10000}{\pi \times 500} = 191 \text{ Nm}$$

A couple constant, si la vitesse augmente, la puissance transmise augmente dans les memes proportions.

# Accouplements

---

## *Définitions*

**Accouplement permanent** : il est dit permanent lorsque l'accouplement des deux arbres est permanent dans le temps. Le désaccouplement n'est possible que par démontage du dispositif.

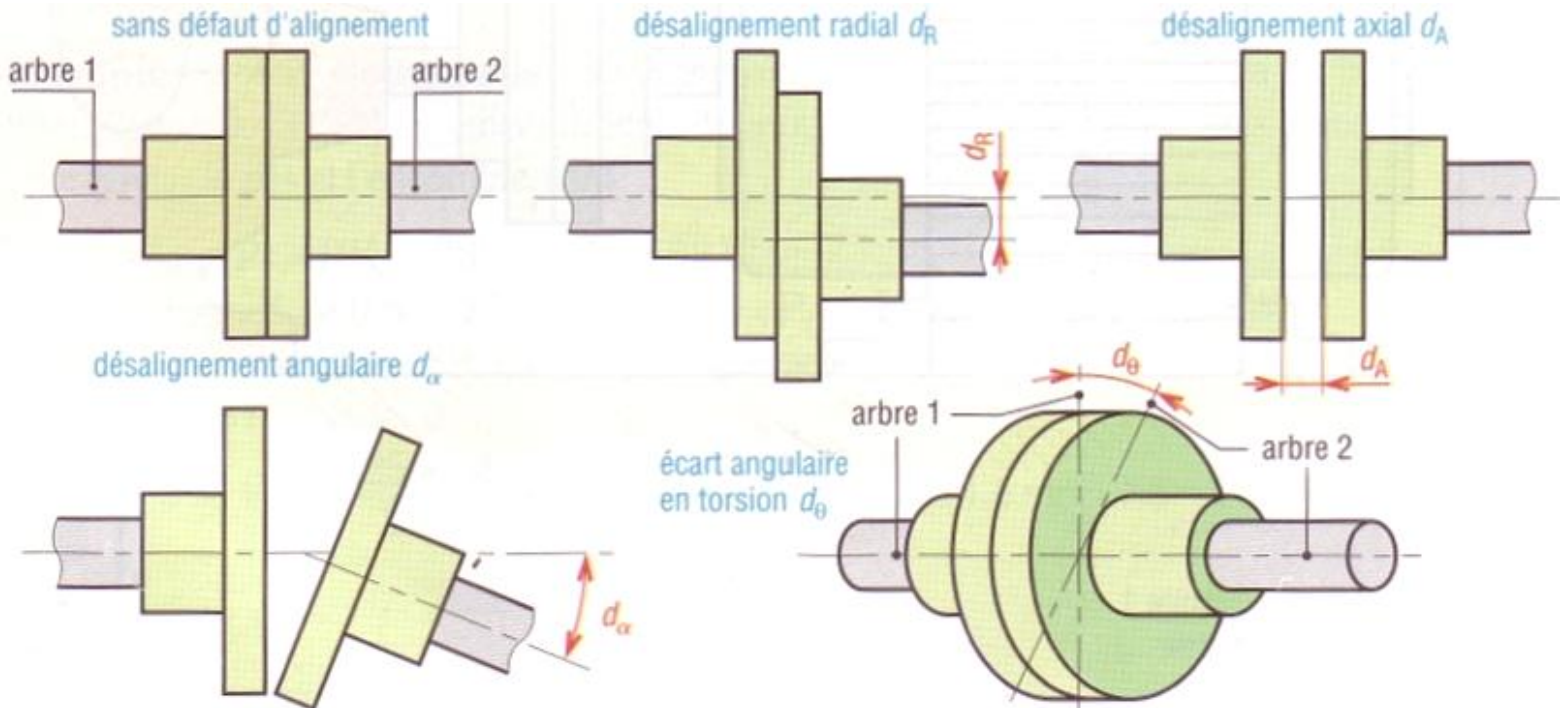
**Accouplement temporaire** : il est dit temporaire lorsque l'accouplement ou le désaccouplement peuvent être obtenus à n'importe quel moment, sans démontage du dispositif, suite à une commande extérieure (intervention humaine ou commande automatisée).

**Accouplement ou joint homocinétique** : un accouplement est dit homocinétique lorsque la vitesse de rotation de l'arbre d'entrée ( $N_1$ ) est rigoureusement identique à celle de l'arbre de sortie ( $N_2$ ).  $N_2 = N_1$  à tout instant.

# Accouplements

## Défauts d'alignements des accouplements

Le choix d'un type d'accouplement dépend d'abord des défauts d'alignement pouvant exister entre les deux arbres : désalignements radial, axial, angulaire et écart en torsion.



# Accouplements

## Défauts d'alignements des accouplements

Principaux types d'accouplements						
accouplements permanents				accouplements temporaires		
accouplements rigides	accouplements élastiques ou flexibles		cardans et assimilés	pas de désalignement		
aucun désalignement possible	non flexible en torsion	flexible en torsion	désalignement angulaire	embrayages	freins	divers
<ul style="list-style-type: none"> <li>- à plateaux</li> <li>- à manchon goupillé</li> <li>- à douille biconique</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- joint d'Oldham</li> <li>- à denture bombée</li> <li>- à soufflet</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- à ressort</li> <li>- à membrane souple</li> <li>- à blocs élastiques</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- joint de cardan</li> <li>- joint tripode</li> <li>- joint à 4 billes</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- à disques</li> <li>- coniques</li> <li>- centrifuges</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- à tambour</li> <li>- à disque</li> <li>- à bande</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- limiteurs de couple</li> <li>- roues libres</li> <li>- coupleurs</li> <li>- convertisseurs</li> </ul>

# Accouplements

---

## *Accouplements permanents*

### Accouplements rigides

Ils doivent être utilisés lorsque les arbres sont correctement alignés (ou parfaitement coaxiaux).

Leur emploi exige des précautions et une étude rigoureuse de l'ensemble monté, car un mauvais alignement des arbres amène un écrasement des portées, des ruptures par fatigue et des destructions prématurées du système de fixation.



# Accouplements

---

## *Accouplements permanents*

### *Accouplements a plateaux*

Tres utilisés, précis, résistants, assez légers, encombrants radialement, ils sont souvent frettés ou montés a la presse.

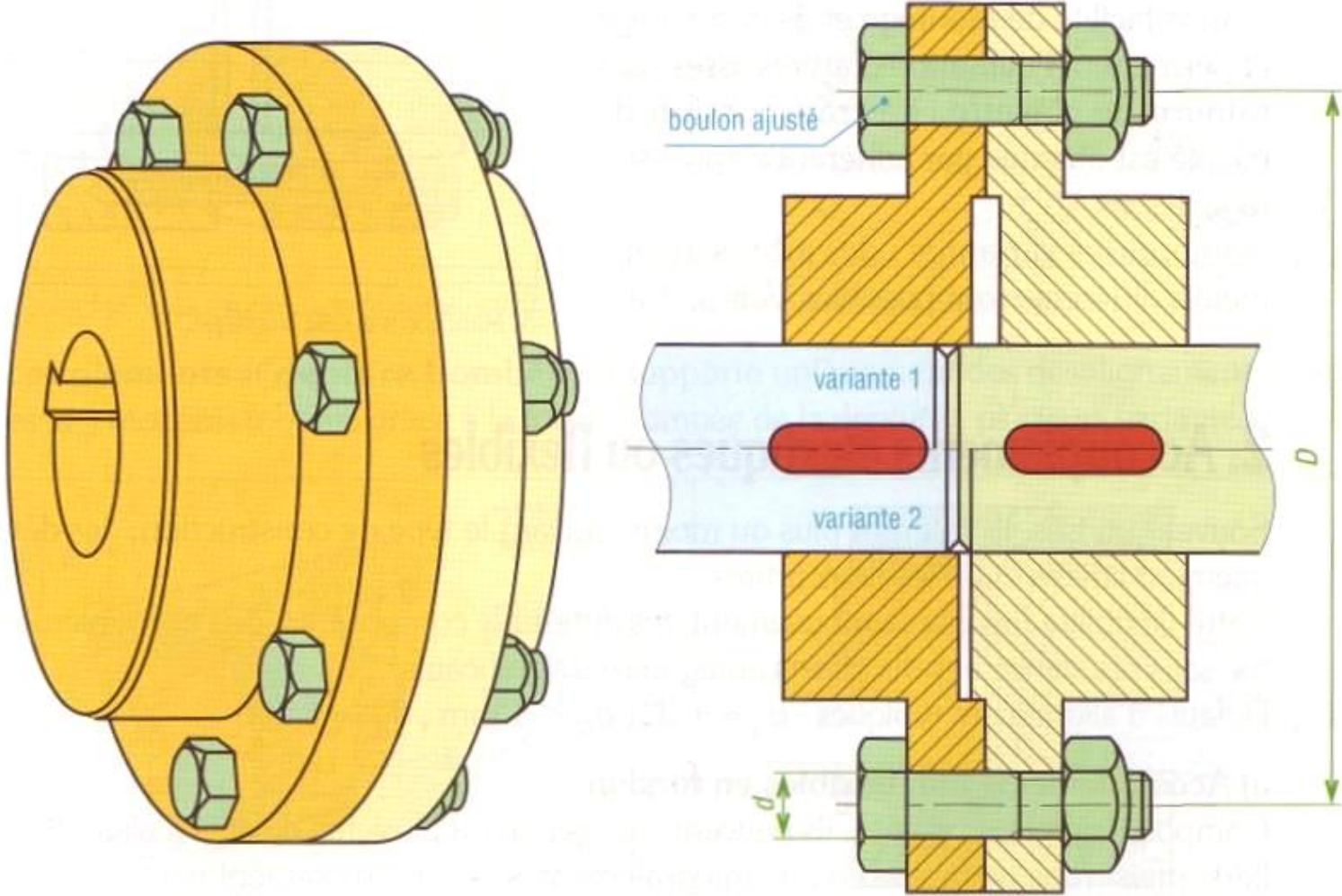
La transmission du couple est en général obtenue par une série de boulons ajustés.

En cas de surcharge, le cisaillement des boulons offre une certaine sécurité



# Accouplements

## Accouplements permanents



# Accouplements

## Accouplements permanents

### Calcul des boulons au cisaillement

Données :

$C$  : couple a transmettre (N.mm)

$n_b$  : nombre de boulons (valeur empirique :  $n_b = 0,02d + 3$ )

$d$  : diametre du boulon (mm)

$D$ : diametre de répartition des boulons (mm)

$F_c$  : force de cisaillement des boulons (N)

$S_c$ : aire cisailée des boulons (mm<sup>2</sup>)

$R_{pg}$  : résistance pratique au cisaillement du matériau des boulons (N/mm<sup>2</sup>) ( $R_{pg} = R_e/2$  avec  $R_e$  limite élastique du matériau)

$$F_c = \frac{2C}{D} \quad R_{pg} \geq \frac{F_c}{S_c} = \frac{4F_c}{n_b \cdot \pi \cdot d^2}$$

$$d \geq \left[ \frac{8C}{n_b \cdot D \cdot \pi \cdot R_{pg}} \right]^{1/2}$$

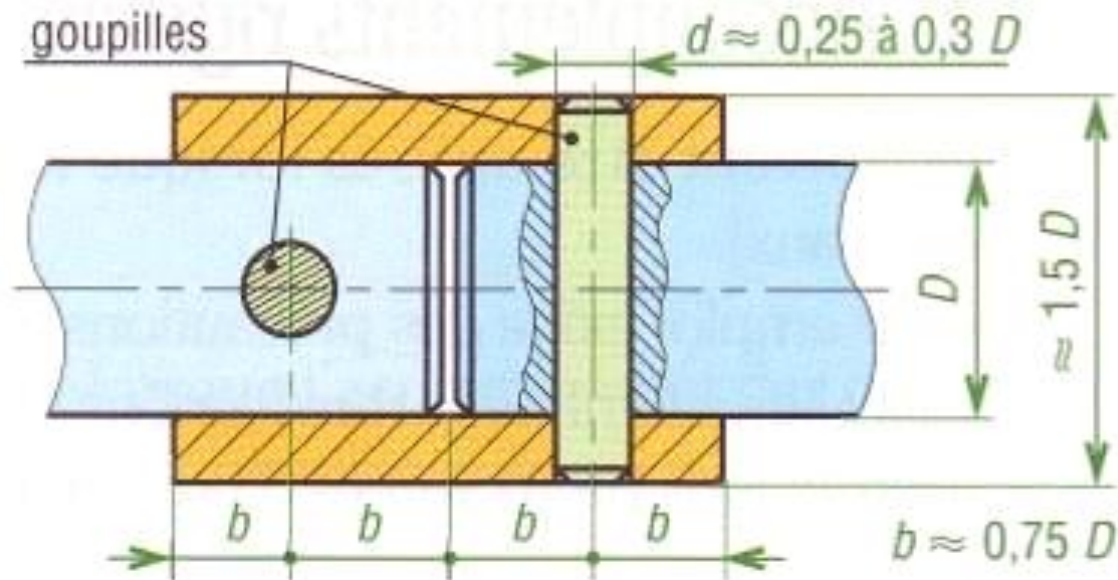
## Accouplements permanents

### Manchons a goupilles

Dans le cas des petits accouplements, c'est le plus simple.

Les deux goupilles travaillent au cisaillement et offrent une certaine sécurité en cas de surcharge.

Le principe de calcul est le même que précédemment.



# Accouplements

## *Accouplements permanents*

**Variantes** : goupilles remplacées par des clavettes ou des cannelures.

L'arrêt en translation du manchon peut être réalisé par une vis de pression agissant sur la clavette, par une goupille passant entre les deux extrémités des deux arbres, par un circlips...

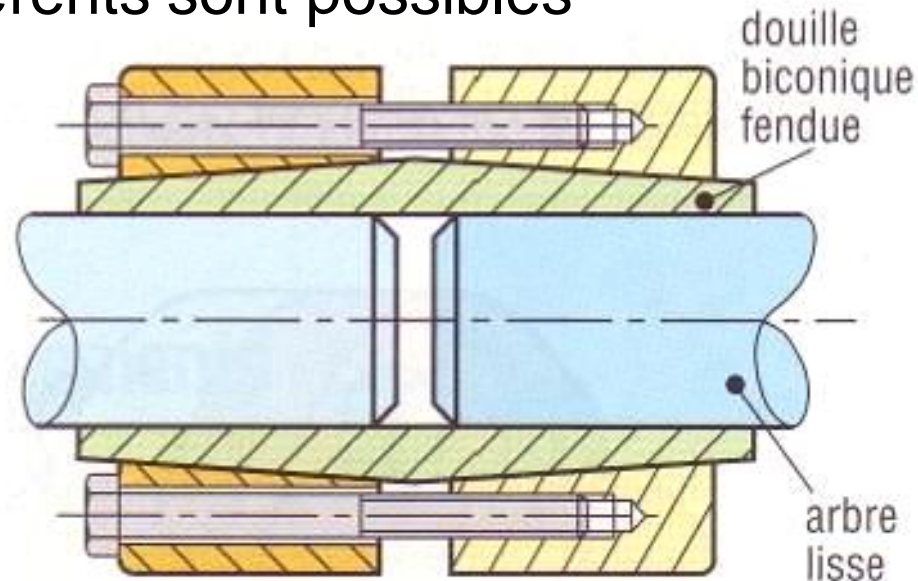


# Accouplements

## *Accouplements permanents*

### **Manchons a douille biconique**

Ce sont les plus récents. Ils présentent une grande facilité de montage *et de* démontage et permettent l'utilisation d'arbres lisses sans rainure de clavette. La transmission du couple est obtenue par adhérence après serrage des vis. Nombreuses variantes ; des arbres de diamètres différents sont possibles



### Accouplements élastiques ou flexibles

Souvent utilisés, ils tolèrent plus ou moins, suivant le type de construction, des défauts d'alignement limités entre les deux arbres.

Cette flexibilité fait que le mouvement des différents composants de l'accouplement s'effectue sans résistance et sans efforts antagonistes significatifs.

Défauts d'alignement typiques :  $d_{\alpha} = \pm 3^{\circ}$  ;  $d_R < 1 \text{ mm}$  ;  $d_A \geq 1 \text{ mm}$

## *Accouplements permanents*

### a) Accouplements non flexibles en torsion

Composés de pièces rigides, ils peuvent corriger un ou plusieurs défauts d'alignement particuliers,

Mais transmettent le couple intégralement sans amortissement des irrégularités et des chocs de transmission (ni écart ni jeu en torsion :  $d_a = 0$ ).

Les couples transmis peuvent être très élevés.



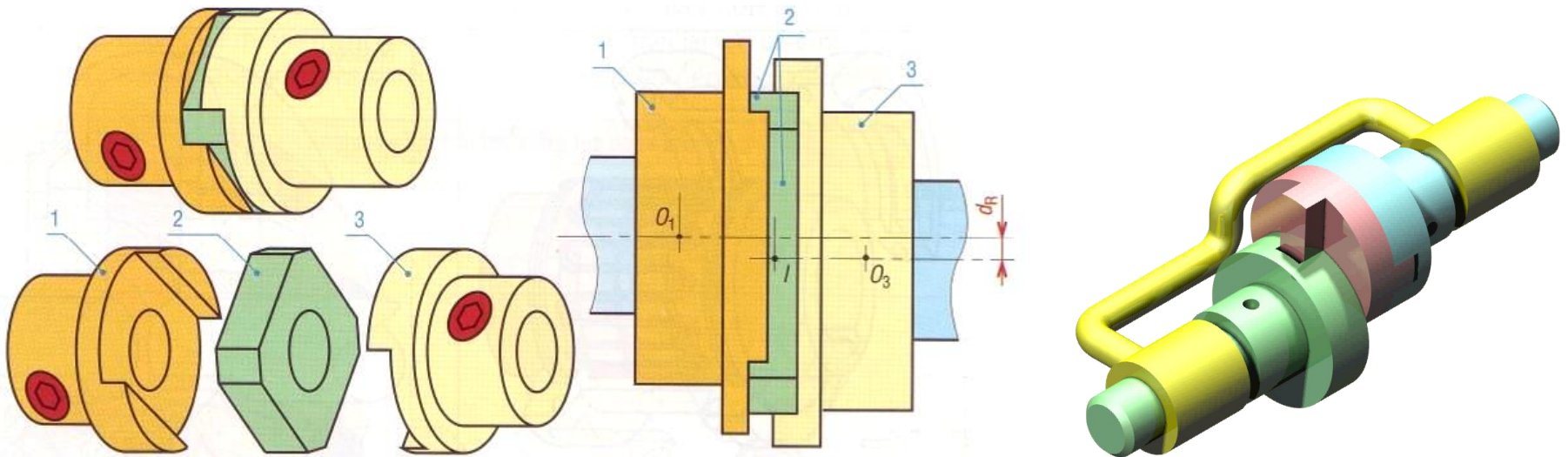
# Accouplements

## Accouplements permanents

### Principaux cas

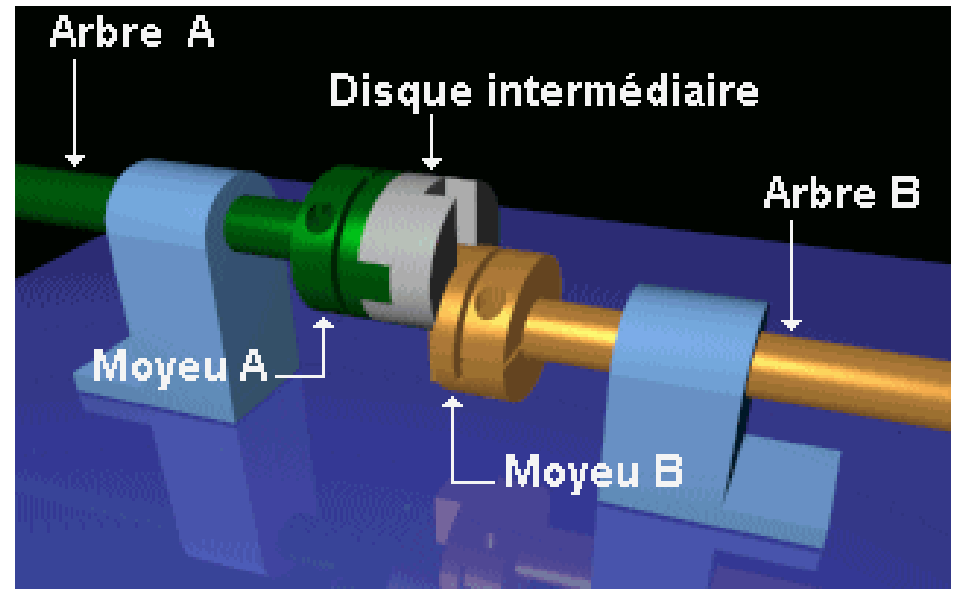
**Joint d'Oldham** : il supporte uniquement des désalignements radiaux ( $d_R$ ) et permet la transmission entre deux arbres parallèles présentant un léger décalage.

Le joint est construit autour de deux glissières à 90° ; plusieurs variantes sont possibles.



# Accouplements

## *Accouplements permanents*



*Homocinetisme de la liaison*

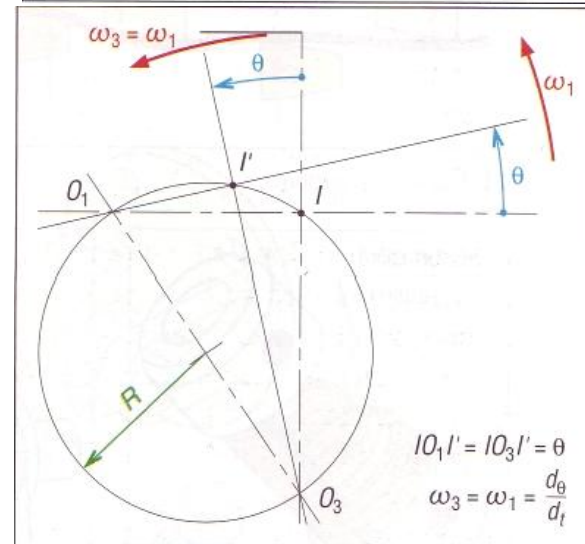
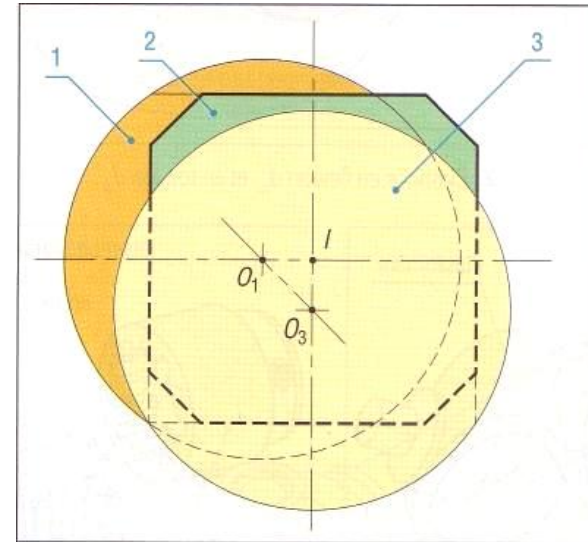


# Accouplements

## Accouplements permanents

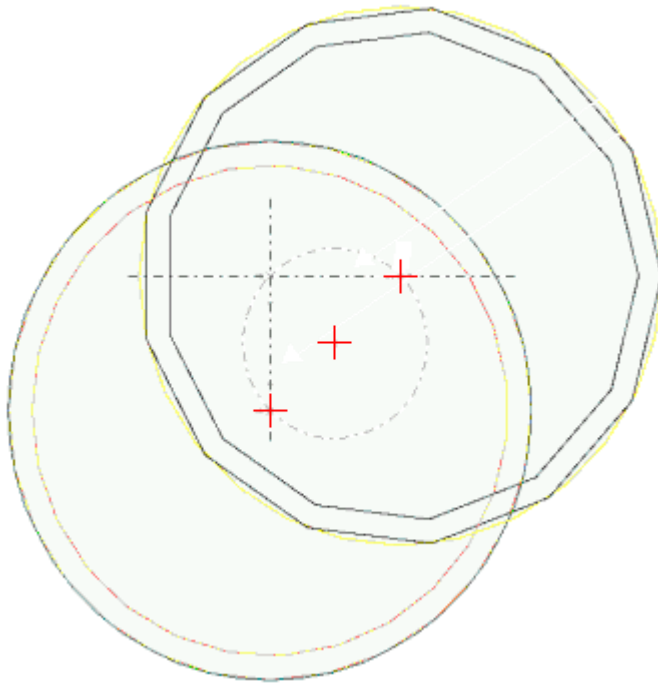
Au cours de la rotation, le centre  $I$  du plateau intermédiaire (2) décrit un cercle de diamètre  $O_1O_3$  (l'angle  $\widehat{O_1IO_3}$  étant constamment égal à  $90^\circ$ )

Le joint est parfaitement homocinétique : les angles de rotation  $\widehat{IO_1I'}$  et  $\widehat{IO_3I'}$  sont constamment identiques (interceptent tous deux l'arc  $I'I'$ ).

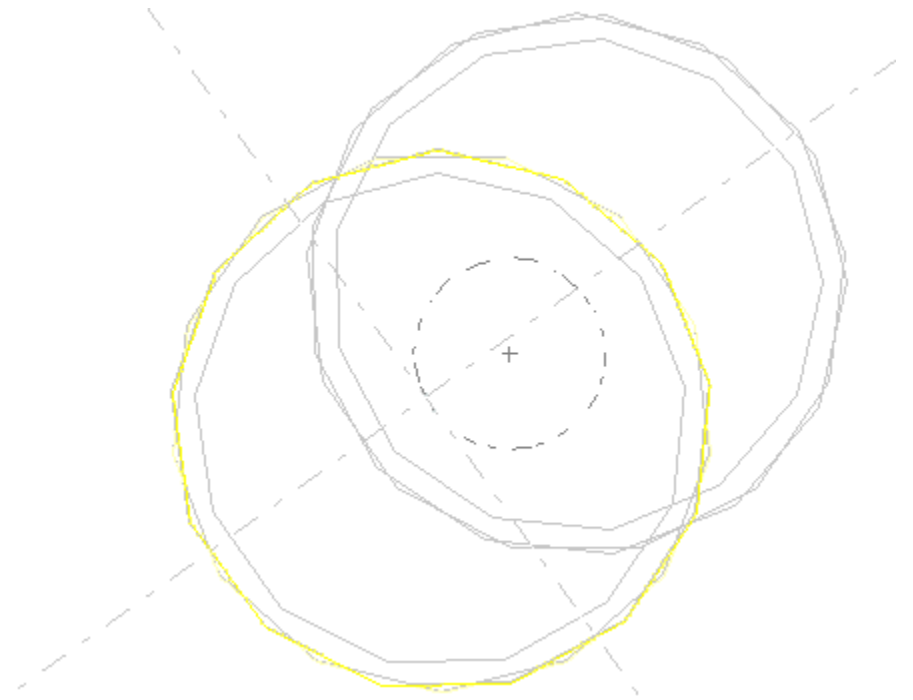


# Accouplements

## *Accouplements permanents*



Les origines des  
deux arbres forment le  
diamètre d'un cercle

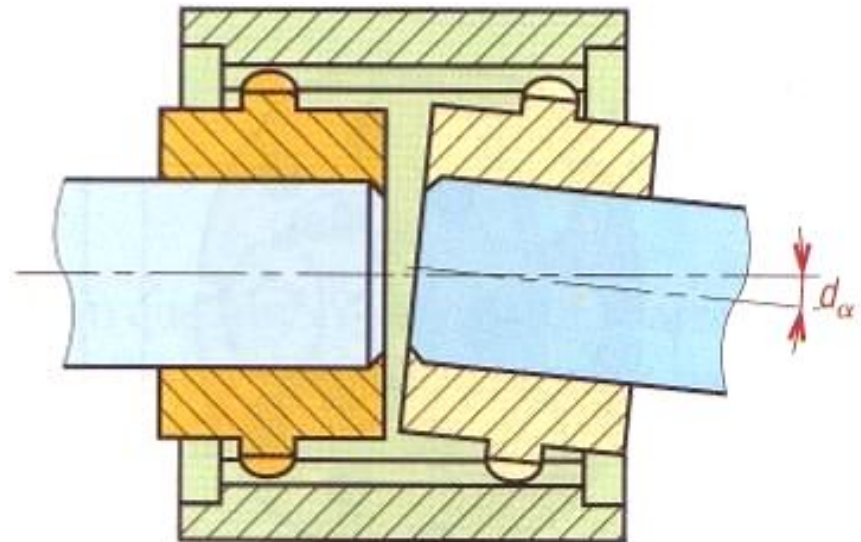
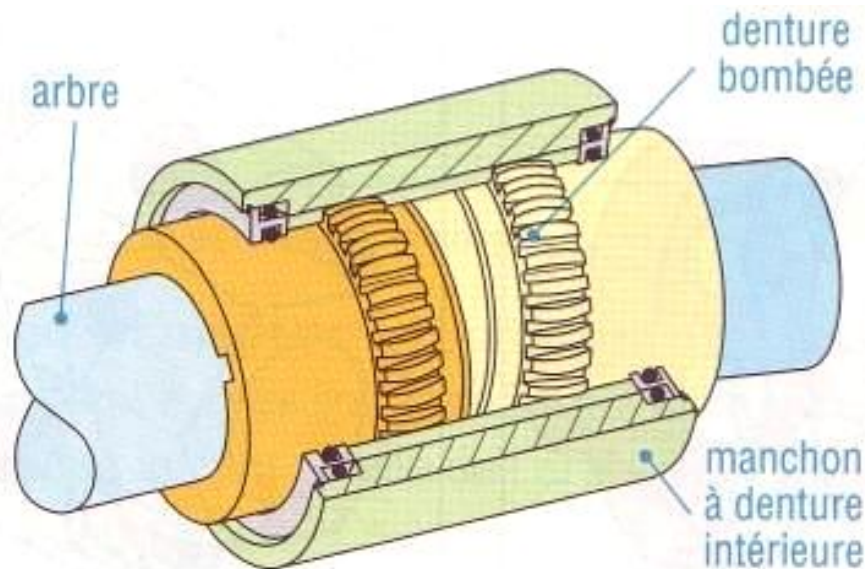


*Angles de rotation*

# Accouplements

## Accouplements permanents

Accouplements a denture bombée : il supporte uniquement des désalignements angulaires ( $d_\alpha$ ) modérés (obtenu grâce a la forme bombée de la denture), plusieurs variantes.

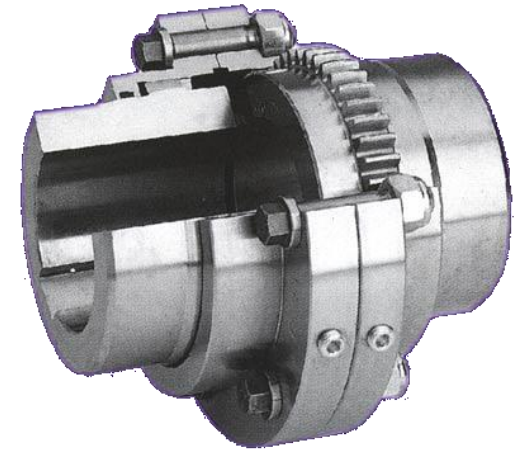
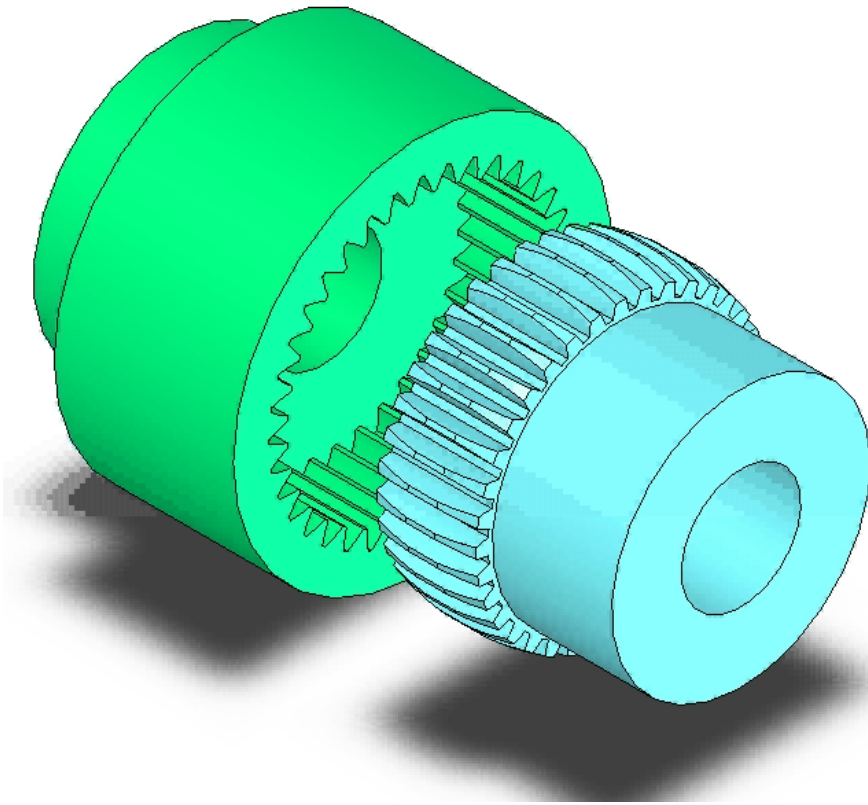


Mise en évidence du désalignement  $d_\alpha$ .

# Accouplements

## *Accouplements permanents*

### Accouplements a denture bombée



*Degrès de liberté*

## *Accouplements permanents*

### b) Accouplements élastiques en torsion

Ils se composent de parties totalement élastiques, ressorts ou blocs élastomeres, permettant la flexibilité en torsion.

Ils sont conçus pour transmettre le couple en douceur

Réduisent et amortissent les chocs et les irrégularités de transmission

Ils corrigent plus ou moins les différents défauts d'alignement.

.

## *Accouplements permanents*

Les réalisations utilisant des éléments en **élastomère** (membrane, blocs...) supportent en même temps et à des degrés divers **tous les types de désalignements**.

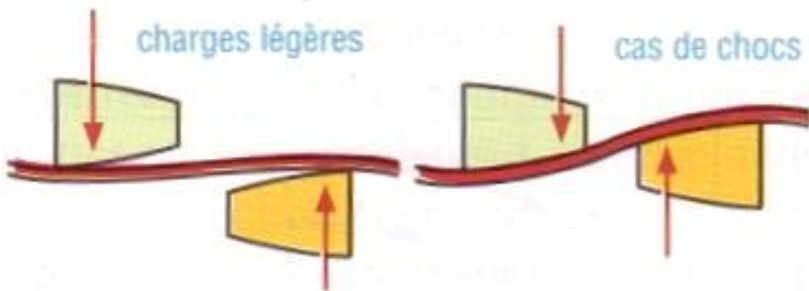
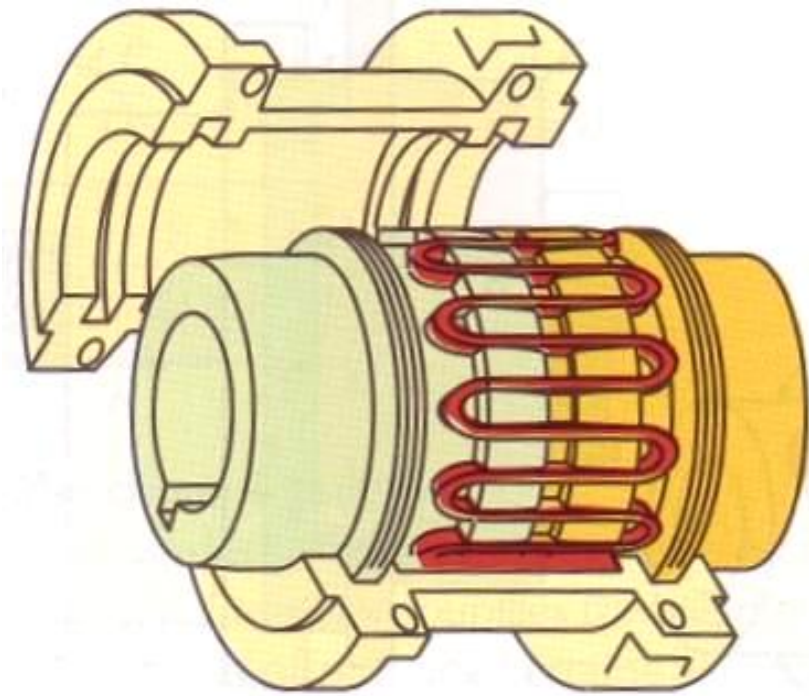
Il existe de nombreuses réalisations plus ou moins concurrentes, quelques cas typiques seulement sont proposés.

Seuls les désalignements permis les plus significatifs sont indiqués sur les figures



# Accouplements

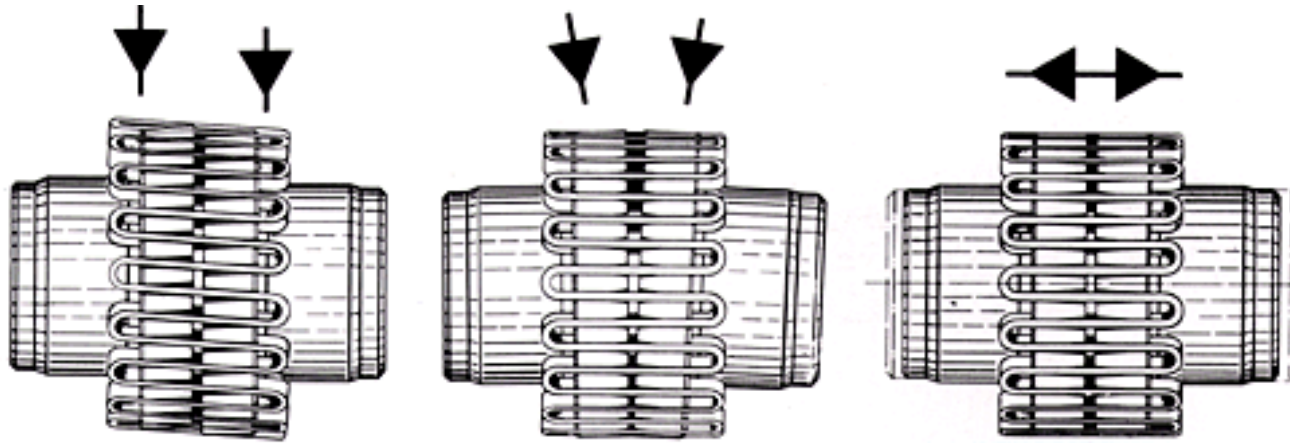
## Accouplements permanents



Élastique en torsion  $d_{\theta}$

# Accouplements

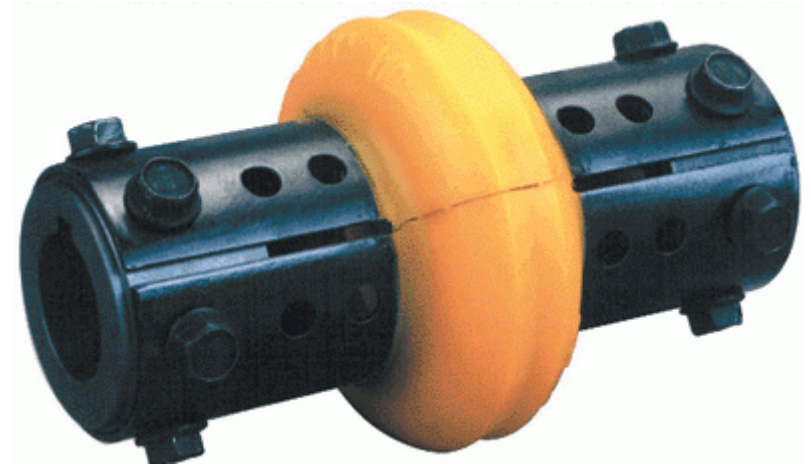
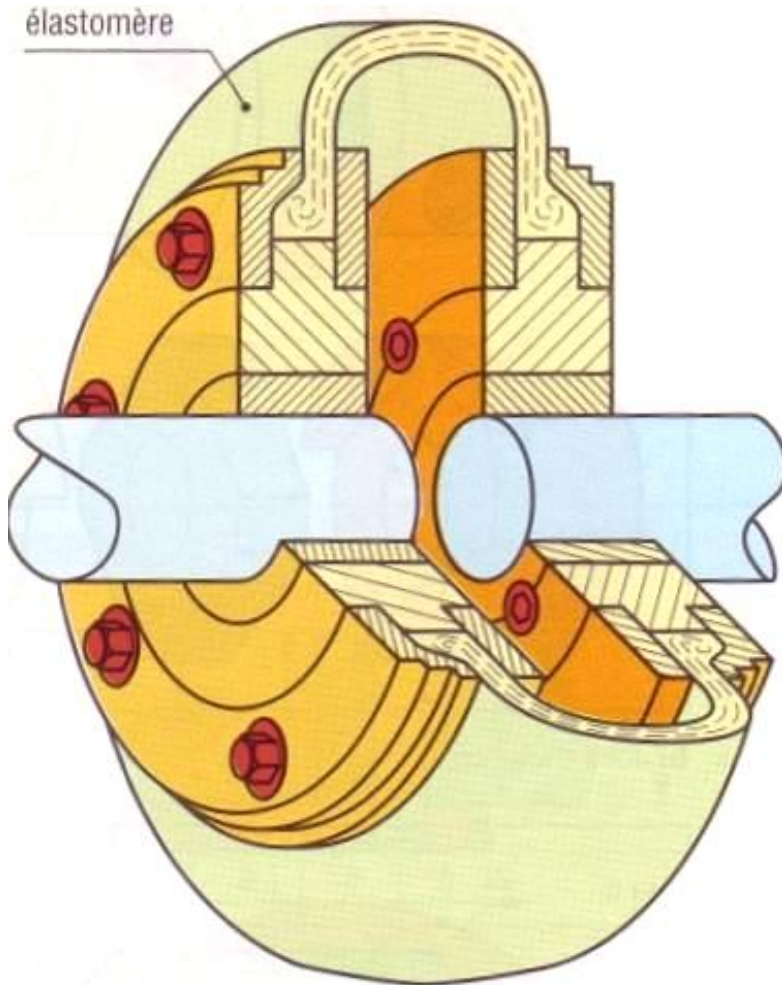
## *Accouplements permanents*



*Défauts admissibles*

# Accouplements

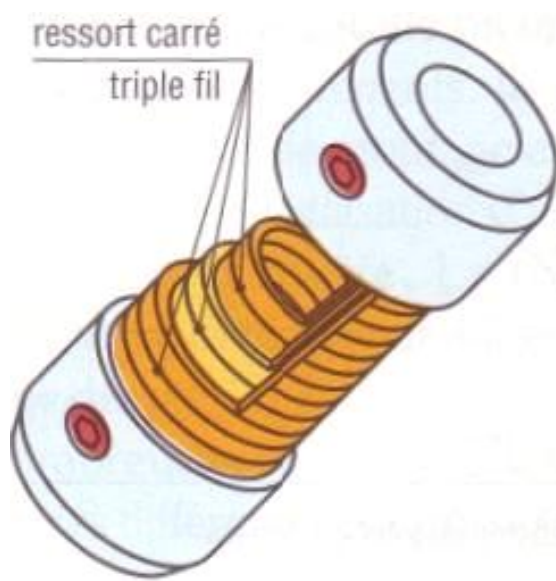
## *Accouplements permanents*



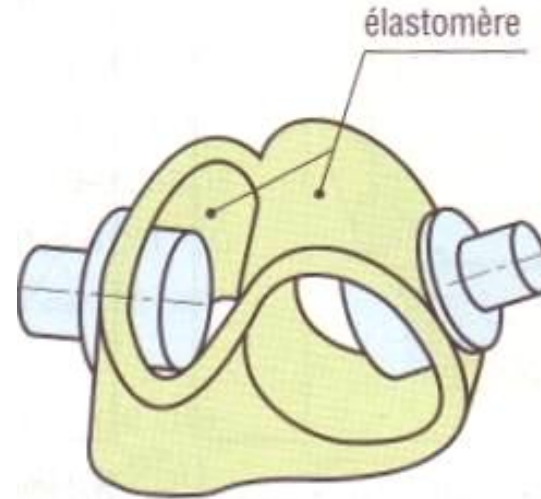
Élasticité en flexion  $d_\alpha$  et en torsion  $d_\theta$

# Accouplements

## Accouplements permanents



Ressort carré triple fil ( $d_\alpha, d_\theta$ ).

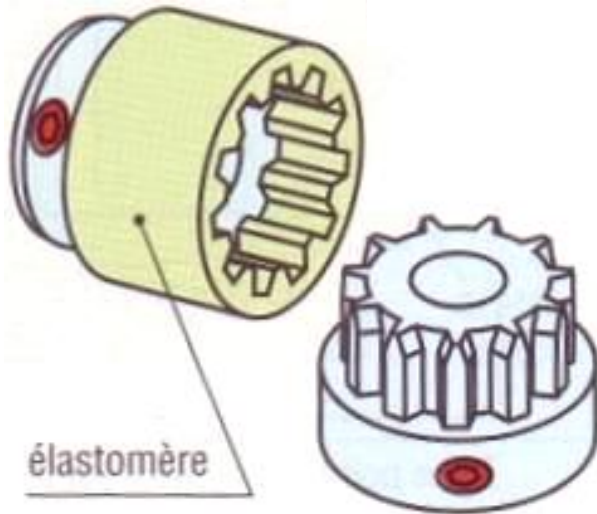


Grand angle  $d_\alpha$ , axial  $d_A$  et  $d_\theta$ .

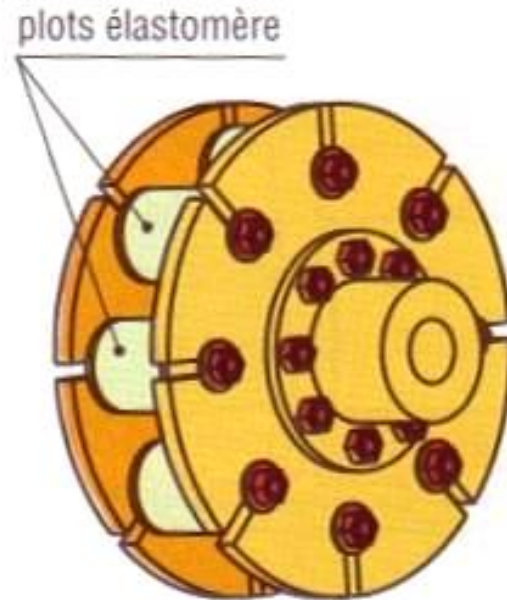


# Accouplements

## Accouplements permanents



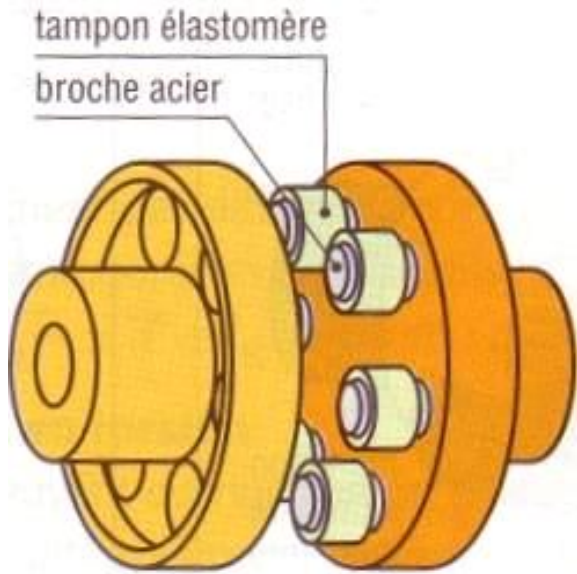
Elasticité  $d_R$ , axial  $d_A$  et  $d_\theta$ .



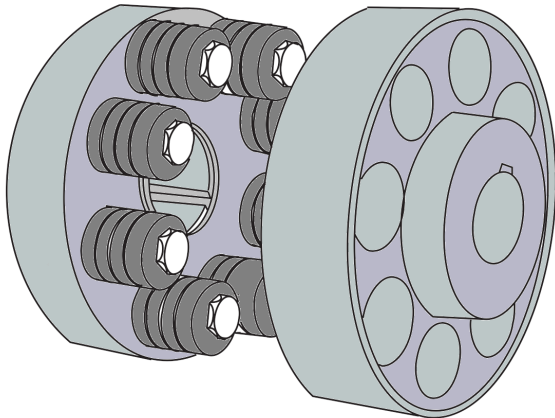
Désalignement  $d_R$ ,  $d_\theta$ .

# Accouplements

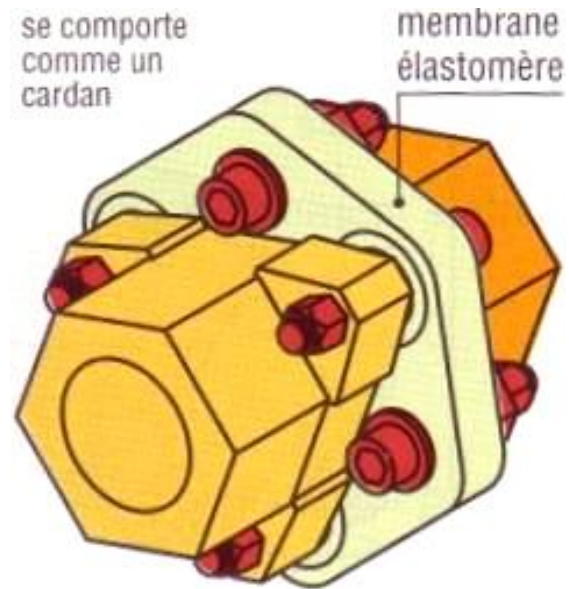
## Accouplements permanents



Désalignement  $d_A$ ,  $d_\theta$ .



Version plot vissés



Désalignement  $d_\alpha$ ,  $d_\theta$ .

# Accouplements

---

## *Accouplements permanents*



# Accouplements

---

## *Jointts de cardan et assimilés*

Ils assurent la transmission entre des arbres concourants.

Les accouplements élastiques supportent des défauts angulaires ( $d_\alpha$ ) inférieurs à 3 environ.

Pour des désalignements supérieurs, il faut utiliser les joints de cardans et assimilés ( $d_\alpha$  ou  $\alpha$  jusqu'à 45 ).

Non flexibles en torsion ( $d_\theta = 0$ ), ils peuvent transmettre des couples très élevés.



# Accouplements

## *Joint de cardan et assimilés*

### Joint de cardan

Encore appelé joint universel ou joint de Hooke,

Son invention remonte au XVI<sup>e</sup> siècle (Jérôme Cardan).

Le mouvement se transmet par l'intermédiaire d'un croisillon libre en rotation par rapport aux deux arbres (deux liaisons pivots d'axes perpendiculaires et concourants)



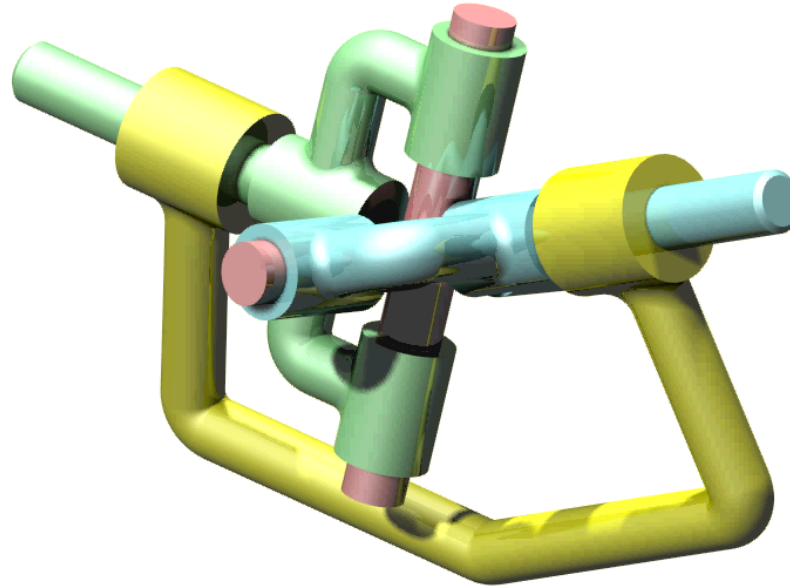
# Accouplements

## *Joint de cardan et assimilés*



# Accouplements

## *Jointes de cardan et assimilés*

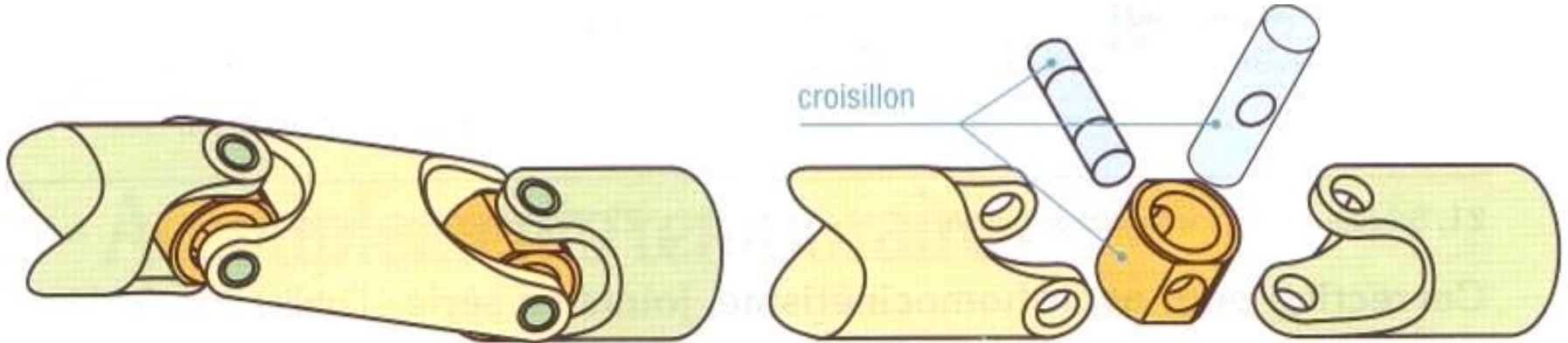


Angles ( $\alpha$ ) possibles entre les deux arbres

vitesses maximales admissibles	tres lentes	10 tr/min	> 600 tr/min
angles $\alpha$ possibles	45	30	15 a 20

# Accouplements

## *Joins de cardan et assimilés*

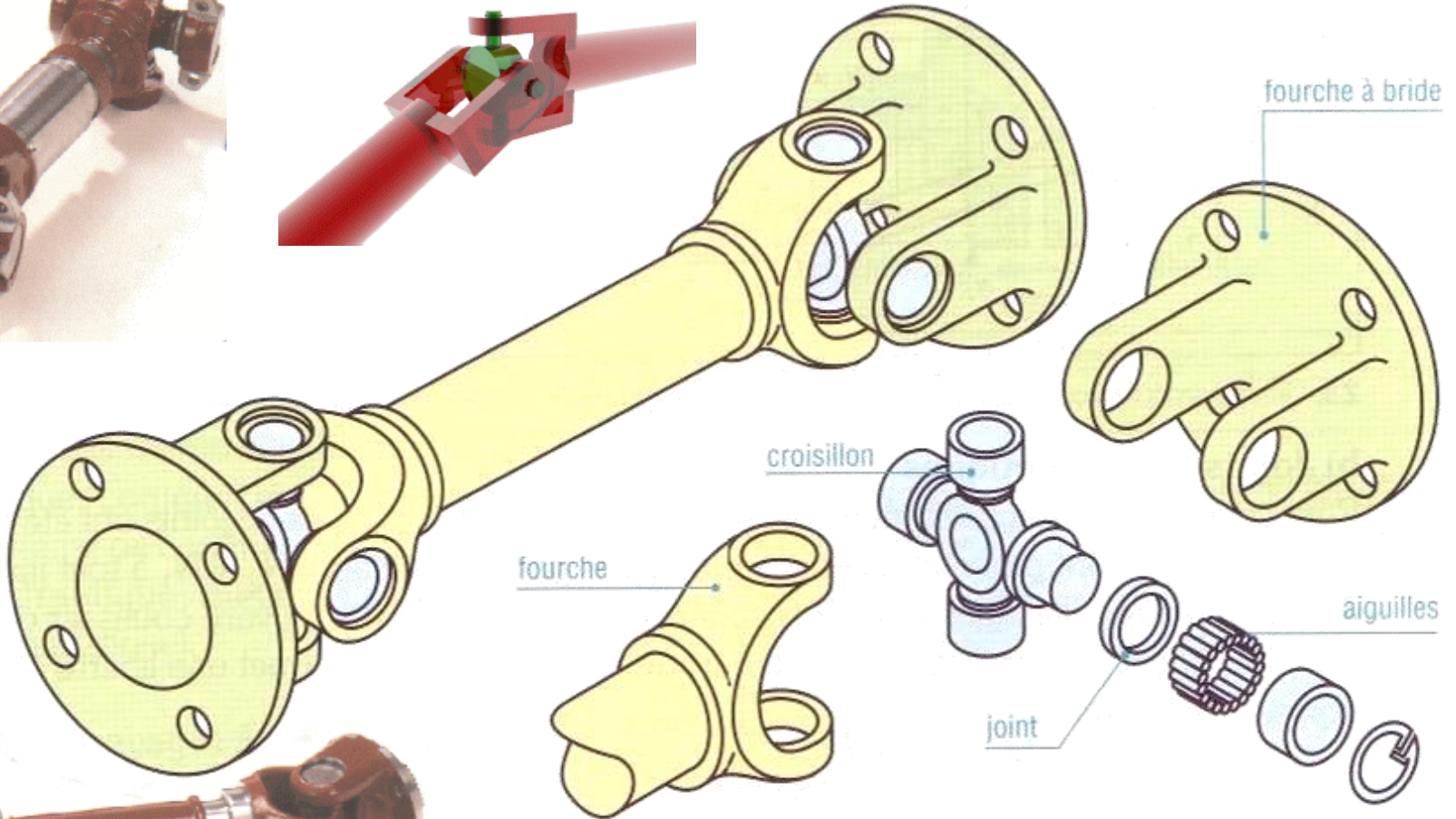
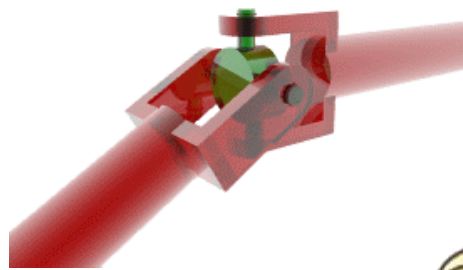


*Exemple de cardan pour faible couple*



# Accouplements

## *Joins de cardan et assimilés*



*Exemple de cardan pour couples élevés.*

### Inconvénient :

C'est un joint **non homocinétique** ;

Bien que le nombre de tours parcourus par les deux arbres soit le même, **la vitesse de rotation de l'arbre d'entrée ( $N_1$ ) n'est pas égale à chaque instant à celle de l'arbre de sortie ( $N_2$ ).**

Il existe des fluctuations, fonctions de l'angle  $\alpha$  des deux arbres.

Sur un même tour, l'arbre 2 **prend successivement de l'avance puis du retard** par rapport à l'arbre 1 pour finir tous deux sur la même «ligne».

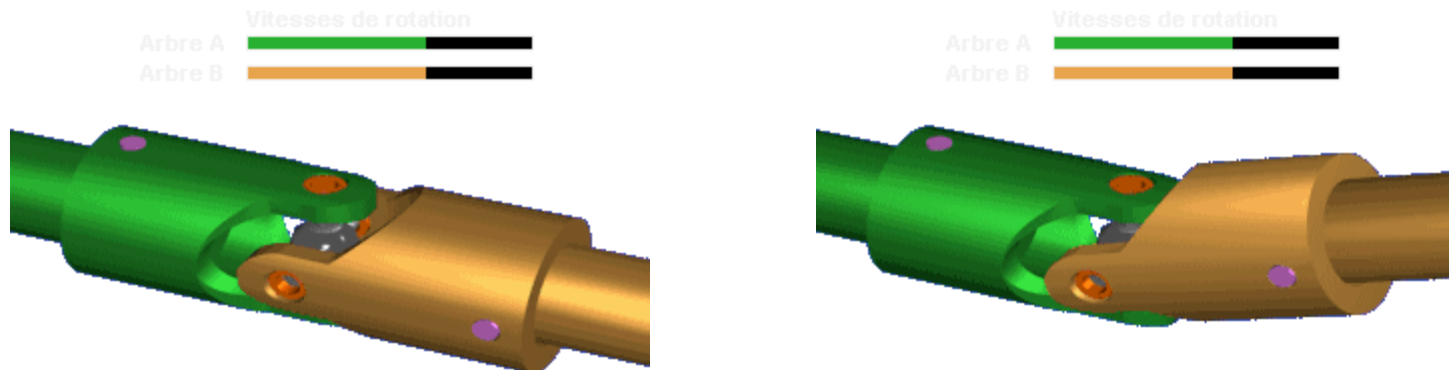
# Accouplements

## Jointes de cardan et assimilés

Ce phénomène est générateur de vibrations importantes d'autant plus élevées que  $\alpha$  et  $N_1$  sont grands.

Fluctuation de la vitesse d'un cardan en fonction de l'angle des deux arbres

$\alpha$	10	20	30	40	50
$\frac{N_2}{N_1}$	0,98 à 1,02	0,94 à 1,06	0,87 à 1,15	0,76 à 1,30	0,64 à 1,55



# Accouplements

## Joint de cardan et assimilés

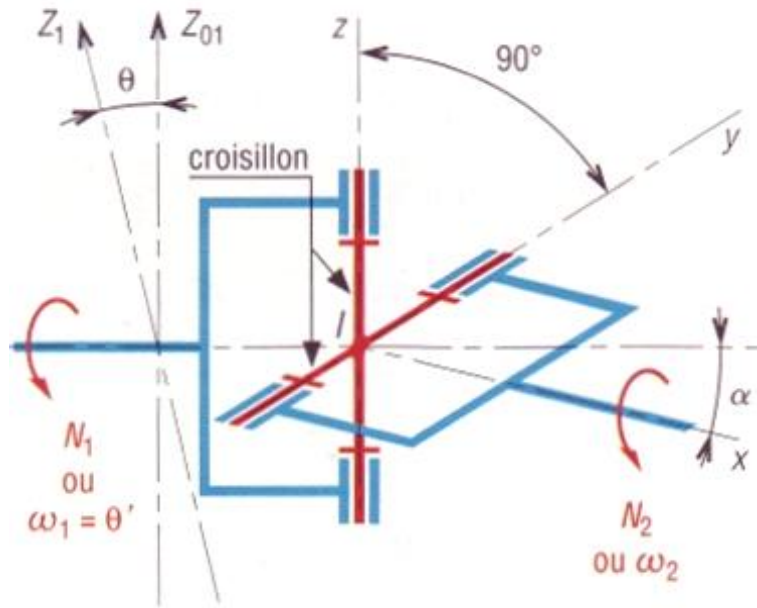
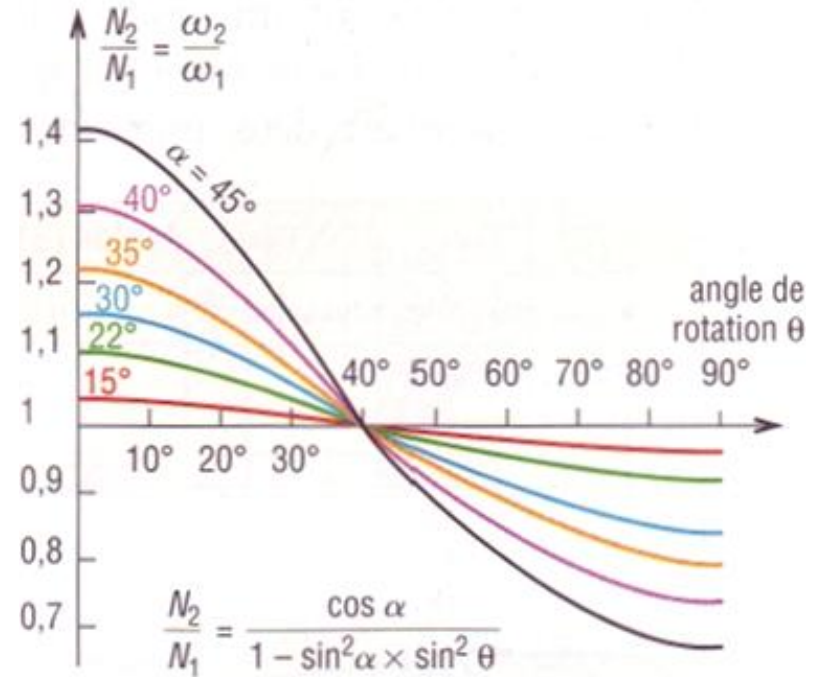


Schéma de principe du joint de cardan



Fluctuation de la vitesse  $N_2$ .



### Correction pour avoir homocinétisme, joints en série :

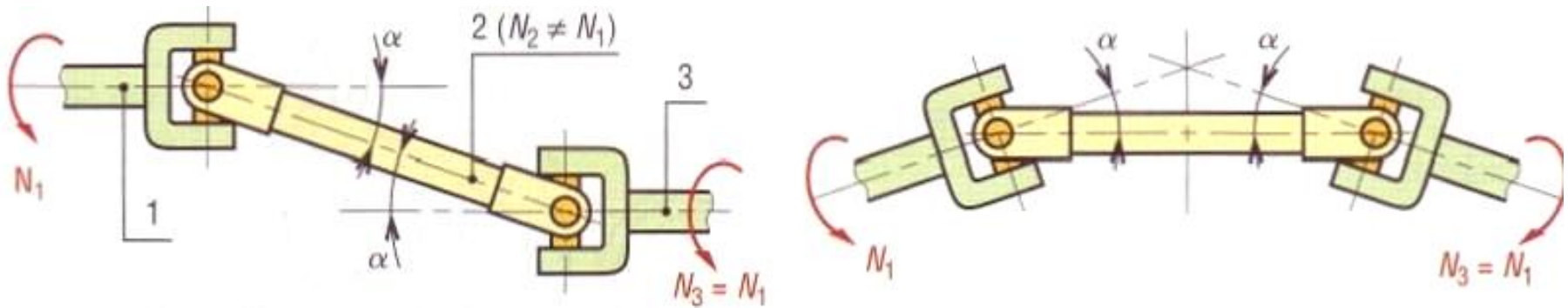
L'utilisation de deux joints de cardan en série avec trois arbres dont les angles  $\alpha$  sont identiques permet de corriger le défaut précédent.

Bien que la rotation de l'arbre intermédiaire ( $N_2$ ) soit irrégulière, celle de l'arbre de sortie ( $N_3$ ) est rigoureusement identique à celle de l'arbre d'entrée ( $N_3 = N_1$  à tout instant).

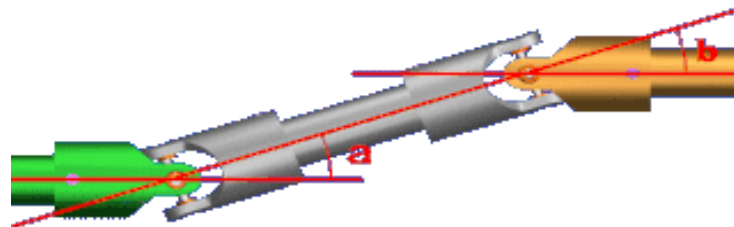
Les fluctuations de l'un sont compensées par celles de l'autre.

# Accouplements

## *Joins de cardan et assimilés*



*Groupements homocinétiques de cardans (plans de symétrie des fourches confondues).*



### Jointts homocinétiques

Pour couvrir les besoins des industries (automobile...) d'autres types de jointts ont été développés

Certains sont parfaitement homocinétiques par construction ( $N_2 = N_1$  a tout instant).

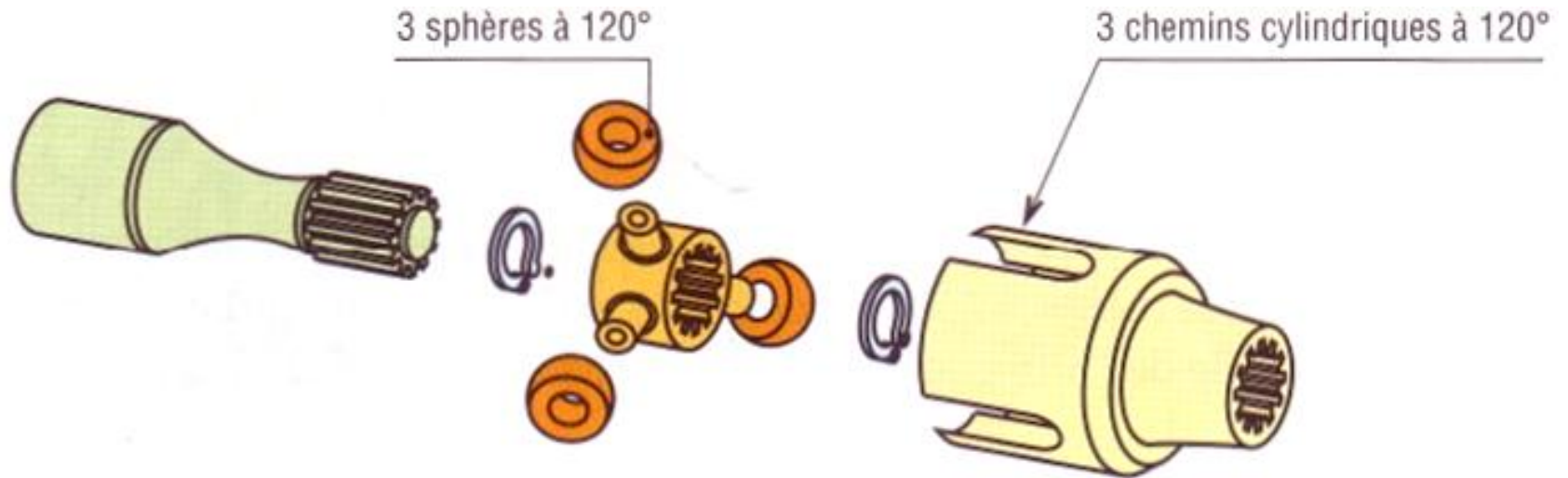
### Jointt tripode :

Il est basé sur trois sphères articulées a 120 pouvant coulisser dans trois cylindres coaxiaux parallèles a l'un des arbres.

Particularité : il permet une liberté en translation supplémentaire

# Accouplements

## *Joins de cardan et assimilés*



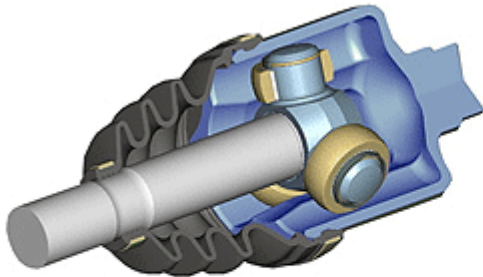
*Joint tripode, vue éclatée.*

# Accouplements

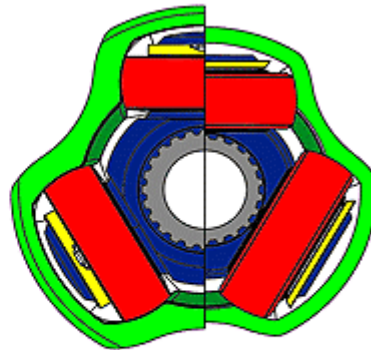
## *Jointts de cardan et assimilés*



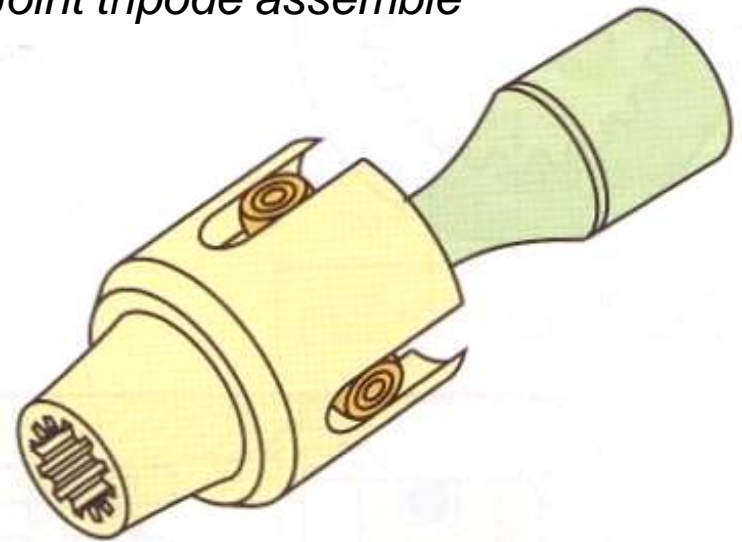
*Joint tripode assemblé*



GKN Driveline Driveshafts  
GI-3 tripod plunging CV joint



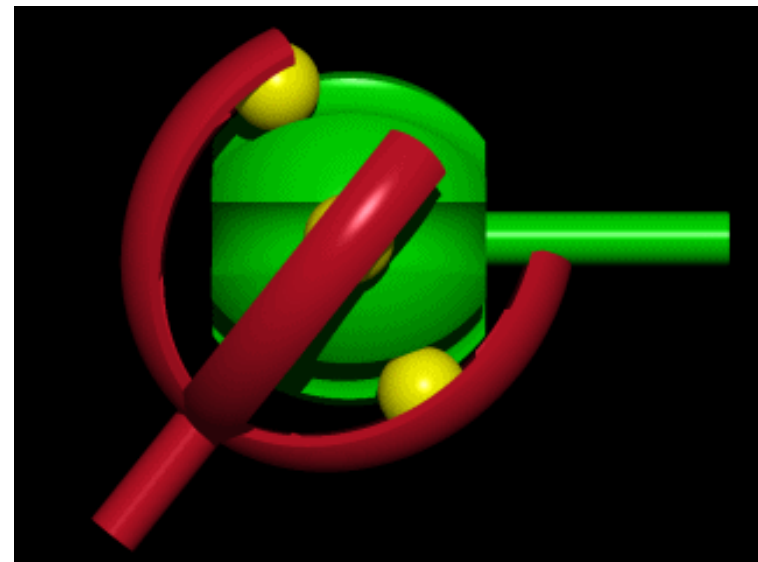
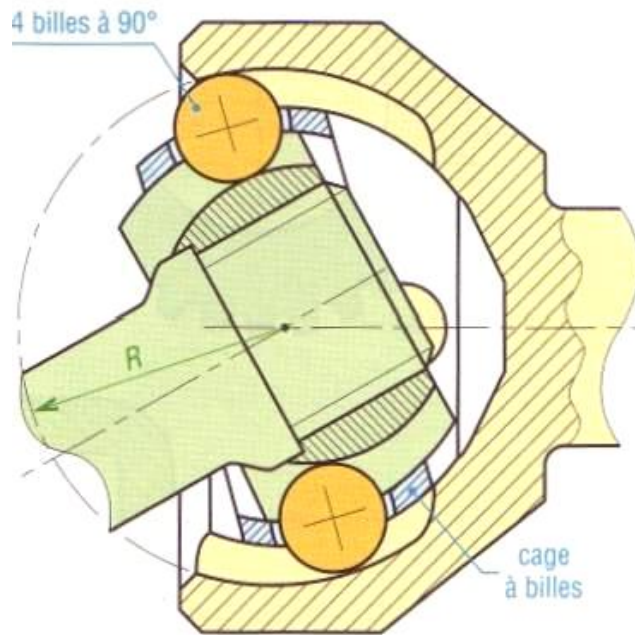
previous  
generation  
design      new  
generation  
design



## *Joint de cardan et assimilés*

### **Joint a quatre billes (type Rzeppa) :**

Il est basé sur quatre billes a 90° ou plus, pouvant rouler dans des chemins de forme torique.

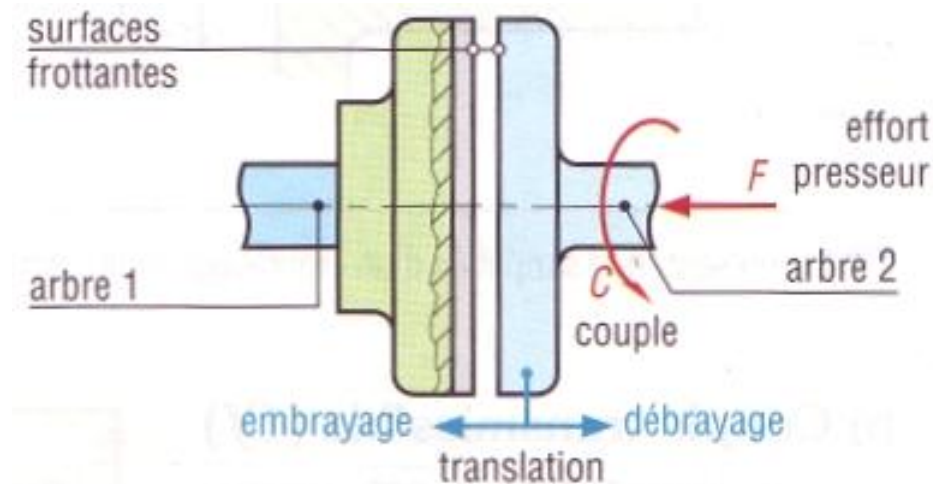


*Joint homocinétique a quatre billes, type Rzeppa*

## Embrayages

### Embrayages

Basés sur les propriétés du frottement, les embrayages réalisent l'accouplement, ou le désaccouplement, de deux arbres au gré d'un utilisateur ou d'un automatisme, après les avoir amenés à la même vitesse de rotation.



# Accouplements temporaires

---

## *Embrayages*

Ils ne supportent pas ou très peu les défauts d'alignement

Ils peuvent être classés à partir de la forme des surfaces frottantes (disque, cylindrique, conique)

Et de l'énergie du système de commande (mécanique, hydraulique, électromagnétique, pneumatique).



# Accouplements temporaires

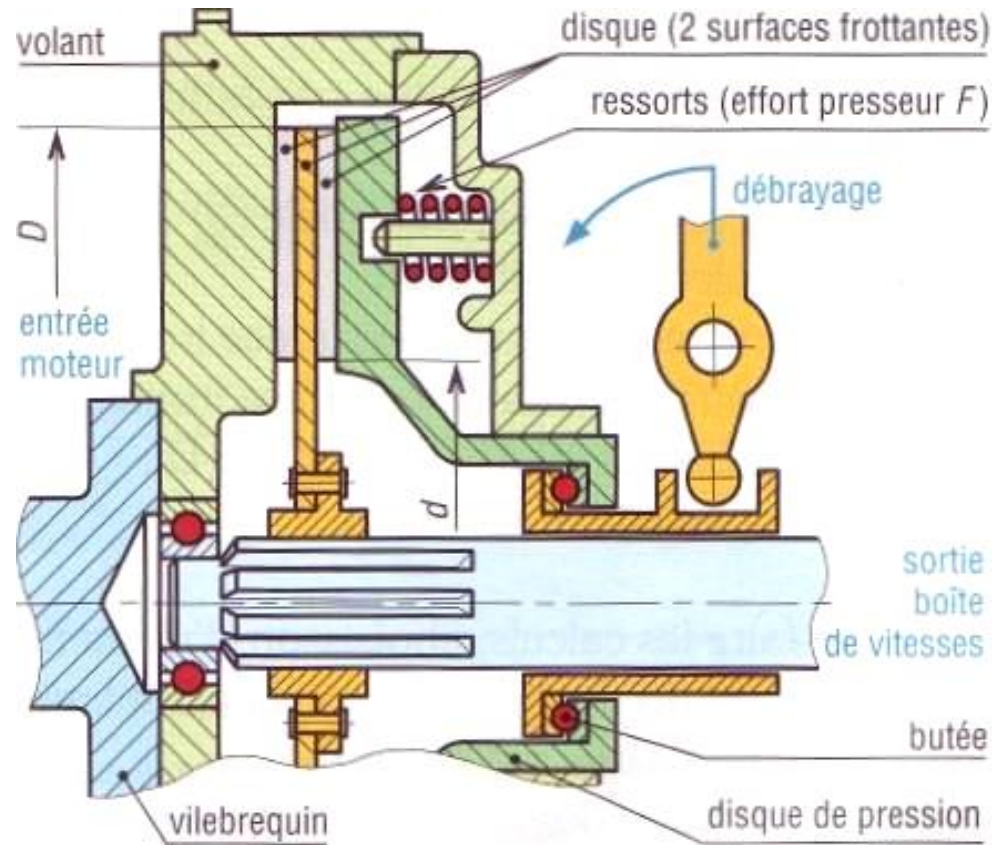
## Embrayages

### Embrayages a disques

Ces embrayages sont les plus utilisés ;

Le nombre de disques est variable

Il dépend de l'encombrement ou de la place disponible pour loger l'embrayage



*Représentation simplifiée d'un embrayage monodisque d'automobile*

# Accouplements temporaires

## *Embrayages*



*Disque d'embrayage*

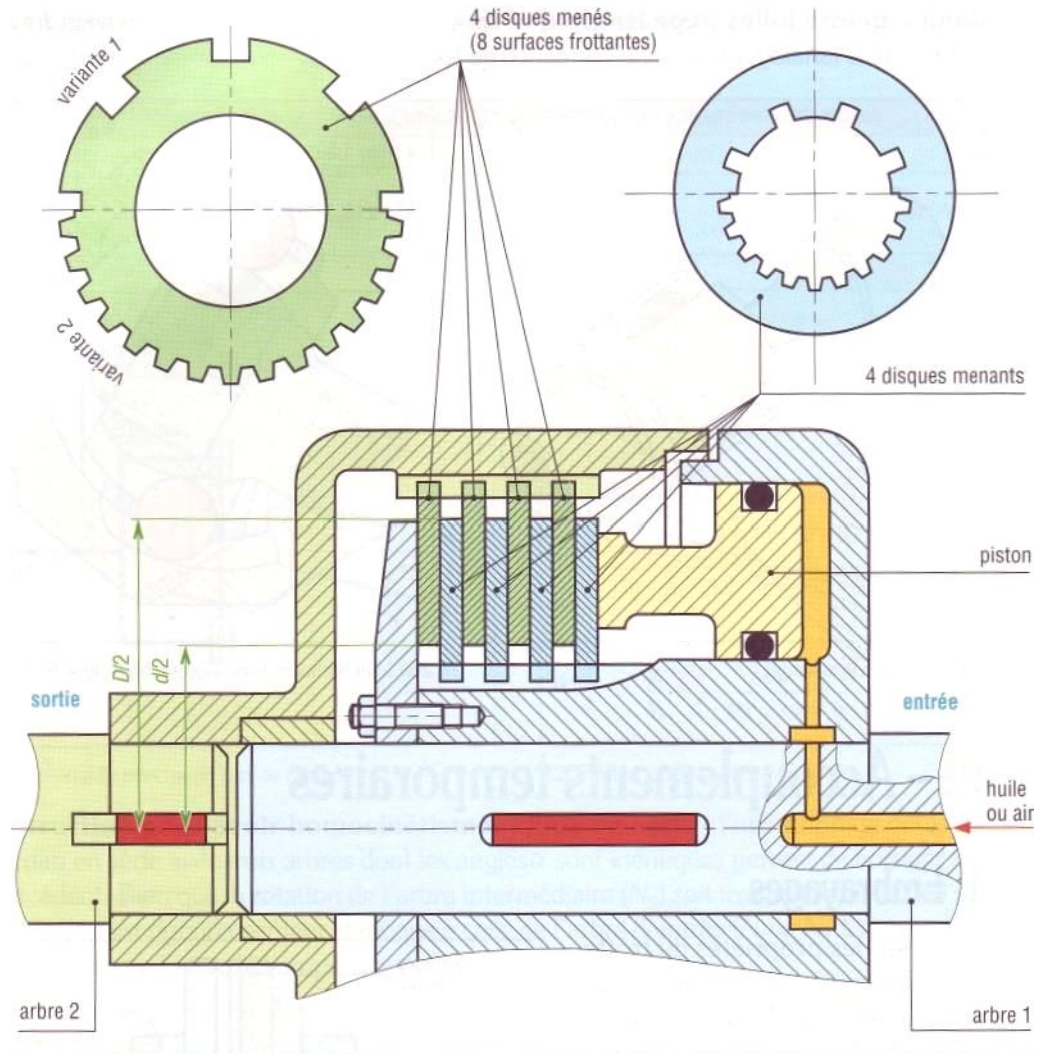


*Coupe*

# Accouplements temporaires

## Embrayages

A couple transmis identique, un monodisque sera plus encombrant radialement (plus grand diamètre) et moins axialement (moins large) qu'un multidisque



## Embrayages

### Couple transmissible (Cf)

Cas où la pression  $p$  est supposée uniforme sur toute la surface frottante.

$$p = \frac{F}{S} = \frac{4F}{\pi(D^2 - d^2)} \leq Pa \text{ Pression admissible}$$

### Données :

$C_f$  : couple transmissible par adhérence (N.m)

$F$  : effort presseur ou force axiale (N)

$f$  : coefficient de frottement

$D$  : diamètre extérieur de la surface frottante

$d$  : diamètre intérieur de la surface frottante

(valeurs usuelles :  $0,45D < d < 0,8D$ ; valeur optimum :  $d = 0,58D$ )

# Accouplements temporaires

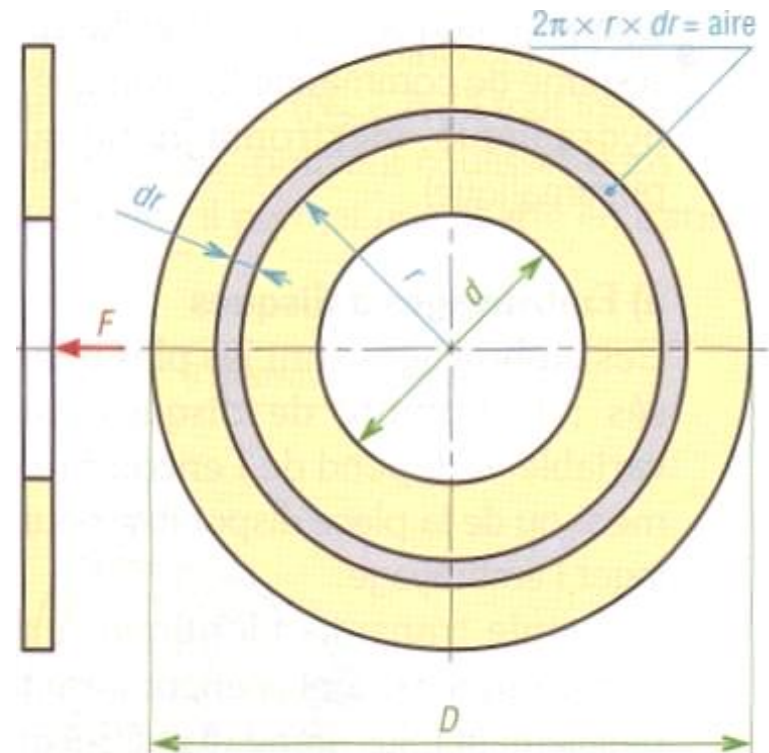
## Embrayages

Pour faire les calculs, choisissons l'élément de surface  $dS$  dont l'aire (annulaire) est limitée par les rayons  $r$  et  $r+dr$  :

$$dS = \text{circonférence} \times \text{rayon} = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr$$

Force de frottement exercée sur  $dS$  :

$$f \cdot p \cdot dS = f \cdot p \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr$$



# Accouplements temporaires

## Embrayages

Le couple élémentaire ( $dC_f$ ), transmissible par frottement, est le produit de cette force de frottement par le rayon  $r$ :

$$dC_f = f.p.dS.r = 2.\pi.f.p.r^2.dr$$

Le couple total transmissible s'obtient par intégration sur toute la surface ( $r$  variant de  $d/2$  à  $D/2$ ).

$$\begin{aligned} C_f &= \int_{d/2}^{D/2} 2.\pi.f.p.r^2.dr = 2.\pi.f.p \int_{d/2}^{D/2} r^2 dr \\ &= 2.\pi.f.p \left[ \frac{r^3}{3} \right]_{d/2}^{D/2} = \frac{2}{3} \pi.f.p \left[ \frac{D^3}{8} - \frac{d^3}{8} \right] \end{aligned}$$

$$C_f = \frac{1}{12} .\pi.f.p(D^3 - d^3)$$

## *Embrayages*

Si on remplace  $C_f$  par sa valeur on obtient:

$$C_f = \frac{F \cdot f}{3} \cdot \left[ \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \right]$$

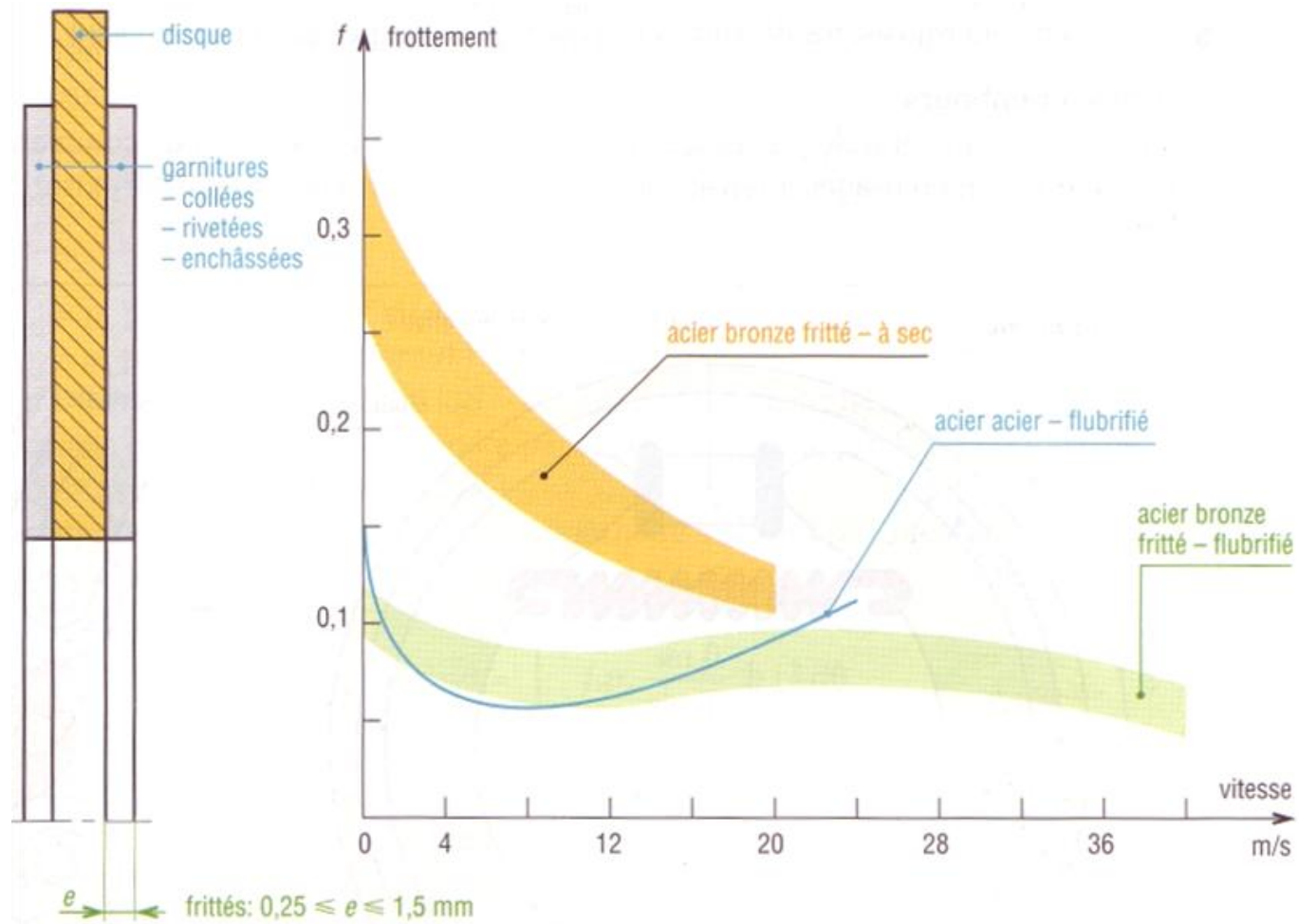
Si on a  $n$  surfaces frottantes en contact:

$$C_f = \frac{n \cdot F \cdot f}{3} \cdot \left[ \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \right] = \frac{2n \cdot F \cdot f}{3} \cdot \left[ \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \right]$$

# Accouplements temporaires

## Embrayages

### Caractéristiques technologiques des garnitures





## *Embrayages*

Pour les freins comme pour les embrayages, les garnitures sont des matériaux composites,

- mélange de carbone,
- soufre,
- particules métalliques diverses (cuivre, laiton, bronze, fer...),
- céramiques et autres.

Le tout est lié par une résine synthétique ou un élastomère (si l'on veut donner plus de souplesse) après frittage ou moulage

# Accouplements temporaires

## Embrayages

Caractéristiques constructives indicatives de quelques garnitures				
Matériaux en frottement	coefficient de frottement (f)		pression maxi admissible N/mm <sup>2</sup>	Température maximale C
	a sec	dans l'huile		
métal fritté sur fonte	0,1 à 0,4	0,05 à 0,1	1	500 à 600
métal fritté sur acier	0,1 à 0,3	0,05 à 0,1	2	500 à 600
garnitures tissées sur acier ou fonte	0,3 à 0,6	0,1 à 0,2	0,3 à 0,7	175 à 260
garnitures moulées sur acier ou fonte	0,2 à 0,5	0,08 à 0,12	0,35 à 1	200 à 260
acier sur fonte	0,1 à 0,2	0,04	0,7 à 1,7	250

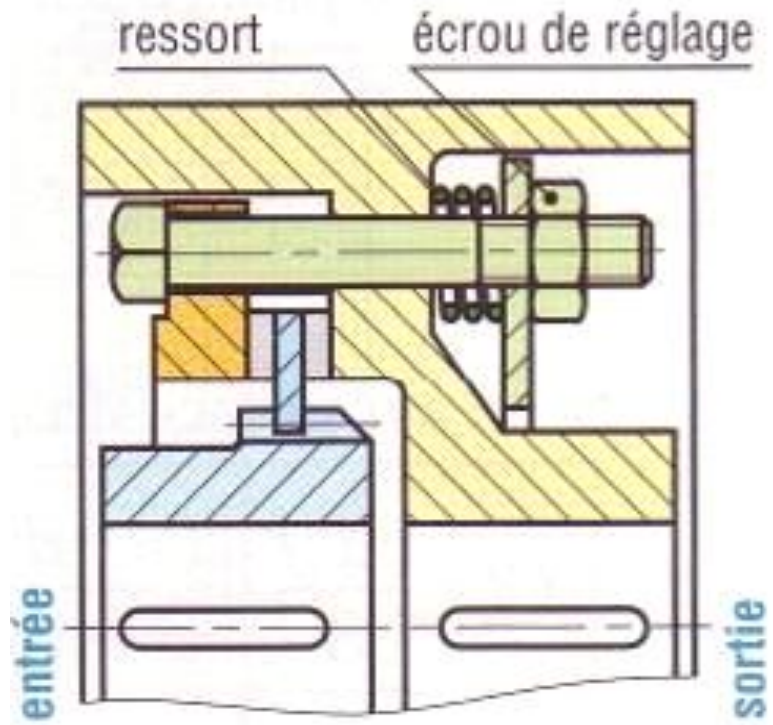
La technologie est la même que celle des embrayages.

Il existe de nombreuses variantes : monodisques, multidisques, etc.

Rôle : il limite le couple transmissible entre deux arbres afin de protéger le mécanisme contre les surcharges (comme limiter le couple au démarrage) et les blocages.

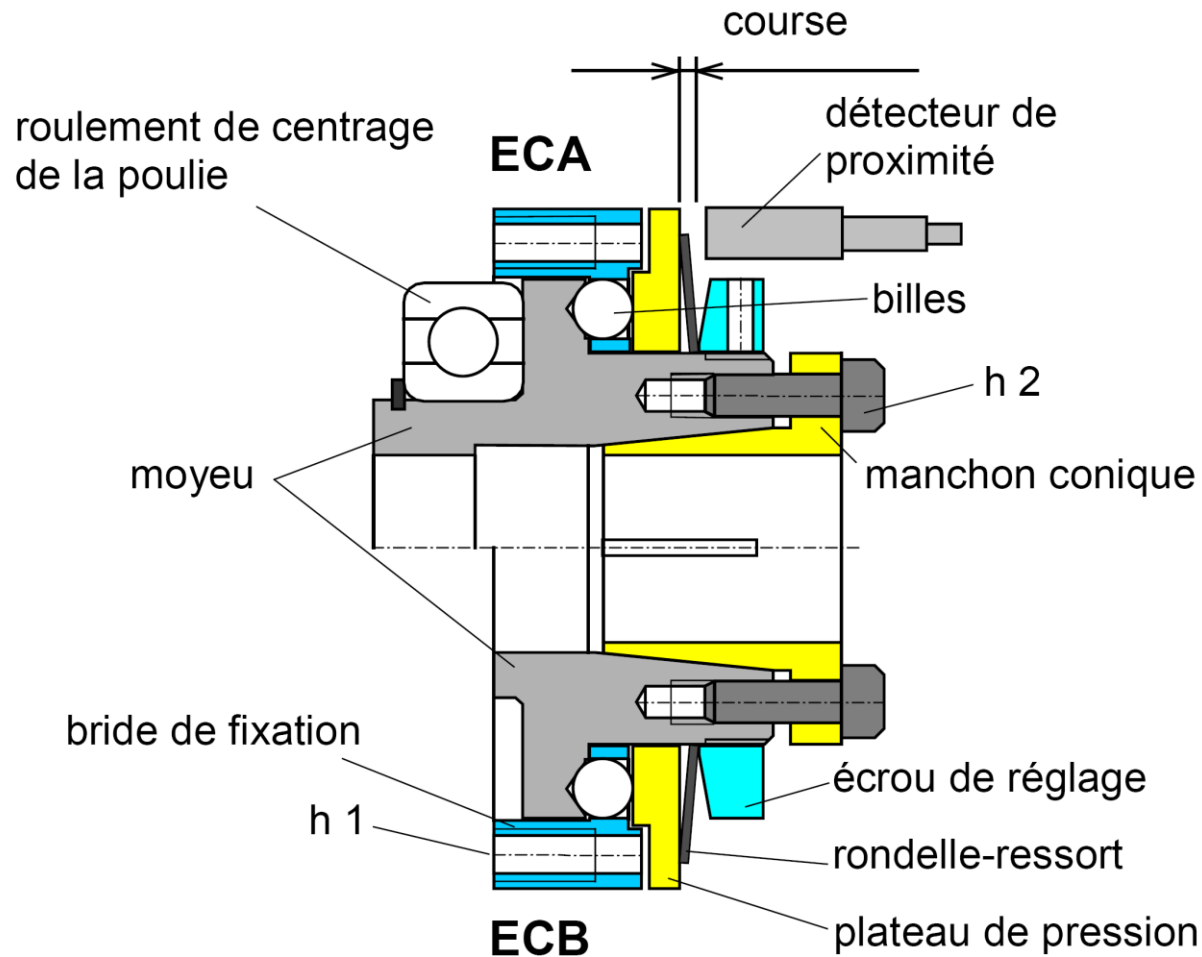
Le tarage du couple est en général obtenu par un système presseur à ressort

# Limiteurs de couple



# Limiteurs de couple

## ENEMAC Limiteurs de sécurité ECA ECB ECC



## Principe de fonctionnement

En fonctionnement normal de la machine, les billes sont maintenues par la rondelle-ressort dans les logements de la bride et transmettent ainsi sans jeu le couple du moyeu à la bride et vice-versa.

## Surcharge

En cas de surcharge, le moyeu tourne par rapport à la bride, faisant ressortir les billes de leurs logements.

Le limiteur se déclenche (1 fois par tour, par enclenchement à point fixe) et active le détecteur de proximité qui doit directement arrêter l'entraînement.

Le limiteur de couple est calculé pour un déclenchement de courte durée.

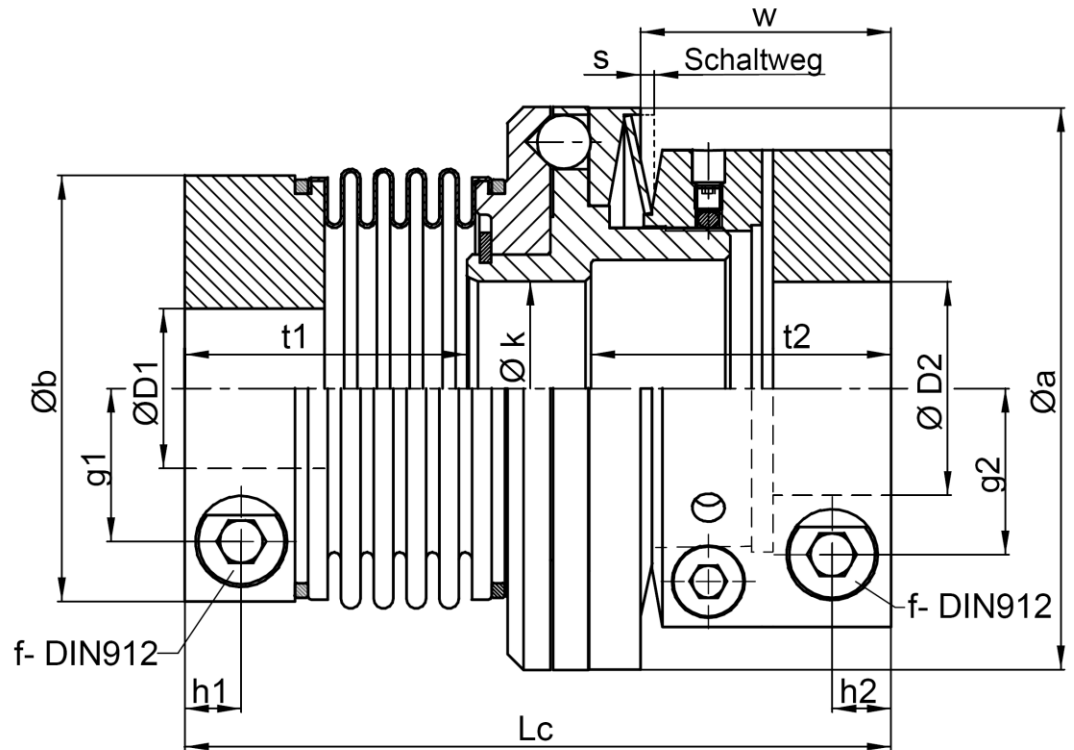
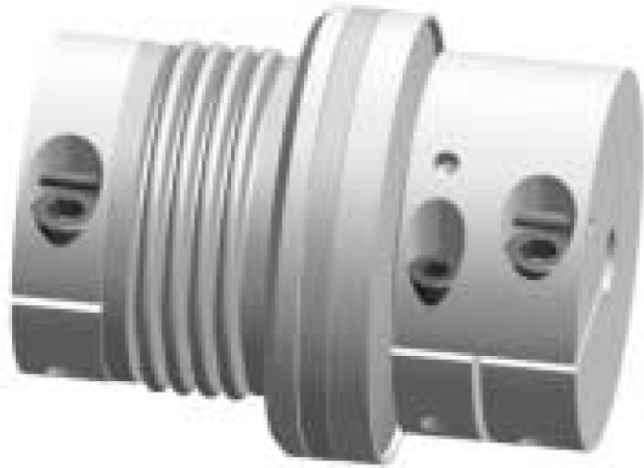
## Réenclenchement

Après l'élimination du problème, le limiteur devra:

- être tourné à faible vitesse ou à la main pour se remettre automatiquement en prise (audible).

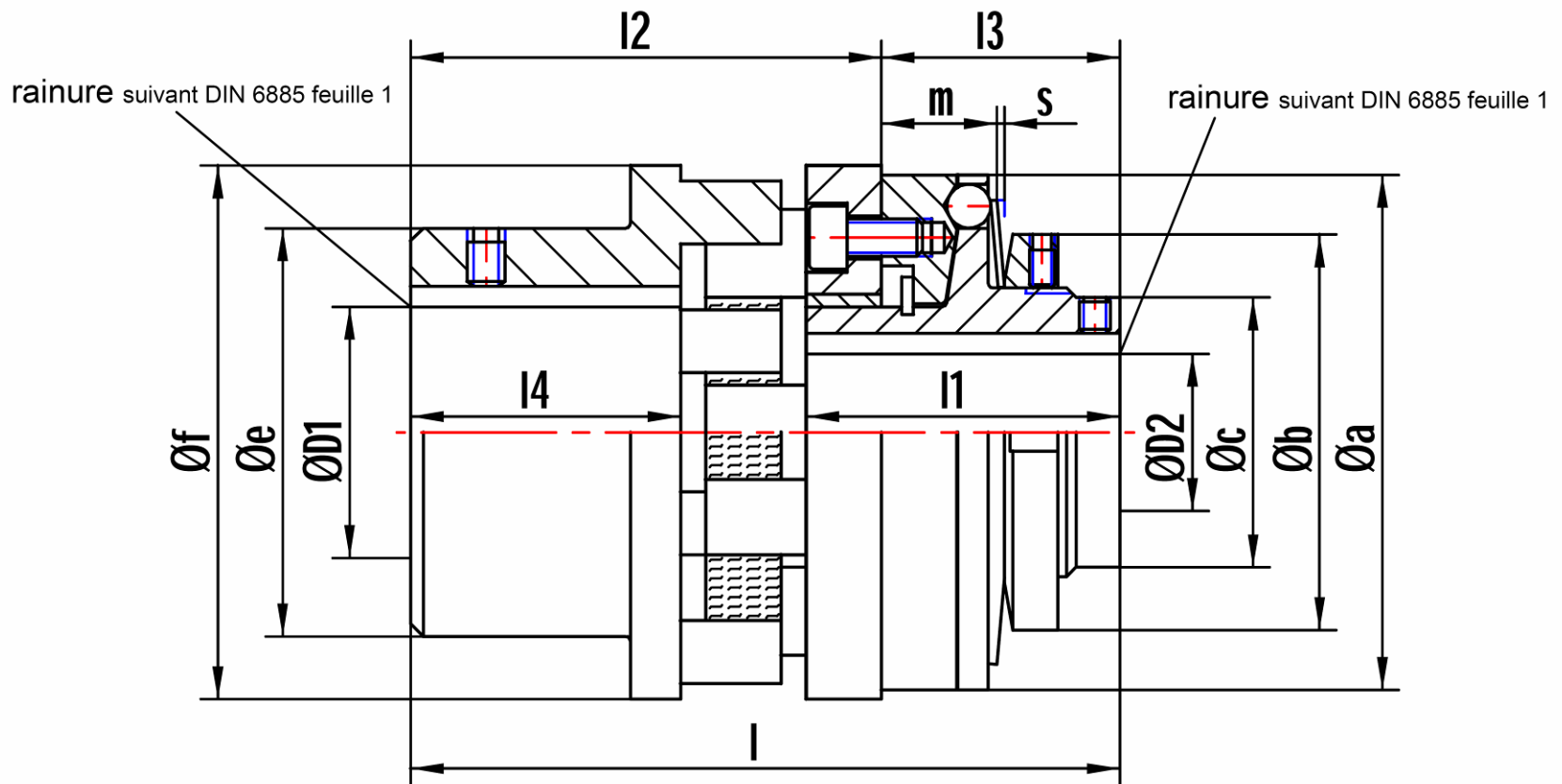
Le limiteur est alors prêt à fonctionner au couple de déclenchement précédemment réglé.

# Limiteurs de couple





# Limiteurs de couple



Les freins fonctionnent de la même manière que les embrayages mis a part que l'un des arbres, fixe, sert de base pour arrêter progressivement le second par absorption de l'énergie cinétique des masses mobiles.

Cette énergie est transformée en chaleur puis dissipée dans l'air ambiant

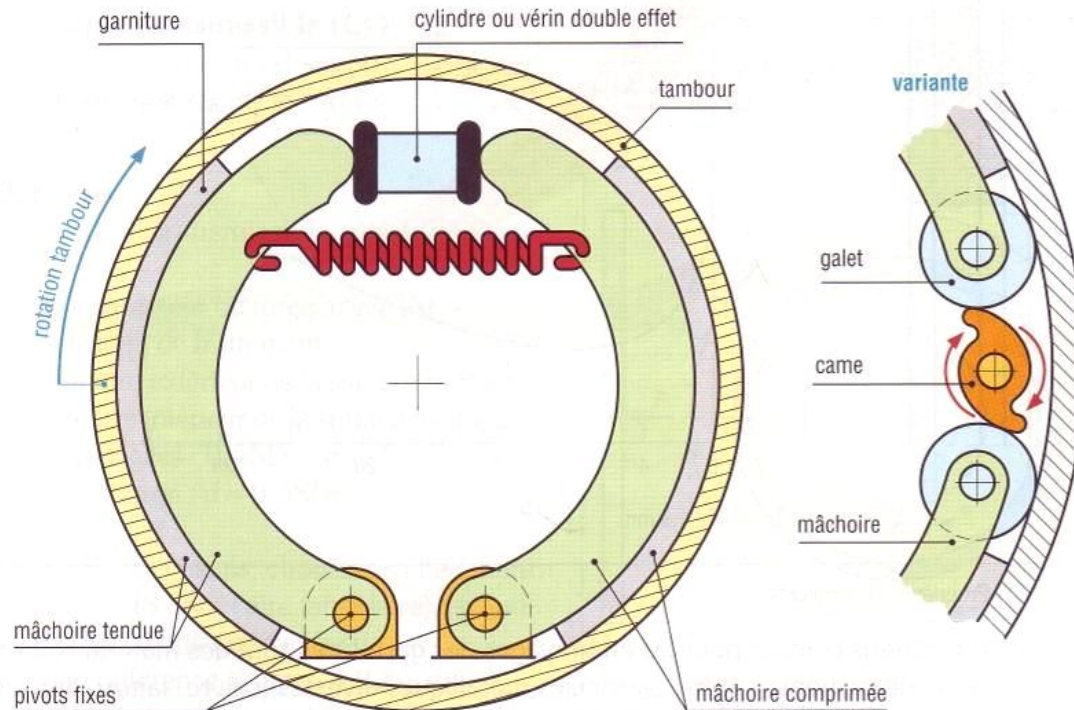
# Freins

## Freins a tambours

Ils ont pour eux une grande puissance de freinage sous un faible effort de commande.

Aux vitesses élevées et en usages intensifs on leur préfère les freins a disques.

Il existe plusieurs variantes

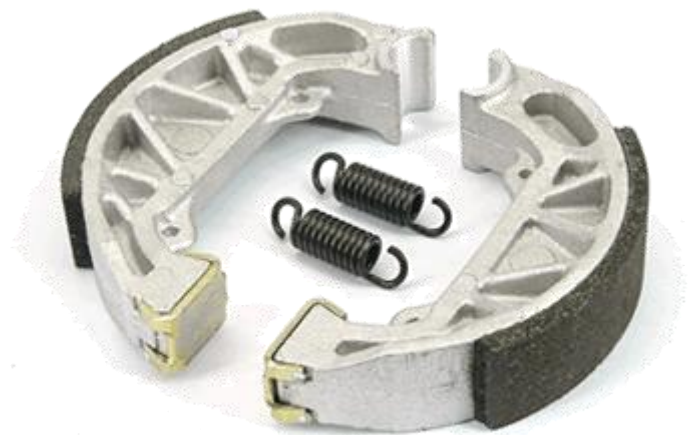


# Freins

---

La mâchoire comprimée supporte l'essentiel du freinage (environ les 2/3) et de ce fait s'use plus vite.

L'effort de freinage peut être fourni par un vérin hydraulique (encore appelée cylindre) ou par un dispositif à came.



# Freins



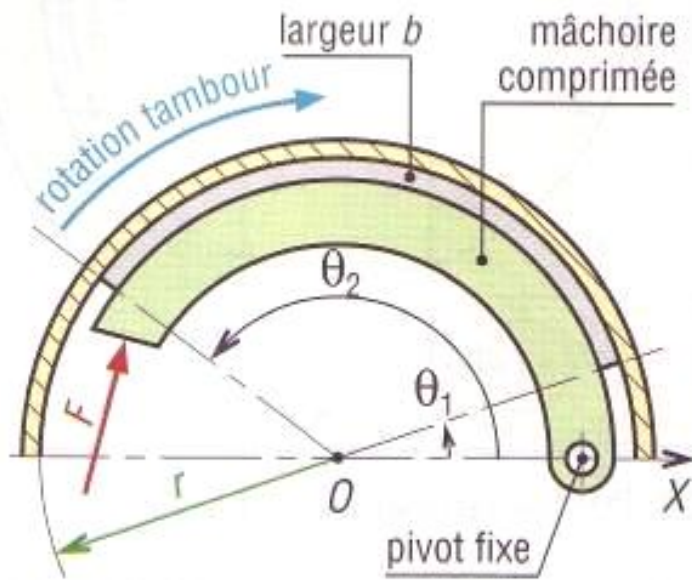
*Frein à action hydraulique*



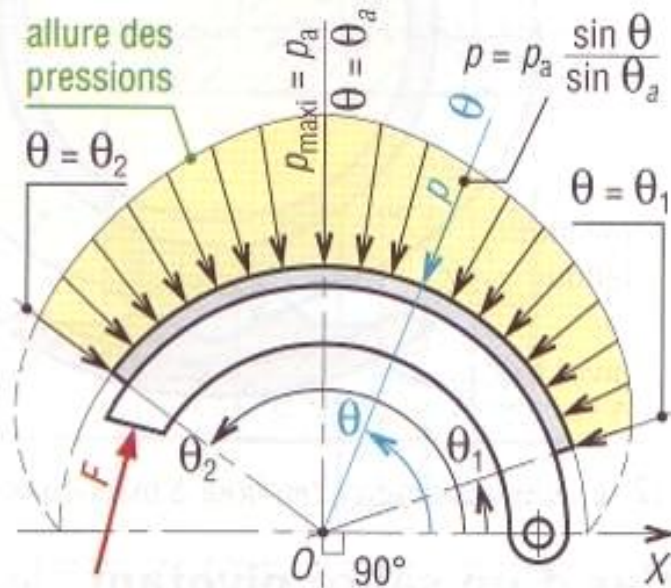
*Frein à action mécanique*

# Freins

## Couple de freinage exercé par une mâchoire intérieure comprimée



Principales données.



Allure des pressions normales.

# Freins

Cf : couple de freinage

f: coefficient de frottement entre garniture et tambour

p: pression normale ou radiale de contact

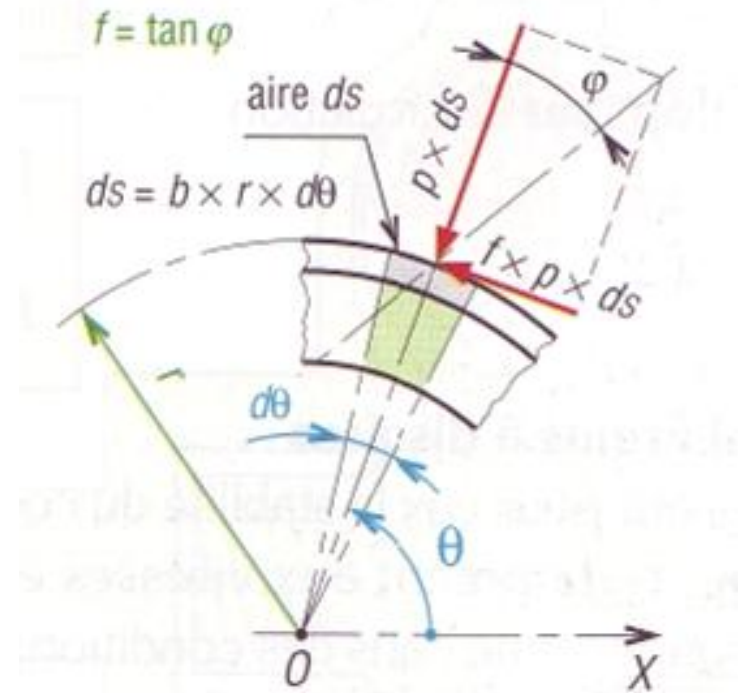
$p_a$  : pression p maximale exercée ( $p_a \leq$  pression admissible)

b: largeur de la mâchoire

r: rayon intérieur du tambour

L'expérience montre que la distribution des pressions p sur la mâchoire peut être résumée par :

$$p = p_a \frac{\sin \theta}{\sin \theta_a}$$



$$p_{\text{maxi}} = p_a \text{ pour } \theta = \theta_a = 90 \text{ si } (\theta_2 - \theta_1) > 90$$

$$p_{\text{maxi}} = p_a \text{ pour } \theta = \theta_{\text{maxi}} = 90^\circ \text{ si } (\theta_2 - \theta_1) \leq 90^\circ$$

Pour l'élément de surface choisi ( $dS = b.r.d\theta$ ), la force de frottement appliquée est  $f.p.dS$ .

Le couple de freinage ( $dCf$  engendré par cet élément est le produit de la force de frottement par le bras de levier  $r$  ( $dCf = f.p.r.dS$ ).

Le couple total de freinage exercé par la mâchoire s'obtient par intégration

( $\theta$  variant de  $\theta_1$  à  $\theta_2$ ) :



$$Cf = \int_{\theta_1}^{\theta_2} f.p.r.ds = \int_{\theta_1}^{\theta_2} f.p.b.r^2.d\theta = \int_{\theta_1}^{\theta_2} f.p_a \cdot \frac{\sin \theta}{\sin \theta_a} b.r^2.d\theta$$

$$Cf = \frac{f.p_a.b.r^2}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta.d\theta = \frac{f.p_a.b.r^2}{\sin \theta_a} \left[ -\cos \theta \right]_{\theta_1}^{\theta_2}$$

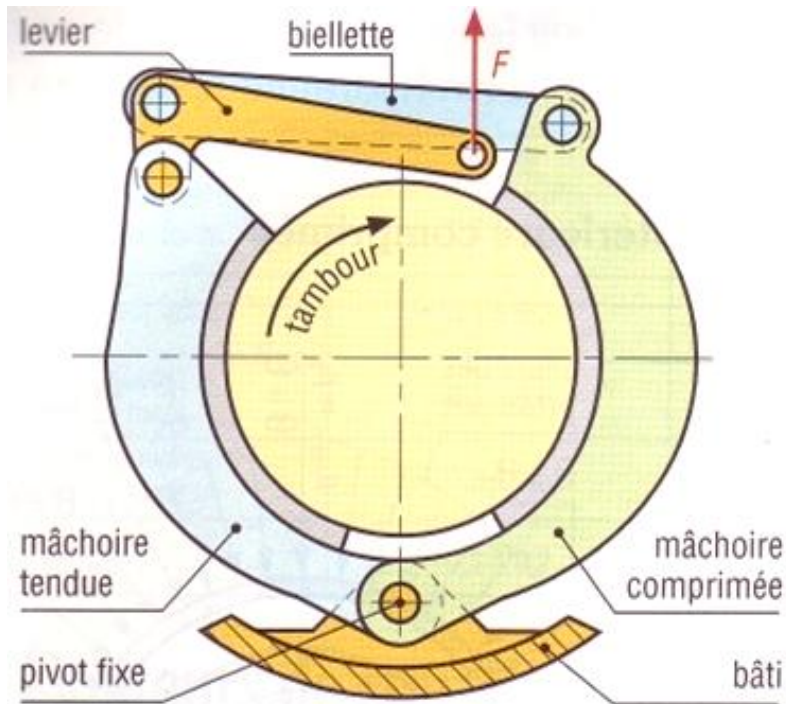
$$Cf = \frac{f.p_a.b.r^2}{\sin \theta_a} (\cos \theta_1 - \cos \theta_2)$$

## Cas des freins a tambours et mâchoires extérieures (ou sabots)

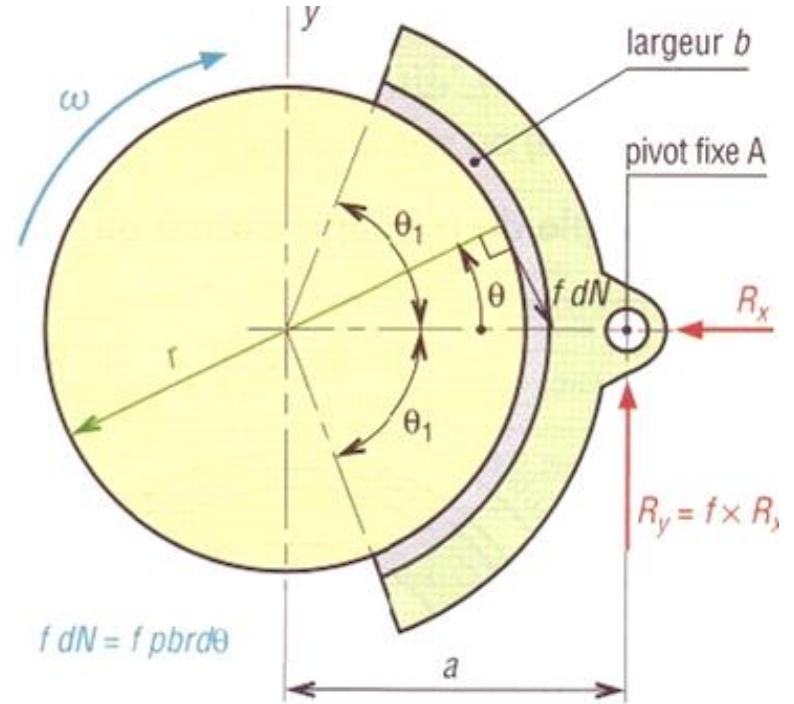
Ils sont utilisés sur certains équipements industriels pour réaliser des couples de freinages très élevés.

Le couple de freinage est exactement le même que pour une mâchoire intérieure (voir formule du paragraphe précédent)

# Freins



*Exemple de frein à tambour à mâchoires extérieures.*



*Principe du frein à sabot pivotant.*

Cas d'un sabot pivotant : le sabot est supposé symétrique par rapport à l'articulation.

Principales formules (même principe de détermination que précédemment) :

Pression de contact :  $p = p_a \cdot \cos\theta$  ( $p$  est maxi pour  $\theta = 0$ , au droit de  $R_x$ )

Couple de freinage :  $C_f = 2 \cdot f \cdot b \cdot p_a \cdot r^2 \cdot \sin\theta_1 = aR_y$

## Efforts sur articulation

Pas de basculement autour de A pour:

$$a = \frac{4r \sin\theta_1}{2\theta_1 + \sin 2\theta_1} \text{ et } R_x = \frac{b \cdot r \cdot p_a}{2} (2\theta_1 + \sin 2\theta_1); \quad R_y = fR_x$$

## Freins à disques

Ils ont pour eux la stabilité du couple de freinage, notamment aux vitesses élevées

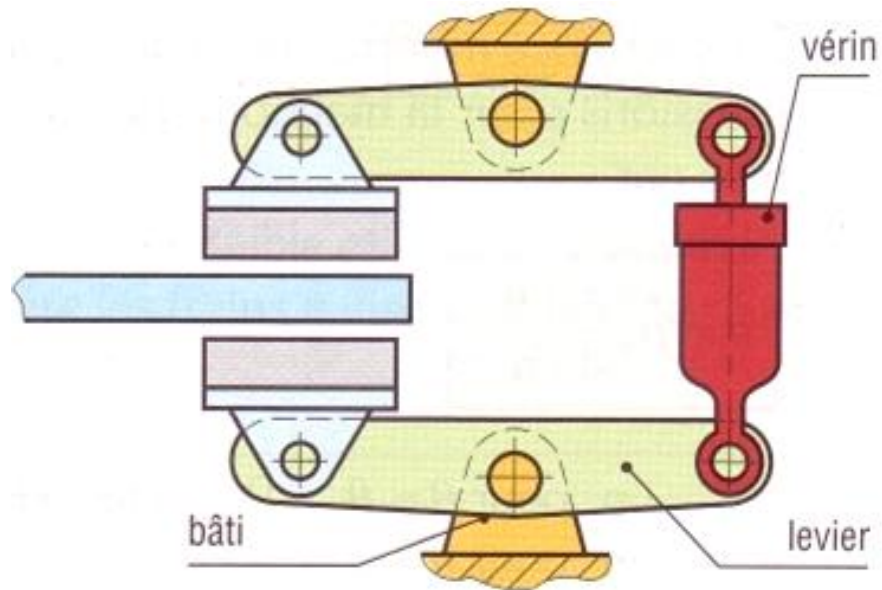
Une bonne tenue dans des conditions sévères d'utilisation (services intensifs, surcharges, etc).

Ils permettent une meilleure évacuation de la chaleur que les freins à tambour,

Ils permettent un freinage plus progressif et sont plus faciles à entretenir.

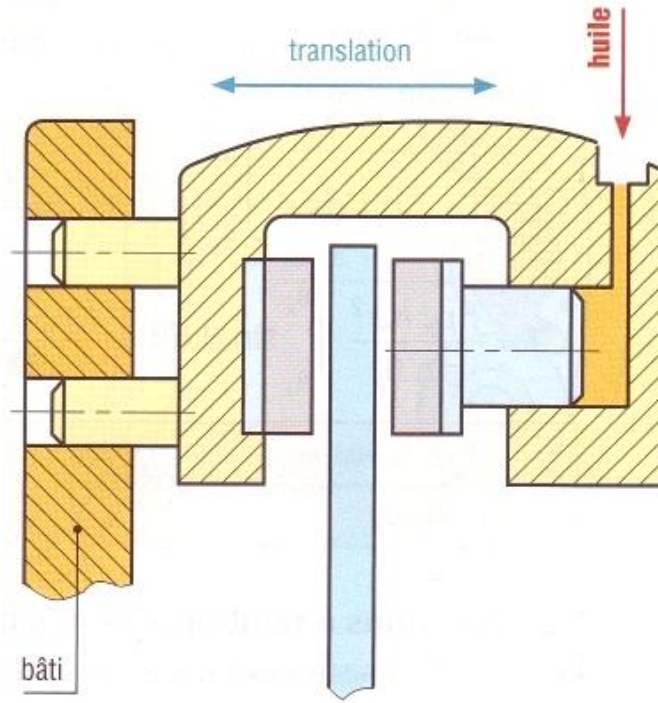
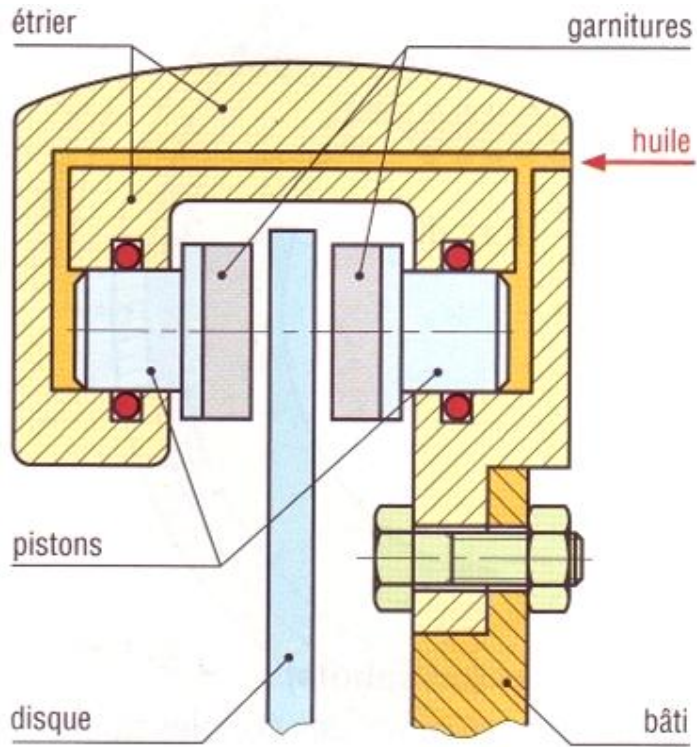
Cependant, à encombrement égal et à effort de commande identique (F) leur couple de freinage est deux à quatre fois plus faible

# Freins



*Étrier mobile à leviers ou à pincettes.*

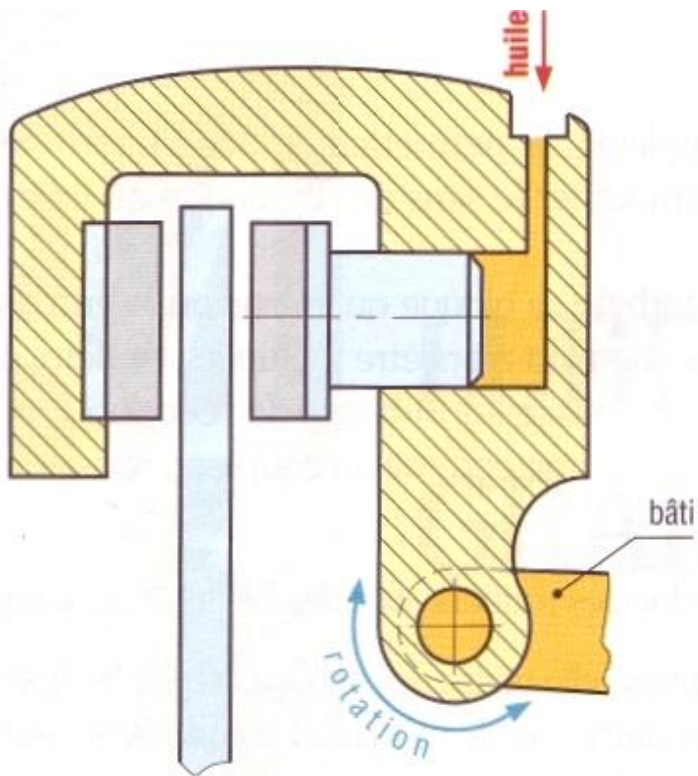
# Freins



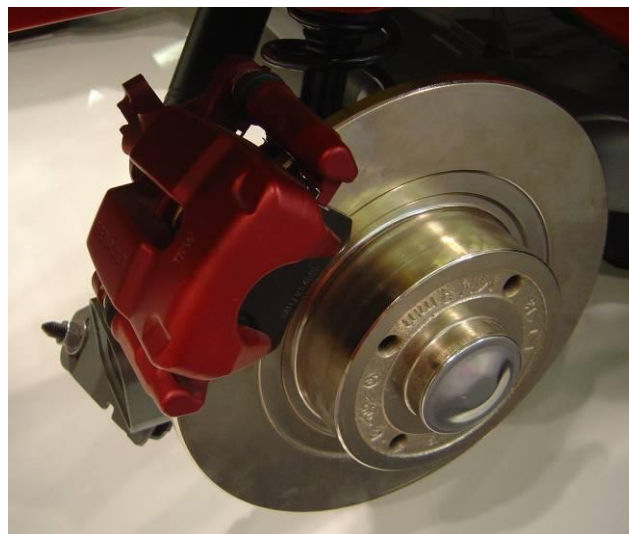
*Frein à disque à deux pistons et étrier fixe.*

*Étrier mobile, cas 1.*

# Freins

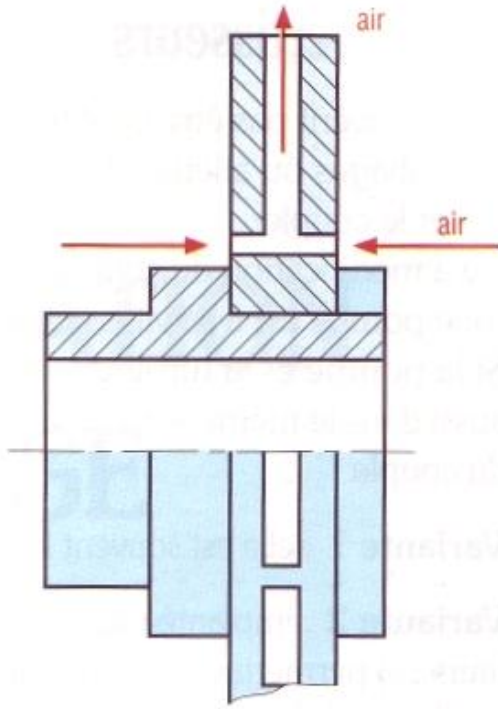


*Étrier mobile, cas 2.*



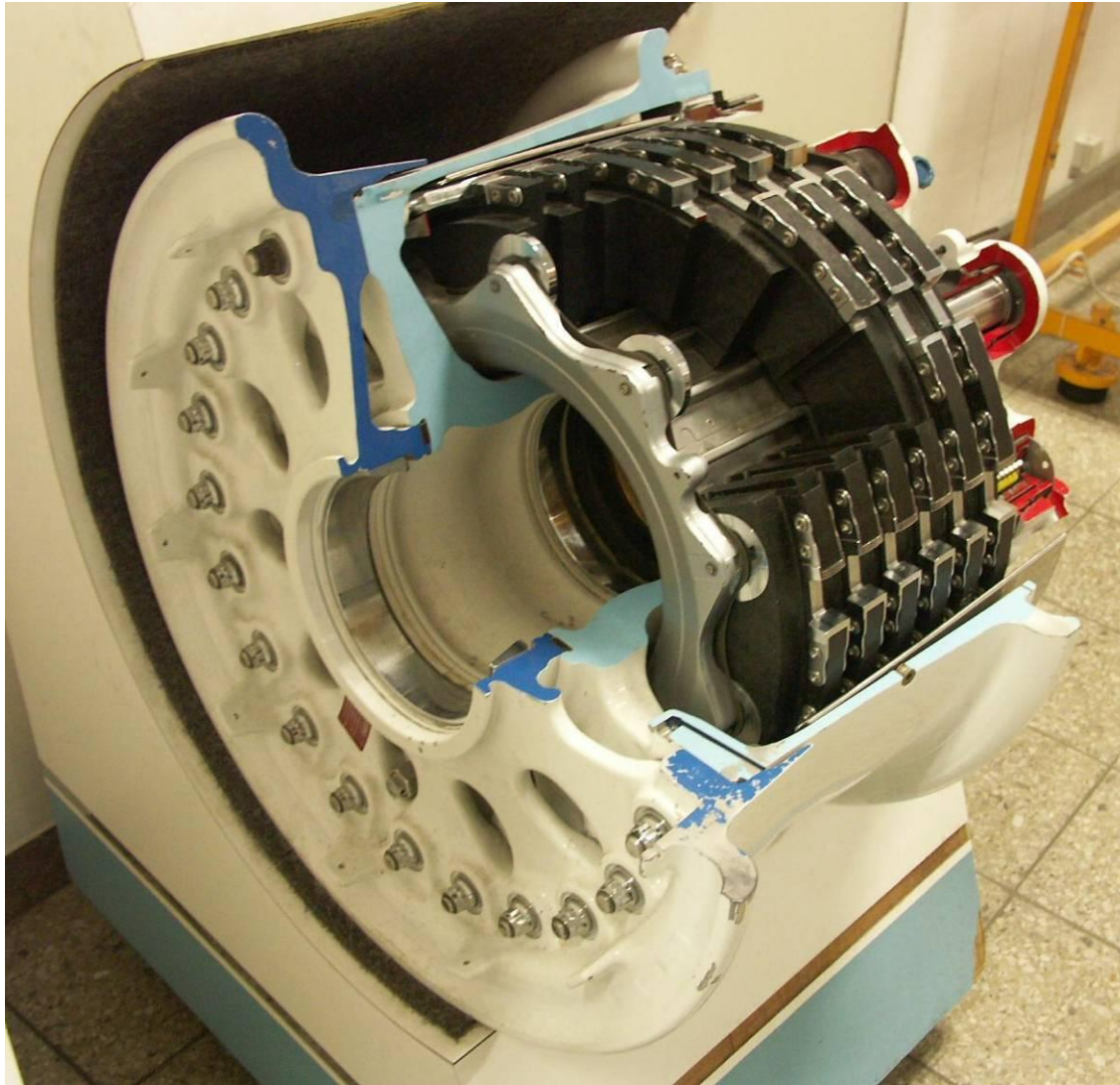


# Freins



*Disque ventilé.*

# Freins



*Frein multidisque de roue d'avion*

# Coupleurs

---

Ils remplacent les embrayages dans certaines circonstances.

Le couple transmis, très faible ou nul au démarrage, augmente progressivement avec la vitesse de rotation (varie avec le carré de cette vitesse).

Les moteurs peuvent ainsi démarrer à vide ou sans charge.

# Coupleurs

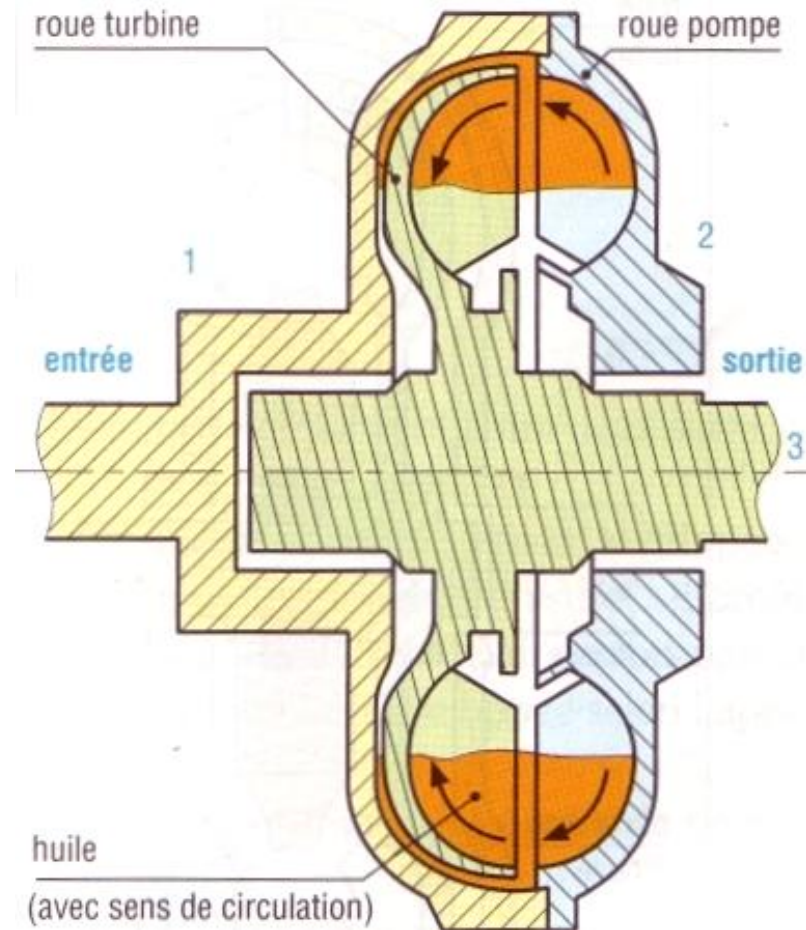
---

Sous l'effet de la rotation de l'arbre d'entrée (roue pompe), le fluide intérieur (huile spéciale) est accéléré, l'énergie cinétique acquise est ensuite transmise à l'arbre de sortie (roue turbine) entraînant ainsi sa rotation.

En fonctionnement normal il y a toujours un léger glissement entre les deux arbres (2 à 4%).

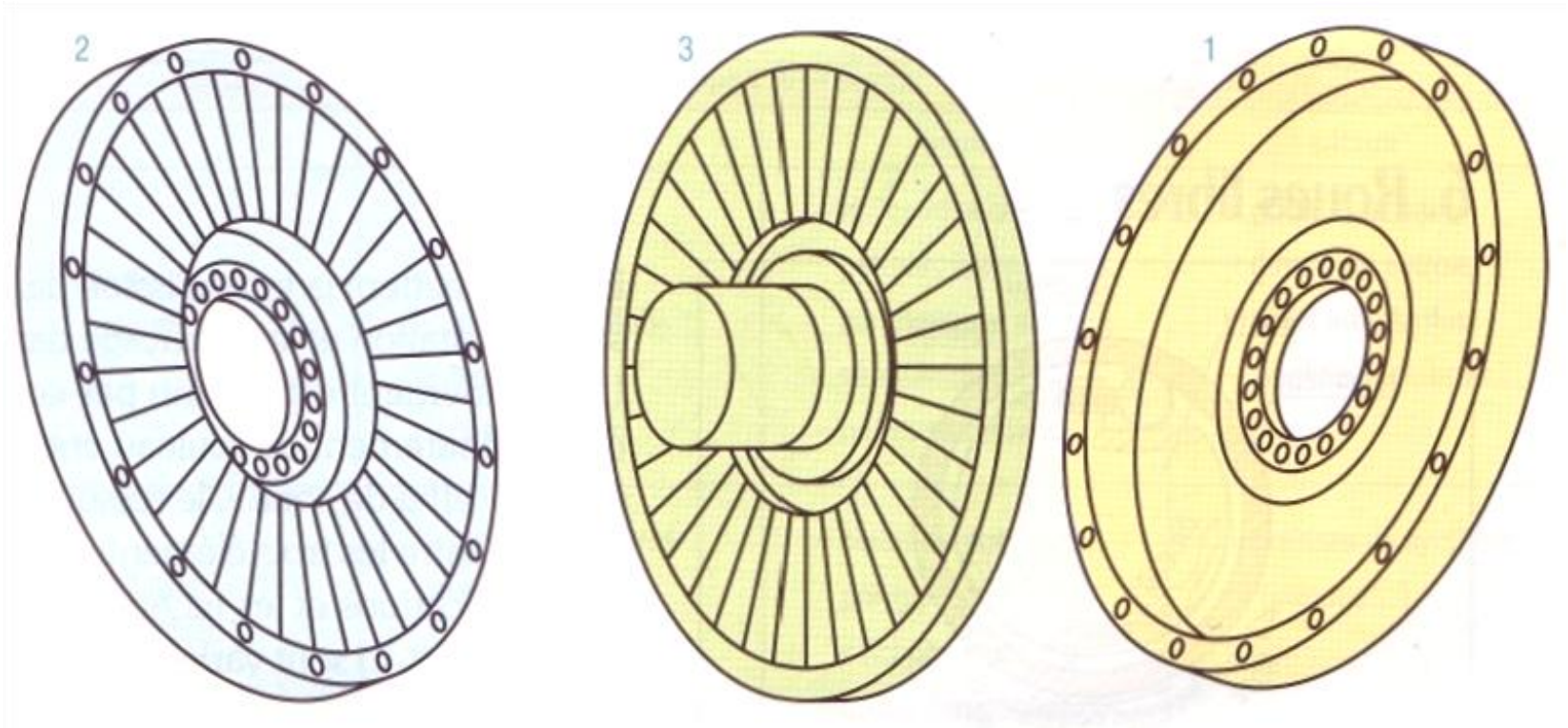
Le fluide, pouvant absorber les chocs, agit également en limiteur de couple

# Coupleurs



*Principe du coupleur.*

# Coupleurs



*Éclaté d'un coupleur.*

# Convertisseurs

---

Ils ne doivent pas être confondus avec les coupleurs. Ils permettent, grâce à un troisième organe (aubages ou ailettes de réaction pouvant modifier le sens de circulation du fluide) de faire varier le couple.

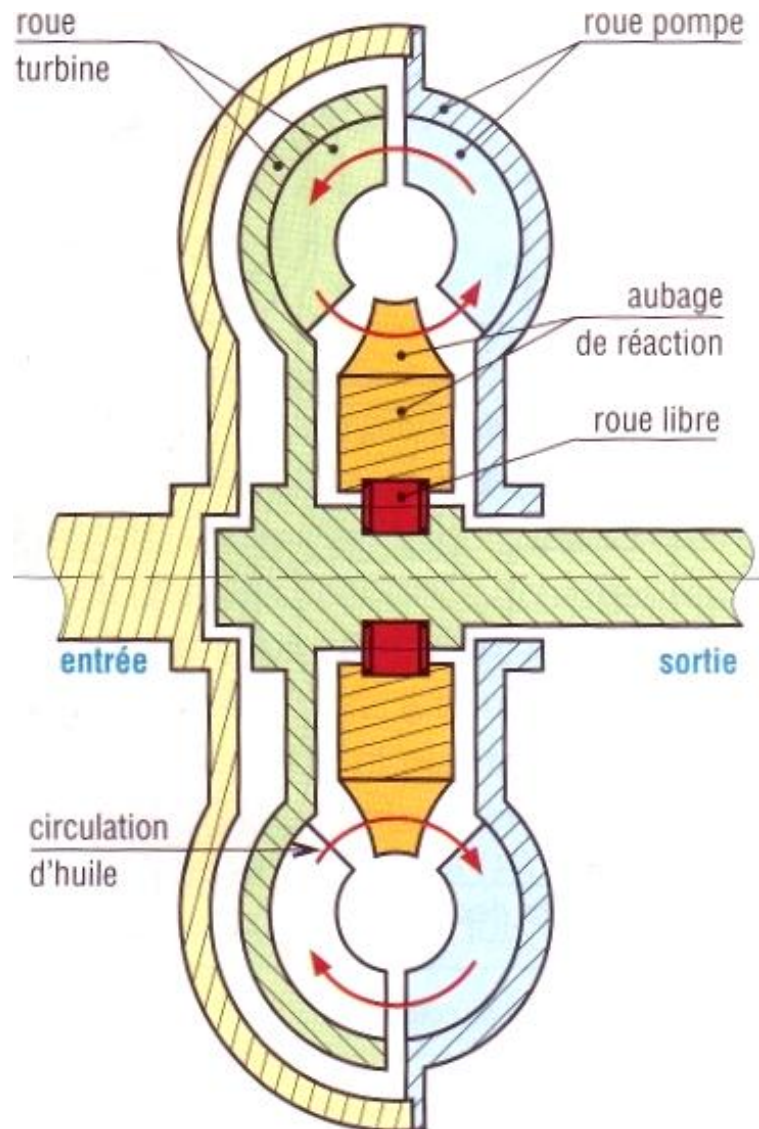
Il y a modification du couple lorsque la roue turbine se bloque ou tourne au ralenti alors que la roue pompe est à sa vitesse maximale.

Le couple peut alors être multiplié par deux ou plus.

Si la pompe et la turbine tournent à la même vitesse les aubages de réaction tournent eux aussi dans le même sens et le convertisseur fonctionne comme un coupleur, sans amplification du couple.

# Convertisseurs

**Variante 1:** elle est souvent installée sur les véhicules routiers avec des boîtes automatiques

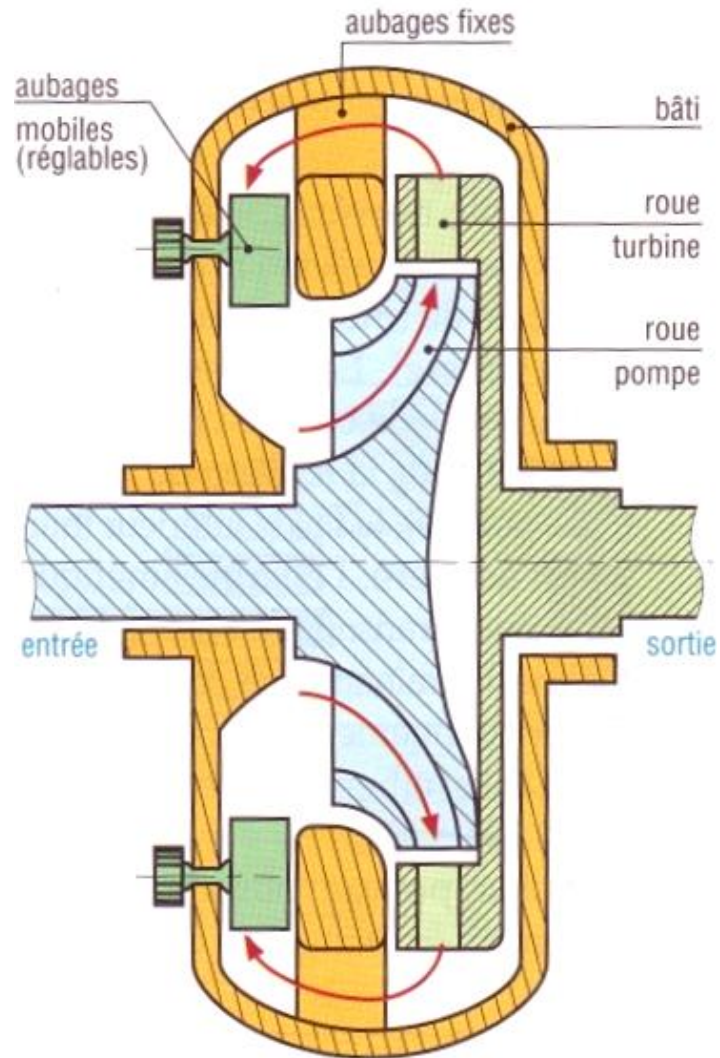




**Variante 2:** implantée sur de grosses installations, elle utilise des aubages réglables (par servomo-teurs ...) permettant de gommer les différences entre couple moteur et couple récepteur (fonction égalisatrice).

Lorsque les aubages mobiles obturent complètement la circulation d'huile, le moteur est presque déchargé.

# Convertisseurs



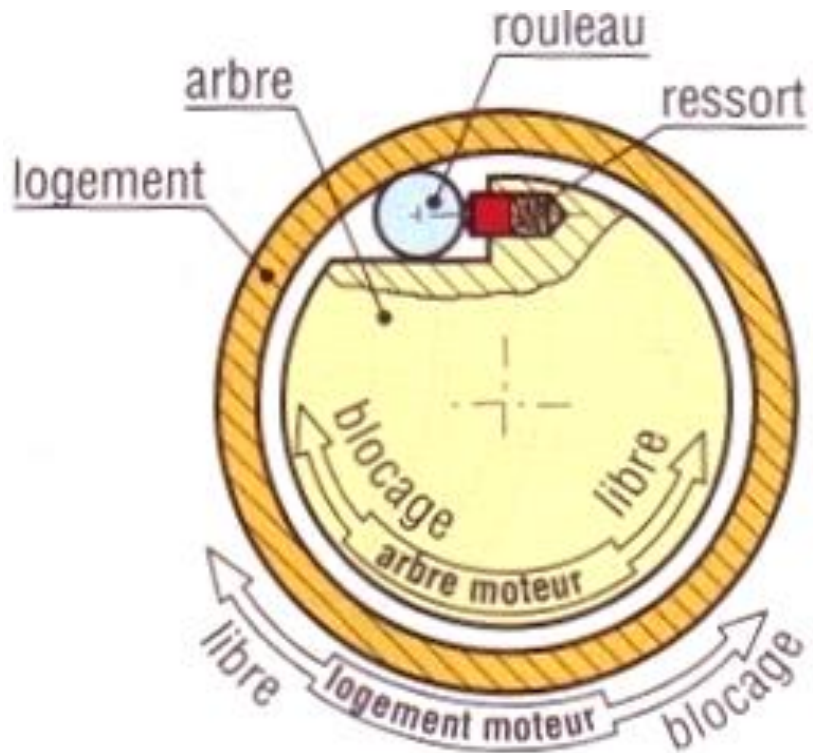
Variante 2.

Elles permettent la transmission dans un seul sens de rotation et le débrayage dans l'autre.

L'entraînement est obtenu par coincement ou arc-boutement du rouleau entre les deux arbres, « effet de cône », le ressort assurant le contact entre les trois éléments.

Les applications et les technologies (formes des rouleaux...) sont variées.

# Roues libres



*Roue libre, principe.*