

Poulies et courroies de transmission

Entraînement synchrone

par **Roland FARGES**

*Ingénieur de l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon
Responsable Développement des courroies synchrones
de la Société Caoutchouc Manufacturé et Plastiques – Kléber Industrie*

1. Différents types de courroies	B 5 683 - 3
1.1 Définitions et terminologie	— 3
1.2 Différents types de profils	— 3
1.3 Mesurage des courroies	— 3
1.4 Constitution des courroies	— 4
1.5 Domaines d'application	— 5
2. Théorie de la courroie	— 6
2.1 Efforts supportés par la courroie	— 6
2.2 Enroulement d'une courroie sur une poulie	— 6
2.3 Contraintes dans les câbles	— 7
2.4 Pression des câbles sur les poulies	— 7
2.5 Décomposition des efforts au niveau de la dent	— 7
2.6 Engrènement des dents sur la poulie	— 8
2.7 Origines des bruits et remèdes	— 9
2.7.1 Bruit dû à l'effet polygonal	— 9
2.7.2 Bruit dû au refoulement d'air	— 9
2.7.3 Bruit provoqué par la ventilation due aux dents	— 10
2.7.4 Bruit provoqué par les vibrations de corde dans les courroies	— 10
2.7.5 Bruit dû à la différence de pas réel entre poulie et courroie	— 10
2.7.6 Bruit dû à l'impact du fond de la denture de la courroie sur la tête des dents de la poulie	— 10
3. Technologie des transmissions	— 11
3.1 Mise en tension des courroies	— 11
3.2 Poulies	— 11
3.3 Disposition des poulies	— 14
3.4 Causes de détérioration et entretien	— 14
4. Calcul des transmissions	— 15
4.1 Détermination des données	— 15
4.1.1 Nature de la machine à entraîner. Correction de la puissance	— 15
4.1.2 Détermination du code de pas	— 15
4.1.3 Géométrie de la transmission	— 15
4.1.4 Puissance transmissible	— 16
4.2 Exemple de calcul	— 17
Pour en savoir plus	Doc. B 5 683

Les transmissions par courroies synchrones combinent les avantages des transmissions par courroies simples (plates, trapézoïdales ou striées) du fait de leur **faible poids**, un **entretien minime**, de **grandes plages de vitesses linéaires** et de **grands rapports de transmission** avec les avantages des chaînes : **absence de glissement, transmission synchronisée de la vitesse, faible tension de pose**, etc.

Grâce à la denture de la courroie qui pénètre dans celle correspondante des poulies synchrones, il y a **transmission directe de la puissance sans glissement** comme entre deux engrenages.

Une transmission synchrone se compose d'une poulie dentée menante, d'une courroie et d'une ou plusieurs poulies dentées menées et, éventuellement, de galets lisses permettant, par réenroulement de la courroie sur le dos, d'augmenter l'arc de contact sur les poulies dentées. En règle générale, ce système est réalisé avec une courroie unique, d'une largeur adéquate pour la puissance à transmettre.

La plupart des courroies synchrones sont constituées par un élastomère ou un matériau thermoplastique composant le corps de la courroie (dos et dents), dans lequel est noyée l'armature inextensible permettant de transmettre l'effort prélevé de la poulie motrice vers les poulies réceptrices, et d'une couche textile protégeant les dents. L'inextensibilité de l'armature est nécessaire pour garantir le synchronisme entre les arbres moteur et récepteurs (suppression du décalage angulaire). Les courroies synchrones sont généralement fabriquées sans fin à une longueur parfaitement définie, correspondant à un nombre de dents précis. Cependant, certaines courroies peuvent être livrées au mètre ; elles permettent des réalisations sur mesure, en particulier pour des systèmes linéaires de transport ou de manutention ; dans le cas d'une transmission de puissance, ce type de courroie n'est pas recommandé, le raccordement (par soudure ou collage) étant un point de faiblesse.

Les courroies synchrones existent en plusieurs réalisations : à **simple denture** (les dents se trouvant sur la face interne), à **double denture** ou avec un **revêtement profilé sur le dos** (transport de matières). Ces courroies existent avec des pas (intervalle entre les dents) mesurés en pouces ou en millimètres, les formes de dentures évoluant en fonction des constructeurs, afin de pouvoir transmettre des puissances de plus en plus élevées.

Ces transmissions synchrones sont d'applications quasi universelles, dans tous les cas où l'utilisateur souhaite disposer d'un fonctionnement synchrone et sans glissement. Elles se rencontrent dans des domaines aussi différents que la micromécanique, la bureautique, les machines-outils ou les broyeurs industriels, sans oublier qu'actuellement la plupart des automobiles sont équipées de courroies synchrones pour la distribution (entraînement de l'arbre à cames), voire même d'une seule courroie synchrone pouvant non seulement assurer la distribution mais également entraîner tous les organes annexes du moteur.

- Le lecteur se reportera utilement, dans ce traité, aux articles :
- **Poulies et courroies de transmission. Entraînement par adhérence** [B 5 680] ;
 - **Châînes mécaniques** [B 5 650].

Notations et Symboles		
Symbole	Unité	Définition
C	N · m	couple à transmettre
D	mm	diamètre primitif de la grande poulie
E	mm	entraxe des poulies
F_u	N	effort tangentiel utile
F_c	N	effort centrifuge
L	mm	longueur primitive de la courroie
N_d	tr/min	vitesse de rotation de la petite poulie
N_D	tr/min	vitesse de rotation de la grande poulie
P_b	mm	pas de la courroie et des poulies correspondantes
P	kW	puissance à transmettre
P_c	kW	puissance corrigée
S_s	nombre	facteur de service

Notations et Symboles		
Symbole	Unité	Définition
T_a	N	effort maximal admissible par courroie de largeur ℓ_0
d	mm	diamètre primitif de la petite poulie
ℓ	mm	largeur de la courroie
ℓ_0	mm	largeur de base de la courroie
m	kg/m	masse linéique de la courroie
t_0	N	tension de pose
v	m/s	vitesse linéaire de la courroie
z_b	nombre	nombre de dents de la courroie
z_d	nombre	nombre de dents de la petite poulie
z_D	nombre	nombre de dents de la grande poulie
α	rad	arc de contact sur la petite poulie
η	nombre	rapport de transmission

1. Différents types de courroies

1.1 Définitions et terminologie

■ **Courroie synchrone** : courroie dont la section droite a la forme générale d'un rectangle mais qui comporte à intervalles réguliers des dents transversales sur sa face intérieure (figure 1). Des dents peuvent se trouver également sur sa face extérieure : courroie synchrone à double denture.

■ **Dent** : un des éléments transversaux faisant saillie sur la face intérieure de la courroie et ayant le profil adéquat pour engrener avec les dents d'une poulie synchrone.

■ **Pas P_b** : distance entre les axes de symétrie de deux dents consécutives, dans une portion rectiligne de courroie supportant l'effort de mesurage prescrit (tableau 3).

■ **Ligne primitive** : toute ligne circonférentielle de courroie qui conserve sa longueur lorsque la courroie est pliée perpendiculairement à sa base.

■ **Longueur primitive L** : longueur développée de la ligne primitive. Le mesurage des courroies est l'objet d'une norme (§ 1.3).

1.2 Différents types de profils

Une courroie synchrone (figure 2) est définie par :

- sa hauteur totale : H pour une simple denture, H_c pour une double denture ;
- sa hauteur de dent H_r ;
- son rayon en tête de dent r_2 ;
- son rayon en pied de dent r_1 ;
- sa largeur au pied de dent : B_g ;
- son angle de dent α_d .

Pour suivre l'évolution de ses applications, la courroie a dû évoluer pour en arriver, actuellement, à une multitude de formes et de tailles. On distingue plus particulièrement les **dents à profils trapézoïdaux** et les **dents à profils curvilignes**.

Plusieurs pas (ou modules) existent et on distingue les pas en pouces et les pas métriques ; ces deux familles coexistent, donnant lieu chacune à de nombreuses variantes.

■ **Profils trapézoïdaux** : les courroies à profils trapézoïdaux sont les premières courroies synchrones apparues sur le marché. Elles existent, pour les applications industrielles, en **six pas** différents normalisés NF et ISO **en pouces** : profils MXL, XL, L, H, XH et XXH et un pas objet d'un projet de normalisation : profil XXL. Nous pouvons également citer, à titre d'information, les **pas métriques** normalisés DIN : T2,5 – T5 – T10 et T20.

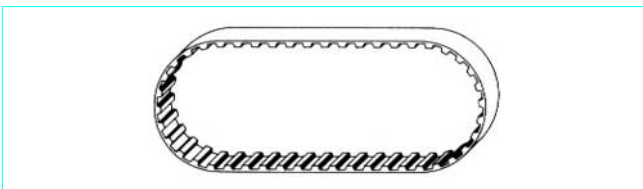


Figure 1 – Schématisation d'une courroie synchrone

Les cotes des dents ainsi que le pas correspondant à chacune de ces sections sont consignés dans le tableau 1.

Le profil L existe également pour les applications automobiles mais celui-ci n'est pas compatible avec le profil L de l'industrie, le développement primitif n'étant pas défini de la même manière.

■ **Profils curvilignes** : ils sont une évolution des profils trapézoïdaux, le but recherché étant d'optimiser la répartition des contraintes sur la dent de la courroie (figure 3). Ils existent en plusieurs pas dont, pour l'industrie, les quatre principaux sont métriques : 3, 5, 8 et 14 mm.

Les cotes sont données dans le tableau 2.

Il n'existe à ce jour aucune norme définissant ces profils ; les cotes indiquées ne sont qu'approximatives et varient d'un fabricant à l'autre : par exemple, HTD de fabrication GATES ou STPD de fabrication GOODYEAR. Seul le pas est respecté afin d'assurer l'interchangeabilité d'une courroie de construction différente à une autre sur une même transmission. Un projet de normalisation est en cours.

1.3 Mesurage des courroies

Une courroie synchrone se mesure en montant celle-ci sur deux poulies de même diamètre primitif ; la courroie étant maintenue tendue sous une tension spécifiée (tableau 3), la longueur primitive L est obtenue en ajoutant la circonférence primitive d'une des poulies à deux fois l'entraxe mesuré entre les centres des poulies.

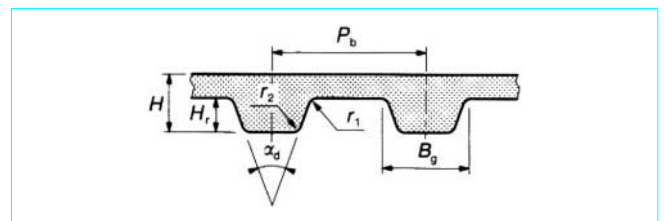


Figure 2 – Définition d'une courroie synchrone à simple denture

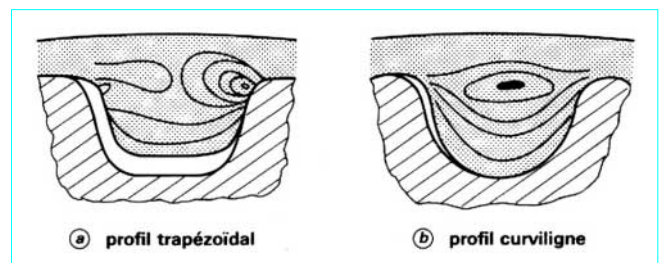


Figure 3 – Tracé isochromatique des contraintes sur une dent pour deux profils différents

1.4 Constitution des courroies

Toutes les courroies synchrones sont constituées :

— d'une **armature** (ou élément de traction) elle-même constituée d'une nappe de câbles à fort module d'élasticité. L'acier, le seul utilisé à l'origine, est de plus en plus remplacé par les *fibres de verre ou aramide* ;

— d'un **élastomère** ou d'un **matériau thermoplastique** enrobant l'armature et formant les dents et le dos de la courroie. Les deux principaux matériaux employés sont le **polyuréthane** et un **caoutchouc à base de polychloroprène** ;

- d'un **tissu** (généralement en *polyamide*) protégeant les dents lorsque celles-ci sont à base de polychloroprène.

La figure **4** donne un **exemple** de constitution correspondant à la majorité des réalisations.

L'armature est constituée de fibres de verre formant des fils torsadés dans les deux sens. Les câbles de torsions inverses permettent d'équilibrer la courroie et évitent ainsi son déplacement latéral lors du fonctionnement de la transmission. Un câble sur deux est toronné de sens Z, l'autre étant de sens S. Cette armature a sensiblement le même module d'élasticité que l'acier mais présente une plus grande flexibilité.

L'élastomère employé est du polychloroprène, ce qui confère à la courroie une bonne résistance à l'abrasion et au cisaillement ainsi qu'une faible déformation de la dent.

Les dents sont protégées par un tissu polyamide ayant un faible coefficient de frottement et une bonne résistance à l'usure.

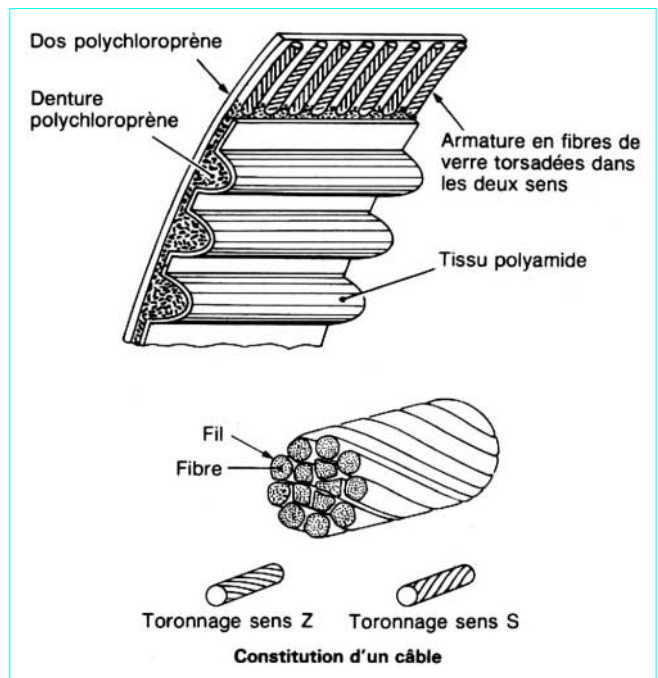
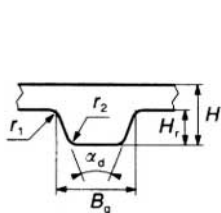
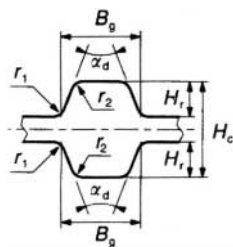


Figure 4 – Exemple de constitution d’une courroie synchrone

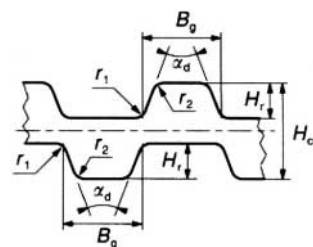
Tableau 1 – Cotes d'une courroie synchrone à profil trapézoïdal
(d'après normes NF T 47-121, ISO/DIS 5296 et DIN 7721)



Courroie à simple denture



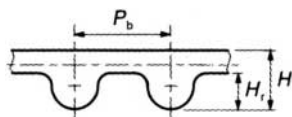
Courroie à double denture, à dents symétriques



Courroie à double denture, à dents décalées

Code de pas	P_b		H	H_r	B_g	r_2	r_1	α_d	H_c
	(in)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(degré)	(mm)
MXL	2/25	2,032	1,14	0,51	1,14	0,13	0,13	40	1,53
XXL	1/8	3,175	1,52	0,76	1,73	0,30	0,20	50	2,03
XL	1/5	5,080	2,30	1,27	2,57	0,38	0,38	50	3,05
L	3/8	9,525	3,60	1,91	4,65	0,51	0,51	40	4,58
H	1/2	12,700	4,30	2,29	6,12	1,02	1,02	40	5,95
XH	7/8	22,225	11,20	6,35	12,57	1,19	1,57	40	15,49
XXH	1/4	31,750	15,70	9,53	19,05	1,52	2,29	40	22,11
T 2,5		2,5	1,3	0,7	1,50	0,2	0,2	40	2,0
T 5		5	2,2	1,2	2,65	0,4	0,4	40	3,4
T 10		10	4,5	2,5	5,30	0,6	0,6	40	7,0
T 20		20	8,0	5	10,15	0,8	0,8	40	13,0

Tableau 2 – Cotes d'une courroie synchrone à profil curviligne : exemple du profil HTD
(d'après doc. Kléber-Industrie)



P_b (mm)	H (mm)	H_r (mm)
3	2,40	1,20
5	3,80	2,10
8	5,60	3,40
14	10,00	6,10

1.5 Domaines d'application

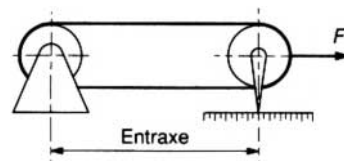
Les courroies synchrones sont utilisées dans tous les domaines industriels, là où il est demandé un entraînement synchrone, une absence d'entretien (retension, lubrification, etc.) et un fonctionnement silencieux.

Les courroies aux **pas inférieurs à 5 mm** se rencontrent dans la micromécanique, le matériel de bureau (machines à écrire, matériel informatique), le matériel cinématographique (caméras, projecteurs, magnétophones), le petit électroménager, le domaine de l'automatisation, etc.

Les courroies aux **pas compris entre 5 et 14 mm** se rencontrent là où une chaîne présenterait des problèmes d'encombrement, de bruit, de poids mis en œuvre ou n'accepterait pas les vitesses élevées (supérieures à 30 m/s), en particulier sur les machines-outils, les machines à bois, les vélomoteurs, les bicyclettes d'appartement, dans l'industrie alimentaire, l'électroménager, l'industrie textile, la motoculture, etc.

Les courroies aux **pas supérieurs à 14 mm** se rencontrent dans l'industrie lourde en remplacement des chaînes. Nous pouvons citer, à titre d'exemple, l'emploi des courroies synchrones dans les équipements pour sous-marins nucléaires où le fonctionnement silencieux est particulièrement souhaité.

Tableau 3 – Données relatives au mesurage des courroies synchrones à profil trapézoïdal



Code de pas	Caractéristiques des poulies de mesurage		Largeur de courroie (mm)	Effort total E de mesurage (N)
	Nombre de dents	Circonférence primitive (mm)		
MXL	20	40,64	3,2	13
			4,8	20
			6,4	27
XXL	16	50,80	3,2	14
			4,8	22
			6,4	31
XL	10	50,80	6,4	36
			7,9	44
			9,5	53
L	16	152,40	12,7	105
			19,1	180
			25,4	245
H	20	254,00	19,1	445
			38,1	980
			76,2	2 100
XH	24	533,40	50,8	2 000
			76,2	3 100
			101,6	4 450
XXH	24	762,00	76,2	3 900
			101,6	5 600
			127,0	7 100
T 2,5	20	50,00	4,0	6
			6,0	10
			10,0	20
T 5	20	100,00	6,0	20
			10,0	40
			25,0	90
T 10	20	200,00	16,0	90
			25,0	140
			50,0	270
T 20	20	400,00	32,0	340
			50,0	540
			100,0	1 100

2. Théorie de la courroie

Le principe de fonctionnement d’une courroie synchrone est celui d’une chaîne, mais sa réalisation (en continu) est celle d’une courroie entraînée par adhérence et les matériaux de base servant à sa constitution sont les mêmes ; de ce fait, son comportement est sensiblement identique à celle-ci (continuité des contraintes dans les câbles, élasticité des matériaux, etc.). Le lecteur se reportera donc utilement aux articles *Chaînes mécaniques* [B 5 650] et *Poulies et courroies de transmission. Entraînement par adhérence* [B 5 680] dans ce traité.

2.1 Efforts supportés par la courroie

Considérons une transmission telle que la montre la figure 5. Les efforts supportés par la courroie sont :

- sur le brin tendu :
effort dû à la transmission de puissance..... F_u
effort résultant de la force centrifuge..... t_c
effort dû à la tension de pose..... t_0
moment dû à la rigidité propre de la courroie..... M_i
- sur le brin mou :
effort dû à la tension de pose..... t_0
effort résultant de la force centrifuge..... t_c
effort dû à l’effet caténaire de la courroie..... F_p
moment dû à la rigidité propre de la courroie..... M_i

■ **Effort utile F_u** : c’est, en fait, l’effort que l’on désire transmettre et qui est donné par la poulie motrice :

$F_u = P/v$ avec $P = C\omega$

- avec C (N · m) couple à transmettre,
 P (W) puissance utile à transmettre,
 v (m/s) vitesse tangentielle de la poulie,
 ω (rad/s) vitesse de rotation de la poulie.

■ **Effort dû à la force centrifuge t_c** : si l’on prend un élément de courroie à la périphérie de la poulie (article *Poulies et courroies de transmission. Entraînement par adhérence* [B 5 680] dans ce traité), il subit un effort centrifuge de la forme :

$F_c = M v^2/R$

- avec M (kg) masse de l’élément de courroie,
 R (m) rayon primitif de la poulie.

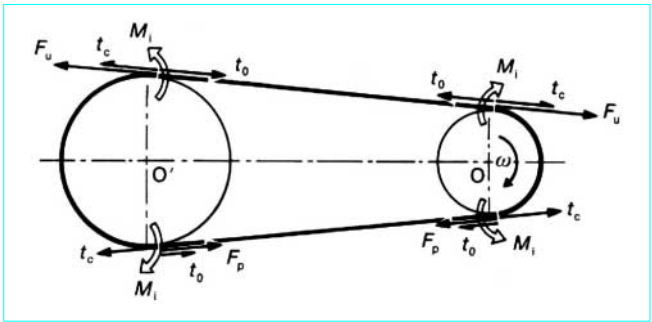


Figure 5 – Efforts supportés par la courroie

L’effort résultant est :

$t_c = mv^2$

m étant la masse linéique de la courroie.

Cette dernière étant largement inférieure à celle d’une chaîne, l’effort dû à la force centrifuge d’une courroie synchrone est donc très faible et sera négligé à faibles vitesses par rapport à l’effort utile, contrairement aux chaînes.

■ **Effort dû à l’effet caténaire F_p** : dans la plupart des applications industrielles, le poids de la courroie étant négligeable, l’effet caténaire, directement proportionnel au poids, se trouve donc être très faible devant les autres efforts.

■ **Effort dû à la tension de pose t_0** : les courroies crantées doivent être posées avec une certaine tension de façon à assurer un fonctionnement correct du mécanisme. Chaque type de courroie aura sa tension de pose pour une application donnée (§ 3.1).

■ **Moment dû à la rigidité de la courroie M_i** : la courroie possède (du fait de sa constitution) une certaine rigidité de flexion. Cette rigidité provoque un moment résistant lorsque l’on enroule la courroie sur une poulie.

Considérant la courroie comme une poutre ayant un module d’élasticité E_y , on peut obtenir le moment résultant en fonction du rayon de courbure de la courroie. Bien qu’il soit dans la plupart des cas négligeable, il s’exprime ainsi :

$M_i = \frac{1}{\rho} \int_{(s)} E_y y^2 ds$

- avec E_y (N/mm²) module d’élasticité de la courroie,
 ds élément de surface,
 y (mm) distance de l’élément considéré à la ligne primitive (figure 6),
 ρ (mm) rayon de courbure de la courroie.

2.2 Enroulement d’une courroie sur une poulie

Considérons une poulie sur laquelle s’enroule une courroie (figure 7). La force F résultante des efforts supportés par la courroie tend à enrouler la courroie autour de la poulie.

Considérons le point B de décollement de la courroie. Le système étant en équilibre, la force résultante F provoque en B une réaction F' qui est suffisante pour maintenir la courroie sur la poulie. On peut alors considérer la portion BC de la courroie de longueur b comme encastrée en B et soumise à l’action fléchissante de la force résultante F .

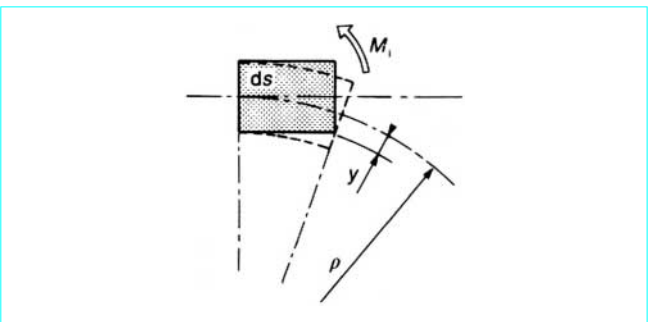


Figure 6 – Moment dû à la rigidité de la courroie

L'équation de la déformée nous donne alors :

$$y'' = F(b-x) \sin \gamma / E_Y I$$

avec I moment d'inertie de la section de courroie.

On aura ainsi la flèche f à l'extrémité :

$$f = F b^3 \sin \gamma / 3 E_Y I$$

2.3 Contraintes dans les câbles

■ **Contrainte de tension linéaire** : cette contrainte est due à la tension de pose de la transmission et à l'effort centrifuge ; elle s'exprime par :

$$\sigma_1 = E_a \frac{\Delta \ell}{\ell}$$

avec E_a module d'élasticité apparent du câble,
 $\Delta \ell / \ell$ déformation du câble sous la tension de pose et l'effort centrifuge.

■ **Contraintes de flexion** : lors de l'enroulement du câble sur la poulie, la loi de Hooke montre que les fils externes sont soumis à des contraintes exprimées par :

$$\sigma_2 = E_a d_e / D$$

avec D diamètre de la poulie,
 d_e diamètre du fil élémentaire.

On notera que cette contrainte sera positive ou négative selon que le fil travaille en traction ou en compression.

■ **Contrainte due à l'effort utile** : le câble comportant n fils élémentaires, s'il transmet un effort résultant F , il en résulte que la contrainte dans chaque fil est égale à :

$$\sigma_3 = F / sn$$

avec $s = \pi d_e^2 / 4$ section du fil.

Dans une courroie de N câbles, l'effort total se répartit sur $(N-2)$ câbles, du fait de l'enroulement hélicoïdal des câbles (figure 4) et de l'effet dû aux bords.

■ **Contrainte due à la rigidité des câbles** : les câbles sont soumis, lors du passage de la courroie sur les poulies, à une contrainte σ_4 du fait de cet enroulement. Elle résulte de l'inertie propre de chacun des fils élémentaires qui composent le câble et des résistances de frottements qui s'opposent aux déplacements de ces fils. En général, elle est négligée.

■ **Contrainte totale dans les câbles** : c'est la somme des contraintes partielles avec :

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 + \sigma_4 < \sigma_f$$

σ_f étant la contrainte de fatigue limite du câble.

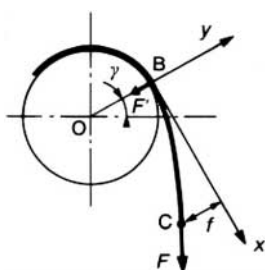


Figure 7 – Enroulement d'une courroie sur une poulie

2.4 Pression des câbles sur les poulies

Il s'agit en fait de la pression des câbles sur la matière en contact avec la poulie, car cette dernière n'intervient pas. La pression s'exerçant sur le fond des dents d'une courroie ne doit pas dépasser une valeur limite de façon à éviter le matage de la dent. On peut remarquer que ce matage implique une variation de la position de la ligne primitive de la courroie et donc son usure rapide. Cependant, la pression doit être supérieure à une pression minimale afin d'éviter des sauts de dent, en particulier dans le cas des grandes vitesses linéaires où l'effort centrifuge fait diminuer cette pression.

En supposant que l'effort de pression est uniformément réparti sur la longueur embrassée, cette pression s'exprime par :

$$p_c = F / \lambda d_c R$$

avec R rayon de la poulie,

λd_c largeur de contact du câble (figure 8), λ variant entre 0,05 et 0,1.

Il faut remarquer que, pour une courroie synchrone, la présence des dents diminue de beaucoup la surface d'appui de la courroie sur la poulie (– 50 % dans le cas des profils trapézoïdaux). Du fait de l'enroulement de la courroie sur la poulie, il se produit entre les poulies et les câbles des points de contact devant supporter des pressions très élevées et qui provoquent des amorces de rupture. C'est pourquoi, en pratique, la pression par unité de surface p_c est très limitée : $p_c < 10 \text{ N/mm}^2$.

2.5 Décomposition des efforts au niveau de la dent

Soit une dent de courroie sur une poulie (figure 9).

En considérant les efforts d'effet centrifuge et les moments de rigidité de la courroie comme étant négligeables devant les efforts de fonctionnement, les différents efforts appliqués sur la dent sont :

- F effort résultant à la sortie de la dent précédente ;
- F_1 effort transmis à la dent suivante ;
- F_2 résultante des efforts F et F_1 ;
- F_3 réaction de denture ;
- F_4 effort tranchant en A dû à l'enroulement des câbles sur la poulie ;
- F_5 effort de frottement le long du flanc de denture.

Pour simplifier les calculs, on considère que le point d'application de F_3 est situé au milieu du flanc de la dent et que l'effort à fond de denture F_4 est concentré au point A.

La dent étant en équilibre, on a :

$$\begin{aligned} F \cos \beta - F_1 \cos \beta - F_3 \cos \Phi - F_4 \cos \beta - F_5 \cos \Phi &= 0 \\ -F \sin \beta - F_1 \sin \beta + F_3 \sin \Phi + F_4 \sin \beta - F_5 \sin \Phi &= 0 \end{aligned}$$

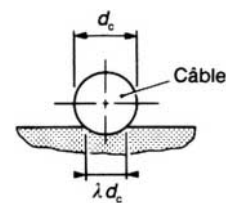


Figure 8 – Contact du câble sur la poulie

Sachant que :

$F_5 = F_3 \tan \varphi$, avec $\tan \varphi$ coefficient de frottement

$F_4 = -F \sin 2\beta$

la résolution des équations nous donne :

$$F_1 = F \left[\frac{\sin (\Phi-\beta-\varphi)-2 \sin (2 \beta) \cos (\Phi+\beta-\varphi)}{\sin (\Phi+\beta-\varphi)} \right]$$

$$F_3 = 2 F \left[\frac{\sin (2 \beta) \cos (\beta)}{\sin (\Phi+\beta-\varphi)} \right]$$

La condition d’une résultante nulle n’exclut pas la possibilité d’un couple. En l’absence de couple, la somme des moments par rapport à un point quelconque doit être nulle. Vérifions donc ce point en écrivant la somme des moments en B :

$$M = F e_1 - F_1 [R + e_1 - R \cos (2 \beta)] - F_3 \frac{H_r}{2 \cos \Phi} - F_4 R \sin (2 \beta)$$

En remplaçant les valeurs F_1 , F_3 et F_4 par les équations précédentes, on obtient :

$$M = F \left[e_1 - \frac{H_r \sin (2 \beta) \cos \varphi}{\cos \Phi \sin (\Phi+\beta-\varphi)} + R \sin ^2 (2 \beta) - [R + e_1 - R \cos (2 \beta)] \frac{\sin (\Phi-\beta-\varphi)-\sin (2 \beta) \cos (\Phi+\beta-\varphi)}{\sin (\Phi+\beta-\varphi)} \right]$$

On remarque que, pour une courroie et une poulie données, cette quantité n’est plus nulle.

La courroie est donc le siège d’une flexion parasite due au couple résultant de l’encastrement des dents. En supposant la dent suffisamment rigide par rapport à l’interdent, ce moment se localisera en M_1 (entrée de dent) et augmentera dans cette zone la contrainte de fatigue du câble. Il faut noter que les efforts ne sont pas uniformément répartis entre toutes les dents. De plus, les tolérances de fabrication des courroies et des poulies renforcent les variations d’engrènement.

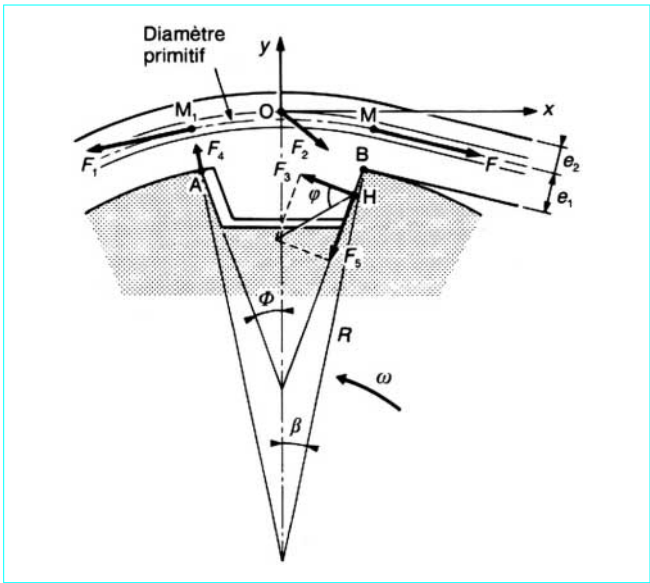


Figure 9 – Décomposition des efforts au niveau d’une dent de courroie

2.6 Engrènement des dents sur la poulie

Les courroies synchrones, tout comme les poulies, ne sont pas des objets mathématiques. Ce sont des entités physiques que l’on a façonnées. Leur réalisation n’est donc pas parfaite et les cotes dimensionnelles sont obtenues avec certains écarts de tolérance. Il s’ensuit que l’on n’a pas une répartition uniforme des efforts sur les dents (figure 10) [2] [3] [4]. Cela provoque une usure rapide des dents de la courroie qui peut aller jusqu’à leur rupture.

Une bonne connaissance du phénomène d’engrènement est donc nécessaire pour optimiser une courroie. Celle-ci peut être considérée comme étant un objet ayant alternativement deux moments d’inertie différents : I_1 pour l’interdent et I_2 pour la dent avec $I_1 < I_2$, chaque « morceau » étant constitué par deux matériaux de module d’élasticité différent (verre et caoutchouc, par exemple). On aura donc plutôt une flexion de la courroie au niveau des interdents que sur les dents (figure 11).

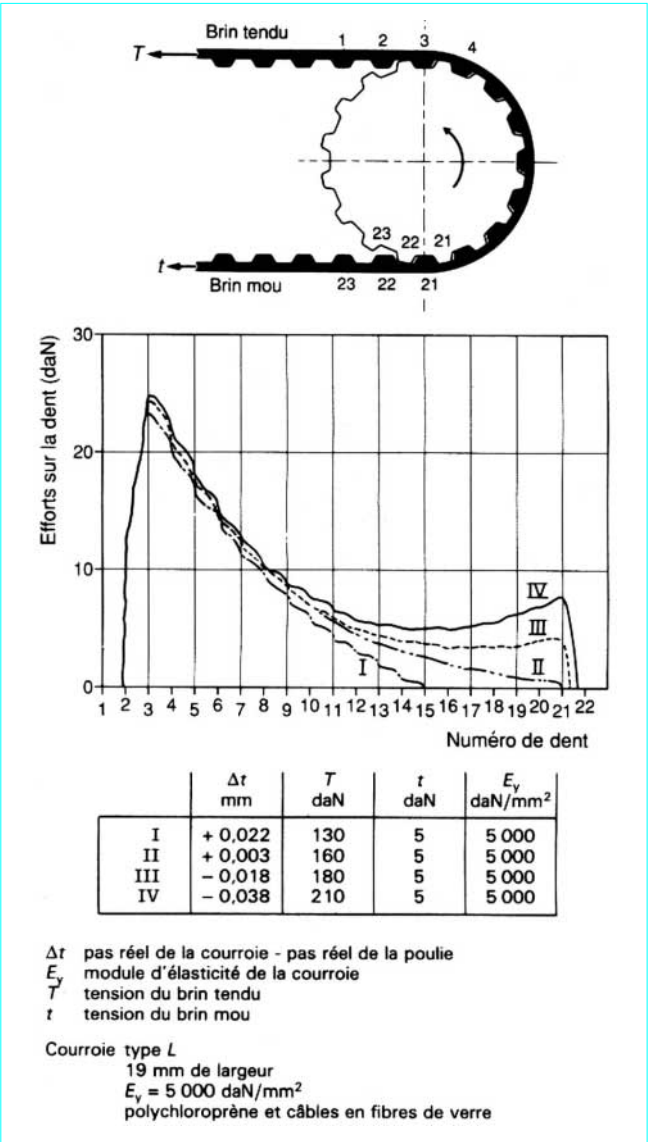


Figure 10 – Répartition des efforts sur les dents pour une courroie donnée

Nous avons vu que les efforts exercés sur les dents n'étaient pas uniformément répartis. Cette répartition est fonction :

- du pas de la poulie ;
- de la longueur de la courroie (variation du pas) ;
- de la tension de pose (variation du pas) ;
- de la différence d'effort entre le brin tendu et le brin mou ;
- du type de caoutchouc utilisé de module d'élasticité différent (figure 12) ;
- du type de câble utilisé.

Il faut remarquer que la répartition des efforts sur les dents influe directement sur la durée de vie de la courroie. Ainsi, pour une durée de vie augmentée, il faudra réduire la pression sur les dents ou, mieux répartir ces efforts. Il faudra donc (§ 3.1 et 4) :

- réduire la puissance transmissible par courroie en augmentant leur largeur (ou leur nombre) ;
- réduire la tension de pose (figure 13) ;
- changer la taille de la courroie.

2.7 Origines des bruits et remèdes

Bien que moins bruyantes que les chaînes, les courroies synchrones sont génératrices d'un champ sonore lors de leur fonctionnement. Des études ont été menées pour tenter d'analyser les origines de ces bruits afin de trouver des remèdes [1].

L'état actuel des recherches permet de déterminer plusieurs origines de bruits ; par ordre de nuisance croissante, on a :

- l'effet polygonal ;
- le refoulement d'air à partir des interdents ;
- la ventilation provoquée par les dentures ;
- les vibrations de corde dans les courroies ;
- la différence de pas réel entre poulie et courroie ;
- l'impact du fond de la denture de la courroie sur la tête des dents de la poulie.

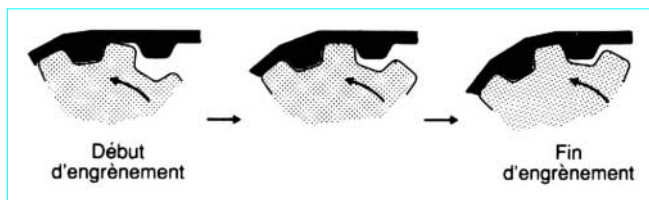


Figure 11 – Flexion de la courroie lors de l'engrènement

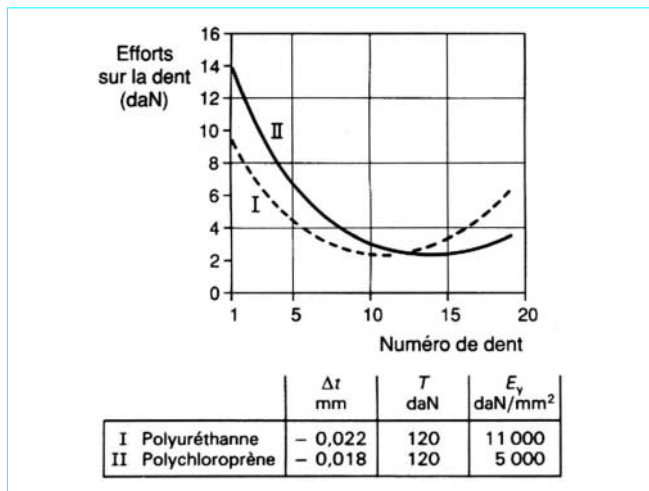


Figure 12 – Répartition des efforts sur les dents pour deux courroies de nature différente

On pourra, dès à présent, remarquer que ce dernier phénomène est de loin à l'origine du bruit le plus important.

2.7.1 Bruit dû à l'effet polygonal

Bien moins important que pour les chaînes (article *Chaînes mécaniques* [B 5 650] dans ce traité), l'effet polygonal se fait sentir pour les courroies. Cet effet est dû à la constitution même de celles-ci. Il existe dans une courroie des différences de raideur provoquées par la présence des dents. Ainsi, on peut assimiler un morceau de courroie à une chaîne avec ses articulations (figure 14) et l'on peut donc reprendre le même calcul pour expliquer l'effet polygonal.

Considérons la poulie et la courroie représentées sur la figure 15.

La vitesse v peut se décomposer selon le modèle suivant :

- v_1 dirigé selon l'axe de la courroie ;
- v_2 dirigé perpendiculairement à la courroie,

on a ainsi :

$$v_1 = v \cos \delta = (D/2) \omega \cos (\pi/Z)$$

$$v_2 = v \sin \delta = (D/2) \omega \sin (\pi/Z)$$

avec Z nombre de dents de la poulie.

On constate que v_1 et v_2 subissent des variations :

- v_1 varie entre v et $v \cos (\pi/Z)$
- v_2 varie entre $-v \sin (\pi/Z)$ et $+v \sin (\pi/Z)$

Ce phénomène de variation de vitesse provoque du bruit. On pourrait penser que le fait d'augmenter le nombre de dents diminuerait le bruit créé. En fait, pour un même rapport de transmission, on augmente aussi la vitesse de la courroie et donc l'impact de la courroie sur la poulie.

2.7.2 Bruit dû au refoulement d'air

Lorsque la courroie vient s'enrouler autour de la poulie, elle doit chasser l'air s'y trouvant déjà, notamment au niveau des interdents.

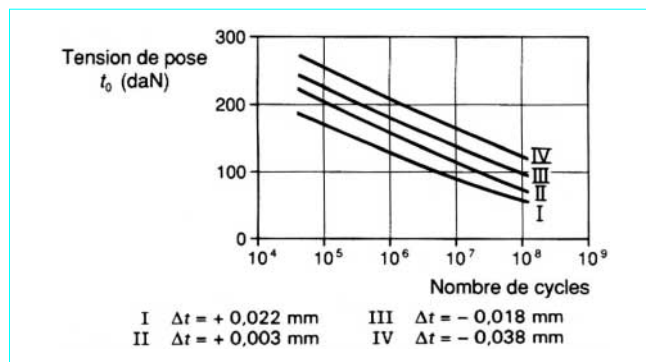


Figure 13 – Durée de vie de la courroie

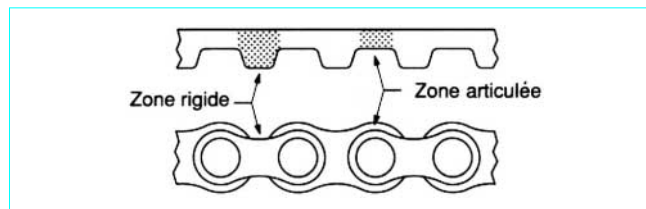


Figure 14 – Comparaison de l'articulation d'une chaîne et d'une courroie

On peut noter que l’emploi de deux courroies au lieu d’une seule et la réalisation de conduits sur la poulie pour diriger l’air permettent de diminuer ce sifflement.

2.7.3 Bruit provoqué par la ventilation due aux dents

Lors du fonctionnement de la courroie, en particulier avec des vitesses linéaires élevées, la courroie aussi bien que les poulies provoquent un brassement d’air avec leurs dents, générateur de bruit. En dehors d’une faible vitesse, d’une diminution de la grosseur des dents et de leur nombre, peu de remèdes sont efficaces. Il faut noter que cette source de bruit reste faible.

2.7.4 Bruit provoqué par les vibrations de corde dans les courroies

Une courroie en fonctionnement est soumise à toutes sortes de vibrations, qui s’ajoutent à son excitation propre. La tension de la courroie change donc en intensité et en direction. La vibration de corde est aussi due à l’effet polygonal et donc à la période de révolution. Lorsque cette période approche la fréquence propre de la courroie, les vibrations deviennent très importantes et produisent un fond sonore.

Les deux brins de la courroie peuvent être assimilés en première approximation à deux cordes vibrantes, chacune de longueur l ; si F est l’effort résultant appliqué sur un brin et m la masse linéique, la fréquence propre de la vibration transversale de ce brin est :

$$f_t = \frac{1}{2l} \sqrt{\frac{F}{m}}$$

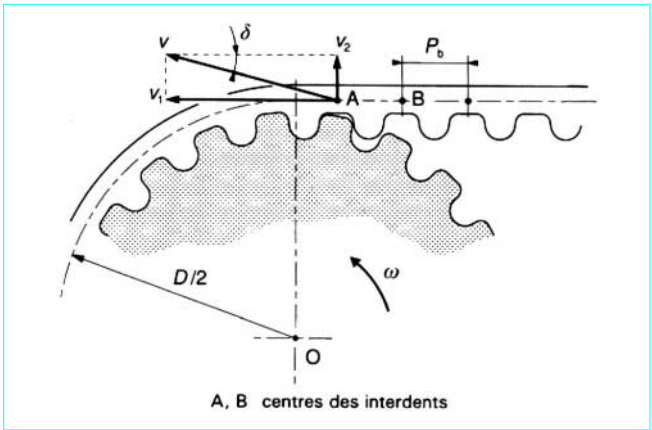


Figure 15 – Effet polygonal

On pourra remarquer que pour une courroie montée sur des poulies et dont la longueur de brin est de 137 mm, en appliquant un effort résultant de 370 N et avec une masse linéique de 24 g/m, on obtient une fréquence de 453 Hz. S’il s’agit en particulier d’une commande de distribution automobile où la fréquence excitatrice est essentiellement constituée par les inversions de couple moteur, on constate des vibrations dans le brin tendu de la courroie pour des régimes moteur de 1 520, 1 950, 2 720, 3 400, 4 550 et 6 800 tr/min.

Le seul remède efficace consiste à adapter la longueur du brin vibrant, par exemple à l’aide d’une poulie ou d’un galet rupteur, pour atteindre des niveaux de vibrations acceptables aux régimes critiques.

2.7.5 Bruit dû à la différence de pas réel entre poulie et courroie

Cette différence de pas est créée, comme nous l’avons vu paragraphe 2.6, par une répartition non uniforme des efforts sur les dents ; elle est ainsi génératrice de bruit (tableau 4).

2.7.6 Bruit dû à l’impact du fond de la denture de la courroie sur la tête des dents de la poulie

C’est le bruit qui est le plus gênant dans le fonctionnement de la courroie. Il se produit, en fait, entre le point A de la poulie et le point a de la courroie (figure 16).

Comparons les vitesses linéaires au niveau de la ligne primitive et au niveau du sommet de la dent de la poulie. La vitesse d’impact v_i est, en fait, la différence vectorielle entre v_b et v_w .

On a ainsi $|v_b| = \pi N_D D / 60$

avec D (mm) diamètre primitif de la grande poulie,

N_D (tr/min) vitesse de rotation,

et

$|v_w| = \pi N_D D_e / 60$

avec D_e diamètre de sommet des dents de la poulie (diamètre extérieur).

On a donc l’angle suivant :

$$\delta_i = \pi / z - \ell_p / D = \pi / z (1 - \ell_p / P_b)$$

avec P_b pas de la courroie,

ℓ_p longueur de tête de denture sur la poulie,

z nombre de dents de la poulie.

Tableau 4 – Causes du bruit dans les courroies synchrones et remèdes	
Causes	Remèdes
Effet polygonal.	— Augmentation du nombre de dents des poulies.
Refoulement de l’air lors de l’entrée de la courroie sur la poulie.	— Conduits usinés sur les dents des poulies. — Utilisation de deux courroies étroites plutôt qu’une seule large.
Bruit de ventilation provoqué par les dentures.	— Maintien d’une vitesse de rotation basse. — Jeu sur la géométrie (grosseur et nombre de dents) pour une courroie donnée.
Vibrations de corde.	— Réglage de la tension. — Utilisation de galet rupteur.
Incompatibilités géométriques par suite de déformations élastiques.	— Choix des courroies ayant un Δt négatif.
Impact du fond de denture de la courroie sur la tête des dents de la poulie.	— Utilisation de poulies à dents bombées. — Choix approprié de l’élastomère de la courroie.

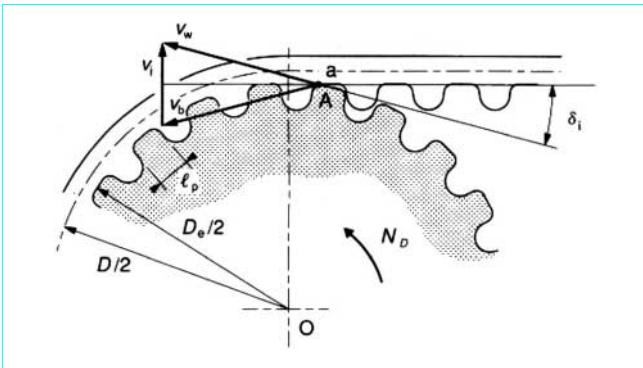


Figure 16 – Décomposition de la vitesse d'impact

Ainsi, on obtient la vitesse d'impact v_i :

$$v_i = 2 |v_b| \sin \delta_i = (\pi N_D D / 30) \sin \delta_i$$

Sachant que le rapport ℓ_p / P_b est presque constant quel que soit le pas, on peut écrire v_i sous la forme :

$$v_i = \frac{\pi (1 - \ell_p / P_b)}{30} P_b N_D - \frac{\pi^3 (1 - \ell_p / P_b)^3}{180} \frac{P_b N_D}{z^2} + \dots$$

Cette équation montre que la vitesse d'impact (donc le bruit) augmente avec la vitesse de rotation N_D et avec le pas P_b , l'effet de polygone étant lui représenté par $\sin \delta_i$. On peut remarquer que cette vitesse d'impact est affectée par la vibration transversale et la rigidité de flexion de la courroie.

Les remèdes à ce bruit sont résumés dans le tableau 4, qui récapitule également les causes des différentes origines de bruits dans les courroies synchrones et les remèdes à y apporter.

3. Technologie des transmissions

3.1 Mise en tension des courroies

La tension de pose des courroies est un facteur très important pour assurer une bonne longévité de celles-ci : une courroie trop peu tendue peut occasionner des sauts de dents, en particulier au démarrage ou lorsque les variations de couple sont importantes ; trop tendue, les contraintes internes deviennent trop importantes ainsi que les réactions sur les paliers et les roulements. Par ailleurs, un excès de tension est une cause de bruit et un facteur important pour l'usure des dents de la courroie et des poulies.

Dans la pratique, il est préconisé ce qui suit pour une transmission à deux poulies.

Lors de la pose de la courroie et pour un fonctionnement de la transmission optimal, la somme des tensions dans les deux brins de la courroie doit être égale à l'effort maximal admissible T_a pour la largeur donnée (tableau 5), majoré de l'effort de traction centrifuge. Soit, pour une courroie de largeur de base ℓ_0 , la tension t_0 dans un brin doit être :

$$t_0 = \frac{T_a}{2} + t_c \text{ sachant que } t_c = m v^2$$

Si la courroie a une largeur quelconque ℓ , l'expérience montre que la tension à appliquer aura pour formulation :

$$t_0 = \frac{T_a}{2} \left(\frac{\ell}{\ell_0} \right)^{1,14} + t_c \frac{\ell}{\ell_0}$$

■ **Remarque** : la réaction statique R_0 sur les paliers est donnée par :

$$R_0 = 2 t_0 \sin (\alpha / 2)$$

avec α arc de contact sur la petite poulie.

Pour obtenir la tension correcte d'une transmission, on peut procéder par contrôle de la flèche (figure 17).

Soit L_r la longueur du brin rectiligne entre deux poulies ; lorsque la tension dans ce brin est t_0 et que l'on applique une force F_a au centre de ce brin, la flèche f est donnée par :

$$f \approx \frac{F_a L_r}{4 t_0} \text{ soit } F_a \approx 4 t_0 \frac{f}{L_r}$$

Dans le cas d'une transmission par courroie synchrone, cette flèche doit être de l'ordre de 1/60 mm par millimètre de longueur du brin rectiligne : $f = L_r / 60$. De ce fait, l'effort de flexion F_a doit avoir pour valeur $F_a = t_0 / 15$.

Pour vérifier la tension, il suffit donc de mesurer la flèche correspondant à $L_r / 60$ et de vérifier la force nécessaire pour provoquer cette flèche :

- si cette force est inférieure à $0,85 F_a$, la courroie est sous-tendue ;
- si elle est supérieure à $1,15 F_a$, la courroie est surtendue.

Dans les deux cas, il faut ajuster la tension en agissant sur l'entraxe des poulies.

Exemple : soit une courroie L , de largeur 25,4 mm, montée sur deux poulies de même diamètre ($\alpha = 180^\circ$), ayant une longueur de brin rectiligne $L_r = 900$ mm et circulant à la vitesse de 20 m/s.

Avec les valeurs du tableau 5, la tension de pose t_0 est égale à 155 N et la réaction sur les paliers est $R_0 = 310$ N. L'effort théorique F_a est de 10,3 N.

La flèche $f = L_r / 60 = 15$ mm sera obtenue par application d'une force comprise entre 8,8 et 11,8 N.

■ **Remarque** : la mesure de la tension doit être effectuée après au moins cinq révolutions de la courroie, afin de bien positionner ses dents par rapport à celles de la poulie.

3.2 Poulies

Une poulie synchrone est une poulie plate munie à sa périphérie de dents transversales équidistantes (figure 18), assimilable à un pignon d'engrenage. La poulie peut être munie de flasques afin de guider la courroie sur la transmission.

En règle générale, sur une transmission, il y a toujours au moins une poulie flasquée (§ 3.3).

Le matériau utilisé est principalement la fonte ou l'acier. Les matières plastiques ou les alliages d'aluminium peuvent être employés sur des transmissions où la fonction de la courroie est plus de transmettre un mouvement qu'une puissance.

Tableau 5 – Taux de travail admissible par brin pour une largeur et une masse linéique données
(d’après doc. Kléber-Industrie)

Code de pas	Profil trapézoïdal (1)					Profil curviligne HTD			
	XL	L	H	XH	XXH	3 mm	5 mm	8 mm	14 mm
T_a (N)	55	250	2 100	4 100	6 400	50	130	850	2 400
m (g/m)	21	75	330	1 200	2 100	18	40	125	395
ℓ_0 (mm)	9,5	25,4	76,2	101,6	127,0	6,0	9,0	20,0	40,0

(1) Les valeurs pour les profils XXL et MXL ne sont pas communiquées.

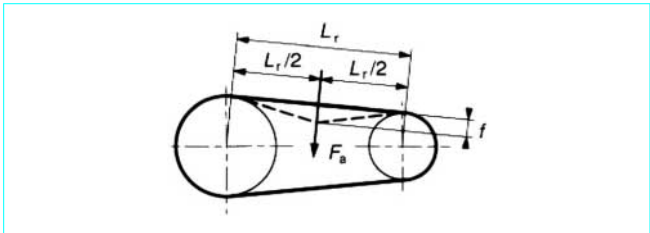


Figure 17 – Contrôle de la tension de pose des courroies par la flèche

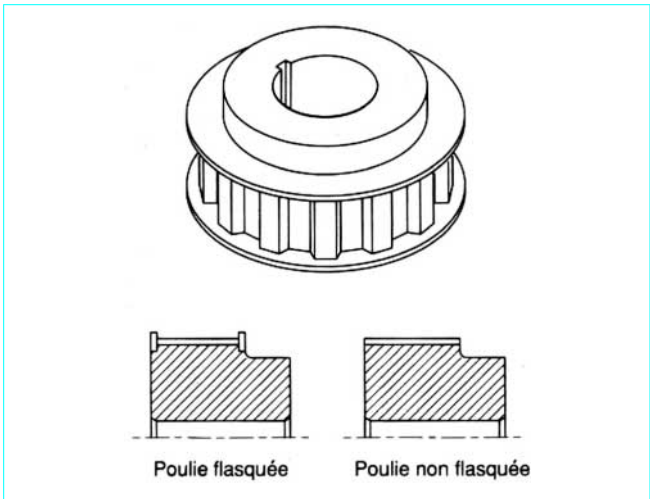


Figure 18 – Poulie synchrone, flasquée ou non

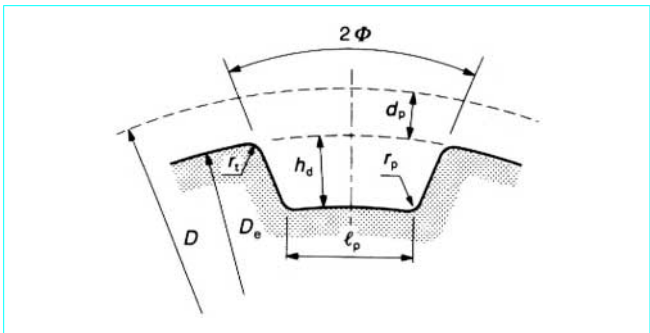


Figure 19 – Définition d’une poulie synchrone

Une poulie d’une largeur donnée (figure 19) est définie par :

- son pas P_b équivalent à celui de la courroie correspondante ;
- son nombre de dents z ;
- son diamètre primitif D ; cette valeur correspond au diamètre d’un cylindre fictif (cylindre primitif) coaxial à la poulie et servant à définir les cotes des dents de la poulie et le pas tel que :

$$D = \frac{P_b z}{\pi}$$

sur une transmission, la ligne primitive de la courroie se trouve sur le cylindre primitif de la poulie ;

- son diamètre extérieur D_e ou diamètre en tête de dent ;
- son déport de ligne primitive d_p tel que :

$$d_p = \frac{D - D_e}{2}$$

- sa hauteur de denture h_d ;
- ses rayons de courbure en tête et pied de dent r_t et r_p ;
- sa largeur au pied de dent ℓ_p ;
- son angle au sommet de l’interdent 2ϕ .

Seules les cotes des poulies normalisées ISO (profils trapézoïdaux) sont données, les profils curvilignes étant définis par chaque constructeur.

■ **Dents à flancs en développante** (tableau 6) : leur profil se traduit par des dimensions différentes pour chaque diamètre de poulie. En conséquence, la spécification d’un tel type de dents fait référence à celle concernant la crémaillère de référence requise pour usiner les dents à flancs en développante.

■ **Dents à flancs droits** (tableau 7) : elles sont également en usage, bien que les précédentes soient normalement recommandées pour les transmissions synchrones.

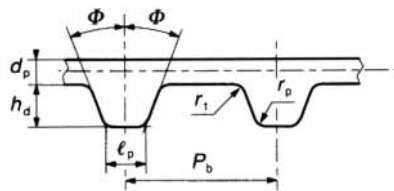
■ **Dimensions des flasques** (tableau 8).

■ **Tolérances sur les poulies**

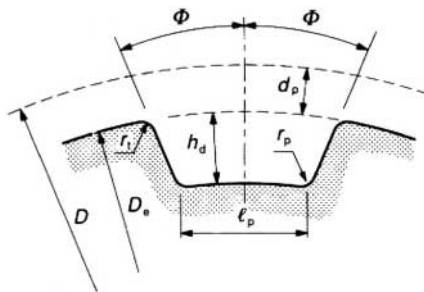
- **Tolérance de pas à pas** (tableau 9), donnant l’écart de pas entre deux dents adjacentes et celui cumulé le long d’un arc de 90° de la poulie (arc de 90° ou sur le nombre entier de pas immédiatement inférieur). Cette tolérance s’applique à une distance prise entre des points homologues sur le flanc droit ou gauche correspondant de dents adjacentes.

- **Tolérances sur les diamètres de poulies** (tableau 10).

- **Parallélisme. Conicité** : les dents doivent être parallèles à l’axe d’alésage à moins de 0,001 mm par millimètre de largeur. La conicité doit être de 0,001 mm par millimètre de largeur pourvu que la surface extérieure reste dans les tolérances spécifiées dans le tableau 10.

Tableau 6 – Dimensions et tolérances de la crémaillère de référence pour les poulies avec dents à flancs en développante (d'après norme ISO/DIS 5294)

Code de pas	Nombre de dents de la poulie z	P_b (mm) ($\pm 0,003$)	Φ (degré) ($\pm 0,12$)	h_d (mm) ($+0,05$ 0)	l_p (mm) ($+0,05$ 0)	r_p (mm) ($\pm 0,03$)	r_t (mm) ($\pm 0,03$)	$2d_p$ (mm)
MXL	$10 < z < 23$	2,032	28	0,64	0,61	0,3	0,23	0,508
	$z > 24$		20		0,67			
XXL	$z > 10$	3,175	25	0,84	0,96	0,3	0,28	0,508
XL	$z > 10$	5,08	25	1,4	1,27	0,61	0,61	0,508
L	$z > 10$	9,525	20	2,13	3,1	0,86	0,53	0,762
H	$14 < z < 19$	12,7	20	2,59	4,24	1,47	1,04	1,372
	$z > 19$						1,42	
XH	$z > 18$	22,225	20	6,88	7,59	2,01	1,93	2,794
XXH	$z > 18$	31,75	20	10,29	11,61	2,69	2,82	3,048

Tableau 7 – Dimensions et tolérances pour les poulies avec dents à flancs droits (d'après norme ISO/DIS 5294)

Code de pas	P_b (mm) ($\pm 0,003$)	Φ (degrés) ($\pm 1,5$)	h_d (mm)	l_p (mm)	r_{pmax} (mm)	r_t (mm)	$2d_p$ (mm)
MXL	2,032	20	$0,69 \begin{smallmatrix} 0 \\ -0,05 \end{smallmatrix}$	$0,84 \pm 0,05$	0,25	$0,13 \begin{smallmatrix} +0,05 \\ 0 \end{smallmatrix}$	0,508
XXL	3,175	25	$0,84 \begin{smallmatrix} 0 \\ -0,05 \end{smallmatrix}$	$0,96 \begin{smallmatrix} +0,05 \\ 0 \end{smallmatrix}$	0,35	$0,3 \pm 0,05$	0,508
XL	5,08	25	$1,65 \begin{smallmatrix} 0 \\ -0,08 \end{smallmatrix}$	$1,32 \pm 0,05$	0,41	$0,64 \begin{smallmatrix} +0,05 \\ 0 \end{smallmatrix}$	0,508
L	9,525	20	$2,67 \begin{smallmatrix} 0 \\ -0,10 \end{smallmatrix}$	$3,05 \pm 0,1$	1,19	$1,17 \begin{smallmatrix} +0,13 \\ 0 \end{smallmatrix}$	0,762
H	12,7	20	$3,05 \begin{smallmatrix} 0 \\ -0,13 \end{smallmatrix}$	$4,19 \pm 0,13$	1,60	$1,6 \begin{smallmatrix} +0,13 \\ 0 \end{smallmatrix}$	1,372
XH	22,225	20	$7,14 \begin{smallmatrix} 0 \\ -0,13 \end{smallmatrix}$	$7,9 \pm 0,15$	1,98	$2,39 \begin{smallmatrix} +0,13 \\ 0 \end{smallmatrix}$	2,794
XXH	31,75	20	$10,31 \begin{smallmatrix} 0 \\ -0,13 \end{smallmatrix}$	$12,17 \pm 0,18$	3,96	$3,18 \begin{smallmatrix} +0,13 \\ 0 \end{smallmatrix}$	3,048

Tableau 8 – Hauteur minimale de flasque h_f
(d'après norme ISO/DIS 5294)

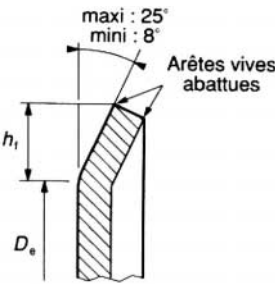
	
Code de pas	h_f (mm)
MXL	0,5
XXL	0,8
XL	1
L	1,5
H	2
XH	4,8
XXH	6,1

Tableau 9 – Tolérances de pas à pas
(d'après norme ISO/DIS 5294)

Diamètre extérieur D_e (mm)	Écart admissible sur le pas	
	entre deux dents adjacentes (mm)	cumulé le long d'un arc de 90° (mm)
$D_e < 25,4$	0,03	0,05
$25,4 < D_e < 50,8$	0,03	0,08
$50,8 < D_e < 101,6$	0,03	0,1
$101,6 < D_e < 177,8$	0,03	0,13
$177,8 < D_e < 304,8$	0,03	0,15
$304,8 < D_e < 508$	0,03	0,18
$D_e > 508$	0,03	0,2

3.3 Disposition des poulies

Pour un fonctionnement sans problème, il convient de respecter les quatre points suivants :

- une poulie au moins (en règle générale, la petite) doit être flasquée afin de guider la courroie sur la transmission ;
- les deux poulies doivent être flasquées lorsque l'entraxe est supérieure à huit fois le diamètre de la petite poulie ;
- les deux poulies doivent être flasquées lorsque les axes ne sont pas rigoureusement parallèles à l'horizontale ;
- il est conseillé d'avoir des diamètres permettant à six dents au moins d'être en prise.

Afin d'éviter une tension inégale d'un bord à l'autre de la courroie, cause d'usure prématurée des flancs de celle-ci, il faut veiller à ce que les poulies soient parfaitement alignées. Cependant, lorsque l'entraxe est important (supérieur à quatre fois la somme des diamètres des poulies), il arrive que la courroie ait tendance à porter sur l'un des flasques de la poulie motrice ; il est alors conseillé de

Tableau 10 – Tolérances sur les diamètres
(d'après norme ISO/DIS 5294)

Diamètre extérieur D_e (mm)	Tolérance (mm)
$D_e < 25,4$	+ 0,05 0
$25,4 < D_e < 50,8$	+ 0,08 0
$50,8 < D_e < 101,6$	+ 0,1 0
$101,6 < D_e < 177,8$	+ 0,13 0
$177,8 < D_e < 304,8$	+ 0,15 0
$304,8 < D_e < 508$	+ 0,18 0
$508 < D_e < 762$	+ 0,2 0
$762 < D_e < 1\,016$	+ 0,23 0
$D_e > 1\,016$	+ 0,25 0

déporter légèrement la poulie réceptrice pour compenser cette tendance. Par ailleurs, les poulies doivent être montées de façon rigide sur leur support, car un manque de rigidité peut entraîner des variations d'entraxe et la courroie peut alors sauter des dents, surtout lors des variations de couple.

Les galets tendeurs, qu'ils portent sur la partie dentée ou sur le dos de la courroie, ne sont jamais recommandés. Ils ne doivent être utilisés que dans le cas où il n'existe aucun autre moyen pour assurer la bonne tension de la courroie. Lorsque un galet tendeur est nécessaire, il doit être impérativement placé sur le brin mou. Son diamètre ne doit jamais être inférieur à celui de la plus petite poulie afin de ne pas réduire exagérément la durée de vie de la courroie.

Il est conseillé d'utiliser des poulies dentées lorsque celles-ci sont internes, surtout si leur diamètre est inférieur à celui d'une poulie de 40 dents. Afin de ne pas diminuer trop l'arc de contact sur la petite poulie, le galet doit être le plus près possible de la grande poulie.

Lorsque le galet est sur le dos de la courroie, il doit être lisse, non bombé, et peut être muni de flasques.

3.4 Causes de détérioration et entretien

Une transmission bien étudiée ne doit pas être victime de défaillances prématurées. Toutefois, certains problèmes peuvent apparaître ; par exemple :

- un désalignement ou un manque de rigidité des axes, ainsi que des flasques tordus entraînent une usure excessive des flancs de la courroie ;
- un excès de tension ou une trop grande charge à transmettre provoquent l'usure excessive de la face d'entraînement des dents ;
- les courroies doivent être utilisées dans une fourchette de températures comprises entre - 30 et + 90 °C, sinon il y a risque de craquelures du dos de la courroie dans les températures inférieures ou de ramolissement de celui-ci dans les températures supérieures (les constructeurs proposent, hors gamme, des courroies pouvant travailler dans des domaines de températures différents) ;
- l'utilisation de poulies de diamètre inférieur au minimum prescrit pour le pas, entraîne un risque de rupture des dents de la courroie ;

— lorsque il y a cisaillement des dents, cela peut provenir d'une surcharge, mais la cause principale est un nombre de dents en prise insuffisant.

L'énoncé de ces causes se suffit à lui-même et les remèdes en découlent immédiatement.

Par ailleurs, il convient d'appliquer les consignes suivantes :

— lors du montage de la courroie, ne jamais forcer celle-ci à l'aide d'un outil. La réduction des entraxes ou la diminution de la pression du galet tendeur permettent de faire glisser la courroie en position sur les poulies. Dans le cas contraire, un démontage des poulies s'avère nécessaire ;

— au stockage, les courroies ne doivent pas être pliées. Elles doivent être placées à l'abri de la chaleur, du froid et de l'humidité. Elles ne doivent pas être exposées à une lumière artificielle riche en rayons ultraviolets, ni stockées à proximité d'installations génératrices d'ozone (moteur électrique) ou de produits agressifs tels les huiles ou les acides, ceux-ci attaquant et détruisant les élastomères et les textiles.

4. Calcul des transmissions

L'objet de ce paragraphe est de donner une méthodologie simplifiée pour le calcul des transmissions. Les transmissions choisies sont à deux poulies uniquement, équipées d'une courroie synchrone ayant une armature en fibres de verre et des dents en polychloroprène (cas le plus fréquent). Pour le calcul d'une transmission complexe, il est recommandé aux lecteurs de consulter les fabricants.

Le principe de calcul est valable quel que soit le type de courroies synchrones utilisées, principe très similaire à celui des courroies entraînées par adhérence (article *Poulies et courroies de transmission. Entraînement par adhérence* [B 5 680] dans ce traité).

4.1 Détermination des données

4.1.1 Nature de la machine à entraîner. Correction de la puissance

La détermination correcte d'une transmission suppose la prise en compte de toutes les conditions particulières de fonctionnement : accélérations, charges dues à l'inertie, variations de puissance, freinages, blocages, etc.

Pour calculer une transmission, il est donc nécessaire de connaître la puissance du moteur P et de majorer celle-ci en la multipliant par un coefficient S_s appelé *facteur de service*. La puissance $P_c = S_s P$, appelée **puissance corrigée**, est celle retenue pour les calculs. Les tableaux **14** et **15** (en [Form. B 5 681]) donnent les valeurs de S_s pour les principaux cas rencontrés dans l'industrie.

4.1.2 Détermination du code de pas

La connaissance de la puissance corrigée P_c et de la vitesse de rotation de la petite poulie N_d permet de sélectionner le code de pas de la courroie à l'aide de la figure **20**.

4.1.3 Géométrie de la transmission

Afin d'effectuer le calcul des transmissions, il convient de déterminer, outre la puissance P_c et les vitesses de rotation des deux poulies N_d et N_D :

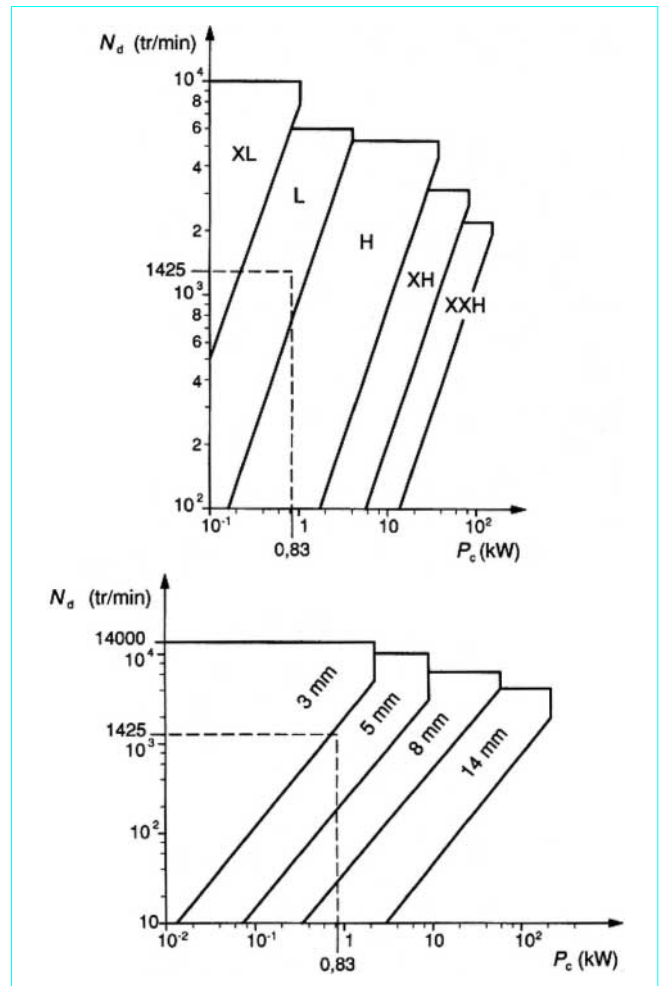


Figure 20 – Abaques de sélection du pas en fonction de la puissance à transmettre P_c et de la vitesse de rotation de la petite poulie N_d
(d'après doc. Kléber-Industrie)

- le rapport de transmission η , afin de choisir les diamètres des poulies d et D correspondant à un nombre de dents z_d et z_D ;
- l'entraxe approximatif, afin de calculer la longueur des courroies L .

■ Rapport de transmission. Choix des poulies

Le rapport de transmission théorique η est donné par :

$$\eta = \frac{D}{d} = \frac{N_d}{N_D} = \frac{z_D}{z_d}$$

ce qui permet de faire le meilleur choix possible de diamètres des poulies.

Il n'existe pas de règle générale dans le choix d'un diamètre. Deux critères peuvent guider ce choix :

- avoir une transmission la plus compacte possible. Dans ce cas, il est conseillé de choisir le plus petit diamètre utilisable ;
- le choix du plus petit diamètre utilisable n'est pas nécessairement le plus économique à l'emploi. Effectivement, afin de réduire les contraintes de flexion de la courroie ainsi que celles dans les

dents, il est conseillé d’avoir des diamètres permettant à six dents au moins d’être en prise. Cette réduction des contraintes s’accompagne d’une augmentation de la durée de vie pour une même puissance transmise.

Dans tous les cas, il faut veiller à avoir des diamètres supérieurs ou égaux au minimum recommandé pour la section (tableau 11) et ne pas dépasser la vitesse linéaire maximale autorisée.

La vitesse linéaire v est donnée par :

$$v = \frac{d N_d \pi}{60\,000} = \frac{D N_D \pi}{60\,000}$$

ou en fonction du nombre de dents :

$$v = \frac{P_b z_d N_d}{60\,000} = \frac{P_b z_D N_D}{60\,000}$$

■ **Entraxe. Arc de contact. Longueur de courroie**

À partir d’un entraxe E donné, des diamètres D et d des poulies, l’arc de contact α sur la petite poulie et la longueur L de la courroie sont donnés par les relations suivantes :

$$\alpha = \pi - 2 \arcsin \left(\frac{D-d}{2E} \right) \quad (\text{en rad})$$

Une simplification peut être faite dans le cas où $\frac{D-d}{2E} \ll 1$:

$$\alpha = \pi - \frac{D-d}{E}$$

À partir de cet angle α , la longueur L de la courroie est ainsi donnée par :

$$L = \pi D + \frac{\alpha}{2} (d-D) + 2E \cos \left(\frac{\pi-\alpha}{2} \right)$$

En faisant l’approximation $\frac{D-d}{2E} \ll 1$, nous avons la relation suivante :

$$L = 2E + \frac{\pi}{2} (D+d) + \frac{(D-d)^2}{4E}$$

Dans le cas où la longueur de la courroie est connue et imposée, l’entraxe se calcule à partir de :

$$E = \frac{L - \frac{\pi}{2} (D+d)}{2} - \frac{(D-d)^2}{4 \left[L - \frac{\pi}{2} (D+d) \right]}$$

Une poulie et une courroie étant définies par leur nombre de dents, l’entraxe s’obtient également à partir de la relation suivante, sachant que $z_d P_b = \pi d$ et $z_D P_b = \pi D$:

$$E = \frac{P_b (z_D - z_d)}{2 \cos(\alpha/2)}$$

La courroie ayant z_b dents, sa longueur est :

$$L = z_b P_b$$

■ **Nombre de dents en prise sur la petite poulie**

À partir des formules précédentes, le nombre de dents en prise sur la petite poulie z_m est donné par :

$$z_m = \text{Ent} \left[\frac{z_d}{2} - \frac{P_b z_d}{2 \pi^2 E} (z_D - z_d) \right]$$

« Ent » représentant la partie entière du nombre entre parenthèses.

4.1.4 Puissance transmissible

La norme NF T 47-021 définit la puissance transmissible comme étant la puissance qu’une courroie synchrone donnée peut transmettre dans des conditions géométriques et ambiantes données pendant une durée spécifiée.

Remarque : cette norme ne s’applique que pour les pas XL, L, H, XH, XXH, mais, cependant, un parallèle peut être établi avec les courroies à profil HTD, en première approximation.

La puissance transmissible par une courroie de largeur de base ℓ_0 est donnée par la relation :

$$P_{tb} = \frac{(T_a - m v^2) v}{1\,000} \quad (\text{en kW})$$

à l’aide des valeurs données au tableau 5.

Cette formule n’est valable que lorsque le nombre z_m de dents en prise sur la petite poulie est supérieur ou égal à 6.

La puissance transmissible par une courroie de largeur quelconque ℓ ayant z_m dents en prise sur la petite poulie est donnée par la relation :

$$P_t = \left(k_z k_w T_a - \frac{\ell m v^2}{\ell_0} \right) / 1\,000$$

avec k_z facteur de correction de dents en prise, donné par :

$$\begin{aligned} \text{si } z_m \geq 6 & \quad k_z = 1 \text{ et} \\ \text{si } z_m < 6 & \quad k_z = 1 - 0,2 (6 - z_m) \end{aligned}$$

k_w facteur de correction de largeur, donné par :

$$k_w = \left(\frac{\ell}{\ell_0} \right)^{1,14}$$

Tableau 11 – Consignes d’utilisation des courroies synchrones (d’après doc. Kléber-Industrie)

Code de pas	Profil trapézoïdal (1)					Profil curviligne HTD			
	XL	L	H	XH	XXH	3 mm	5 mm	8 mm	14 mm
Diamètre minimal des poulies (mm)	16,17	36,38	64,68	127,34	222,34	9,55	22,28	56,02	124,78
Nombre de dents minimal	10	12	16	18	22	10	14	22	28
Vitesse maximale d’utilisation (m/s)	50	50	50	40	35	60	60	55	45

(1) Les valeurs pour les profils XXL et MXL ne sont pas communiquées.

Remarque : afin de simplifier la formule rigoureuse, la puissance transmissible peut être calculée ainsi : $P_t = k_z k_w P_{tb}$.

4.2 Exemple de calcul

Soit une installation composée d'une machine motrice équipée d'un moteur synchrone d'une puissance $P = 0,7$ kW, avec une vitesse de rotation N_d de 1 425 tr/min et d'un agitateur à liquide pur (machine conduite) dont la vitesse de rotation N_D est de 950 tr/min ; sa durée de fonctionnement est de l'ordre de 8 h/jour.

L'installation de la transmission impose un encombrement maximal donné par :

diamètre maximal des poulies : 100 mm ;

entraxe souhaité : 250 mm \pm 15.

■ **Calcul de la puissance corrigée :** les tableaux 14 et 15 (en [Form. B 5 681]) donnent un facteur de service $S_g = 1,18$ et, de ce fait :

$$P_c = 1,18 \times 0,7 = 0,83 \text{ kW}$$

■ **Détermination du code de pas :** la figure 20 laisse le choix entre un profil trapézoïdal de type L et un profil HTD de pas 5 mm. Nous examinerons les deux cas.

■ **Détermination des poulies :** le rapport de transmission est :

$$\eta = \frac{N_d}{N_D} = \frac{1\,425}{950} = 1,5$$

Aussi, selon la disponibilité du marché et l'encombrement maximal autorisé, on peut choisir d'après les catalogues des constructeurs :

- Profil L ($P_b = 9,525$ mm) :
petite poulie 20 L (20 dents, $d = 60,64$ mm),
grande poulie 30 L (30 dents, $d = 90,96$ mm) ;
- Profil HTD ($P_b = 5$ mm) :
petite poulie 40 dents, $d = 63,66$ mm,
grande poulie 60 dents, $D = 95,49$ mm.

■ **Calcul de la vitesse linéaire maximale autorisée** en fonction du nombre de dents :

— Profil L :

$$v = \frac{9,525 \times 20 \times 1\,425}{60\,000} = 4,52 \text{ m/s}$$

— Profil HTD :

$$v = \frac{5 \times 40 \times 1\,425}{60\,000} = 4,75 \text{ m/s}$$

■ **Calcul de la longueur des courroies :** en retenant un entraxe $E = 250$ mm, l'arc de contact sur la petite poulie est :

$$\alpha = \pi - 2 \arcsin \left(\frac{D-d}{2E} \right)$$

soit :

— Profil L :

$$\alpha = 3,02 \text{ rad} = 173^\circ$$

— Profil HTD :

$$\alpha = 3,01 \text{ rad} = 172,7^\circ$$

De ce fait, la longueur L et le nombre de dents z_b seront, avec :

$$L = \pi D + \frac{\alpha}{2} (d - D) + 2E \cos \left(\frac{\pi - \alpha}{2} \right) = z_b P_b$$

$$\text{— Profil L} \quad \begin{cases} L = 739,83 \text{ mm} \\ z_b = 77,67 \text{ dents} \end{cases}$$

$$\text{— Profil HTD} \quad \begin{cases} L = 751,93 \text{ mm} \\ z_b = 150,38 \text{ dents} \end{cases}$$

En prenant une longueur approchante, multiple d'un nombre de dents, on obtient :

$$\text{— Profil L} \quad \begin{cases} z_b = 80 \text{ dents} \\ L = 762 \text{ mm et } E = 261,5 \text{ mm} \end{cases}$$

et le nombre de dents en prise sur la petite poulie $z_m = 9$, d'où $k_z = 1$;

$$\text{— Profil HTD} \quad \begin{cases} z_b = 150 \text{ dents} \\ L = 750 \text{ mm et } E = 249,5 \text{ mm} \end{cases}$$

avec $z_m = 19$ et $k_z = 1$.

■ **Calcul de la puissance transmissible de base P_{tb} :**

— Profil L :

$$P_{tb} = 1,123 \text{ kW pour une largeur de } 25,4 \text{ mm}$$

— Profil HTD :

$$P_{tb} = 0,622 \text{ kW pour une largeur de } 9 \text{ mm}$$

■ **Calcul de la largeur de la courroie :** afin de transmettre la puissance P_c dans les conditions optimales, celle-ci doit être au moins égale à la puissance P_t pour une largeur ℓ donnée. C'est cette largeur que nous devons déterminer.

Posons $P_t = P_c$; de ce fait, en faisant l'approximation $P_t = k_z k_w P_{tb}$, la largeur ℓ est donnée par :

$$\ell = \ell_0 \left(\frac{P_c}{P_{tb}} k_z \right)^{1/1,14}$$

d'où :

— Profil L :

$\ell = 19,48$ mm, la largeur la plus proche normalisée est 20 mm ;

— Profil HTD :

$\ell = 11,59$ mm, la largeur la plus proche dans les catalogues des constructeurs est 15 mm.

Ainsi, la transmission est parfaitement déterminée :

- Profil L petite poulie : 20 dents,
grande poulie : 30 dents,
courroie : $L = 762$ mm (80 dents),
 $\ell = 20$ mm,
entraxe : $E = 261,5$ mm ;
- Profil HTD 5 mm petite poulie : 40 dents,
grande poulie : 60 dents,
courroie : $L = 750$ mm (150 dents),
 $\ell = 15$ mm,
entraxe : $E = 249,5$ mm.

Si l'on se place du point de vue technique, la solution retenue serait le profil HTD pour une question d'encombrement (entraxe et largeur de courroie plus faibles), mais l'étude économique reste à faire pour réaliser le choix final.

Poulies et courroies de transmission

Entraînement synchrone

par **Roland FARGES**

Ingénieur de l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon
Responsable Développement des courroies synchrones
de la Société Caoutchouc Manufacturé et Plastiques – Kléber Industrie

Références bibliographiques

- [1] KUBO (A.), ANDO (T.), SATO (S.), AIDA (T.) et HOSHIRO (T.). – *On the running noise of toothed belt drive. 1st report : Mechanism of noise generation. 2nd report : Influence of running condition and some noise reduction methods.* Bulletin of the JSME.
- [2] KOYAMA (T.), KAGOTANI (M.), SHIBATA (T.), SATO (S.) et HOSHIRO (T.). – *A study on strength of toothed belt. 3rd report : Fatigue strength and features of fracture.* Bulletin of the JSME, 22, n° 169, juil. 1979.
- [3] KOYAMA (T.), KAGOTANI (M.), SHIBATA (T.), SATO (S.) et HOSHIRO (T.). – *A study on strength of toothed belt. 4th report : Load distribution in case of considering incomplete meshing. 5th report : Effect of pitch difference on fatigue strength of toothed belt.* Bulletin of the JSME, 23, n° 181, juil. 1980.
- [4] KOYAMA (T.), KAGOTANI (M.), SHIBATA (T.), SATO (S.) et HOSHIRO (T.). – *A study on strength of toothed belt. 6th report : Behaviour of belt and pulley tooth at incomplete meshing region.* Bulletin of the JSME, 24, n° 194, août 1981.
- [5] KOGOTANI (M.), AIDA (T.), KOYAMA (T.), SATO (S.) et HOSHIRO (T.). – *A study on transmission characteristics of toothed belt drives.* Bulletin of the JSME, 25, n° 201, 1st report : *Effect of initial tension on tight side and slack side tensions*, mars 1982.
- [6] FUNK (W.). – *Ursachen von Geräuscentwicklungen in Zahnriementrieben und primäre Gegenmaßnahmen* (Causes des émissions de bruit dans les transmissions par courroies synchrones et mesures préventives primaires). Maschinenmarkt, 93, Würzburg (1987).
- [7] DEROOSE (C.). – *V. Belts and synchronous belts : Competitors or partners ?* Hydraulic pneumatic mechanical power, 29, n° 348, déc. 1983.
- [8] BREIG (W.F.). – *Finite element analysis of contact stress in synchronous belt teeth.* SAE Technical Paper Series, sept. 1985.
- [9] FIRBANK (T.C.). – *On the kinematics of synchronous belt drives.* Engineers' digest, 38, n° 7, juil. 1977.
- [10] METZNER (D.). – *Belastbarkeit von Zahnriemen* (Conditions limites de charge des courroies synchrones). Maschinenbautechnik, 32, Berlin (1983).
- [11] METZNER (D.). – *Konstruktive Gestaltung von Zahnriemenscheiben* (La conception des poulies pour courroies synchrones). Maschinenbautechnik, 32, Berlin (1983).
- [12] ZAISS (J.J.). – *Synchronous belts.* Engineering materials and design, 23, n° 5, mai 1979.
- [13] GERBERT (G.), JONSSON (H.), PERSSON (U.) et STENSSON (G.). – *Load distribution in timing belts.* Journal of mechanical design, 100, avril 1978.
- [14] CICOGNANI (M.). – *Design of synchronous belt drives in IC engines.* Automotive Engineer, 7, n° 1, fév.-mars 1982.

Normalisation

Association française de normalisation AFNOR

- NF T 47-020 01-85 Transmissions synchrones par courroies. Vocabulaire ISO.
- NF T 47-021 01-85 Courroies synchrones. Calcul de la puissance transmissible et de l'entraxe.
- NF T 47-120 12-86 Transmissions par courroies. Poulies synchrones. Dimensions, tolérances et spécifications.
- NF T 47-121 01-85 Transmissions synchrones par courroies. Courroies.

International Organization for Standardization ISO

- ISO 5288 1982 Synchronous belt drives. Vocabulary.
 - ISO 5294 1979 Synchronous belt drives. Pulleys.
- (additif 01. 1983)

- ISO 5295 1987 Synchronous belt. Calculation of power rating and drive centre distance.
- ISO 5296 1978 Synchronous belt drives. Belts.
- ISO/DIS 5294 1987 (Projet de révision de la norme ISO 5294).
- ISO/DIS 5296 1987 (parties 1 et 2) (Projet de révision de la norme ISO 5296).

Deutsches Institut für Normung eV DIN

- DIN 7721/1 6-89 Synchronriementriebe, metrische Teilung ; Synchrerien.
- DIN 7721/2 6-89 Synchronriementriebe, metrische Teilung ; Zahnlückenprofil für Synchrerien.