

# TRANSMISSION PAR COURROIE ET POULIES DIMENSIONNEMENT

---

Pierre Duysinx

Aérospatiale & Mécanique  
Année académique 2016-2017

# LAY-OUT

---

- Dimensionnement
  - Courroies plates
  - Courroies trapézoïdales
  - Courroies crantées



# DIMENSIONNEMENT COURROIES PLATES

# DIMENSIONNEMENT DES COURROIES PLATES

---

- La normalisation des courroies est régie par les normes NBN 470-1957 et 583-1961 - ISO/R22 et R63
- Les diamètres sont étagés de 40 à 2000 mm en suivant la série des nombres normaux  $R_{20}$ .
- Les largeurs de courroie et de jante de poulie sont étagées de 20 à 630 mm en suivant la série des nombres normaux :
  - $R_{10}$  pour les largeurs de 20 à 63 mm
  - $R_{20}$  pour les largeurs de 63 à 630 mm
- On notera que la largeur de jante est en général la valeur  $R_{20}$  juste supérieure à celle retenue pour la courroie

# DIMENSIONNEMENT DES COURROIES PLATES

<b>R5</b>	<b>R10</b>	<b>R20</b>	<b>R20</b>
<b>10</b>	<b>10</b>	<b>10</b>	<b>100</b>
		<b>11</b>	<b>112</b>
	<b>12</b>	<b>12</b>	<b>125</b>
		<b>14</b>	<b>140</b>
<b>16</b>	<b>16</b>	<b>16</b>	<b>160</b>
		<b>18</b>	<b>180</b>
	<b>20</b>	<b>20</b>	<b>200</b>
		<b>22</b>	<b>224</b>
<b>25</b>	<b>25</b>	<b>25</b>	<b>250</b>
		<b>28</b>	<b>280</b>
	<b>32</b>	<b>32</b>	<b>315</b>
		<b>36</b>	<b>355</b>
<b>40</b>	<b>40</b>	<b>40</b>	<b>400</b>
		<b>45</b>	<b>450</b>
	<b>50</b>	<b>50</b>	<b>500</b>
		<b>56</b>	<b>560</b>
<b>63</b>	<b>63</b>	<b>63</b>	<b>630</b>
		<b>70</b>	<b>710</b>
	<b>80</b>	<b>80</b>	<b>800</b>
		<b>90</b>	<b>900</b>
<b>100</b>	<b>100</b>	<b>100</b>	<b>1000</b>




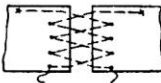


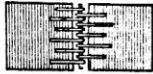
Liste des nombres normaux de  
 La progression géométrique  
 de raison  $10^{(1/10)}$  et  
 $10^{(1/20)}$

# DIMENSIONNEMENT DES COURROIES PLATES

---

- Les longueurs  $L$  de courroies plates sans fin sont mesurées sous tension initiale, au niveau de la face de contact. Les longueurs normalisées sont étagées à partir de 500 mm et correspondent aux termes successifs de la série  $R_{20}$ .
- Des valeurs de  $L$  non normalisées sont utilisées dans certains cas : l'utilisation d'un dispositif de "jonctionnement" est rendue indispensable. A noter que les courroies jonctionnées sont très nettement déformées par rapport aux courroies sans fin de même section.

# DIMENSIONNEMENT DES COURROIES PLATES

Types de jonctionnement			Résistance de la jonction par rapport à celle d'une courroie intacte
Collage	Colle à cuir		80 à 85%
	Colle à caoutchouc		80 à 85%
Couture	Lanières tannées en suif		30%
	Cordes en boyaux		50%
Agrafage	Boulons et couvre-joints (aboutement)		30%
	Boulons et couvre-joints (peigne)		25%
	Agrafes en acier ou spirales à tige		50 à 80%

# BASES THEORIQUES DU DIMENSIONNEMENT

- La formule d'Euler nous a permis d'écrire

$$\begin{cases} \bar{t} = t - m'v^2 = \bar{Q} \frac{1}{e^{\mu \Omega} - 1} \\ \bar{T} = T - m'v^2 = \bar{Q} \frac{e^{\mu \Omega}}{e^{\mu \Omega} - 1} \end{cases}$$

- Avec T, t, les efforts appliqués à la courroie, m' est la masse par unité de longueur de la courroie, v est la vitesse périphérique de la courroie, Tbar est l'effort maximum récupérable à la jante,  $\mu$  le coefficient de frottement moyen service,  $\Omega$  l'angle d'embrassement apparent, mesuré sur la petite poulie.
- Qbar est l'effort périphérique maximum prévisible  
Qbar = Q x facteur de service,



# BASES THEORIQUES DU DIMENSIONNEMENT

- Calculons la section nette de courroie  $S$  qui permet la transmission de l'effort périphérique  $Q$ , le lien flexible étant à la limite du glissement.

- Si  $R$  est la tension admissible disponible en traction, caractéristique du matériau et de la géométrie de la transmission

$$T = S R$$

- La masse  $m'$  calculée par unité de longueur peut également s'exprimer en fonction de la section nette.

$$m' = S \rho$$

- Où  $\rho$  est la masse volumique du matériau de la courroie

# BASES THEORIQUES DU DIMENSIONNEMENT

- Il vient

$$S (R - \rho v^2) = \bar{Q} \frac{e^{\mu \Omega}}{e^{\mu \Omega} - 1}$$

- d'où l'expression de la section nette:

$$S = \frac{\bar{Q}}{R - \rho v^2} \frac{e^{\mu \Omega}}{e^{\mu \Omega} - 1}$$

- La section nette nécessaire  $S$  est d'autant plus faible que le produit  $\mu\Omega$  est élevé. Un coefficient de frottement plus élevé, un plus grand entraxe ou un plus petit rapport de réduction  $i$  conduisent à une meilleure utilisation du matériau constitutif de la courroie.

# BASES THEORIQUES DU DIMENSIONNEMENT

- Une première remarque s'impose à propos de la tension admissible : la courroie est à la fois soumise à un effort de traction  $T$  et aux contraintes qui résultent de son incurvation sur la longueur des arcs de contact au niveau des jantes. Les tensions de flexion qui en résultent sont évidemment les plus élevés au niveau de la poulie de petit diamètre  $d_1$ .
- Estimation de l'abaissement de la contrainte admissible suite à la superposition d'une contrainte de flexion:
- La relation permettant le calcul de la tension réelle admissible en traction  $R$ :

$$R = R^* - \sigma_f = \frac{R_0}{K} - E_f \frac{e}{d_1}$$

- où  $K$  est un coefficient de sécurité.

# BASES THEORIQUES DU DIMENSIONNEMENT

- Estimation de la contrainte de flexion dans la courroie  $\sigma_f$  qui s'ajoutent aux tensions de traction induites par l'effort T.
- Soient  $e$  l'épaisseur de la courroie,  $E_f$  son module d'élasticité à la flexion.
- Confondons l'axe neutre avec la fibre moyenne de la courroie enroulée sur le rayon  $d/2$  de la poulie.
- La courbure étant constante, il y correspond un moment de flexion pure et, par voie de conséquence
- Il vient la déformation

$$\epsilon = \frac{e/2}{r_1 + e/2} \qquad \epsilon = \frac{e}{d_1}$$

- En utilisant la loi de Hooke, on a la contrainte de flexion

$$\sigma_f = E_f \frac{e}{d_1}$$

# BASES THEORIQUES DU DIMENSIONNEMENT

Type de courroie Matériau utilisé	Tension de rupture à la traction $R_0$ en $[N/cm^2]$	Module de Young en traction $E_t$ en $[N/cm^2]$	Coef. de sécurité K	Tension admissible totale $R^*$ en $[N/cm^2]$	Module de Young en flexion $E_f$ en $[N/cm^2]$	Rap. maxi. $\frac{e}{d_1}$	Densité ( $\rho = 10^3 D$ ) en $[kg/m^3]$	Fréq. limite d'endu- rance en $[s^{-1}]$	Vitesse périph. max. $v_{max}$ en $[m/s]$	Coefficient de frottement (+) f	Temp. max. de fonct. $\theta_{max}$ $[°C]$
Cuir											
type S	2500	25000	6...7	360...410	5000...9000	0,033	1,0	5	30	derme	35
G	3000	35000	6...7	430...500	4000...8000	0,04	0,95	10	40	0,22 + 0,012 w	35
HGL	3000...4000	45000	6...7	430...650	3000...7000	0,05	0,9	25	50	épiderme	45
HGC	3000...4500	45000	6...7	430...750	3000...7000	0,05	0,9	25	50	0,33 + 0,02 w	70
Tissus -imprégnés											
Co-Ba	5000...6500	90000...150000	12...15	330...540	5000	0,04	1,25	30	40	0,5	40
Ca-Ba-Co	5000...6000	35000...120000	11...15	330...540	5000	0,035	1,2	30	40	0,5	45
Ca-Co	4500...6000	50000...130000	12...15	300...500	5000	0,033	1,25	30	40	0,5	70
-non impr.											
Co	3500...5000	50000...140000	10...15	230...500	4000	0,05	1,3	40	50	0,3	-
soie art.	5000	-	10...15	330...500	4000	0,04	1,0	40	50	0,35	-
nylon- perlon	18000...22000	-	10...12	1650...2200	-	-	1,1...1,15	80	65	-	-
C. Composite* contast Cuir/Ca résistance mat.Plast.	18000...22000	55000	10...12	1650...2200	55000	0,01	1,1...1,2	80	80 éventuel. jusqu'à 100	comme pour cuir 0,75	40...70 70...80
C. trap. - normales - de type étroit	- - -	50000...140000	- - -	700...900	5000	-	1,25	40 50...80	25...30 60	0,35 + 0,012 w	70...80

(+) Dans l'expression du coefficient de frottement, w est la vitesse de glissement d'ensemble exprimée en cm/sec. Pour les courroies trapézoïdales, le tableau fournit la valeur du coefficient de frottement matière à matière

Légende : Co : coton ; Ba : balata ; Ca : caoutchouc

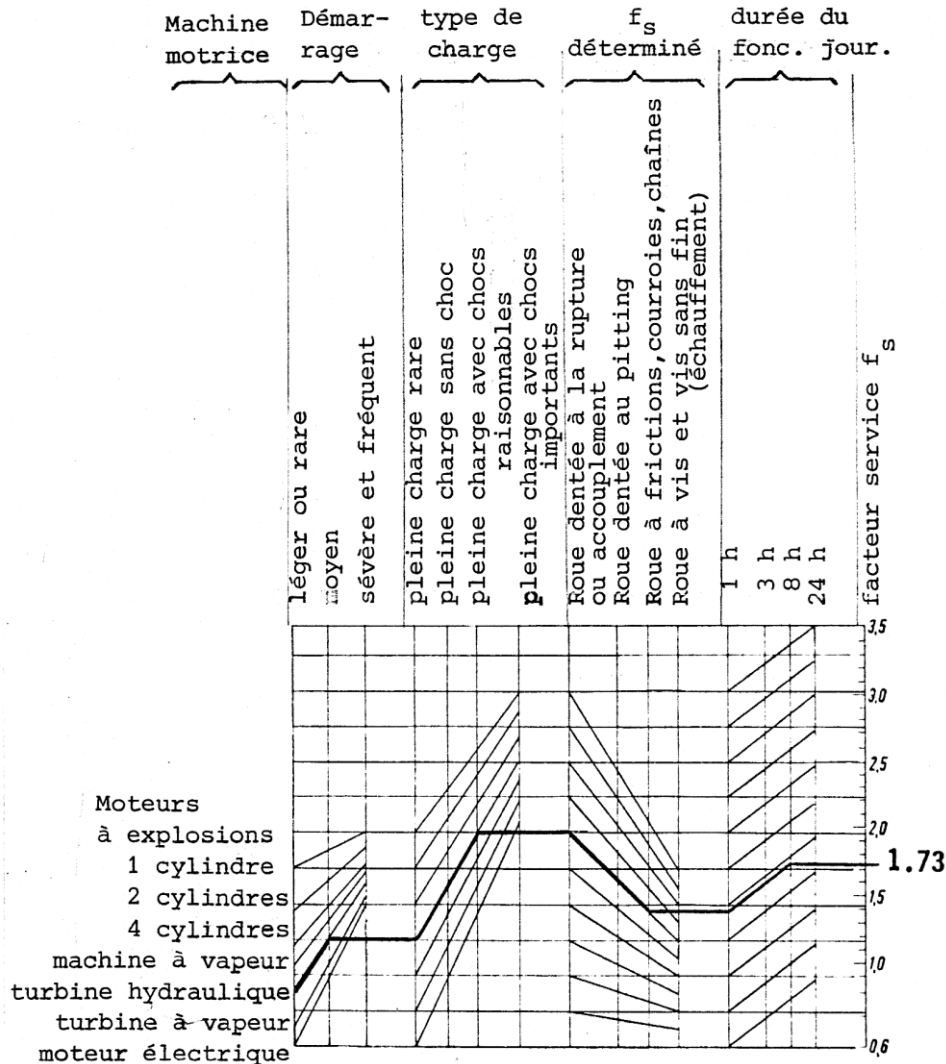
\* Structure en couches superposées de matériaux collés

# BASES THEORIQUES DU DIMENSIONNEMENT

---

- Remarque concernant la valeur de l'effort périphérique  $Q_{bar}$  à introduire dans la formule de la section nette.
- La force tangentielle dépend du couple transmis, grandeur qui peut être fortement variable dans le cycle. On en tient compte en pratique en introduisant un facteur service  $f_s$ , supérieur à l'unité, qui dépend à la fois du type de machine motrice et réceptrice ainsi que des conditions de fonctionnement spécifiques à l'installation (poussière, eau, huile, température élevée, etc.)
- En première approximation, et en l'absence de directives précises émanant d'un fabricant, on peut adopter les valeurs proposées dans l'abaque de Richter-Ohlendorf

# BASES THEORIQUES DU DIMENSIONNEMENT



Tracé à titre exemplatif :  
 turbines hydrauliques, démarrage moyens, pleine charge avec chocs raisonnables, courroies, 8 heures par jour donne  $f=1.73$ .

# CALCUL PRATIQUE D'UNE COURROIE PLATE

---

- Les fabricants de courroie fournissent généralement des nomogrammes et des coefficients de correction pour le calcul rapide d'une transmission par courroie.
- Ces abaques tiennent compte de la vitesse circonférentielle  $v$ , du type de courroie (largeur), du diamètre de la plus petite poulie ( $d_1$ ) et de l'angle d'enroulement  $\Omega$  de la courroie sur cette dernière.
- L'abaque principal fournit la puissance  $P_1$  transmissible par cm de largeur pour une courroie de type (d'épaisseur) donné, en fonction de la vitesse périphérique  $v$ .



# CALCUL PRATIQUE D'UNE COURROIE PLATE

---

- Pour chaque type de courroie, le fabricant indique également le diamètre  $d_1$  minimum préconisé, pour une bonne utilisation du lien flexible.
- Supposons tout d'abord que  $P_{out}$  et  $N_{out}$  respectivement la puissance et la vitesse de rotation imposées à la poulie réceptrice soient les données fondamentales du problème.
- Dans ces conditions, on déterminera la largeur nécessaire en respectant la démarche qui va être expliquée.

# CALCUL PRATIQUE D'UNE COURROIE PLATE

- 1/ On choisit les diamètres  $d_1$  et  $d_2$  normalisés  $R_{20}$  en fonction du rapport de réduction  $i$  nécessaire et de l'encombrement limite toléré.
  - 2/ Compte tenu d'un entraxe approximatif choisi en fonction du type de courroie, on détermine la longueur normalisée la plus proche  $L_N$  et l'entraxe réel correspondant.
- La géométrie est ainsi parfaitement définie :  $d_1$  ,  $d_2$ ,  $L_N$  et  $EA_{\text{réel}}$  sont à présent connus.

# CALCUL PRATIQUE D'UNE COURROIE PLATE

---

- 3/ L'épaisseur de la courroie caractérise le type. Cette épaisseur sera choisie en fonction du matériau utilisé et du diamètre  $d_1$ .
- Dans la mesure du possible, il est conseillé d'utiliser la formule de bonne pratique suivante :

$$e = d_1/100 + 3 \text{ mm}$$

- avec  $d_1$  en mm. L'épaisseur approximative permet la détermination du type qui répond le mieux à l'application.

# CALCUL PRATIQUE D'UNE COURROIE PLATE

- 4/ Le type étant déterminé, l'abaque ( $P_1, v, \text{type}$ ) est utilisable pour la vitesse  $v$  de fonctionnement de l'application.
- On détermine la puissance  $P_1$  (en kW/cm) caractéristique du type, dans le cadre des conditions particulières qui ont été fixées lors de la construction de l'abaque.

- Une largeur idéale s'en déduit :

$$l_{id} = \frac{f_s P_{mot}}{P_1} = \frac{f_s P_{rec}}{P_1 \eta}$$

- avec  $\eta$  le rendement global qui vaut approximativement  $\eta=0.97$ .

# CALCUL PRATIQUE D'UNE COURROIE PLATE

- 5/ Cette largeur idéale doit être majorée pour tenir compte des conditions réelles de l'utilisation.  $l_{id}$  est dès lors divisé par un produit de facteurs  $k_i$  inférieurs à l'unité

$$l_{reelle} = \frac{l_{id}}{k_1 k_2 \dots k_n}$$

- avec, pour chaque fabricant particulier
  - $k_1$ , coefficient dit de "condition atmosphérique",
  - $k_2$  facteur d'embrassement pour des  $\Omega$  inférieurs à  $\pi$
  - $k_3$ , disposition relative des poulies (inclinaison de la ligne des centres sur l'horizontale)
- Cette dernière valeur de largeur réelle  $l_{réelle}$  doit encore être normalisée à un terme de la série R<sub>10</sub> ou R<sub>20</sub> suivant le diamètre.

# CALCUL PRATIQUE D'UNE COURROIE PLATE

- A ce stade du calcul, il ne reste plus qu'à vérifier si la fréquence d'incurvation reste inférieure à la fréquence limite matériau caractéristique du type ou du matériau

