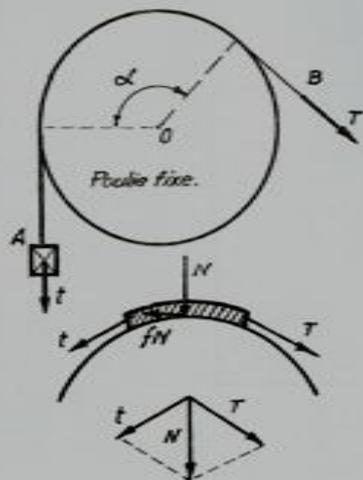


Chapitre 1

Transmission par courroies plates.

§1 Les courroies

Remarque préliminaire : Condition de non glissement des liens flexibles .



Considérons un cylindre, encastré aux deux bouts et immobilisé en rotation, autour duquel nous enroulons une lamère flexible suivant un angle α .

À l'extrémité A, nous suspendons une charge t kg .

Pour soulever cette charge, nous devons exercer sur l'extrémité B un effort $T > t$ puisque

$T = t +$ effort de frottement de la courroie sur la poulie .

En effet, considérons une portion de courroie . Elle est soumise à deux efforts T et t , dont la résultante N applique la courroie sur la poulie .

Cette force N engendre une force de frottement fN s'opposant au mouvement .

On conçoit que T sera d'autant plus grand

que le coefficient de frottement est grand et que l'angle α est grand .

Des calculs, basés sur les mathématiques supérieures et qui seront effectués au cours de mathématiques de 3^e année, donnent la relation suivante entre T et t .

$$\frac{T}{t} = e^{f\alpha}$$

avec T et t en kg.

e = base des log. népériens

= 2,718

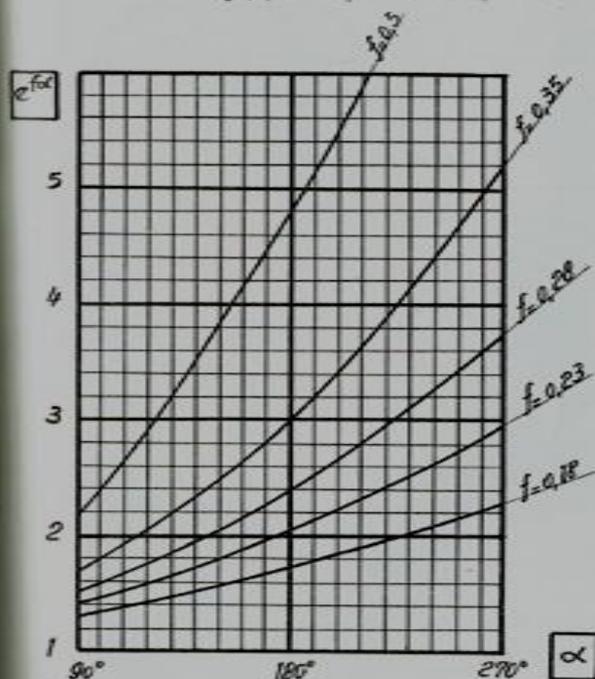
f = coefficient de frottement

α = angle embrassé en radians

$$= \alpha \times \frac{N^\circ}{360^\circ}$$

Calcul de $e^{f\alpha}$:

2 méthodes : { a) par logarithmes ;
b) par l'emploi d'un abaque .



Donc, si $T < 150$ kg., il n'y aura pas glissement

si $T \geq 150$, il y a glissement .

Remarque :

Si, au lieu de considérer la poulie fixe, nous la supposons mobile et transmettant un effort tangentiel F_t :

L'effort tangentiel $F_t = T - t$

Il n'y aura pas glissement si

$$T < t \cdot e^{f\alpha}$$

Exemple :

On suspend une charge de 300 kg. à l'extrémité d'un lien flexible. Sachant que $f = 0,18$, calculez l'effort T à exercer à l'autre extrémité du lien pour obtenir le déplacement de la charge sachant que $\alpha = 135^\circ$.

On a :

$$\frac{T}{t} = e^{f\alpha}$$

Pour trouver $e^{f\alpha}$, on consulte l'abaque ci-contre et on trouve

$$e^{f\alpha} = 1,5 .$$

D'où

$$\begin{aligned} T &= t \cdot e^{f\alpha} \\ &= 300 \times 1,5 \\ &= 450 \text{ kg.} \end{aligned}$$

En pratique, on admet

$$T = 0,8 t e^{f\alpha}$$

Il est donc possible de calculer T et t connaissant l'effort tangentiel F_t .

En effet, il suffit d'écrire :

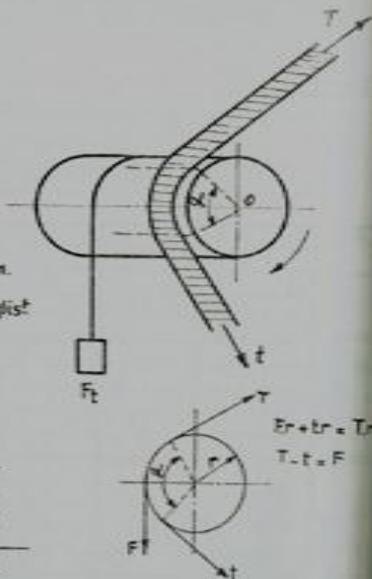
| | | |
|-------------------------|-----|-----------------|
| $F_t = T - t$ | (1) | Cond. mieu. |
| $T = 0,8 t e^{f\alpha}$ | (2) | Cond. non glis. |

et de résoudre les 2 équations à 2 inconnues en T et t.

On aurait finalement :

$$t = \frac{F_t}{0,8 e^{f\alpha} - 1}$$

$$T = \frac{F_t \times 0,8 e^{f\alpha}}{0,8 e^{f\alpha} - 1}$$



Principe de la transmission par courroie.

La transmission est basée sur l'adhérence qui se développe à la faveur d'une tension de pose initiale T_0 .

À la mise en marche :

- le brin conducteur prend une tension $T > T_0$;
- le brin conduit prend une tension $t < T_0$.

Comme l'allongement de l'un = le raccourcissement de l'autre, nous pouvons écrire :

$$T - T_0 = f_0 - t$$

d'où la tension de pose

$$T_0 = \frac{T + t}{2} \quad (1)$$

D'autre part, nous avons dit que $F_t = T - t$ (2).

Donc, si on connaît la force tangentielle et la tension de pose, il est possible, grâce aux équations (1) et (2), de déterminer T et t.

Détermination de T et t :

Nous avons à notre disposition les relations :

$$T - t = F_t \quad (1)$$

$$T = 0,8 t e^{f\alpha} \quad (2)$$

Remplaçons (2) dans (1) :

$$0,8 t e^{f\alpha} - t = F_t$$

d'où

$$t (0,8 e^{f\alpha} - 1) = F_t$$

et

$$t = \frac{F_t}{0,8 e^{f\alpha} - 1}$$

et

$$T = 0,8 t e^{f\alpha}$$

d'où

$$T = \frac{0,8 F_t \cdot e^{f\alpha}}{0,8 e^{f\alpha} - 1}$$

En posant $n = 0,8 e^{f\alpha}$, on a :

$$t = \frac{F_t}{n - 1} \quad \text{et} \quad T = \frac{n \cdot F_t}{n - 1}$$

Calcul de la section de la courroie.

La courroie doit pouvoir résister avec sécurité à l'effort de traction dans le brin tendu, donc à T

$$S = \frac{T}{\sigma} = \frac{0,8 F_t e^{f\alpha}}{0,8 e^{f\alpha} - 1} \cdot \frac{1}{\sigma}$$

Pour les grandes vitesses, il faut tenir compte d'un effort de traction supplémentaire dû à la force centrifuge.

Cette tension s'exprime par

$$G^f = \frac{\rho}{g} v^2$$

avec ρ = poids spécifique du cuir,

g = accélération de la chute des corps,

v = vitesse tangentielle.

Comme on exprime la fatigue de la courroie en kg/cm^2 , nous devons exprimer G^f en kg/cm^2 . Sachant que le poids spécifique du cuir = 1 kg/dm^3 , nous trouverions :

$$\sigma' = \frac{1}{100} v^2$$

avec σ' en kg/cm^2 et v en m/sec .

Pour la détermination de la section, nous ne pourrons donc plus tabler sur une résistance σ , mais sur $\sigma - \sigma'$.

D'où

$$S = \frac{T}{\sigma - \sigma'} = \frac{0,9 F_t e^{f\alpha}}{0,9 e^{f\alpha} - 1} \cdot \frac{1}{\sigma - \frac{1}{100} v^2}$$

La section est donnée en cm^2 .

La section de la courroie est donc égale à l'effort dans le brin tendu divisé par le taux de travail statique diminué d'une quantité provenant de l'effet de la force centrifuge.

En d'autres termes, nous tablons sur une résistance dynamique qui sera la différence entre la résistance statique et $0,01 v^2$.

Lorsqu'on aura déterminé S , on se fixera une épaisseur normale et on en déduira la largeur.

Notons qu'il ne faut pas exagérer l'épaisseur d'une courroie, car elle perd de sa flexibilité et diminue le rendement.

Quelques valeurs particulières.

a) Valeurs de σ : 1/10 de la charge de rupture

| matériau | $\sigma = 30 \text{ à } 35 \text{ kg/cm}^2$ |
|----------------------|---|
| cuir (bonne qualité) | 22 à 25 |
| coton | 35 à 40 |
| caoutchouc | 30 à 35 |
| balata | 22 à 25 |
| poils de chameau | 22 à 25 |

b) Valeurs de f :

| Matériau | f | f_{moy} |
|---------------------------------------|-------------|------------------|
| cuir sec sur fonte (courroie neuve) | 0,15 à 0,20 | 0,18 |
| cuir gras sur fonte (courroie usagée) | 0,26 à 0,30 | 0,28 |
| cuir sur acier | 0,25 à 0,30 | 0,28 |
| cuir sur bois | 0,30 à 0,40 | 0,35 |
| coton sur fonte ou acier | 0,20 à 0,25 | 0,23 |
| chambre sur fonte ou acier | 0,20 à 0,25 | 0,23 |

Matériaux

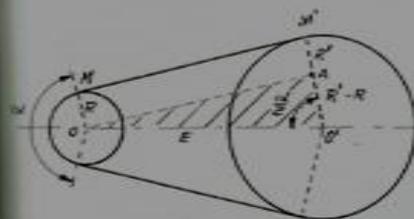
| | f | f_{moy} |
|-------------------------------------|-------------|------------------|
| poils de chameau sur fonte ou acier | 0,20 à 0,25 | 0,23 |
| balata sur fonte ou acier | 0,25 à 0,30 | 0,28 |
| caoutchouc sur fonte ou acier | 0,50 | 0,50 |

c) Distance d'axe en axe :

- si les diamètres sont égaux : $S = 3 D$
- si les diamètres sont inégaux : $S = 2 (R_1 + D_2)$

d) Angles embrassés :

Courroies ouvertes



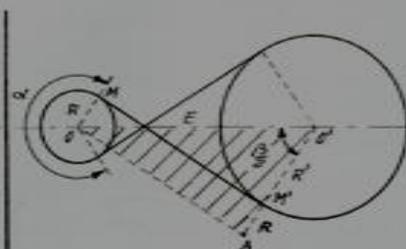
$$O'A = O'O' \cdot \cos \frac{\alpha}{2}$$

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{R' - R}{S}$$

d'où

$$\frac{\alpha}{2} \text{ et partant } \alpha.$$

Courroies croisées



$$O'A = O'O' \cdot \cos \frac{\beta}{2}$$

$$\cos \frac{\beta}{2} = \frac{R' + R}{S}$$

d'où

$$\frac{\beta}{2} \text{ puis } \beta \text{ et finalement } \alpha = 2\pi - \beta.$$

Remarques :

- 1) L'angle embrassé qu'on recherche est le plus petit des deux angles, car on doit assurer l'adhérence sur cet embrassement. Dans le cas d'une courroie ouverte, le plus petit angle est intercepté sur la petite poulie. Dans le cas d'une courroie croisée, les deux angles d'embrassement sont les mêmes. Il suffit donc dans tous les cas de mesurer α sur la petite poulie.
- 2) On pourrait déterminer α en faisant un tracé à grande échelle et en recherchant l'angle soit au rapporteur, soit par le procédé des tangentes.

a) Vitesses des courroies et diamètres des poulies :

Pour avoir de petits diamètres aux poulies, il faut donner à la courroie une vitesse faible. Par contre, une faible vitesse entraîne un grand effort tangentiel, d'où courroies de fortes sections.

L'expérience a permis de résoudre ce dilemme, et on adoptera :

$V = 15$ m/sec. pour les transmissions auxiliaires ;

$V = 15$ à 30 m/sec. pour les transmissions principales.

On adopte couramment

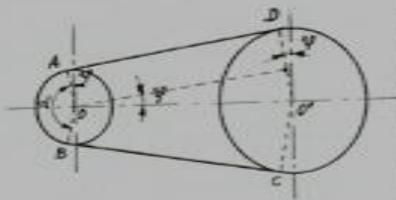
$$V = 20 \text{ m/sec.}$$

c) Epaisseur des courroies :

On adopte généralement comme épaisseurs :

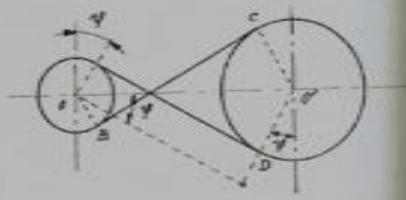
| | | | | |
|----------------|-----|-----|-----|-----------------|
| pour $D = 200$ | 300 | 400 | 500 | > 500 mm. |
| $e = 3,5$ | 4 | 4,5 | 5 | $\frac{E}{100}$ |

e) Longueur des courroies :



pour les courroies ouvertes

$$L = \pi(R + r) + \frac{(R - r)^2}{E} + 2E$$



pour les courroies croisées

$$L = \pi(R + r) + \frac{(R + r)^2}{E} + 2E$$

Application numérique sur les courroies plates en cuir :

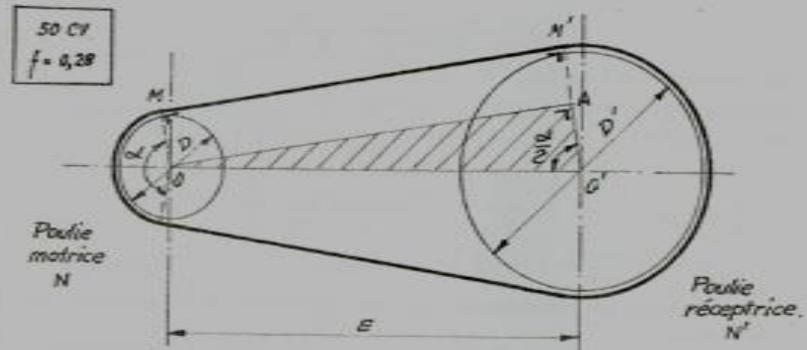
Un moteur électrique de 50 CV tournant à 720 t/min. attaque un compresseur, destiné à tourner à 130 t/min., par l'intermédiaire d'une transmission par courroie plate en cuir. Calculez les caractéristiques de la transmission.

Réponses : que faut-il entendre par caractéristiques ?

- a) les diamètres des poulies en vue de la fabrication de celles-ci ;
- b) la distance d'axe en axe en vue de fixer la distance entre les supports de fondation

et de régler l'entraxe lors de montage ;

- c) la longueur de la courroie et sa section en vue d'en permettre la commande au fabricant.



Solution.

1) Calcul des diamètres des poulies :

Adoptons $V = 15$ m/sec. comme vitesse des courroies

$$D = \frac{60 v}{\pi n} = \frac{60 \times 15}{3,14 \times 720} = 0,477 \text{ m (motrice)}$$

$$D' = \frac{60 v}{\pi n'} = \frac{60 \times 15}{3,14 \times 130} = 2,245 \text{ m (réceptrice)}$$

Afin de tenir compte du glissement, que nous estimons à 2 %, augmentons le diamètre de la poulie motrice qui vusira :

$$D = \frac{0,477}{0,98} = 0,5 \text{ m.}$$

2) Distance d'axe en axe (2 fois la somme des β) :

$$E = 2(D + D') = 2(0,5 + 2,245) = 6,290 \text{ m.}$$

3) Longueur de la courroie :

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

$$= 3,14(1,32 + 0,25) + 2 \times 6,29 + \frac{(1,32 - 0,25)^2}{0,29} = 17,70 \text{ m.}$$

À cette longueur, il faudra ajouter 50 cm pour réaliser la costure, mais ceci est la mission du constructeur de courroies.

4) Section de la courroie (pièces tendues) :

$$s = \frac{\text{Effort}}{\text{tension admissible}} = \frac{T}{\sigma - \sigma'}$$

Nous ne connaissons ni T ni $\sigma - \sigma'$.

Calculons tout d'abord le numérateur (T).

Pour ce, nous avons à notre disposition les 2 équations suivantes :

$$\left. \begin{aligned} T - t &= F_t \quad (1) \\ \frac{T}{t} &= 0,8 e^{f\alpha} \quad (2) \end{aligned} \right\} \text{ dont les seconds membres sont inconnus} \\ \text{mais qui peuvent se calculer comme suit :}$$

a) $F_t = \frac{\text{Puissance}}{\text{vitesse}} = \frac{75 \times 50}{18} = 217 \text{ Kg.}$

Adoptons une sécurité de 25 > pour tenir compte d'une surcharge éventuelle.

D'où :

$$F_t = 217 \times 1,25 = 270 \text{ Kg.}$$

b) Calcul de $e^{f\alpha}$: il nécessite d'abord la connaissance de α .

Le triangle rectangle hachuré donne :

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{R' - R}{R} = \frac{1,325 - 0,250}{0,25} = 0,171$$

D'où $\frac{\alpha}{2} = 80^\circ$ et $\alpha = 160^\circ = 2 \pi \frac{160}{360} = 2,8 \text{ rad.}$

D'où $e^{f\alpha}$ qui se déduit de l'ébarce ; pour $f = 0,28$, on trouve :

$$e^{f\alpha} = 2,2$$

Vérifions par calcul logarithmique :

$$x = e^{f\alpha}$$

$$\log x = f\alpha \log e = 0,28 \times 2,8 \log 2,718$$

$$= 0,28 \times 2,8 \times 0,435$$

$$= 0,341$$

si $\log x = 0,341$, on trouve que $x = 2,195$.

(Les résultats de l'ébarce correspondent donc à ceux du calcul mathématique.)

Revenons maintenant à nos deux équations

$$\left\{ \begin{aligned} T - t &= 270 & (1) \\ \frac{T}{t} &= 0,8 \times 2,2 = 1,75 & (2) \end{aligned} \right.$$

$$\left\{ \begin{aligned} T - t &= 270 & (1) \\ \frac{T}{t} &= 0,8 \times 2,2 = 1,75 & (2) \end{aligned} \right.$$

(2) donne $T = 1,75 t$ et portons cette valeur dans (1)

$$1,75 t - t = 270$$

$$t (1,75 - 1) = 270$$

$$0,75 t = 270$$

$$t = \frac{270}{0,75} = 360 \text{ kg.}$$

D'où $T = 360 + 270 = 630 \text{ kg.}$

Calculons le dénominateur $\sigma - \sigma'$.

$$\sigma = 32 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma' = \frac{1}{100} t^2 = \frac{18^2}{100} = 3 \text{ kg/cm}^2$$

D'où

$$\sigma - \sigma' = 32 - 3 = 29 \text{ kg/cm}^2$$

La section de la courroie vaudra donc

$$s = \frac{630}{29} = 22 \text{ cm}^2 = 2.200 \text{ mm}^2$$

Adoptons une épaisseur double : $2 \times 4 = 8 \text{ mm.}$

La largeur de la courroie vaudra donc

$$l = \frac{2.200}{8} = 280 \text{ mm.}$$

5) On pourrait également calculer la tension de pose :

$$T_0 = \frac{T + t}{2} = \frac{630 + 360}{2} = 495 \text{ kg.}$$

6) Spécification du bon de commande :

Courroie double en cuir (2 x 4 mm)

Largeur = 280 mm.

Longueur exacte : 17,70 m.

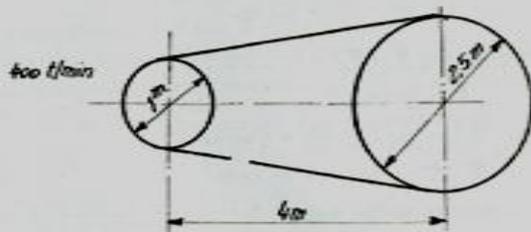
Charge de rupture : 320 kg/cm² (10 x la tension)

Exercices

- 1) Un moteur électrique tournant à 950 t/min. et développant une puissance de 90 CV. La poulie motrice a un diamètre de 300 mm. et une largeur de 350. Calculez la courroie, sachant que l'angle embrassé vaut 150° et que $f = 0,2$.

2) Une poulie motrice de 1 m. de diamètre tourne à 400 t/min. Elle commande une poulie réceptrice de 2,5 m. de diamètre. La puissance est de 30 CV.

Calculer : l'effort tangentiel ;
les efforts T et t dans les brins ;
la section de la courroie, sachant que $\sigma = 35 \text{ kg/cm}^2$ (courroie cuir).



3) Déterminez la transmission par courroie plate en caoutchouc transmettant le mouvement entre un moteur de 30 CV tournant à 1.450 t/min. et une pompe centrifuge tournant à 600 t/min.

4) Déterminez l'effort tangentiel, les tensions, la largeur et l'épaisseur d'une courroie en cuir transmettant une puissance de 300 CV d'un moteur à gaz. La poulie motrice a un diamètre de 1,50 m. Elle entraîne une dynamo tournant à 750 t/min. sur l'arbre de laquelle est calée une poulie réceptrice de 450 mm. de diamètre.
 $\sigma = 30 \text{ kg/cm}^2$. Axe en axe = 4 m.

DOCTRINATION TECHNOLOGIQUE SUR LES COURROIES .

a) COURROIES EN CUIR .

Matériaux.

Proviennent du tannage des peaux de boeufs ou de vaches (crossons). Longueur maximum : 1,5 m. ; pour de plus grandes longueurs, tiller ou couvrir des bandes successives .

Superposition des lattes par couture pour augmenter l'épaisseur .

Dimensions courantes :

Courroies simples : épaisseur 4 à 5 mm. Largeur de 20 à 400 mm.
Courroies doubles : épaisseur 8 à 10 mm. Largeur de 60 à 500 mm.

Courroies triples : épaisseur 12 à 15 mm.

Avantages.

Couples et résistantes à la traction.

Résistantes à l'usure (utilisation pour débrayages à fourches) .

Défauts.

Ne résistent pas à l'humidité, ni à la chaleur, ni aux acides .

Résistance à la traction.

Charge de rupture : de 300 à 400 kg/cm² suivant les qualités .

Manœuvres pratiques.

Placer le côté poilu (poli) sur la jante, afin d'augmenter l'adhérence et d'éviter la formation de gerçures .

Au début de la mise en service, les courroies s'allongent fortement ; cet allongement nuit à son bon fonctionnement et doit être corrigé .

Entretien des courroies en cuir.

Les courroies en cuir doivent être préservées des poussières et des projections d'huile .

Pour les nettoyer, on utilise un chiffon imprégné d'une solution étendue de soude, puis on enduit la face extérieure de la courroie de graisse de boeuf, si possible à chaud . Cette opération est à conseiller une fois par an .

Il faut éviter l'utilisation de matières résineuses (colophane, poix) augmentant l'adhérence, car elles provoquent rapidement des crevasses .

b) COURROIES EN COTON .

Matériaux.

Toiles tissées de coton . Des toiles, dont l'épaisseur est de 1,25 mm., sont superposées, cousues et imprégnées d'huile de lin ou de godron végétal .

Dimensions courantes :

L'épaisseur dépend du nombre de plis (4 - 6 - 8 ou 10 plis). Largeurs courantes.

Avantages.

Coûtent moins cher que les courroies en cuir et s'exécutent en plus grande longueur.

Inconvénients.

Sensibles aux conditions atmosphériques . Elles s'allongent et se raccourcissent suivant l'état hygrométrique (rendement variable).

Résistance.

Charge de rupture : de 220 à 250 kg/cm².

c) COURROIES EN BALATA .

Matériau.

Toiles de coton extra-fortes enduites de gomme de balata pure (Balata : matière gommeuse provenant de la sève d'arbres du Brésil).

S'exécutent en 2, 4, 5 ou 6 plis .

Résistance à la traction : 300 à 400 kg/cm².

Avantages.

Comme pour le coton, s'obtiennent en toutes les dimensions .

Résistent aux acides et aux alcalis .

Inconvénients.

S'allongent sous l'action de la chaleur.

Ne résistent pas aux fourches d'embrayage .

d) COURROIES EN CAOUTCHOUC.

Matériau.

Comme les courroies en balata, elles sont constituées par des toiles de coton extra-fortes et de très haute résistance, mais dans ce cas, les plis sont enduits de caoutchouc vulcanisé . Elles s'exécutent en 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8 ou 9 plis dans les largeurs courantes .

Avantages.

S'exécutent en toutes dimensions .

Résistent à l'humidité . Longueur invariable avec l'état hygrométrique .

Elles sont tout indiquées comme transporteur en manutention mécanique .

Inconvénients.

Ne résistent pas à la chaleur, ni à l'action des huiles, ni aux fourches d'embrayage .

e) COURROIES EN POILIS DE CHAMEAU.

Courroies en laine de chameau avec trame de coton .

Avantages.

Peuvent s'obtenir en toutes dimensions et surtout sans fin . Sont souples, résistantes, élastiques (toutes désignées pour les efforts variables).

Faible allongement .

Résistent à la chaleur, à l'humidité, aux poussières.

f) COURROIES METALLIQUES.

Constituées par une ou plusieurs bandes en acier ou charbon de bois trempé et laminé à froid .

Avantages.

Absence d'allongement à la chaleur et à l'humidité . Faible encombrement .

Peut supporter de grandes vitesses : 60 à 100 m/sec.

Inconvénients.

Opération délicate; Nécessitent l'emploi de poulies de grande diamètre.

Elles n'ont jamais connu un grand succès .

g) COURROIES EN CUIR.

Usage récent . Ass en nylon (résistance) entre 2 fines bandes de cuir(adhérence).

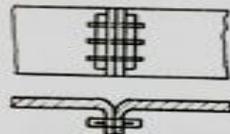
ASSEMBLAGES DES COURROIES.

a) Par collage :

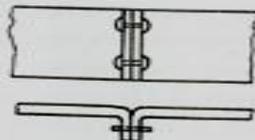


colle spéciale de poisson ; permet l'emploi d'encrouleurs.

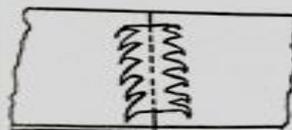
b) Par agrafes :



agrafe à barottes



agrafe à double t \bar{e}

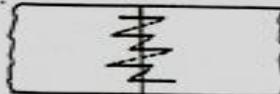


agrafe Bristol



agrafe Clipper à charnière

e) Par couture :



La charnière est une barotte en cuir de porc.



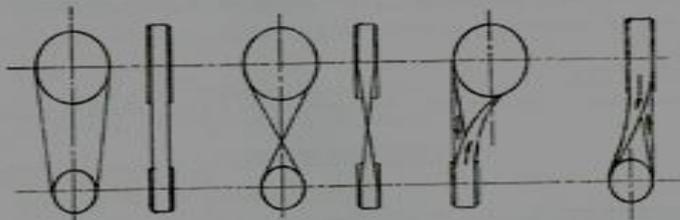
Tous ces types d'assemblages permettent de régler la longueur des courroies sans utilisation de rails tendeurs ou de galets tendeurs .

PLACEMENT DES COURROIES .

Les courroies sont dites :

- droites quand les arbres sont parallèles et tournent dans le même sens de rotation ;
- croisées quand les arbres sont parallèles et tournent en sens contraires ;
- torses quand les arbres sont orthogonaux .

Règle de placement .



La condition essentielle de fonctionnement d'une transmission par courroie droite ou croisée est que la ligne médiane du brin s'enroulant sur une poulie se trouve toujours dans le plan médian de cette dernière .

La condition essentielle de fonctionnement d'une transmission par courroie torsée est que, pour chaque poulie motrice et réceptrice, le point d'abandon de la courroie sur une poulie doit être situé dans le plan médian prolongé de la deuxième poulie sur laquelle la courroie doit s'engager .

LA TENSION DES COURROIES .

Elle peut se réaliser de deux façons :

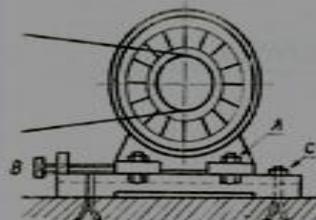
1) Tension naturelle :

Elle s'obtient au moyen du poids propre de la courroie, mais il faut pour cela une grande distance d'axe en axe . On peut aussi avoir la tension par élasticité en donnant à la courroie une longueur plus petite que la longueur théorique .

2) Tension artificielle :

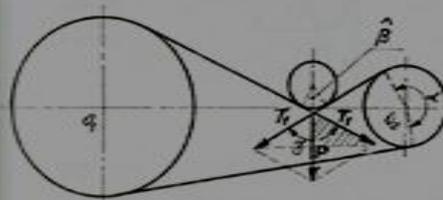
Tension par rails tendeurs :

Le secteur de commande est monté sur rails et il peut être déplacé par des boules



de réglage . Les rails sont généralement des fers à rainure .
Système simple et sûr .
Par contre, en cas d'à-coups, il s'exerce un choc .
Ce système est surtout utilisé pour les courroies trapézoïdales .

Tension par galet courbeur :



Ce système a pour but de tendre la courroie et d'augmenter l'angle embrasé sur la petite poulie . L'adhérence étant augmentée, la transmission fonctionne dans de meilleures conditions .
On place l'encroqueur sur le brin mort et il faut que le galet offre une trajectoire sensiblement concentrique à la petite poulie .

Avantages : permet le rapprochement des poulies et l'adoption de grands rapports de transmission ;

sert d'amortisseur en cas de surcharge .

Inconvénients : alternance des tensions et des incurvations de la courroie ; nécessite la réalisation d'un point soigné ; occasionne moins un que la tension naturelle .