

Objectifs : au terme de la leçon, je dois être capable de :

- Identifier un embrayage, un limiteur de couple, une roue libre et un frein ;
- Expliquer leurs fonctionnements ;
- Représenter le schéma cinématique d'un embrayage, d'un limiteur de couple et d'un frein ;
- Déterminer le couple transmissible par un embrayage et un frein.

Prérequis : accouplement temporaires

## 1- DEFINITION

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

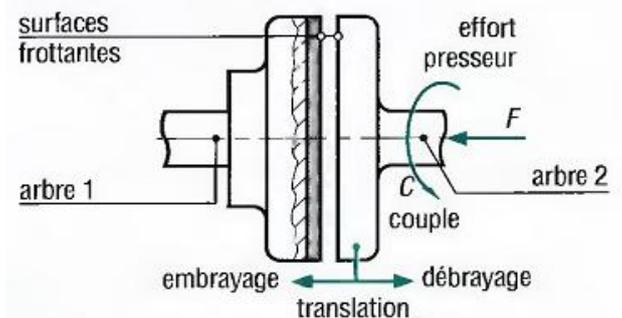
Dans ce cours, l'étude se limitera aux embrayages, limiteurs de couple, roues libres et freins.

## 2- LES EMBRAYAGES

### 2-1- Situation et fonction :

Dans une chaîne de transmission de puissance, l'embrayage est un mécanisme qui se situe entre l'organe moteur et l'organe récepteur.

Basé sur les propriétés du frottement, il permet, à un opérateur disposant d'une commande extérieure, d'accoupler ou de séparer, progressivement ou non, les arbres respectivement solidaires du moteur et du récepteur.

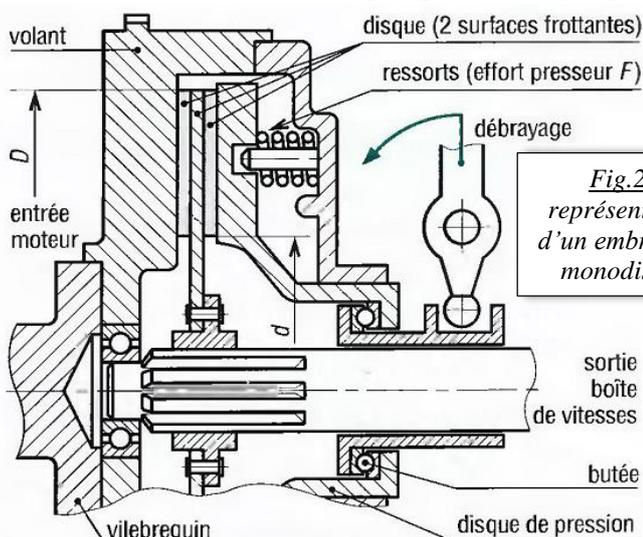


*Fig.1 : principe de l'embrayage*

### 2-2- Les embrayages à disques :

Ces embrayages sont les plus utilisés ; le nombre de disques est variable et dépend de l'encombrement ou de la place disponible pour loger l'embrayage.

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



*Fig.2 : représentation d'un embrayage monodisque*

Schéma cinématique :

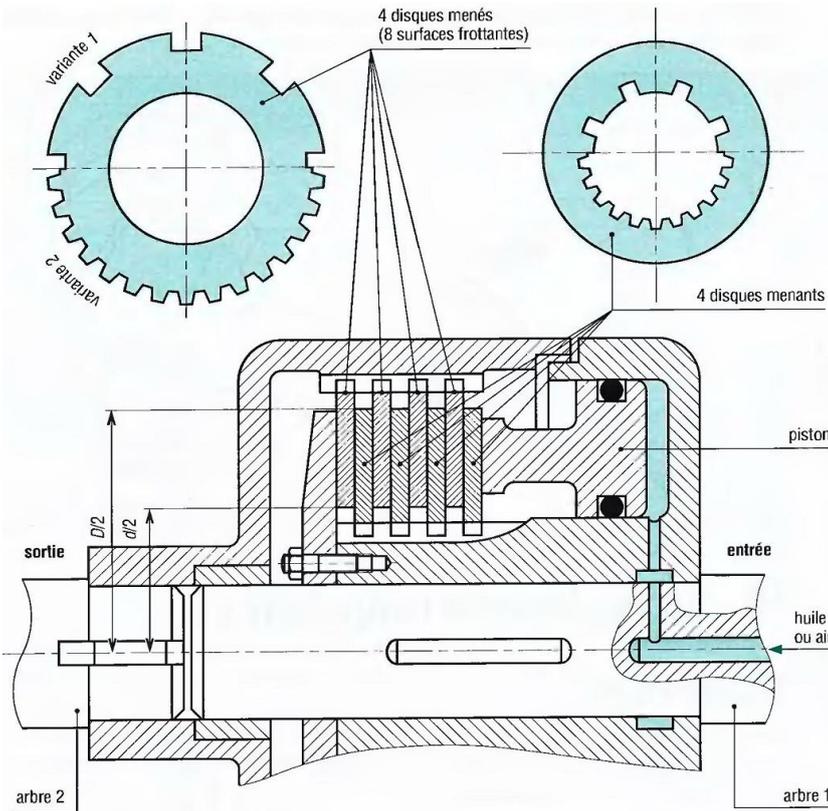


Schéma cinématique :

Fig.3 : représentation simplifiée d'un embrayage multidisques à commande hydraulique ou pneumatique

Couple transmissible ( $C_f$ ) :

$C_f$  : couple transmissible par adhérence (N.m)  
 F : effort presseur ou force axiale (N)  
 f : coefficient de frottement  
 D : diamètre extérieur de la surface frottante  
 d : diamètre intérieur de la surface frottante

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

$$C_f = \int_{d/2}^{D/2} 2 \cdot \pi \cdot f \cdot p \cdot r^2 \cdot dr = 2 \cdot \pi \cdot f \cdot p \cdot \int_{d/2}^{D/2} r^2 \cdot dr$$

$$= 2 \cdot \pi \cdot f \cdot p \left[ \frac{r^3}{3} \right]_{d/2}^{D/2} = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot f \cdot p \left( \frac{D^3}{8} - \frac{d^3}{8} \right)$$

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

Si on remplace p par sa valeur on obtient :

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

Si on a n surfaces frottantes en contact :

$$C_f = \frac{n \cdot F \cdot f}{3} \cdot \left( \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \right)$$

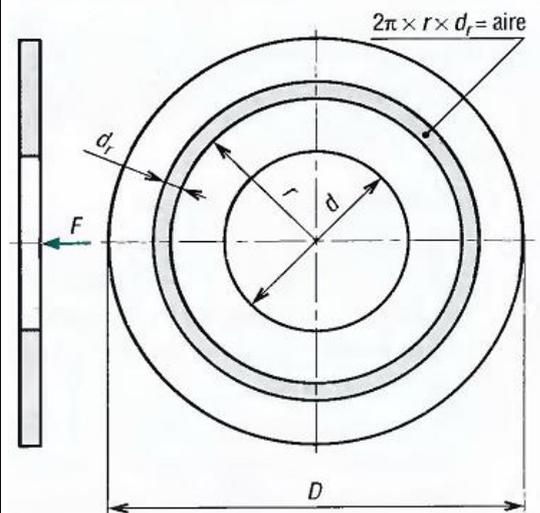


Fig.4 : données pour le calcul du couple

Afin d'avoir un coefficient de frottement élevé, on utilise des disques en fontes et des garnitures en ferodo (matériau à base d'amiante et de résine synthétique). Ces garnitures sont fixées par des rivets à tête noyée.

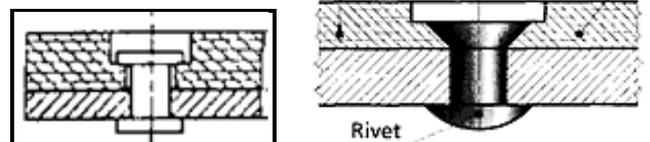


Fig.5 : principe de fixation des garnitures

**2-3- Les embrayages coniques :**

Pour augmenter l'effort de contact, les surfaces des plateaux sont coniques. L'effort normal aux surfaces de contact est :

$$\|\vec{N}\| = \frac{\|\vec{A}\|}{2.\sin \alpha}$$

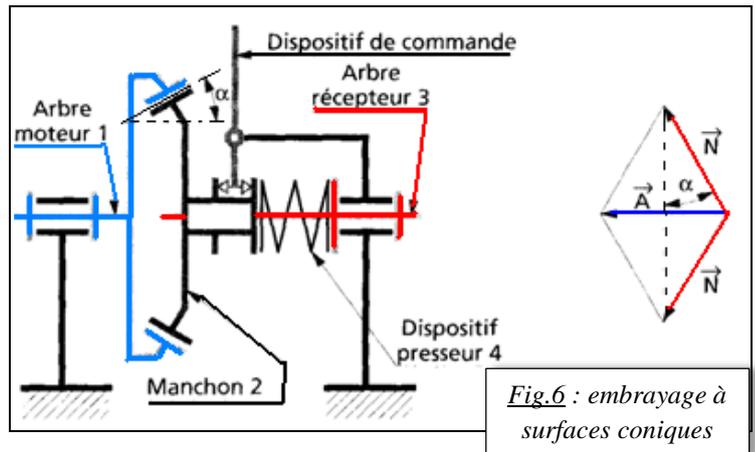
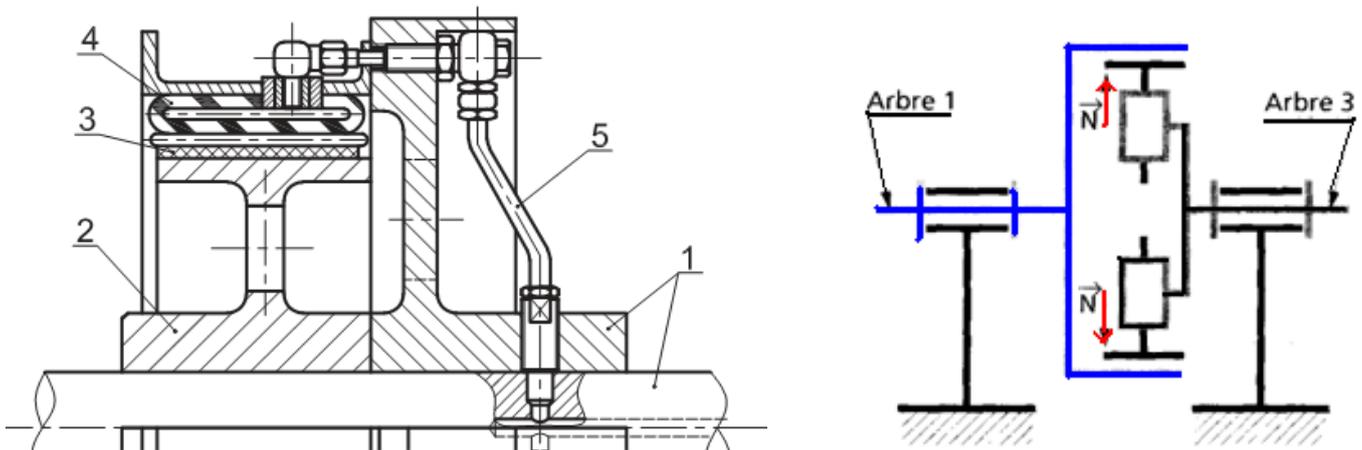


Fig.6 : embrayage à surfaces coniques

**2-4- Embrayage à contact radial :**

La surface de contact dans ce cas est une surface cylindrique. Dans l'exemple présenté, l'effort presseur (pneumatique) est obtenu avec une chambre à air 4.



- 1: Entrée (ou sortie); 2: Sortie (ou entrée); 3: Sabot;
- 4: Chambre à air, assurant l'existence de l'effort presseur; 5: Canalisation

Fig.7 : embrayage à surfaces cylindriques

**2-5- Embrayage électromagnétique à poudre :**

L'excitation de l'électro-aimant (5) crée un champ magnétique qui attire la poudre métallique (4), ce dernier devient un obstacle entre le plateau (2) et le corps de l'électro-aimant.

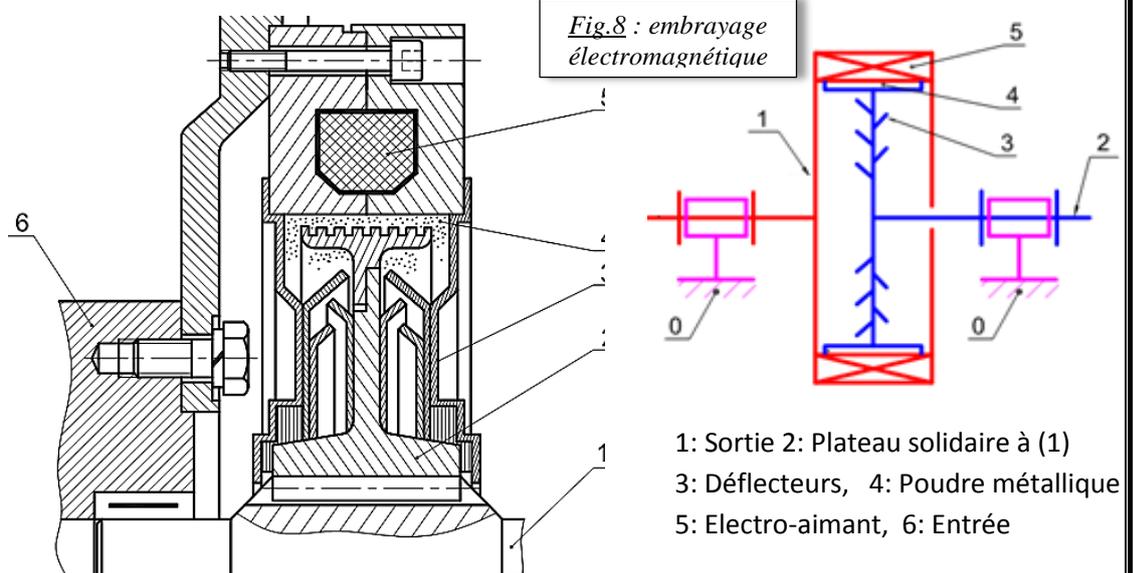


Fig.8 : embrayage électromagnétique

- 1: Sortie 2: Plateau solidaire à (1)
- 3: Déflecteurs, 4: Poudre métallique
- 5: Electro-aimant, 6: Entrée

**Remarque :** Pour ce type d'embrayage, l'intensité du courant dans l'électro-aimant conditionne la valeur du couple transmissible.

### 2-6- Embrayages centrifuges :

Dans ces dispositifs, l'embrayage est commandé par la vitesse de rotation de l'arbre d'entrée (1). Lorsque la vitesse est suffisante et sous l'effet de la force centrifuge qui devient supérieure à la force de traction des ressorts 5, la pièce 4 recouverte de garnitures de friction vient au contact de la cloche (3). L'adhérence générée entre les garnitures et la cloche permet la transmission du couple.

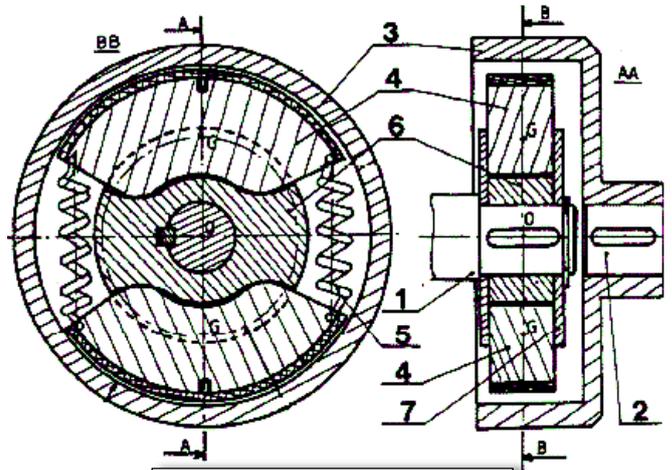


Fig.9 : embrayage centrifuge

### 2-7- Les embrayages par obstacles : crabots

Le but est de permettre l'accouplement et le désaccouplement à la demande, entre deux arbres, en utilisant des obstacles (griffes).

C'est en quelque sorte un embrayage tout ou rien.

L'accouplement devra donc se faire à l'arrêt.

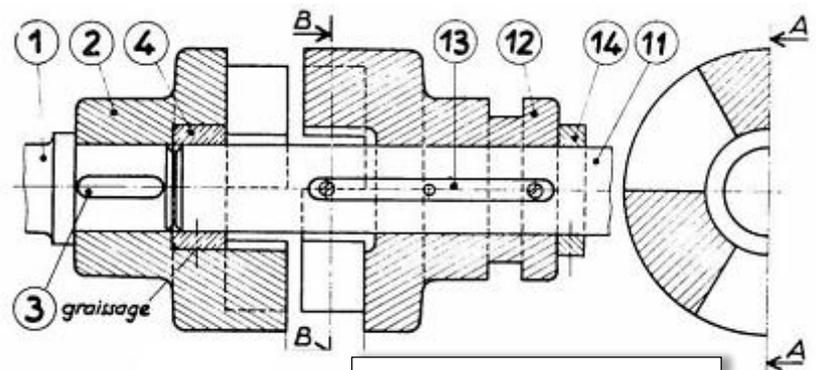


Fig.10 : embrayage à crabots

### 3- LIMITEUR DE COUPLE

La technologie est la même que celle des embrayages. Il existe de nombreuses variantes : mono-disques, multidisques etc.

Il permet de limiter le couple transmissible entre deux arbres afin de protéger le mécanisme contre les surcharges (comme limiter le couple au démarrage) et les blocages.

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

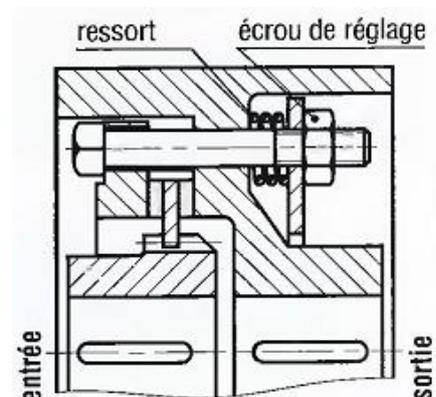


Fig.11 : exemple de limiteur de couple

#### 4- COUPLEURS

Ils remplacent les embrayages dans certaines circonstances.

Le couple transmis, très faible ou nul au démarrage, augmente progressivement avec la vitesse de rotation. Les moteurs peuvent ainsi démarrer à vide ou sans charge.

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

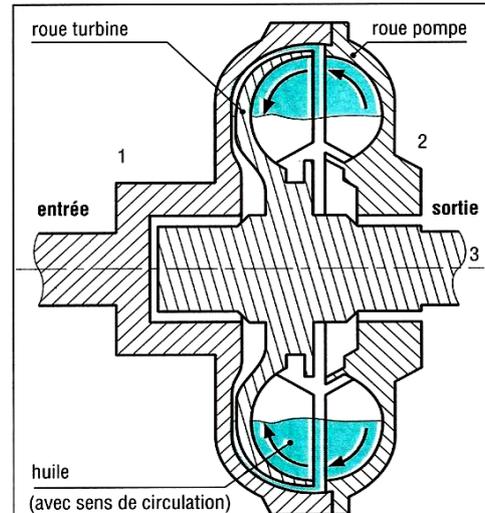


Fig.12 : exemple de coupleur hydraulique

#### 5- CONVERTISSEUR DE COUPLE

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

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

Il y a modification du couple lorsque la roue turbine se bloque ou tourne au ralenti alors que la roue pompe est à sa vitesse maximale. Le couple peut alors être multiplié par deux ou plus.

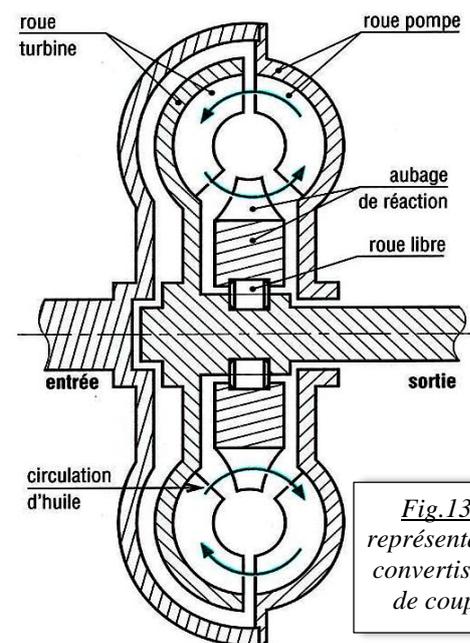


Fig.13 : représentation convertisseur de couple

#### 6- ROUES LIBRES

Elles permettent la transmission dans un seul sens de rotation et le débrayage dans l'autre. L'entraînement est obtenu par coincement ou arc-boutement du rouleau entre l'arbre et son logement (effet de cône), le ressort assurant le contact entre les trois éléments. Les applications et les technologies (formes des rouleaux...) sont variées.

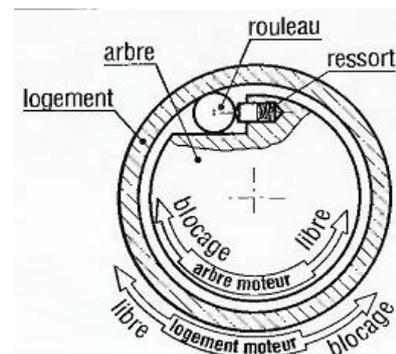


Fig.14 : principe roue libre

**7- LES FREINS**

Les freins fonctionnent de la même manière que les embrayages mis à part que l'un des arbres, fixe, sert de base pour arrêter progressivement le second par absorption de l'énergie cinétique des masses mobiles. Cette énergie est transformée en chaleur puis dissipée dans l'air ambiant.

**7-1- Les freins à tambours :**

Les freins à tambours ont une grande puissance de freinage sous un faible effort de commande. Aux vitesses élevées et en usages intensifs on leur préfère les freins à disques. Il existe plusieurs variantes.

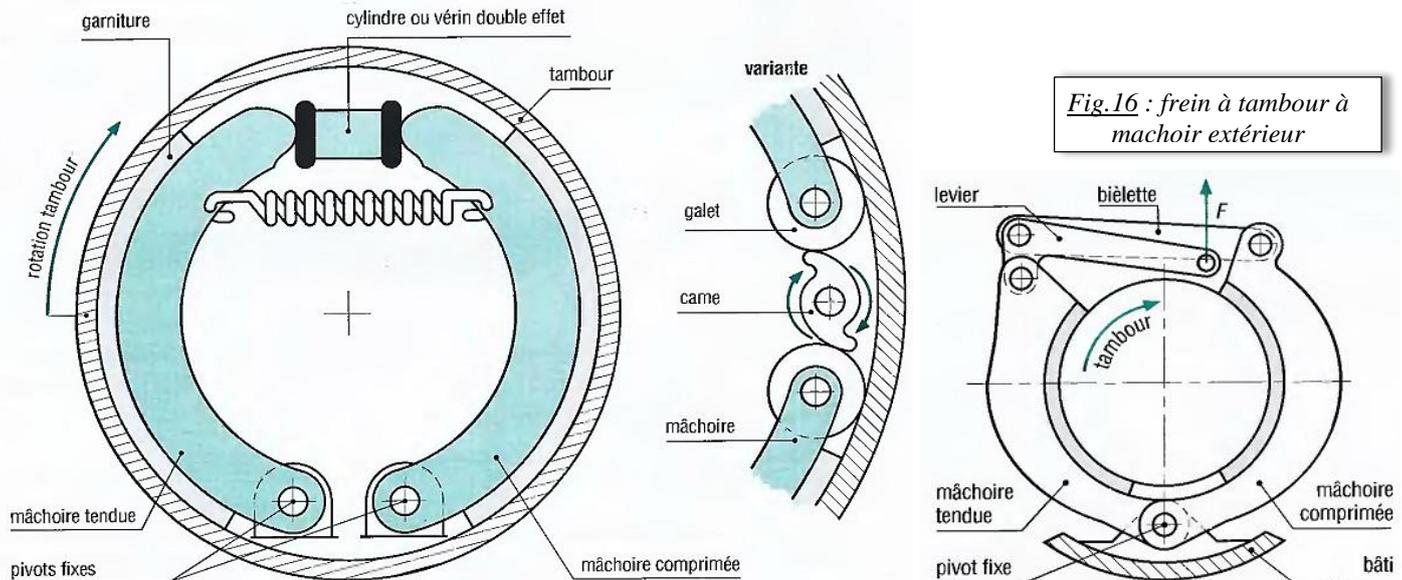
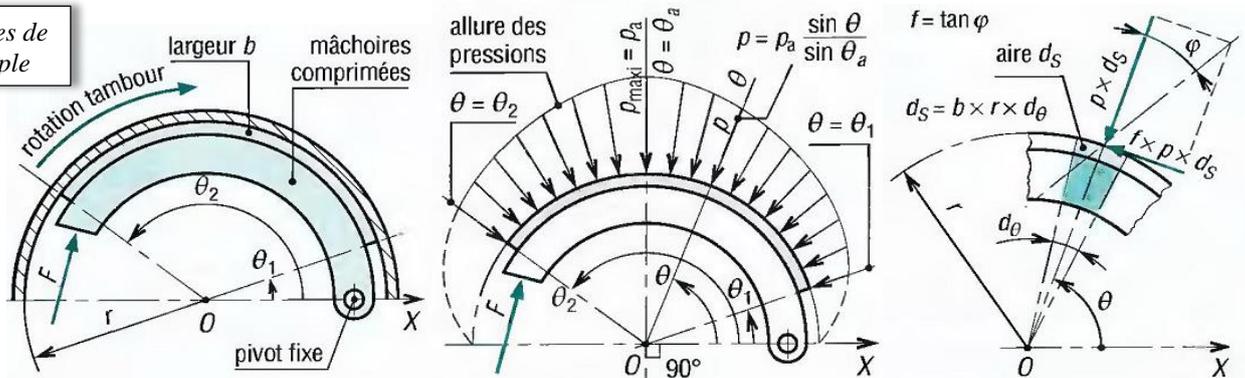


Fig.15 : principe frein à tambour

Fig.16 : frein à tambour à machoir extérieur

**Expression du couple de freinage :**

Fig.17 : données de calcul du couple



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

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

$C_f$  : couple de freinage  
 $f$  : coefficient de frottement entre garniture et tambour

$p$  : pression normale ou radiale de contact  
 $p_a$  : pression  $p$  maximale exercée ( $p_a \leq$  pression admissible)  
 $b$  : largeur de la mâchoire  
 $r$  : rayon intérieur du tambour

Le couple total de freinage exercé par la mâchoire s'obtient par intégration ( $\theta$  variant de  $\theta_1$  à  $\theta_2$ ) :

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

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

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

**7-2- les freins à disques :**

Ils ont pour eux la stabilité du couple de freinage, notamment aux vitesses élevées et une bonne tenue dans des conditions sévères d'utilisation (services intensifs, surcharges, etc.).

Ils permettent une meilleure évacuation de la chaleur que les freins à tambour, un freinage plus progressif et sont plus faciles à entretenir.

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

Fig.18 : étrier mobile à leviers ou à pincettes

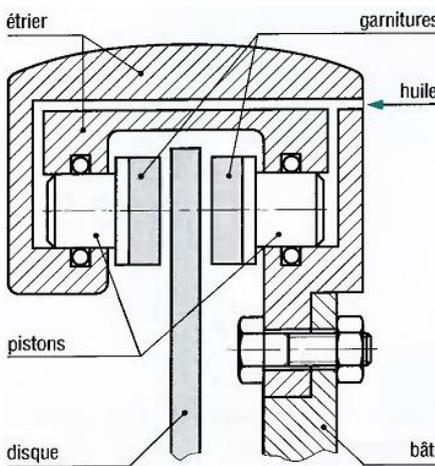
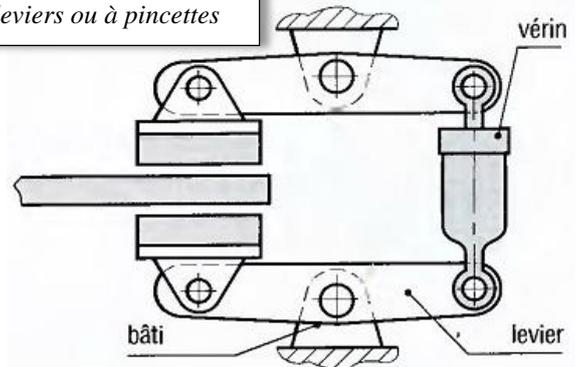


Fig.19 : frein à disque à deux pistons et étrier fixe

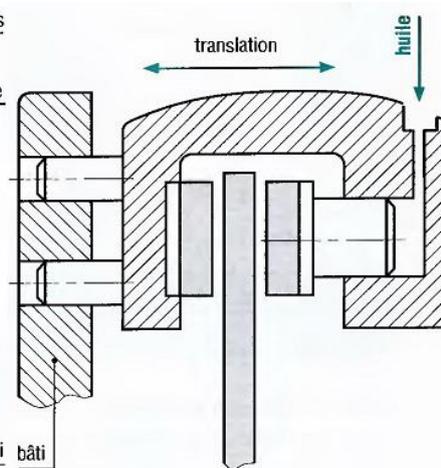


Fig.20 : étrier mobile (variante 1)

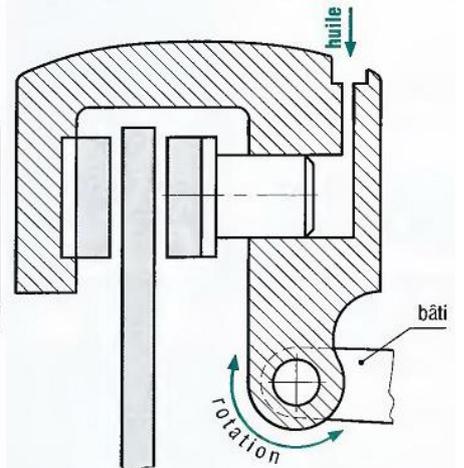


Fig.21 : étrier mobile (variante 2)

Expression du couple de freinage :

$$C_f = N \cdot f \cdot n \cdot R_{moy}$$

Avec 
$$R_{moy} = \frac{R+r}{2}$$

$C_f$  : couple nécessaire au freinage ;

$N$  : effort de freinage

$n$  : nombre de surfaces frottantes ;

$R_{moy}$  : rayon moyen de la surface de friction

(moyenne des rayons du disque de freinage).

**7-3- Frein à sangle (ou à courroie) :**

Le freinage est obtenu par translation du tirant (6) par un câble (non représenté).

Le relâchement du frein est réalisé par le ressort (7).

Applications : Tours mécaniques, boîtes de vitesses automatiques, motoculteurs, etc.

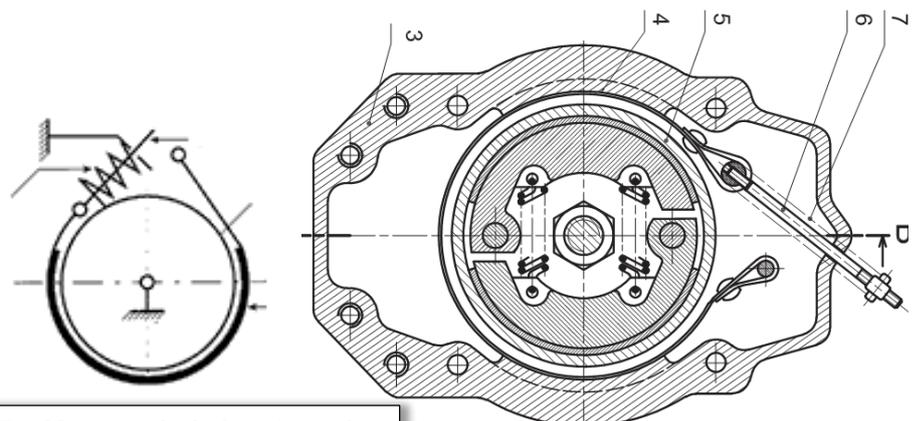


Fig.22 : exemple de frein à sangle

Application :

Soit le système de transmission de puissance partiellement représenté par la figure ci-contre.

23 : arbre moteur (planétaire  $z = 11$  dents)

19 : disque de freinage

28 : piston

14 : satellites ( $z = 15$  dents)

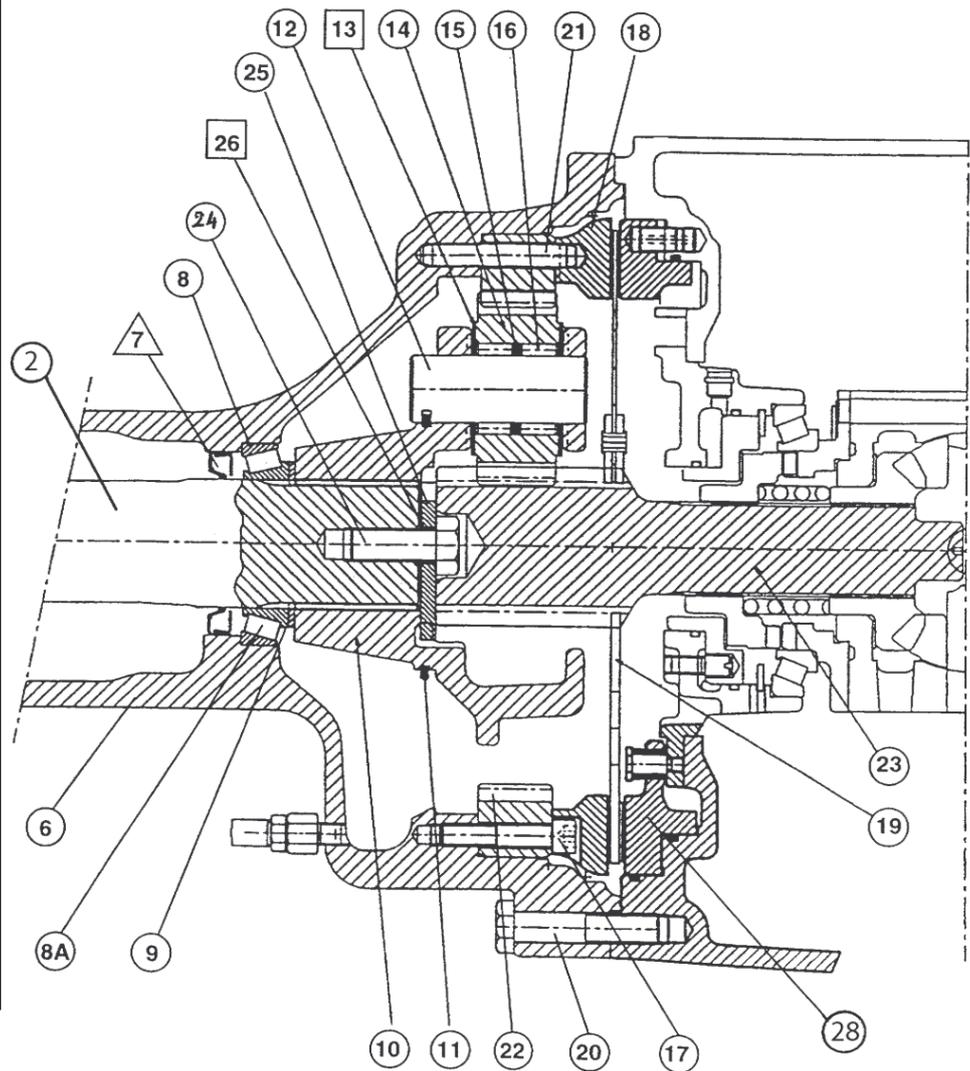
22 : couronne dentée ( $z = 15$  dents).

10 : porte satellites

2 : arbre récepteur

Nota : des ressorts au nombre de 6 (non représentés) sont utilisés pour le rappel du piston 28 après freinage.

Echelle du dessin 1:2



Sachant que l'arbre moteur (23) tourne à une fréquence  $N_1 = 80$  tr/min avec un couple  $C_{23} = 320$  N.m et un rendement global du système de réduction  $\eta = 0,98$ .

- 1- Représenter le schéma cinématique minimal du mécanisme ;
- 2- Calculer la fréquence de rotation de l'arbre de sortie (2) ;
- 3- Déterminer le couple disponible sur l'arbre de sortie (2) ;
- 4- Dites pourquoi le système de freinage est placé en amont du réducteur (à droite), Justifier ;
- 5- Si la pression nécessaire au freinage est  $P = 50$  bars, le coefficient de frottement  $f = 0,2$

La force développée par un ressort  $F_r = 50$  N, quelle serait la valeur du couple nécessaire pour arrêter la rotation du planétaire (23).