

I. Introduction

Dans un grand nombre de mécanismes, la transmission de puissance s'effectue à un endroit par adhérence entre des surfaces de contact. Les surfaces utilisées peuvent avoir des formes plus ou moins complexes : disques et portions de disques, cylindres ou portion de cylindres, cônes, etc.

Nous retrouvons ce type de transmission de puissance dans les solutions technologiques associées :

- aux embrayages,
- aux freins,
- aux limiteurs de couple,
- aux courroies de transmission.

Il est important de pouvoir relier les actions mécaniques transmissibles par ces solutions technologiques aux modélisations locales des actions mécaniques avec l'utilisation des lois de Coulomb.

II. Les embrayages et limiteurs de couple

A. Généralités

Un embrayage est un mécanisme se situant entre le moteur et le récepteur dans une chaîne de transmission de puissance. Sa fonction est d'accoupler ou de désaccoupler, progressivement ou non, les arbres associés au moteur et au récepteur suite à la commande d'un opérateur.

Cette fonction permet de répondre à des impératifs de sécurité, d'économie, de diminution des efforts et de souplesse dans la transmission.

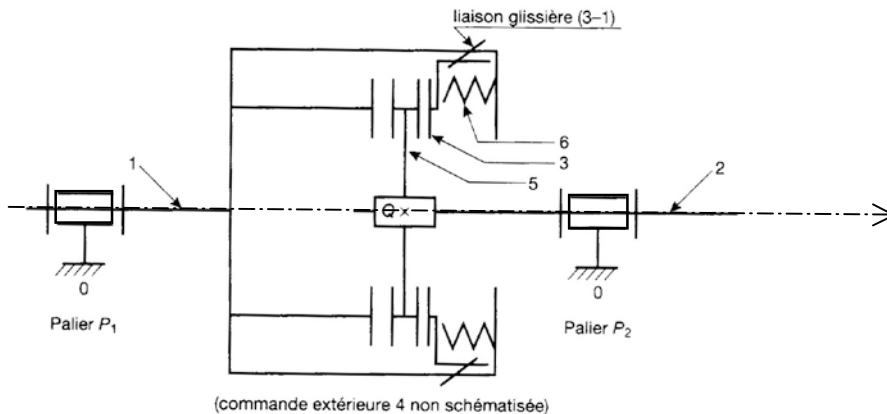
Un embrayage doit relier un arbre moteur à un arbre récepteur sous l'action d'une commande extérieure ; on peut donc classer les embrayages en fonction du type de commande (électromagnétique, mécanique) et de la nature du système d'entraînement mis en œuvre pour relier les deux arbres (magnétique, hydraulique contact avec adhérence, contact direct).

B. Les embrayages à disques

1. Principe

Ce sont les embrayages les plus courants, le nombre de disque dépend du couple encombrement/couple à transmettre, l'augmentation du nombre de disque permet d'augmenter la surface frottante et donc le couple transmissible par rapport à un embrayage monodisque.

A couple transmissible égal, les embrayages monodisques auront un encombrement axial plus faible et un encombrement radial plus important que les multidisques.



Il existe de nombreuses solutions technologiques associées à ce type de système, elles sont cependant souvent basées sur les mêmes principes de base.

L'élément de friction 5 est appelé disque d'embrayage, il est en liaison glissière par rapport à l'arbre récepteur 2 (cette liaison glissière est souvent réalisée par des cannelures). L'élément 3 (le disque presseur) est en liaison glissière avec

l'arbre d'entrée **1** (souvent réalisée par des cannelures¹). Ce disque presseur peut exercer un effort normal (effort presseur), dont la direction est l'axe (Q, \vec{x}) grâce à des ressorts, un système hydraulique ou électromagnétique. Cet effort presseur permet, après une courte phase de glissement, de rendre l'ensemble $\{1, 2, 3, 5\}$ solidaire : on se retrouve donc dans la position dite *embrayée*. Lorsque l'on actionne la commande extérieure, le disque presseur **3** n'applique plus d'effort sur le disque d'embrayage **5**, la chaîne de transmission de puissance entre **1** et **2** est rompue, on dit que l'on est en position *débrayée*.

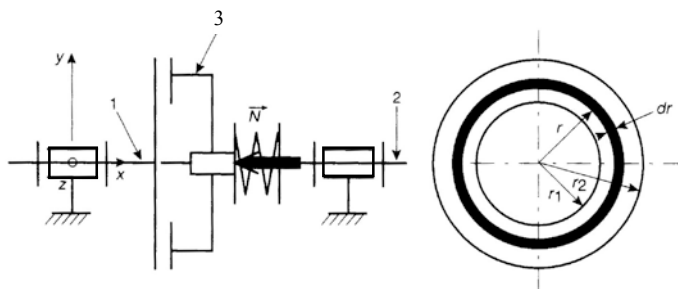
2. Calcul du couple maximal transmissible

Habituellement, un embrayage est constitué d'un ou plusieurs disques avec contact bilatéral. Cependant, afin de simplifier la mise en place des résultats, nous allons faire l'étude d'un système d'embrayage à contact unilatéral.

On suppose la densité de répartition de la pression constante sur l'ensemble de la surface frottante du disque.

On note :

- C_f (Nm) le couple maximal transmissible par l'embrayage,
- N (N), l'effort presseur axial générateur de la pression de contact,
- f le coefficient de frottement²,
- r_2 le rayon extérieur de la surface frottante,
- r_1 le rayon intérieur de la surface frottante.



Pour passer d'une modélisation locale des actions mécaniques transmissibles par le contact entre les deux disques de friction à une modélisation globale, il faut tout d'abord définir un petit élément de surface :

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

En ce qui concerne la densité de répartition de pression, il existe deux modèles :

- pression de contact p uniformément répartie : l'usure instantanée sera alors inégale sur la garniture des disques de friction (avec une usure qui augmentera avec le rayon),
- pression de contact p_r répartie suivant une loi hyperbolique :

$$p_r = p_{r1} \frac{r_1}{r} \text{ avec } r_1 \text{ le rayon minimal et } p_{r1} \text{ la pression de contact pour ce rayon.}$$

Pour ce deuxième modèle, l'usure des garnitures de disque sera constante sur l'ensemble du disque.

Ces deux modèles donnent des résultats sensiblement identiques pour peu que les rayons r_1 et r_2 soit relativement proches, ce qui est souvent le cas, nous n'étudierons donc que le cas simple de la répartition de pression constante.

On peut donc exprimer l'effort presseur N et en déduire la valeur de p :

$$dN = p \cdot dS \Rightarrow N = p \cdot S \Rightarrow p = \frac{N}{\pi(r_2^2 - r_1^2)}$$

On peut ensuite exprimer le couple transmissible à la limite à l'adhérence :

$$dCf = r \cdot dT \Rightarrow dCf = rf \cdot dN \Rightarrow dCf = rfp \cdot dS$$

On intègre sur l'ensemble de la surface de friction et on obtient :

$$Cf = \int_{r_1}^{r_2} 2\pi r^2 f p \cdot dr \Rightarrow Cf = \frac{2\pi}{3} f p (r_2^3 - r_1^3)$$

On remplace alors p par sa valeur en fonction de l'effort presseur N et on trouve :

$$Cf = \frac{2}{3} N f \frac{(r_2^3 - r_1^3)}{(r_2^2 - r_1^2)}$$

¹ Voir les différents embrayages disponibles au labo ainsi que le limiteur de couple du portail.

² Ou d'adhérence, on suppose les deux identiques pour simplifier.

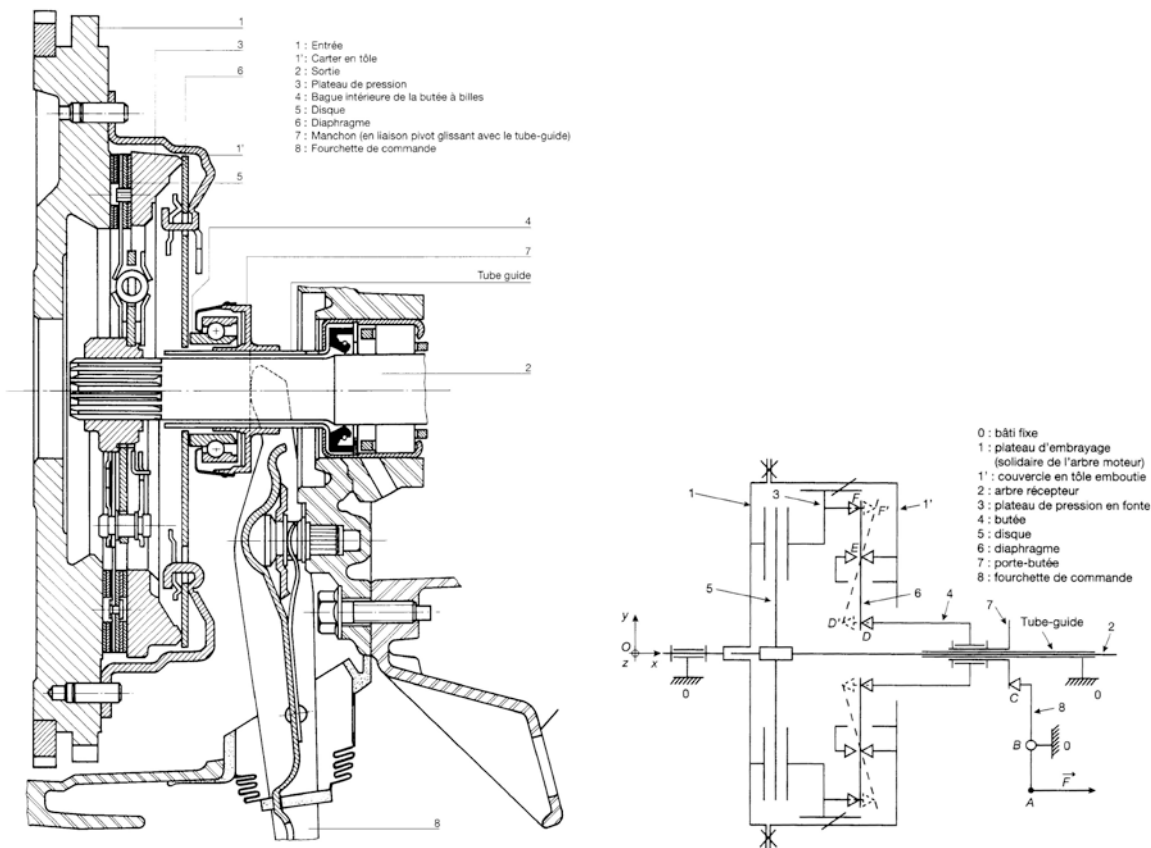
Dans le cas d'embrayage avec plusieurs disques et n surfaces frottantes, la relation ci-dessus peut s'écrire :

$$Cf = \frac{2n}{3} Nf \frac{(r_2^3 - r_1^3)}{(r_2^2 - r_1^2)}$$

Remarque : $n=2$ pour un embrayage avec un disque à deux faces actives (contact bilatéral) et $n=2.d$ pour un embrayage avec d disques à contact bilatéral. n correspond au nombre de surfaces frottantes.

3. Technologie

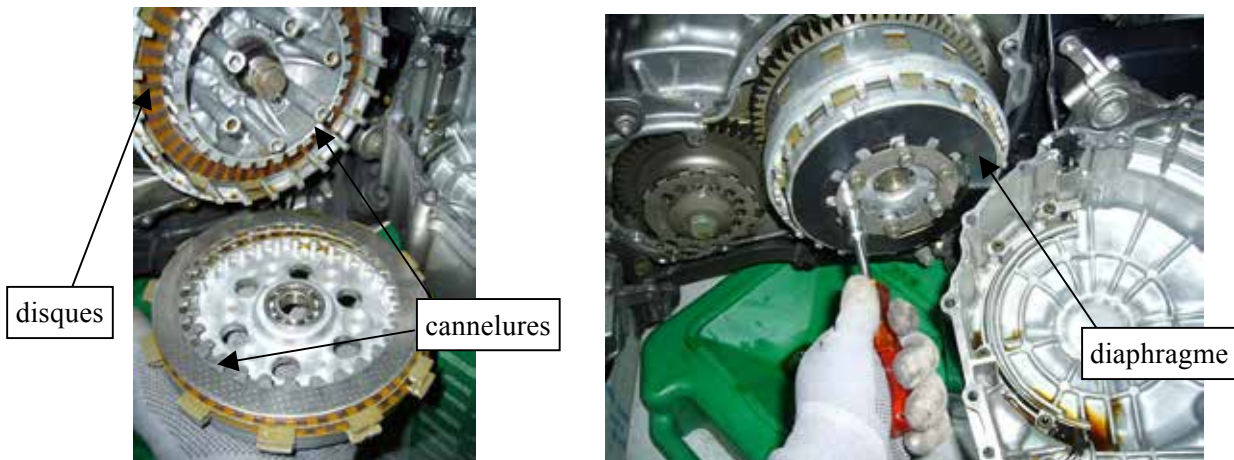
Il existe de nombreuses solutions technologiques possibles afin de réaliser un embrayage à disques, l'effort presseur peut être réalisé par des ressorts ou un diaphragme. Vous trouverez ci-dessous le dessin d'ensemble d'un embrayage à commande par câble, à diaphragme, à amortissement de couple, à butée à bille (doc Renault). Dans le cas d'un véhicule automobile, l'encombrement radial n'est pas problématique, les embrayages sont donc souvent monodisques.



Vue complète de l'embrayage, du carter et du diaphragme ainsi que du disque d'embrayage

Les ressorts situés entre la partie centrale du disque d'embrayage (moyeu cannelé) et la partie périphérique recouverte de garniture permettent de réaliser une liaison élastique entre ces deux parties afin d'amortir le couple transmis.

Dans le cas d'une motocyclette, l'encombrement radial devient un critère important et dans ce cas, il devient plus cohérent d'utiliser un embrayage multidisques de petit diamètre.



Embrayage de motocyclette multidisque

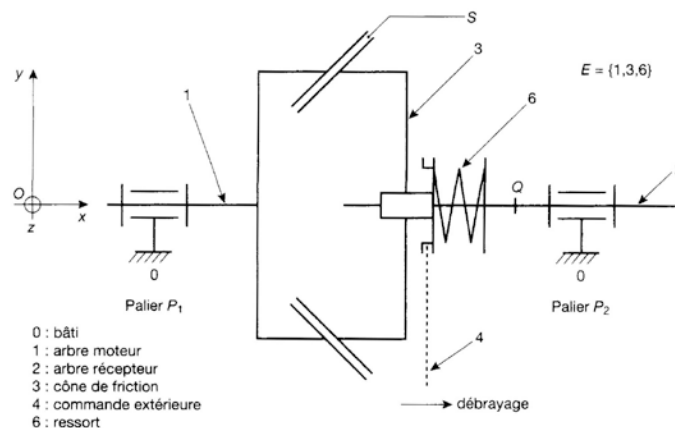
C. Les embrayages coniques

1. Principe

Le principe général de ce système d'embrayage reste proche de celui d'un embrayage à disques à contact axial. Cependant, il est intéressant de noter quelques différences :

- contrairement au cas précédent, les paliers sont soumis à l'effort presseur axial,
- dans le cas où le $\frac{1}{2}$ angle au sommet du cône α est inférieur à l'angle d'adhérence (de frottement...) φ , alors il y a coincement conique et :
 - il faut exercer un effort de direction $-\vec{x}$ pour accoupler les deux cônes,
 - une fois l'accouplement réalisé, l'effort presseur devient inutile,
 - il faut exercer un effort de direction \vec{x} pour désaccoupler les deux cônes.

Ces embrayages sont moins progressifs que les embrayages à disques.



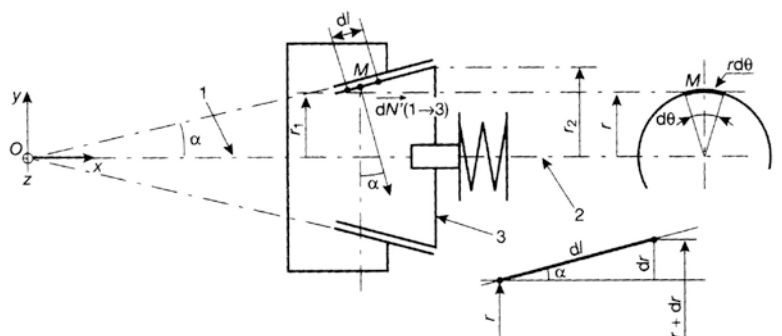
Les embrayages coniques sont utilisés en montage à double cône en prise séparée comme inverseur sur les moteurs hors-bords de bateau.

2. Calcul du couple transmissible

On suppose la densité de répartition de pression uniforme p sur l'ensemble de la surface de contact.

Il faut tout d'abord caractériser le petit élément de surface considérée avant d'exprimer les actions mécaniques élémentaires de contact :

$$dS = r \cdot d\theta dl = \frac{r \cdot dr d\theta}{\sin \alpha}$$



On peut alors exprimer les actions mécaniques élémentaires de contact à partir des lois de Coulomb appliquées aux frottements solides :

$$d\vec{F}_{(1\rightarrow 3)} = d\vec{N}_{(1\rightarrow 3)} + d\vec{T}_{(1\rightarrow 3)} \text{ et } dN = p \cdot dS = p \cdot \frac{r}{\sin \alpha} \cdot drd\theta \Rightarrow dT = f \cdot dN$$

On peut en déduire le couple élémentaire transmissible à l'équilibre strict :

$$dC = r \cdot dT = f \cdot p \cdot \frac{r^2}{\sin \alpha} \cdot drd\theta$$

En intégrant sur l'ensemble de la surface frottante, on en déduit le couple maximal transmissible par ce type d'embrayage :

$$C = \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} f \cdot p \cdot \frac{r^2}{\sin \alpha} \cdot drd\theta = \frac{2\pi}{3} f \cdot p \cdot \frac{(r_2^3 - r_1^3)}{\sin \alpha}$$

Il reste à relier la pression à l'effort presseur N :

$$N = \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} dN \cdot \sin \alpha = \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} p dS \cdot \sin \alpha = p \cdot \pi (r_2^2 - r_1^2)$$

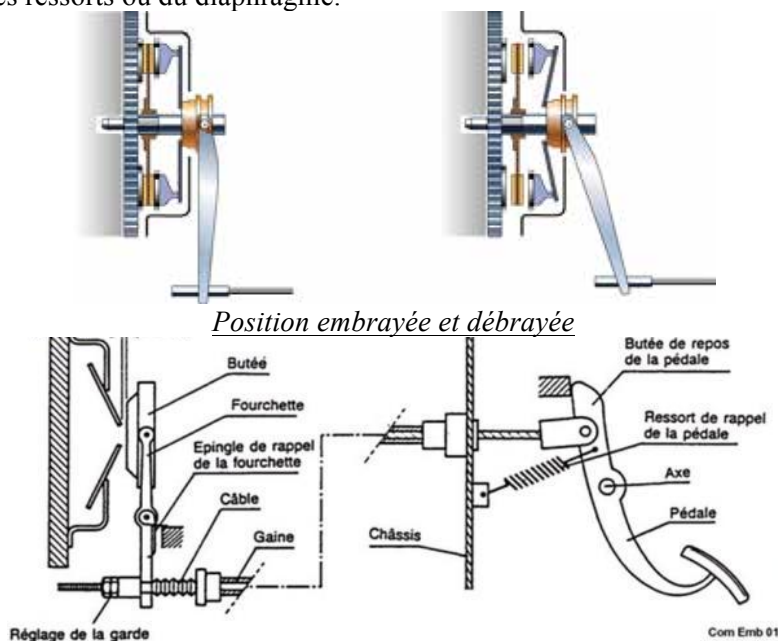
On peut donc écrire le couple maximal transmissible en fonction de l'effort presseur :

$$C = \frac{2N}{3 \sin \alpha} f \cdot \frac{(r_2^3 - r_1^3)}{(r_2^2 - r_1^2)}$$

D. Commande d'un embrayage

1. Commande mécanique par câble

La commande de débrayage peut s'effectuer de manière purement mécanique par l'utilisation de bras de levier et d'un câble. C'est la méthode la plus simple et la moins coûteuse. Le câble tire sur l'extrémité de la fourchette de commande, ce qui entraîne l'écrasement des ressorts ou du diaphragme.

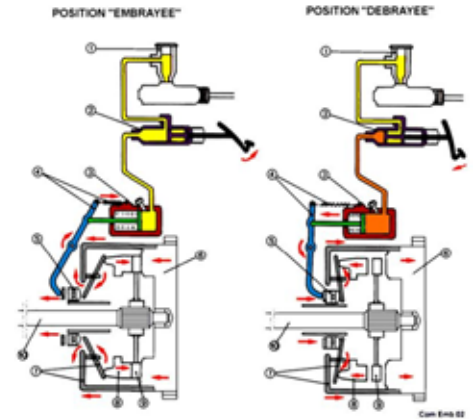
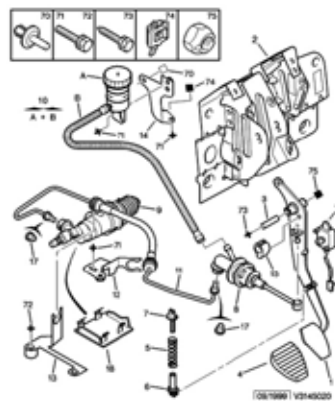


Position embrayée et débrayée
Système de commande par câble (doc Renault)

2. Commande hydraulique

Il peut être avantageux pour des raisons de fiabilité d'utiliser une commande hydraulique. Le fonctionnement général est sensiblement similaire au précédent, la différence provenant essentiellement de la technologie utilisée pour envoyer l'ordre de la pédale à l'embrayage : câble dans un cas et fluide sous pression dans l'autre.

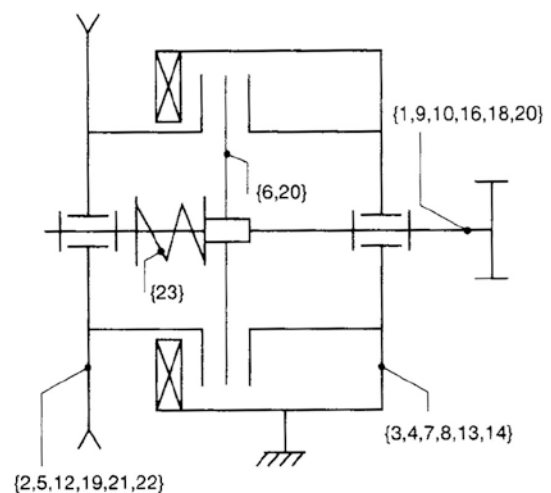
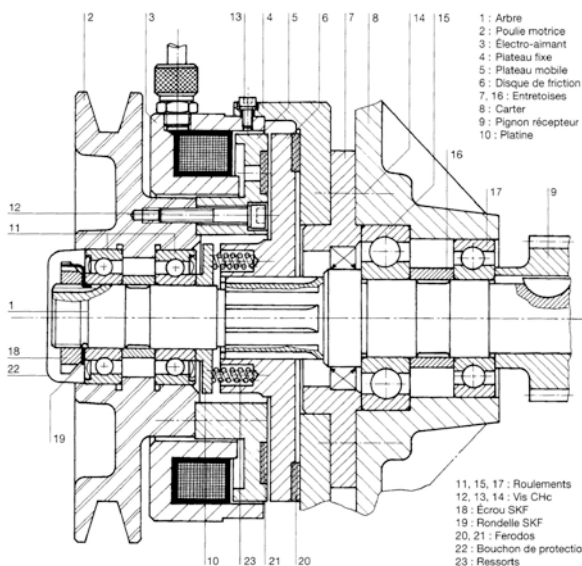
- 1) Réservoir de liquide
- 2) Cylindre émetteur (fonctionnement identique à un maître cylindre)
- 3) Cylindre récepteur (vérin hydraulique)
- 4) Fourchette de commande et ressort de rappel
- 5) Butée à bille
- 6) Volant moteur
- 7) Diaphragme et son support
- 8) Disque d'embrayage
- 9) Plateau de pression du mécanisme
- 10) Arbre primaire de B.V.



Composants d'une commande hydraulique d'embrayage (doc Peugeot)

3. Commande électromagnétique

Il est possible d'utiliser le champ électromagnétique créé par un électro aimant pour commander un embrayage. Dans le cas suivant, le système étudié est un embrayage frein à commande électromagnétique.



Dessin d'ensemble et schéma cinématique

Lorsque la bobine est alimentée, le disque de friction 6 est attiré sur le disque 5 par le champ électromagnétique émis par 3, la poulie est alors accouplée à l'arbre 1. Dès que l'alimentation de l'électro aimant est coupée, le disque 6 s'écarte de 5 et est plaqué sur le plateau fixe 4 par les ressorts 23, l'accouplement est rompu et l'arbre est automatiquement freiné.

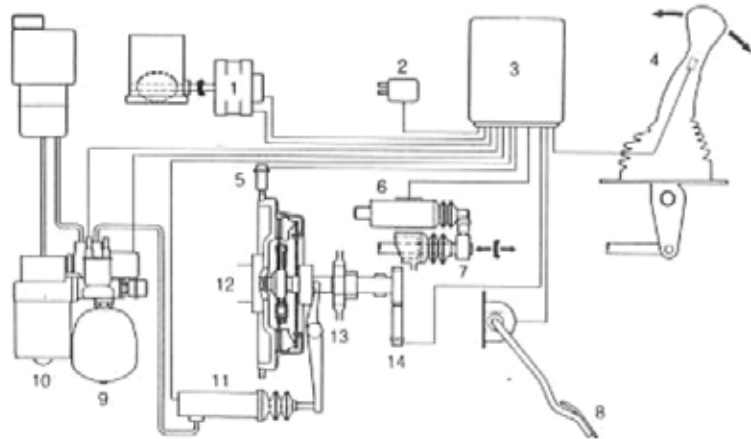
E. Les embrayages pilotés

Afin d'améliorer le confort de conduite tout en minimisant la consommation de carburant par rapport à une transmission automatique, de nombreux constructeurs se sont intéressés à la mise au point d'embrayage pilotés.

Un calculateur, informé de la position du levier de vitesses, du rapport engagé, du régime à l'entrée de la boîte de vitesse et de la position de l'accélérateur commande soit l'arrivée d'une source de pression hydraulique au récepteur d'embrayage (1° système), soit l'alimentation de l'actionneur électro-mécanique de la fourchette d'embrayage.

Le système ACTS (Automatic Clutch & Throttle System) de Automotive Product (GB)

- 1. Capteur de position du volet des gaz (= charge du moteur) - 2. Contact d'allumage - 3. Centrale électronique - 4. Contacteur du levier des vitesses - 5. Capteur de vitesse vilebrequin - 6. Capteur de vitesse enclenchée - 7. Axe du sélecteur des vitesses - 8. Pédale d'accélérateur avec capteur de position - 9. Réserve de pression hydraulique - 10. Motopompe hydraulique - 11. Cylindre de commande de la fourchette d'embrayage avec capteur de position - 12. Embrayage mécanique à disque - 13. Boîte de vitesses manuelle - 14. Capteur de vitesse sur l'arbre d'entrée de boîte de vitesse



Système ACTS d'embrayage piloté hydraulique

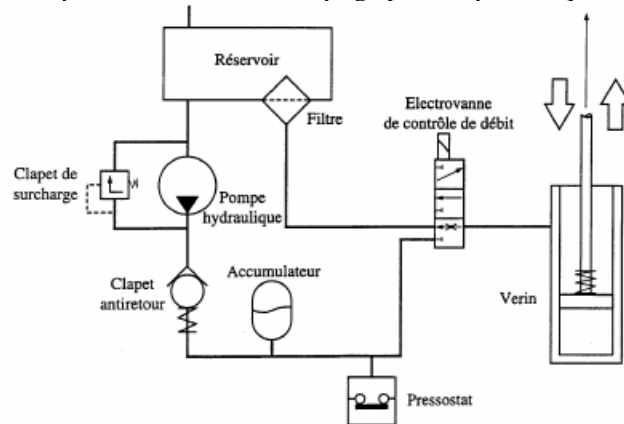
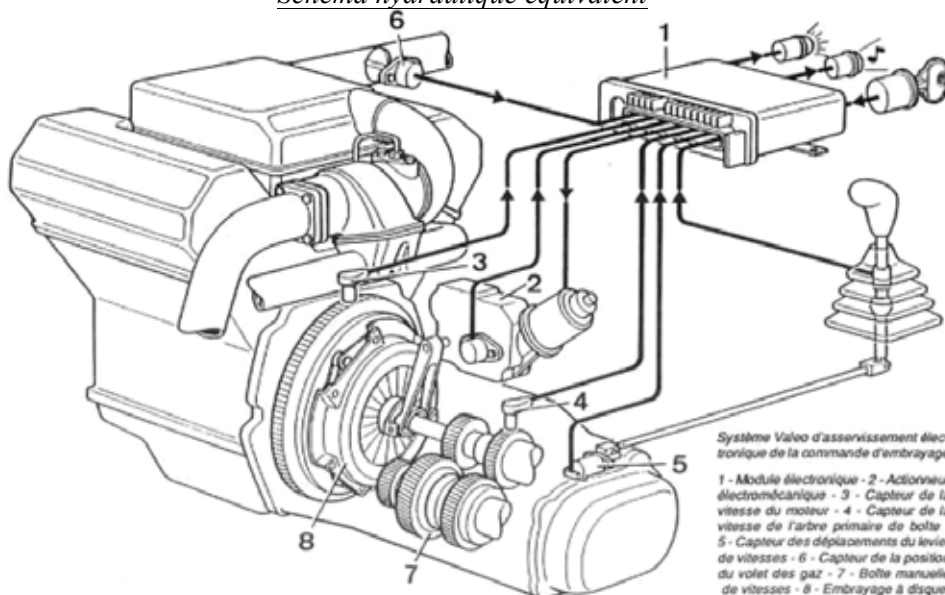


Schéma hydraulique équivalent



- Système Valeo d'asservissement électronique de la commande d'embrayage
- 1 - Module électronique - 2 - Actionneur électromécanique - 3 - Capteur de la vitesse du moteur - 4 - Capteur de la vitesse de l'arbre primaire de boîte - 5 - Capteur des déplacements du levier de vitesses - 6 - Capteur de la position du volet des gaz - 7 - Boîte manuelle de vitesses - 8 - Embrayage à disque

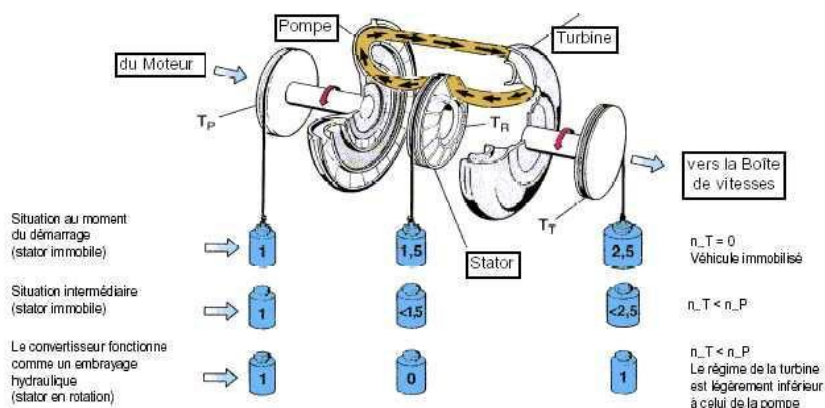
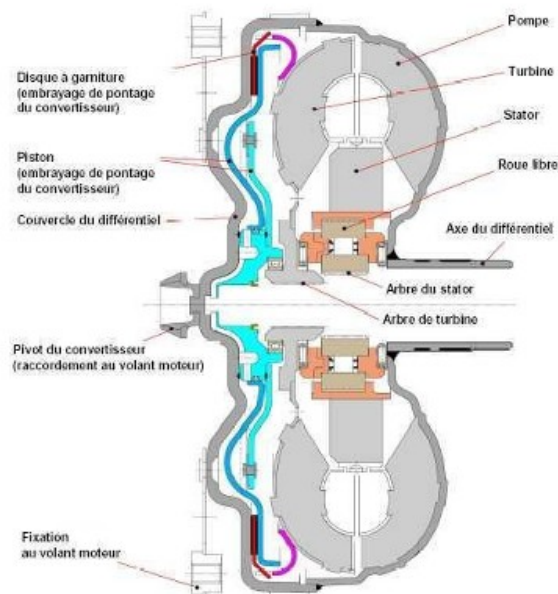
Système électro-mécanique Valéo

F. Les embrayages hydrauliques ou convertisseurs

Les boîtes automatiques (très présentes sur le caillou) sont accouplées au moteur via un embrayage hydraulique du type convertisseur biphasé à réacteur sur roue libre. En fonctionnement normal, il y a toujours un glissement relatif entre les deux arbres. Le système agit également comme limiteur de couple, l'accouplement s'effectuant sans contact direct.

Ce convertisseur se compose d'une pompe solidaire du volant moteur, d'une turbine solidaire du reste de la transmission et d'un réacteur ou stator monté sur une roue libre. La pompe et la turbine ne sont pas en liaison mécanique, la transmission du couple s'effectue grâce aux propriétés de viscosité de l'huile.

Il y a augmentation du couple lorsque la roue turbine est bloquée alors que la roue pompe est à son régime maximal (ce qui correspond au démarrage d'un véhicule automobile). Si la pompe et la turbine tournent à la même vitesse, les aubages du stator tournent dans le même sens et le convertisseur fonctionne comme un coupleur.



Principe de fonctionnement du convertisseur

G. Les limiteurs de couple

Les limiteurs de couple sont extrêmement proches des embrayages au niveau des solutions constructives adoptées, l'unique différence entre ces deux systèmes provient du fait que le limiteur de couple n'est pas piloté par une commande extérieure. Un limiteur de couple est donc un embrayage sans commande extérieure. Au delà d'un couple résistant limite, en sortie, dit **couple de tarage**, un glissement interne se produit annulant temporairement la liaison entre les organes moteurs et récepteurs. Lorsque le couple revient à une valeur inférieure à ce couple de tarage, la liaison est à nouveau établie et donc la transmission de puissance.

III. Les freins

Dans une chaîne de transmission de puissance, le dispositif a 2 fonctions :

- Ralentir un mouvement établi,
- S'opposer à la mise en mouvement d'un organe arrêté.

Il existe un grand nombre de dispositifs constructifs permettant de réaliser cette fonction, un grand nombre est basé sur un contact mécanique entre deux solides (disques, sangles, tambours) mais il existe des freins hydrodynamiques (principe analogue au coupleur hydraulique mais avec un stator et un rotor, l'énergie est dissipée sous forme de chaleur dans l'huile) et des freins électriques (Système TELMA, des bobines fixes induisent un courant de Foucault dans des disques

solidaires de l'arbre à ralentir, ce courant avec l'induction électromagnétique génère un couple de ralentissement³) utilisés sur les poids-lourds et les trains.

A. Les freins à disques

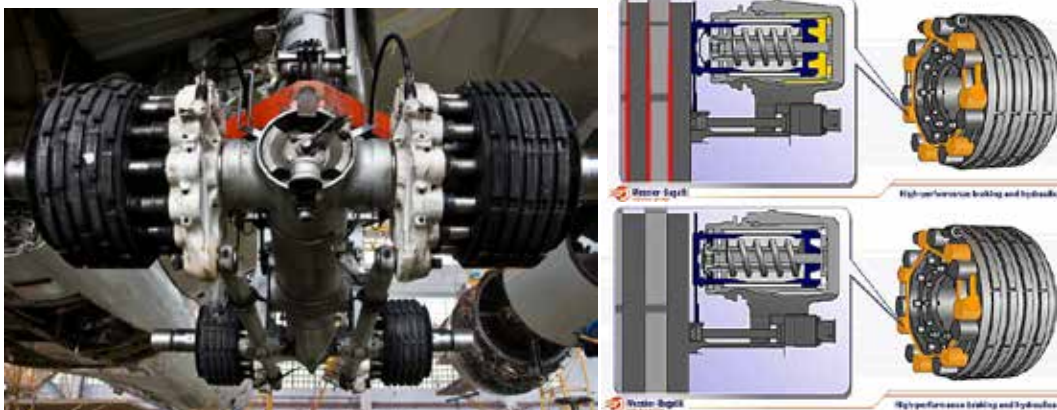
Le principe général de ce type de frein est bien connu de tous (voir TD de 1° année PTSI). Ils sont utilisés dans de nombreux domaines car ils cumulent de nombreux avantages par rapports aux autres types de systèmes de freinage :

- Freinage progressif,
- Stabilité du couple de freinage à haute vitesse et bonne tenue dans des conditions sévères d'utilisation,
- Bonne évacuation de la chaleur (disques ventilés)
- Facilité d'entretien.

A dimensions égales, ils sont cependant moins puissants que des freins à tambour.



Ces freins sont utilisés aussi bien sur des véhicules de petite dimension (vélo, moto) et à petite vitesse que sur des mobiles plus volumineux et plus rapides (avions, trains). La différence entre les systèmes de freinage utilisés se fera sur le nombre de disques de frein (le couple de freinage est proportionnel à ce nombre) et les matériaux employés pour les disques (céramiques, composites, fonte, acier...).



Frein à disque d'Airbus A340 à commande hydraulique (Messier Bugatti)

Le système de commande de ce type de frein est depuis toujours hydraulique, cependant pour des raisons de réduction des masses et de sécurité, les constructeurs développent des systèmes de freinage à commande électro-mécaniques.

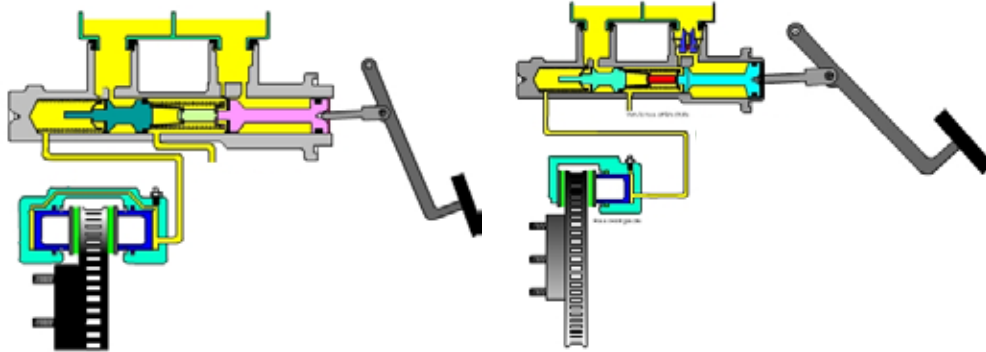


Système de freinage électro-mécanique du Boeing 787 (Messier Bugatti)

³ Via la force de Laplace $d\vec{F} = Id\vec{l} \wedge \vec{B} \dots$

1. Principe

L'action sur la pédale de frein entraîne le piston du maître-cylindre qui comprime le liquide hydraulique de freinage dans la chambre et le circuit aval du maître-cylindre. La pression ainsi créée pousse le ou les pistons de freinage qui plaquent alors les plaquettes sur le disque.



Frein à disque à étrier fixe ou flottant

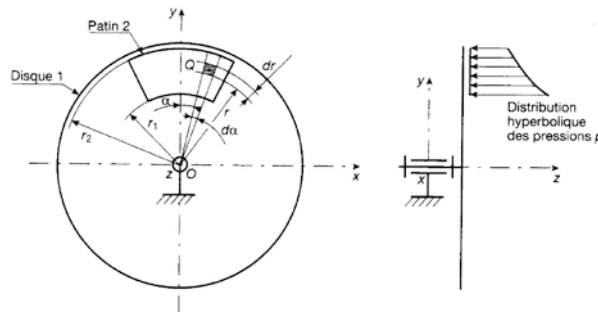
2. Calcul du couple de freinage maximal

Comme pour le cas des embrayages, il est possible de modéliser la pression de contact p à l'interface entre le disque et la plaquette de deux manières :

- Pression constante, ce qui entraîne une usure inégale,
- Pression variable avec une usure constante.

C'est ce deuxième modèle que nous allons développer. Dans ce cas, la distribution de pression est hyperbolique sur la surface du disque et telle que :

$$p(r) = p_M \frac{r_1}{r}$$



Pour passer d'une modélisation locale des actions mécaniques transmissibles par le contact entre les deux disques de friction à une modélisation globale, il faut tout d'abord définir un petit élément de surface :

$$dS = r \cdot dr d\theta$$

On peut donc exprimer l'effort presseur N exercé par le piston et en déduire la valeur de p_M :

$$dN = p \cdot dS \Rightarrow N = \int_{-\alpha}^{\alpha} \int_{r_1}^{r_2} p_M \frac{r_1}{r} \cdot r \cdot dr d\theta \Rightarrow N = 2p_M \alpha r_1 (r_2 - r_1) \Rightarrow p_M = \frac{N}{2\alpha r_1 (r_2 - r_1)}$$

On peut ensuite exprimer le couple maximal de freinage à la limite au glissement :

$$dC = r \cdot dT \Rightarrow dC = r f \cdot dN \Rightarrow dC = r f p(M) \cdot dS$$

On intègre sur l'ensemble de la surface de friction et on obtient :

$$C = \int_{-\alpha}^{\alpha} \int_{r_1}^{r_2} r^2 f p(M) \cdot dr d\theta \Rightarrow C = \int_{-\alpha}^{\alpha} \int_{r_1}^{r_2} r^2 f p_M \frac{r_1}{r} \cdot dr d\theta \Rightarrow C = \alpha f p_M r_1 (r_2^2 - r_1^2)$$

On remplace alors p_M par sa valeur en fonction de l'effort presseur N et on trouve :

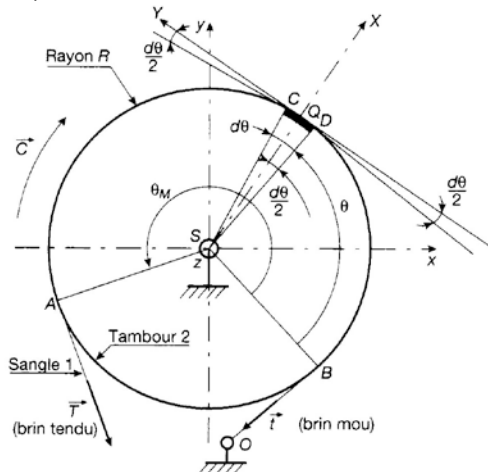
$$C = \frac{fN(r_2 + r_1)}{2} = fNr_{moy}$$

Un système de freinage par disque est souvent composé de deux plaquettes en forme de portion de disque en contact avec un disque de freinage, dans ce cas, le couple de freinage est le double de celui que nous venons de calculer⁴.

B. Les freins à sangles

1. Principe

Ces freins sont utilisés pour la motoculture, et des mécanismes d'entraînement simples...



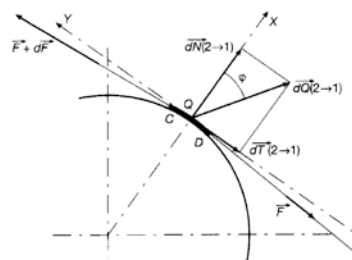
Une sangle métallique *I* sur laquelle est rapportée une garniture de friction est en contact avec la partie extérieure du tambour *2*. Lorsque l'on exerce une tension \vec{T} au bout de la sangle, un couple de freinage est créé.

2. Calcul du couple de freinage maximal

On appelle \vec{T} et \vec{t} , les tensions respectives des brins tendu et mou de la sangle *I*. On isole un élément de sangle en contact avec le tambour *2*.

L'élément de sangle de longueur $Rd\theta$ est soumis à :

- Une tension \vec{F} en D (côté brin mou)
- Une tension $\vec{F} + d\vec{F}$ en C (côté brin tendu)
- L'action mécanique élémentaire de 2→1 en Q : $d\vec{Q}_{(2\rightarrow 1)}$



Avec $d\vec{Q}_{(2\rightarrow 1)} = d\vec{N}_{(2\rightarrow 1)} + d\vec{T}_{(2\rightarrow 1)}$ et $\|d\vec{T}_{(2\rightarrow 1)}\| = f \cdot \|d\vec{N}_{(2\rightarrow 1)}\|$, d'après les lois de Coulomb.

On écrit alors le Principe fondamental de la statique pour la portion de sangle isolée :

$$(\vec{F} + d\vec{F}) + \vec{F} + d\vec{Q}_{(2\rightarrow 1)} = \vec{0}$$

On peut alors projeter cette équation suivant les axes \vec{X} et \vec{Y} , ce qui donne le système ci-dessous :

$$\begin{cases} -(F + dF) \sin \frac{d\theta}{2} - F \sin \frac{d\theta}{2} + dN_{(2\rightarrow 1)} = 0 \\ (F + dF) \cos \frac{d\theta}{2} - F \cos \frac{d\theta}{2} - f \cdot dN_{(2\rightarrow 1)} = 0 \end{cases}$$

L'angle $d\theta$ étant élémentaire, on peut linéariser ces équations et on obtient :

$$\begin{cases} -(F + dF) \frac{d\theta}{2} - F \frac{d\theta}{2} + dN_{(2\rightarrow 1)} = 0 \\ (F + dF) - F - f \cdot dN_{(2\rightarrow 1)} = 0 \end{cases}$$

En développant et en éliminant les infiniment petit d'ordre 2, on obtient alors :

$$\begin{cases} dN_{(2\rightarrow 1)} = F d\theta \\ dF = f \cdot dN_{(2\rightarrow 1)} \end{cases}$$

⁴ Si il y a plus de disques et de plaquettes, à vous de réfléchir...

En posant b la largeur de la sangle, on peut exprimer le petit élément de surface dS :

$$dS = bRd\theta$$

En utilisant les relations précédentes et le fait que $dN_{(2 \rightarrow 1)} = p \cdot dS$, on peut écrire :

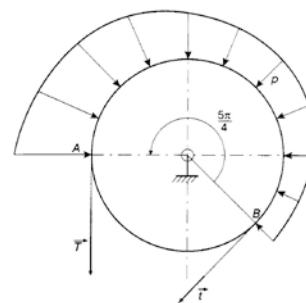
$$p = \frac{F}{bR}$$

La pression étant maximale en A avec $F=T$ et minimale en B avec $F=t$, nous pouvons définir une relation entre les deux tensions t et T :

$$dN_{(2 \rightarrow 1)} = Fd\theta = \frac{dF}{f} \Rightarrow \frac{dF}{F} = f d\theta$$

En intégrant cette relation entre $\theta_A=0$ et $\theta_B=\theta_M$, on obtient la relation suivante :

$$\int_t^T \frac{dF}{F} = \int_0^{\theta_M} f d\theta \Rightarrow \ln\left(\frac{T}{t}\right) = f\theta_M \Rightarrow \frac{T}{t} = e^{f\theta_M}$$



La pression en un point courant de la sangle s'écrit donc :

$$p_Q = p_\theta = \frac{te^{f\theta}}{bR}$$

Le couple de freinage est le moment, par rapport à l'axe du tambour des actions de contact de la sangle sur le tambour en projection sur cet axe :

$$C = TR - tR = R(T - t)$$

En utilisant l'expression précédente, on peut écrire ce couple en fonction de la tension du brin tendu et de l'angle d'enroulement de la sangle :

$$C = \frac{(e^{f\theta_M} - 1)R}{e^{f\theta_M}} T$$

C. Les freins à tambour

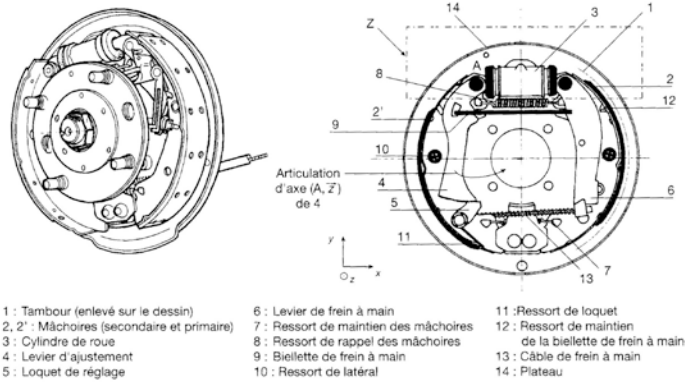
1. Principe

Pour ce type de frein, on utilise des mâchoires constituées d'une garniture de friction rapportée sur un support rigide en acier. Suite à une traction sur le câble ou à une augmentation de la pression dans le circuit hydraulique, les deux garnitures sont plaquées sur le tambour, ce qui entraîne la dissipation de l'énergie cinétique de l'arbre en rotation par friction.



Frein à tambour de véhicule automobile

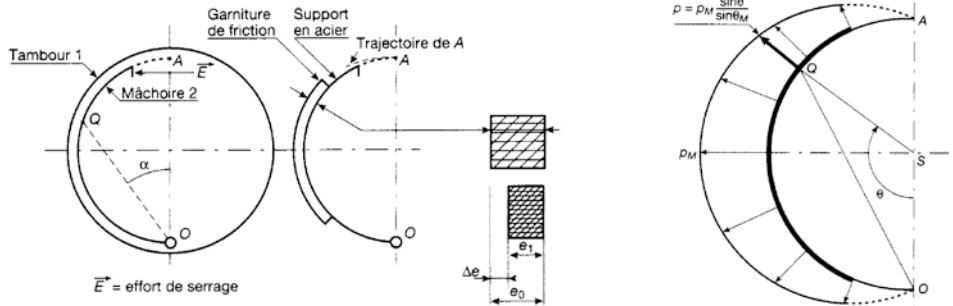
La commande peut donc être mécanique par câble (frein à main, bicyclette) ou hydraulique, les systèmes de commande sont donc proches de ceux utilisés pour les freins à disque.



- 1 : Tambour (enlevé sur le dessin)
- 2, 2' : Mâchoires (secondaire et primaire)
- 3 : Cylindre de roue
- 4 : Levier d'ajustement
- 5 : Loquet de réglage
- 6 : Levier de frein à main
- 7 : Ressort de maintien des mâchoires
- 8 : Ressort de rappel des mâchoires
- 9 : Bielle de frein à main
- 10 : Ressort de latéral
- 11 : Ressort de loquet
- 12 : Ressort de maintien de la bielle de frein à main
- 13 : Câble de frein à main
- 14 : Plateau

1. Calcul du couple de freinage

La pression qui s'exerce entre la garniture et le tambour suite à une commande de freinage n'est pas constante sur l'ensemble de la surface de contact. En effet, lors du déplacement de la garniture, les points à l'extrémité de la garniture ont un déplacement faible donc la pression de contact y est minimale.



La pression peut donc s'écrire grâce à la relation suivante :

$$p = p_M \frac{\sin \theta}{\sin \theta_M}$$

Dans de nombreuses applications, θ est supérieur à $\pi/2$, dans ce cas, la pression peut s'écrire plus simplement :

$$p = p_M \sin \theta$$

On note f le coefficient de frottement entre la garniture et le tambour, b la largeur de la garniture, R le rayon du tambour, on peut écrire un petit élément de surface $dS = bRd\theta$, dans ce cas et en utilisant les lois de Coulomb, on peut écrire :

$$\begin{cases} dN_{(2 \rightarrow 1)} = pbRd\theta \\ dT_{(2 \rightarrow 1)} = f \cdot pbRd\theta \end{cases}$$

On applique alors le théorème du moment statique à 2 et 2' respectivement en O et O' et en appelant M_N , $M_{N'}$, M_T et $M_{T'}$ respectivement les moments des actions mécaniques normales et tangentielles du tambour sur les garnitures 2 et 2', on trouve les relations suivantes :

$$\begin{cases} M_N = \alpha p_M \text{ et } M_{N'} = \alpha p_{M'} \\ M_T = \beta p_M \text{ et } M_{T'} = \beta p_{M'} \end{cases}$$

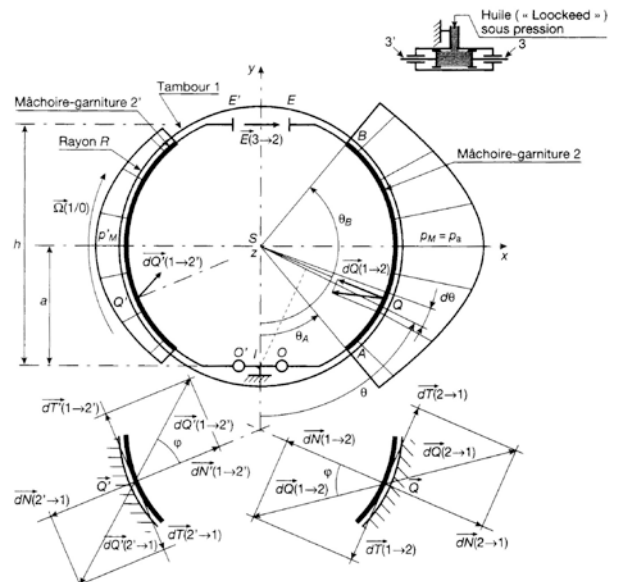
$$\text{où } \begin{cases} \alpha = \frac{bRa}{4 \sin \theta_M} [(\theta_A - \theta_B) - \sin 2\theta_B + \sin 2\theta_A] \\ \beta = \frac{fbR}{2 \sin \theta_M} [2R(\cos \theta_A - \cos \theta_B) - a(\sin^2 \theta_B + \sin^2 \theta_A)] \end{cases}$$

On en déduit que :

$$p_M = \frac{\alpha + \beta}{\alpha - \beta} p_{M'}$$

On peut en déduire le couple de freinage en fonction de l'effort E :

$$C = \frac{2abhR^2 f (\cos \theta_A - \cos \theta_B)}{(\alpha^2 - \beta^2) \sin \theta_M} E$$

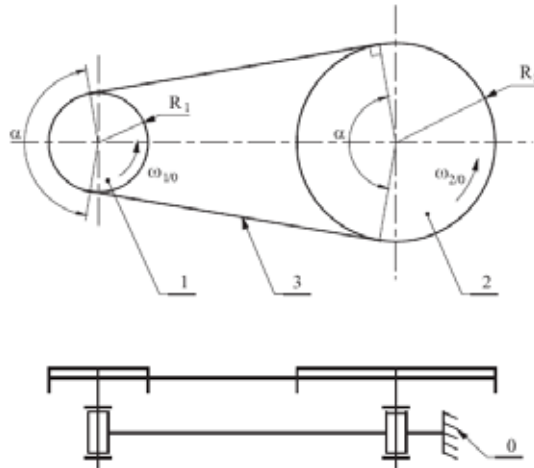


IV. La transmission par poulie-courroie

1. Principe

Une courroie est un lien flexible destiné à assurer une transmission de puissance entre un arbre moteur et un arbre récepteur dont les axes peuvent occuper diverses positions relatives.

Ce type de transmission de puissance est encore énormément utilisé, par exemple dans l'industrie automobile (courroie d'accessoires, courroie de distribution, courroie d'alternateur).



Ce type de transmission est constitué :

- d'une poulie motrice (1), assemblée à l'arbre moteur,
- d'une poulie réceptrice (2) liée à l'organe à entraîner,
- d'une courroie (3) qui s'enroule sur chacune des poulies.

Le mouvement est transmis de l'arbre moteur à l'arbre récepteur par l'adhérence de la courroie sur les deux poulies. Les courroies peuvent être plates, trapézoïdales, striées ou synchrones crantées⁵.

Les principaux avantages de la transmission par courroie sont :

- la souplesse de transmission (Harley Davidson...),
- la possibilité de glissement poulie/courroie, limitation du couple,
- la grande durée de vie
- le coût réduit
- le rendement très haut (> 95%)
- le fonctionnement silencieux,
- entretien limité et pas de lubrification.



Cependant, le couple transmissible est directement lié à la tension de la courroie et est donc limité par la limite de résistance du matériau de celle-ci et **le rapport de transmission n'est pas garanti**. En effet, la courroie est plus étirée du côté tendu que du côté mou, il en résulte un glissement relatif de la courroie sur la poulie lors de son enroulement : on dit que la courroie rampe.

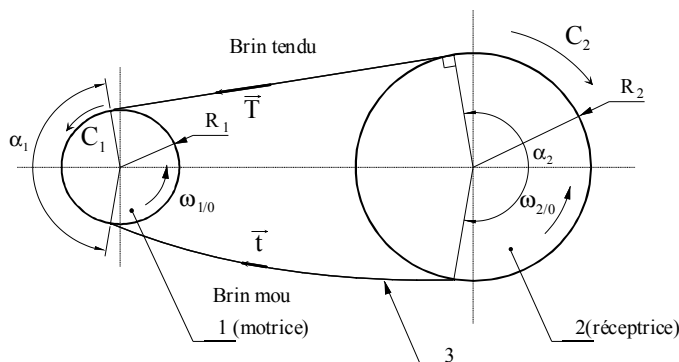
En négligeant ce phénomène, il est possible d'écrire le rapport de transmission de ce système :

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{R_2}{R_1}$$



⁵ Une courroie synchrone est un système de transmission de puissance par obstacle !

2. Calcul du couple de transmission



Soit C_1 , le couple moteur délivré par la poulie motrice 1. Pendant la transmission du mouvement le brin supérieur est tendu et le brin inférieur est mou. Il en résulte une différence de tension entre les deux brins de courroie.

Par une étude dynamique simple et en négligeant le rendement, nous pouvons écrire :

$$C_2 = Tr_2 - tr_2 = r_2 \cdot (T - t) \Rightarrow T - t = \frac{C_2}{r_2} \quad \text{et} \quad C_1 = Tr_1 - tr_1 = r_1 \cdot (T - t) \Rightarrow T - t = \frac{C_1}{r_1}$$

En effectuant une étude identique à celle menée pour le frein à sangle précédemment étudié et en négligeant les effets dynamiques de la courroie, nous obtenons le résultat suivant :

$$\frac{T}{t} = e^{\lambda f \alpha_1}$$

Le terme λ correspond à un coefficient de sécurité afin d'être sûr de ne pas atteindre le glissement de la courroie, on se place « avant » la limite au glissement. L'angle α_1 à prendre en compte est l'angle d'enroulement de la plus petite poulie.

Dans le cas d'une courroie trapézoïdale d'angle de gorge β , avec les mêmes hypothèses, on trouve :

$$\frac{T}{t} = e^{\frac{\lambda f \alpha_1}{\sin \beta/2}} \cong e^{3\lambda f \alpha_1} \quad \text{pour un poulie avec une gorge standard telle que } \beta=40^\circ$$

A tension égale, ces courroies permettent de transmettre une puissance plus importante que les courroies plates (la forme en V augmente la pression de contact).

Tension de montage	$T_0 = \frac{T + t}{2}$
Longueur de courroie	$L = 2e \sin \frac{\alpha_1}{2} + r_1 \cdot \alpha_1 + r_2 \cdot \alpha_2$ e : entraxe
Angles d'enroulement	$\alpha_1 = 2 \arccos \left(\frac{r_2 - r_1}{e} \right)$ et $\alpha_2 = 2\pi - \alpha_1$
Puissance transmise	$P = (T - t) \cdot V = C_2 \cdot \omega_2$
Tensions	$\frac{T}{t} = e^{\lambda f \alpha_1}$ (courroie plate) $\frac{T}{t} \cong e^{3\lambda f \alpha_1}$ (courroie trapézoïdal)
Relation tension/couple	$T - t = \frac{C_2}{r_2}$ et $T - t = \frac{C_1}{r_1}$