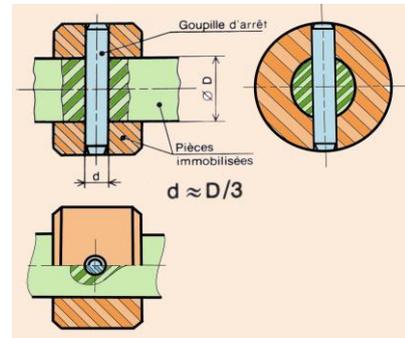
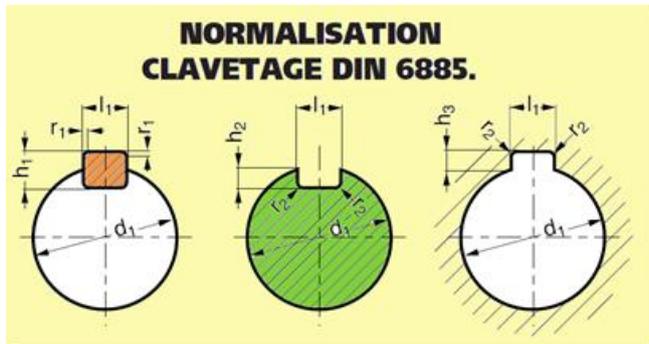


# Cycle 7: Etude et conception des ensembles mécaniques

## Chapitre 2 : Dimensionnement des obstacles (clavettes et goupilles)



Problématique

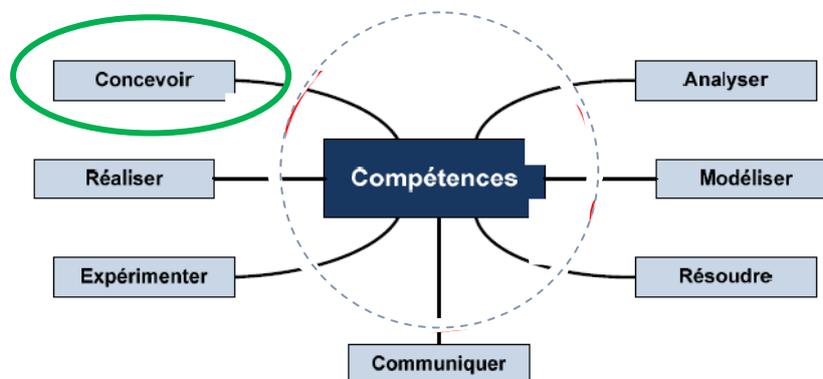
PROBLÉMATIQUE :

- Décrire ou choisir les solutions technologiques réalisant un encastrement.
- Représenter une solution complète avec les conditions de fonctionnement.

Savoir

SAVOIRS :

- Définir et caractériser une fonction d'assemblage.
- Principes d'immobilisation par obstacle(s) ou par adhérence.
- Familles de solutions, critères de choix, solutions techniques par plan prépondérant, cylindre prépondérant, cône prépondérant.
- Conditions d'utilisations et calculs relatifs à la transmission d'un couple ou d'un glisseur.



# Sommaire

1. <u>Les obstacles dans les liaisons arbre / moyeu</u>	3
2. <u>Les critères de choix des obstacles</u>	3
3. <u>Les sollicitations encaissées par les obstacles</u>	4
4. <u>Notion de résistance mécanique et de coefficient de sécurité</u>	5
4.1. Notion de concentration de contrainte	5
4.2. Condition résistance en torsion-cisaillement	6
4.3. Condition résistance en flexion-traction	6
5. <u>Dimensionnement d'une GOUPILLE</u>	6
6. <u>Dimensionnement d'une CLAVETTE</u>	8
7. <u>Les CANNELURES à flancs parallèles</u>	12

1. Les obstacles dans les liaisons arbre / moyeu

Les **systèmes arbre / moyeu** permettent de **lier en rotation** un arbre avec un moyeu (ex : poulie, roue dentée...) et surtout participent à la **transmission de puissance**. Les 3 principaux obstacles couramment utilisés sont : **les goupilles, les clavettes et les cannelures**.

Solutions	EXEMPLES	Critères de choix
<p><b>Goupille :</b></p> <p>Une cheville métallique traverse les deux pièces assemblées.</p>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Simplicité de la solution</li> <li>- Affaiblissement de la résistance de l'arbre</li> <li>- Coût peu élevé</li> <li>- Couple transmissible peu élevé</li> </ul>
<p><b>Clavette :</b></p> <p>La clavette 34 permet de supprimer la rotation de 30 par rapport à 35.</p>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Bonne transmission de couple</li> <li>- Eléments standards</li> <li>- Couple transmissible modéré</li> </ul>
<p><b>Cannelures :</b></p>	<p>Vue de droite de (1) seul</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Couple transmissible élevé</li> <li>- Coût élevé</li> </ul>

Afin de **valider les solutions** technologiques choisies en **encombrement et en résistance**, il est nécessaire de **dimensionner** ces obstacles selon les **modèles de calculs** présentés ci après.

2. Les critères de choix des obstacles

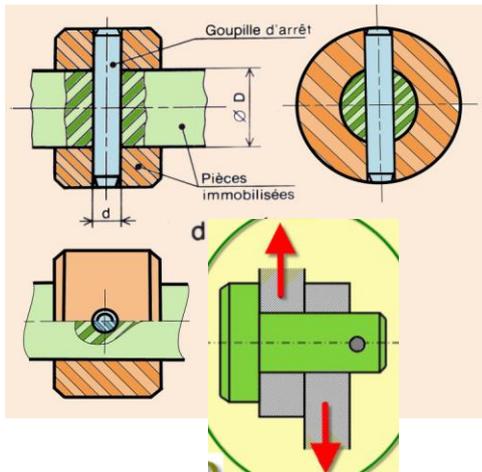
On choisira une solution plutôt qu'une autre en fonction (cf tableau ci-dessus):

- du **montage / démontage** de la liaison (fréquence souhaitée, outillage à disposition...),
- des **coûts de fabrication**,
- de la **résistance en fonctionnement** désirée.

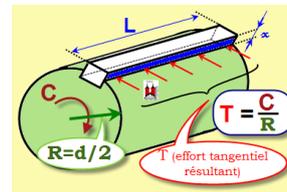
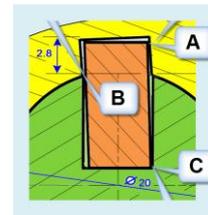
### 3. Les sollicitations encaissées par les obstacles

Nous verrons en résistance des matériaux (RDM) que les sollicitations principales encaissées par les pièces d'un mécanisme peuvent être : la **TRACTION**, la **FLEXION**, la **TORSION** et le **CISAILLEMENT**.

Exemple pour les obstacles :



Cisaillement d'une goupille



Cisaillement d'une clavette (matage)

### 4. Notion de résistance mécanique et de coefficient de sécurité

Pour que l'assemblage arbre / moyeu résiste, il faut prendre en compte que les conditions nominales d'utilisation sont jamais celles servant à la base des validations de dimensionnement. Pour alléger les modèles de calculs, nous faisons des **hypothèses simplificatrices**.

Afin de ne pas avoir de surprise en utilisation, on prend en compte **un coefficient de sécurité (s)** qui dépendra : du type de charge, de la nature de la transmission de puissance, du mode d'élaboration de la pièce, de la température....

Exemples : en construction classique ( $1 < s < 2$ ), en matériel routier ( $2 < s < 3$ ), système de levage ( $3 < s < 5$ ), aéronautique ( $s > 10$ )....

#### 4.1. Notion de concentration de contrainte

On verra que l'on appelle **contrainte ( $\sigma$  : pour les sollicitations de traction et flexion,  $\tau$  pour le cisaillement et la torsion)** le **rapport  $F / S$** . Pour valider une pièce ou un assemblage, on compare cette contrainte aux limites de résistance du matériau ( $\sigma_e = R_e$ ,  $\sigma_r = R_m$ ).

Mais, la **forme de la pièce** et son **état de surface** peuvent engendrer des **concentrations de contraintes** (faiblesses). Il faut donc en tenir compte dans le dimensionnement de la pièce.

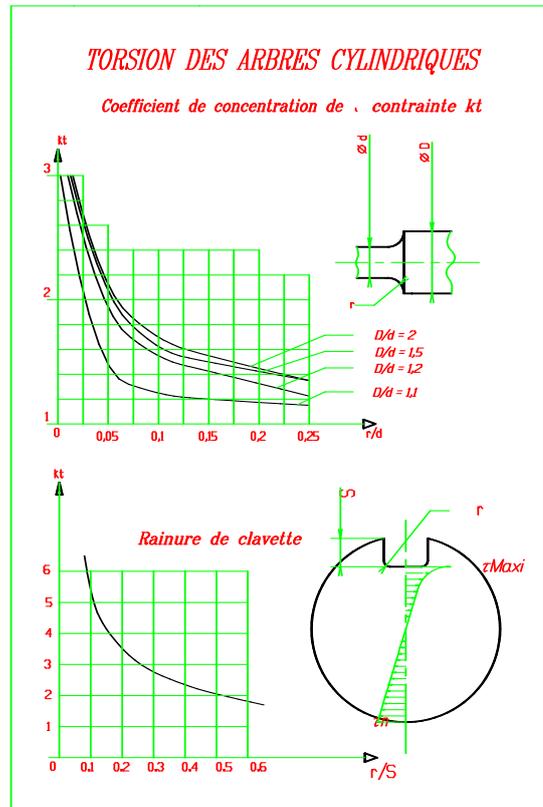
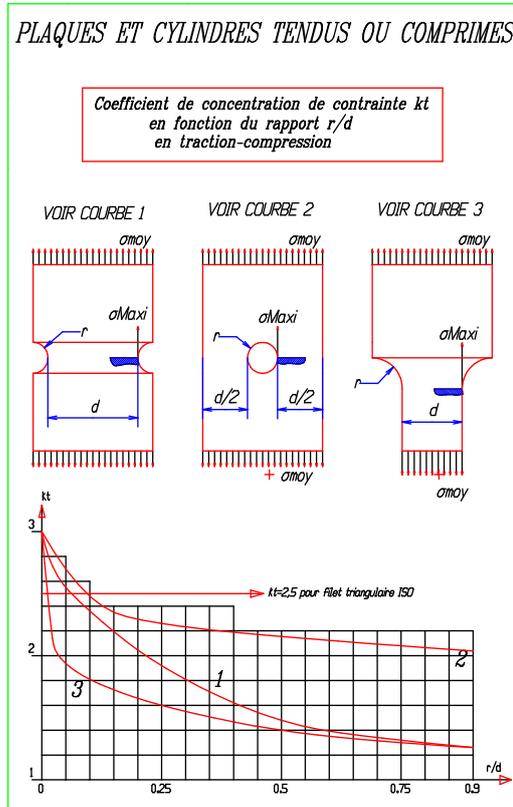
On note cette concentration de contrainte : **Kt**





Conception des ensembles mécaniques: dimensionnement des obstacles

Quelques exemples à retenir :



Exemple :

Sur un arbre récepteur sera monté un pignon dont la liaison avec l'arbre sera une clavette donc le rapport  $r/S = 0.4$ . Quel est la valeur de  $k_t$  ?..... Si cet arbre subit un couple de 50Nm, quelle valeur va-t-on prendre pour ce couple pour valider l'arbre en torsion ? .....

**4.2. Résistance prise en compte dans le cas d'une sollicitation normale de TRACTION-FLEXION**

La résistance du matériau est minorée ainsi et on l'appelle **Rpe (résistance pratique élastique)** :

$$Rpe = \frac{Re}{s}$$

**4.3. Résistance prise en compte dans le cas d'une sollicitation tangentielle de CISAILEMENT et TORSION**

En cisaillement ou torsion, on ne tient pas compte de  $Re$  (limite élastique), mais de **limite élastique au glissement  $Rg$**  qui est défini ainsi :

- Pour un matériau **ductile** :  $Rg = 0.5 \cdot Re$
- Pour un matériau **fragile** :  $Rg = Re$

La résistance du matériau est minorée et on l'appelle **Rpg (résistance pratique au glissement)** :

$$Rpg = \frac{Rg}{s}$$

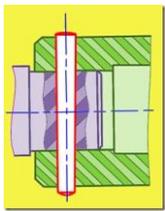
## 5. Dimensionnement d'une GOUPILLE

On considère que la goupille est un élément **sollicité au CISAILEMENT**. Ceci est vérifié lorsqu'elle est montée sans jeu. Plusieurs sections peuvent être sollicitées au cisaillement.

### 5.1. Les différents types de goupilles

Il existe un grand nombre de goupilles suivant l'application recherchée. Elles varient en formes, fonction, conditions de montage... Il faut **percer les 2 pièces** à assembler pour venir ensuite loger la goupille.

Les plus classiques :

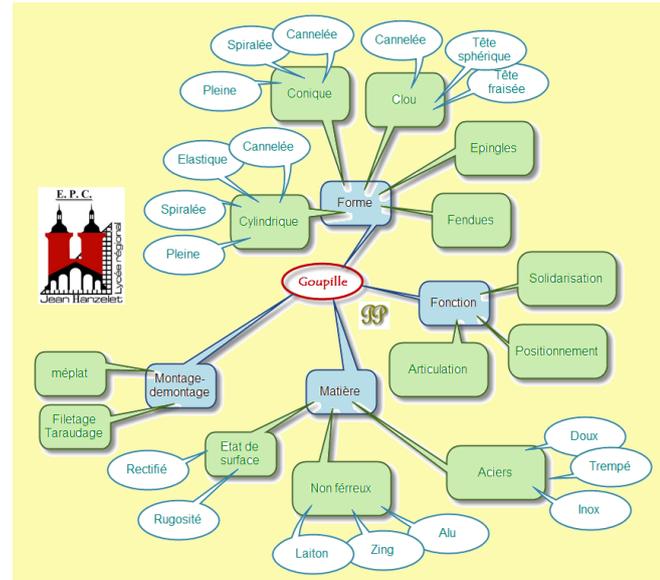


Coniques



Cylindrique

Fendues



### 5.2. Dimensionnement

L'objectif du dimensionnement est de **déterminer le diamètre mini de la goupille** en fonction des **sollicitations encaissées** et de ses **caractéristiques** (type, matériau...).

Données :

La liaison pièce / goupille transmet soit un **couple C** ou un **effort axial F**.

Le matériau de la goupille a une résistance  $R_e$  et on a vu que sa **résistance au glissement** (cisaillement) :  $R_g = 0.5 * R_e$  (matériaux ductiles).

Une goupille est cisailée en 1 ou plusieurs **sections : n**

Un **coefficient de sécurité** est souvent appliqué : s



Conception des ensembles mécaniques: dimensionnement des obstacles

Calculs pour un COUPLE :

**Effort tranchant T** dans chaque section :

$n.T = C/(D/2)$  avec  $D$  : diamètre de l'arbre  
soit :

$T = C/n.(D/2)$

Cet effort tranchant provoque une contrainte Tangentielle moyenne :

$\tau = T/S$  avec  $S$  : section cisailée de la goupille

Les conditions d'utilisation de la goupille permettent de définir la **résistance pratique au cisaillement** :

$R_{pg} = R_g/s$

**La contrainte tangentielle de cisaillement doit donc Etre inférieure à Rpg :**

$\tau = T/S < R_{pg} = R_g /s$

On en déduit :  $S > T/R_{pg}$

D'où, pour une goupille cylindrique, son diamètre  $d$  :

$d > \sqrt{\frac{4.T}{\pi . R_{pg}}}$

Conclusion : On choisit ensuite parmi les dimensions normalisées, une goupille dont le diamètre  $d$  est  $>$  à celui qui a été calculé.

Calcul pour un EFFORT AXIAL :

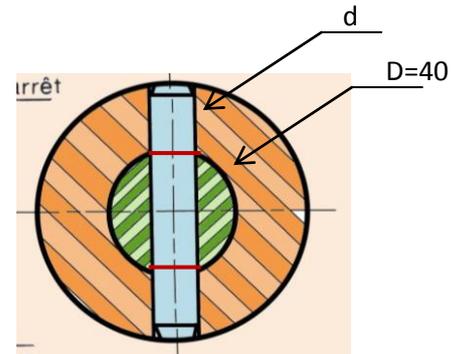
Démarche identique et formules identiques avec :

- effort tranchant tel que :  $n.T = F$ , d'où :  $T = F/n$

Exemple d'application:

Un pignon est monté sur un arbre de diamètre  $D=40\text{mm}$ . L'entraînement en rotation est réalisée par une goupille cylindrique de diamètre  $d$ .

L'arbre est sollicité par un couple  $C = 30\text{N.m}$



La goupille est en matériau ductile dont  $R_e = 240 \text{ Mpa}$ . Il s'agit d'un assemblage classique avec un coefficient de sécurité  $s = 2$ .

Calculez d mini et choisissez la goupille adaptée :

$n = 2$  sections cisailées

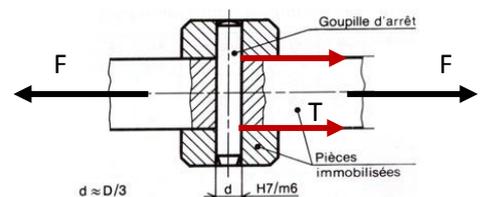
$T = C/n.(D/2)$ , soit  $T = 30000/2.20$ ,  $T = 750 \text{ N}$

$R_g = R_e /2 = 120 \text{ Mpa}$ , donc  $R_{pg} = R_g/s = 60 \text{ Mpa}$

On en déduit :  $d > \sqrt{\frac{4.750}{\pi . 60}}$

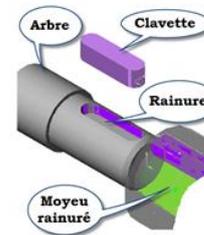
Soit  $d > 3.98$

On prendra une **goupille cylindrique 4x40**



## 6. Dimensionnement d'une CLAVETTE

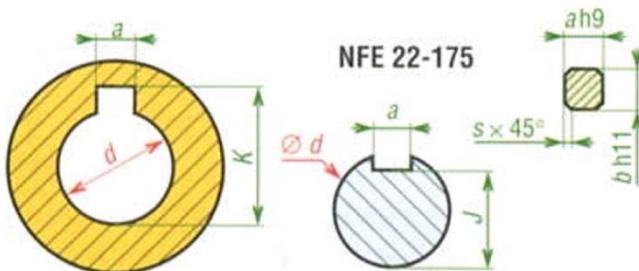
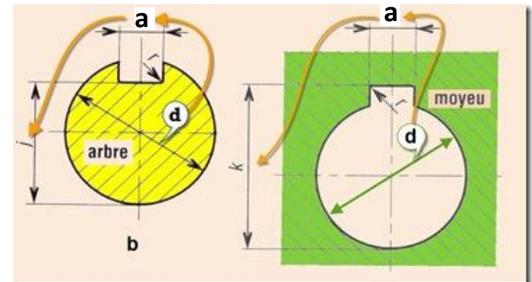
Une clavette est un **élément standard normalisé** utilisé pour une transmission de puissance en rotation ou dans le cas d'une liaison glissière (guidage). Il existe différents types de clavettes. Dans tous les cas, il faut réaliser une **rainure par fraisage** (bout ou disque) dans l'**arbre** et par **brochage** dans l'**alésage**, pour venir la loger.



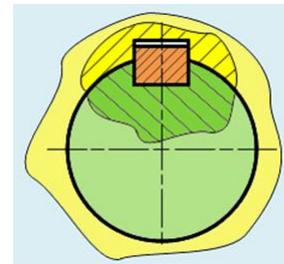
### 6.1. Principe général

Les dimensions d'une clavette sont normalisées. Voici les principales cotes à retenir :

- $d = \text{diamètre arbre} = \text{diamètre moyeu}$
- $a = \text{largeur clavette}, b = \text{hauteur clavette}$
- $j$  et  $k = \text{cotes profondeur rainure}$



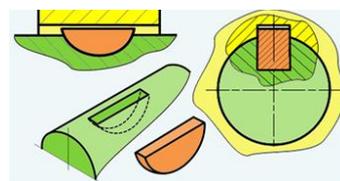
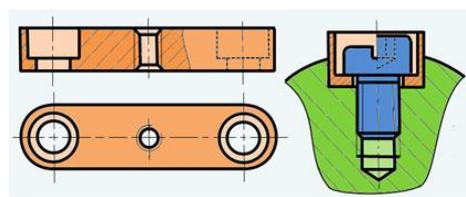
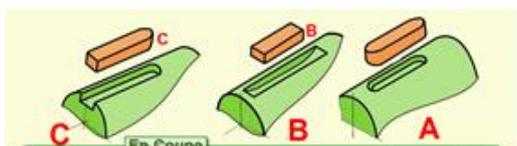
Trois situations de clavetage sont envisagées, **libre**, **normal** et **serré** (ajustements), selon l'utilisation recherchée.



Tolérances	Type de clavetage		
	Libre	Normal	Serré
$a_{\text{arbre}}$	H9	N9	P9
$a_{\text{moyeu}}$	D10	JS9	P9
$a_{\text{clavette}}$	h9	h9	h9

### 6.2. les différents types de clavettes

Les clavettes les plus utilisées sont les **parallèles de type A (arrondies)** et les **disques**. Mais on trouve aussi des clavettes de types B ou renforcées par des vis.



6.3. Dimensionnement

L'objectif du dimensionnement est de **déterminer la longueur mini de la clavette** en fonction des **sollicitations encaissées** et de ses **caractéristiques** (type, matériau...).

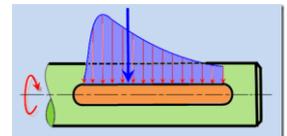
Deux critères peuvent être vérifiés :

- **Résistance au cisaillement**
- **Résistance au matage.**

La sollicitation au cisaillement n'étant pas déterminante, seul le critère au matage doit être vérifié. (programme PT)

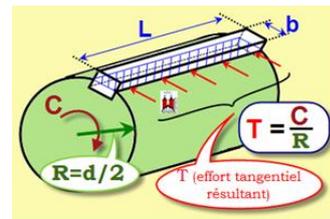
6.3.1. Info détermination au cisaillement

La **répartition** réelle de la **pression** le long de la clavette dû au couple ressemble à ceci :



Pour un dimensionnement de la clavette au cisaillement, on prend en compte la surface théorique cisailée hachurée en bleu.

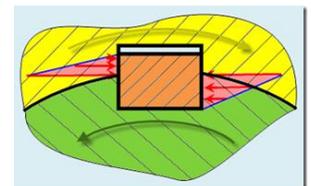
Puis **on calcule L** en fonction de b choisi en vérifiant la résistance du matériau (comme pour une goupille).



6.3.2. Notion de matage

La pression n'est certainement pas non plus uniforme sur la hauteur de la clavette. **L'écrasement latéral** de la clavette = **MATAGE**.

Le critère de résistance au matage assure que la pression au droit des surfaces en contact reste **inférieure à la pression maximale admissible par les matériaux**.



Pression de matage p telle que :  $p < p_{adm}$

Les principales valeurs de Padm selon l'utilisation :

Nota : la pression max admissible tient souvent compte d'un **coefficient de sécurité**, donc **s n'apparaît plus dans les calculs** qui suivent.

Montage	Conditions de fonctionnement	Clavette (acier Rr = 600 MPa)	Cannelures (acier Rr = 1000 MPa)
<b>Glissière</b> : (glissant en charge)	avec à coups ou vibrations	de 3 à 8 MPa	de 5 à 10 MPa
	cas général	de 4 à 12 MPa	de 10 à 20 MPa
	charge et vitesse constante	de 8 à 15 MPa	de 20 à 30 MPa
<b>Encastrement</b> (fixe)	avec à coups ou vibrations	de 30 à 55 MPa	de 40 à 60 MPa
	cas général	de 45 à 75 MPa	de 60 à 120 MPa
	charge et vitesse constante	de 60 à 115 MPa	de 120 à 180 MPa



Conception des ensembles mécaniques: dimensionnement des obstacles

6.3.3. Dimensionnement d'une clavette

Données :

La clavette est normalisée. A partir du diamètre de l'arbre on a les **cotes j et b imposées**.  
Seule la longueur **L est à déterminer**.

La liaison transmet un couple C.  
L'arbre a un diamètre d.  
Le moyeu et la clavette sont caractérisés par Re.  
Les conditions de fonctionnement imposent une  $p_{\text{max adm}}$ .

Calculs :

L'effort moyeu/clavette (résultant du couple à transmettre)  
Soumet la clavette à une **pression de contact uniforme** sur le 1/2 flanc en contact.

Effort exercé par le moyeu:

$$F = C / (d/2)$$

Pression de contact :  $p = F / S$ , avec  $S = L \cdot h$

et h : hauteur 1/2 flanc,  $h = b - (d - j)$

donc  $p = F / (L \cdot h)$

La condition de résistance au matage :

$$p < p_{\text{adm}}$$

Soit :  $F / (L \cdot h) < p_{\text{adm}}$

Donc : 
$$L > \frac{F}{h \cdot p_{\text{adm}}}$$

La longueur réelle de la clavette :

Suivant la forme de la clavette, sa longueur réelle devra être :

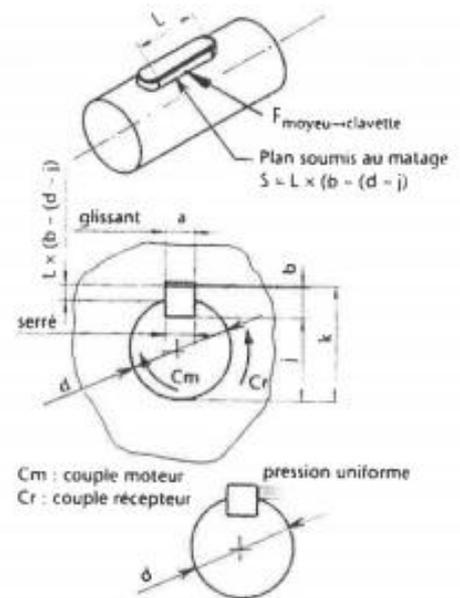
- Forme A :  $L_{\text{réelle}} = L + a$
- Forme B :  $L_{\text{réelle}} = L$

Enfin il faut vérifier :  $L/d < 1.5$  (limitation longueur / torsion)

Exemple d'application:

Une liaison arbre/moyeu transmet un couple  $C = 60\text{N.m}$ , l'arbre a un diamètre  $d = 40\text{mm}$  et on monte une clavette de forme A dont les dimensions sont :  $a = 12$ ,  $b = 8$ ,  $(d - j) = 5$

Conditions de fonctionnement : fixe avec  $p_{\text{adm}} = 45\text{Mpa}$



Calculez la longueur mini L de la clavette :

$F = 60000 / (40/2)$ , donc **F = 3000N**

$L > 3000 / (8 \cdot 5 \cdot 45)$ , donc **L > 22.2mm**

Conclusion :

$L_{\text{utile}} = 23\text{mm}$ , pour une **forme A**,  $L = 23 + 12$   
Donc **L = 35mm**

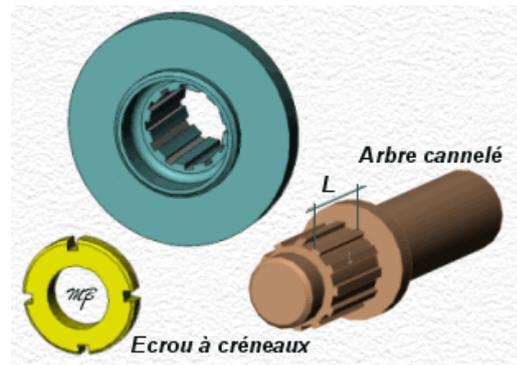
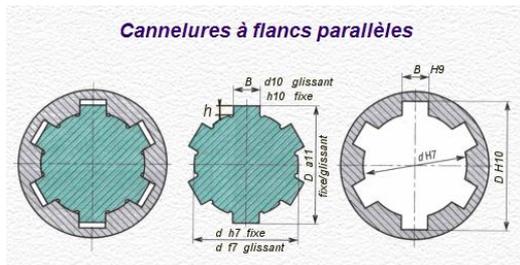
Enfin,  $L/d = 35/40 < 1.5$  donc OK.



## 7. Les CANNELURES à flancs parallèles

Les cannelures permettent de transmettre des **couples importants**. Elles sont **taillées par brochage**.

Se sont les plus utilisées car d'un coût de fabrication pas trop élevé.



**ATTENTION** : le dimensionnement des cannelures n'est pas au programme mais on pourra vous demander de les dessiner dans un assemblage.