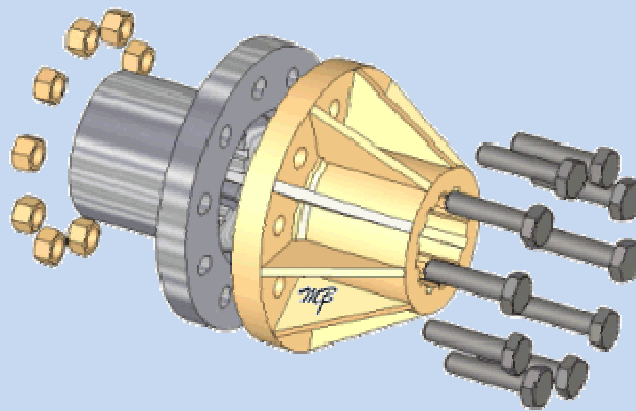


### 3- FP = Transmission de puissance

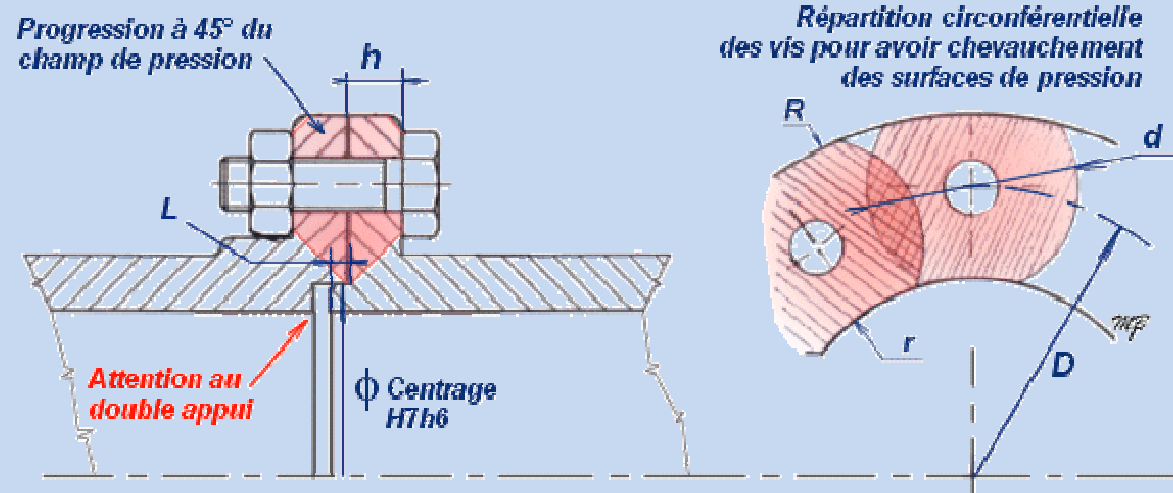
#### 3.1- Par adhérence

##### a- Brides (appui plan et centrage cylindrique court)



- **Mise en position** des deux brides effectuée par un **appui plan** et un **centrage court** ( $L < 0.1 \varnothing$ ).
  - **Maintien en position** assuré par une série de **boulons** .
- 
- **Sollicitations radiales** transmettent **par centrage court et par adhérence**.
  - **Sollicitations axiales** transmettent **par surfaces planes de mise en position et par boulons**.
  - **Transmission du couple** uniquement par **adhérence**.
  - **Étanchéité** assurée par emploi de **pâte à joint**.

## Détermination du nombre de vis



$$n \cdot d \geq \pi \cdot D$$

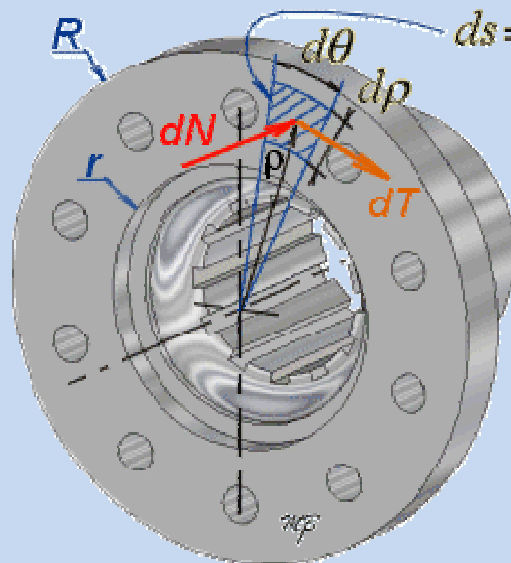
$$n \geq \frac{\pi \cdot D}{d}$$

**n:** Nombre de vis.

**d:** Diamètre au niveau du plan de joint du cône de progression des champs de pression.

**D:** Diamètre d'implantation des boulons.

## Détermination du diamètre et du couple de serrage des vis



$$ds = \rho \cdot d\theta \cdot dp$$

A la limite du glissement

$$dT = f \cdot dN \quad (\text{loi de coulomb})$$

$$dT = f \cdot P \cdot ds$$

$$dC = f \cdot P \cdot ds \cdot \rho = f \cdot P \cdot \rho^2 \cdot d\theta \cdot dp$$

$$C_{\text{transmis}} = \int_0^R \int_0^{2\pi} f \cdot P \cdot \rho^2 \cdot d\theta \cdot dp$$

$$C_t = f \cdot P \left[ \frac{\rho^3}{3} \right]_r^R \left[ \theta \right]_0^{2\pi} = f \cdot P \cdot \frac{2}{3} \cdot \pi (R^3 - r^3)$$

si P uniforme dans la zone de contact  $P = \frac{N}{S} = \frac{N}{\pi(R^2 - r^2)}$

$$C_t = \frac{2 \cdot f \cdot N \cdot (R^3 - r^3)}{3 (R^2 - r^2)}$$

$$N = \frac{3 \cdot C_t \cdot (R^2 - r^2)}{2 \cdot f \cdot (R^3 - r^3)}$$

$dT$ : effort tangentiel élémentaire

$dN$ : effort normal élémentaire

$dS$ : surface élémentaire

$f$ : coefficient de frottement

$P$ : pression dans la zone de contact

**! Hypothèse : répartition de pression dans la zone de contact est uniforme**

*une bonne approximation de l'effort axial à installer est donné par la formule:*

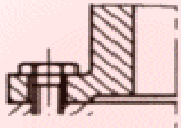
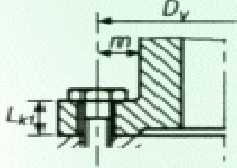
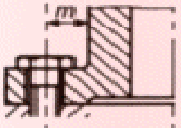
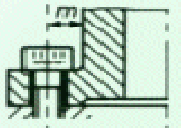
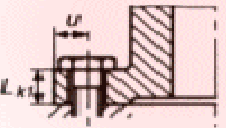
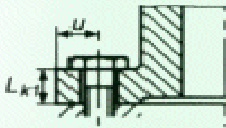
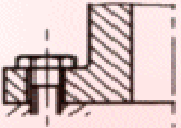
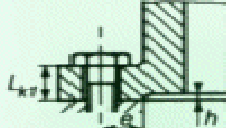
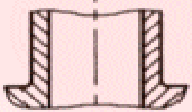
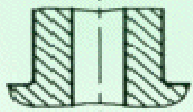
$$Ct = f.N.R_{moy}$$

où Ct: couple transmissible; f: coefficient de frottement; N: effort axial; R<sub>moy</sub>: rayon moyen de la surface de friction.

### Choix du diamètre de vis, du type de serrage et du couple prescrit pour le serrage des vis

Classe 8-8							
d nominal (mm)	Précision de serrage	tan μ moyen = 0,15			tan μ moyen = 0,20		
		Cs (N.m)	Fomin (N)	Fomax (N)	Cs (N.m)	Fomin (N)	Fomax (N)
5	A	5,5	5325	5886	6,4	4788	5293
	B	5,2	4815	5886	6,1	4330	5293
	C	4,83	3924	5886	5,6	3528	5293
	D	3,87	1962	5886	4,48	1764	5293
6	A	9,5	7511	8302	11,1	6753	7464
	B	9,1	6792	8302	10,6	6106	7464
	C	8,3	5534	8302	9,7	4976	7464
	D	6,7	2767	8302	7,7	2488	7464
8	A	23	13790	15242	27	12404	13710
	B	22	12470	15242	25	11217	13710
	C	20	10161	15242	23	9140	13710
	D	16,3	5080	15242	18,9	4570	13710
10	A	46	21963	24275	53	19762	21843
	B	44	19861	24275	51	17871	21843
	C	40	16183	24275	46	14562	21843
	D	32	8091	24275	37	7291	21843

## Règle de conception des brides

	Règles de conception	Cas défavorable	Cas favorable
1	<b>Force de serrage :</b> - serrage aussi élevé que possible ; - classe de qualité élevée ; - procédé de serrage précis ; - petit coefficient de frottement.	Force de serrage faible	Force de serrage élevée $F_{max} < 0.9 \times (Re \times As)$
2	<b>Nombre de vis Z :</b> prévoir le nombre de vis maximal que l'on peut placer, la limite étant donnée par le passage de la clé.	Petit nombre de vis	Grand nombre de vis : $Z = \frac{\pi D_v}{D_e + L_{k1}}$
3	<b>Épaisseur de bride :</b> - la bride doit être aussi rigide que possible ; - proportions souhaitées : épaisseur $L_{k1}$ = excentration $m$ .	Épaisseur trop faible 	Épaisseur suffisante 
4	<b>Excentration :</b> l'excentration $m$ doit être minimisée ; choisir éventuellement des vis à six pans creux.		Excentration minimale 
5	<b>Longueur d'appui extérieur :</b> la dimension $u$ doit être au moins égale à l'épaisseur $L_{k1}$ pour donner une bonne assise.	$u < L_{k1}$ 	$u \approx L_{k1}$ 
6	<b>Longueur d'appui intérieur e :</b> - le plan d'appui doit être dégagé ; - le dégagement $h$ doit être inférieur à : $0,1 L_{k1}$		$e \approx (D_e + L_{k1}) / 2$ 
7	<b>Rigidité de la pièce :</b> elle doit être aussi grande que possible.		

## b- Moyeux expansibles (frettes démontables) (pénétration cylindrique prépondérante)



### Avantages

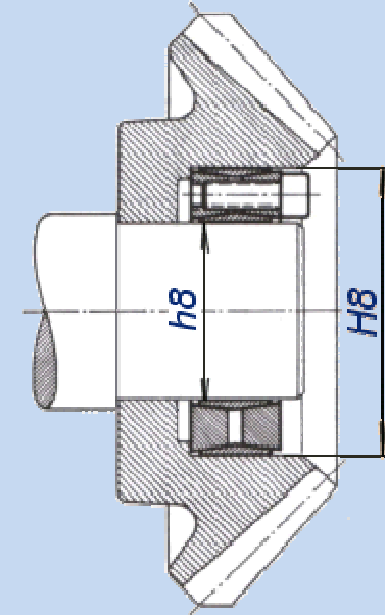
- + Transmission de couples très élevés
- + Mise en position angulaire et axiale faciles.
- + Montage et démontage aisé.

### inconvénients des assemblages traditionnels:

Clavette parallèle: pression de matage élevée. La clavette prend du jeu. Rupture possible. Ajustement au montage.

Arbre cannelé: section réduite. Traitements thermiques souvent nécessaires. Coût.

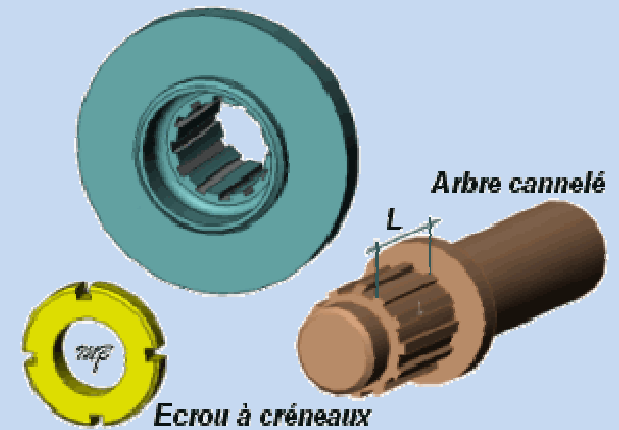
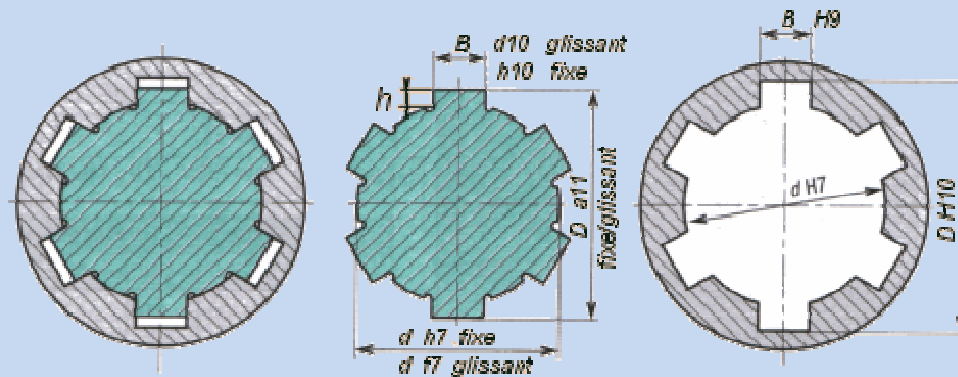
Frettage à chaud: Calculs compliqués. Outillage coûteux.



Assemblage avec  
frette démontable

## 3.2- Transmission de puissance par obstacles

### a- Cannelures



Assez souvent utilisées sur les petites séries

on suppose une répartition de pression uniforme sur les flancs de cannelures  
Soit **A: surface portante équivalente** par unité de longueur (75% de la surface portante théorique)

$A = n \cdot h \cdot 0.75$  (avec  $n$ : nombre de cannelures;  $h$ : hauteur d'une cannelure)

Si  $p$ =la **pression de contact**

Le couple transmissible **C** est donné par:

$$C = p.A.L.D/2$$

Pour éviter le matage des cannelures,  $p = (2.C)/(A.L.D) < P_{admissible}$ .

100 MPa <  $P_{adm}$  < 400 MPa en fonction de la précision d'usinage.

Longueur des cannelures :

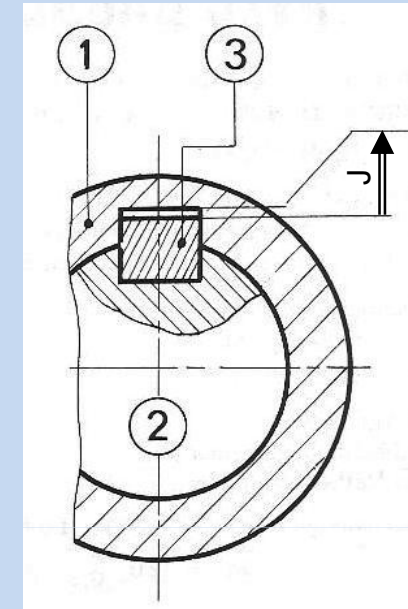
$$L \geq \frac{2.C}{A.D.P_{adm}}$$



## b-Liaison encastrement démontable par clavetage :

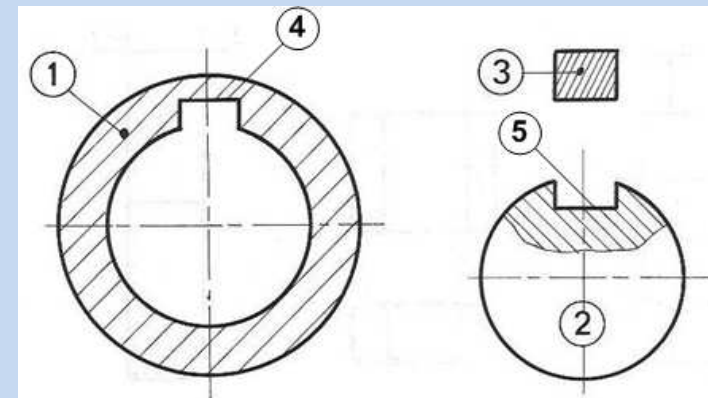
**Définition :** Un clavetage se réalise entre un arbre (2) et un moyeu (1) s'assemblant par l'intermédiaire de formes cylindriques ou coniques appelées clavette.

**Fonctions de la clavette :** La fonction de la clavette est d'empêcher la rotation de l'arbre par rapport au moyeu.



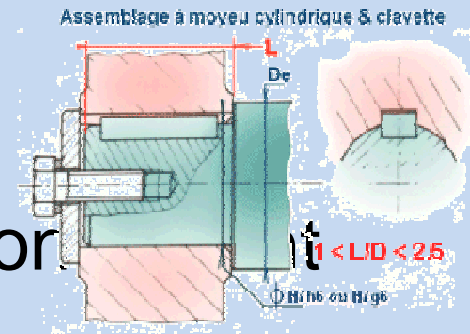
### Éléments constitutifs :

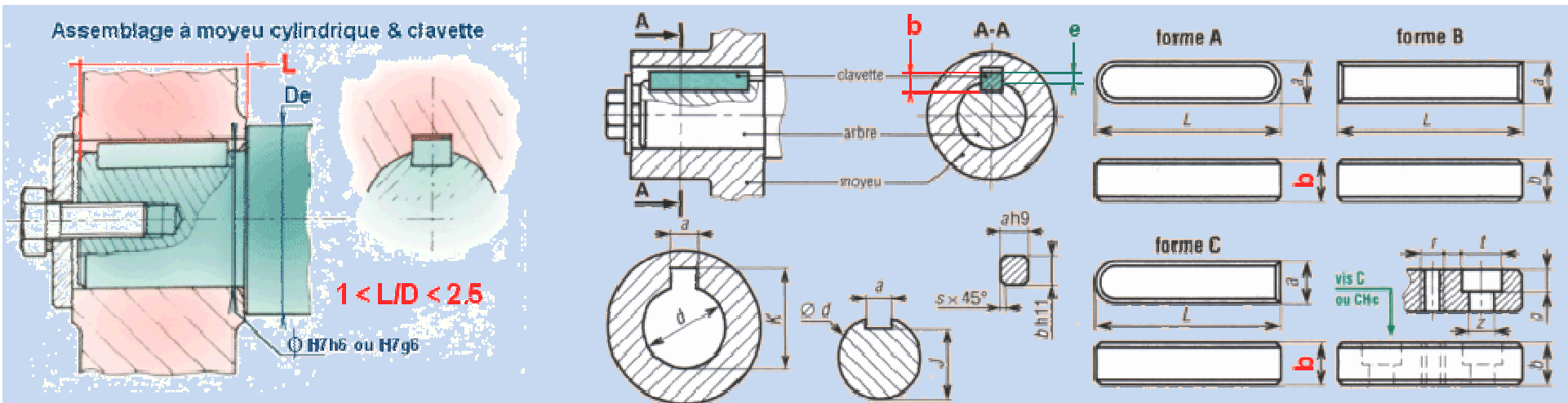
1. Moyeu
2. Arbre
3. Clavette
4. Rainure de clavette dans le moyeu
5. Rainure de clavette dans l'arbre



A réserver aux très petites séries ou à l'unitaire car inconvénients :

- pression de matage élevée
- clavette prend du jeu avec le fonction
- rupture possible
- tolérances d'usinages difficiles
- affaiblissement des arbres par concentration de contraintes





## •Hypothèse

- Intégralité du couple transmise par la clavette seule et non par l'ajustement arbre-alésage
- Répartition uniforme de la pression de contact sur le flanc de clavette

Calcul de la clavette au matage :

$$P = \frac{4.C}{D.b.L} < P_{adm} \quad (3 \text{ MPa} < P_{adm} < 150 \text{ MPa} \text{ selon conditions fonctionnement})$$

**P**: pression de contact

**C**: Couple à transmettre

**b**: hauteur de la clavette

**D**: Diamètre de l'arbre

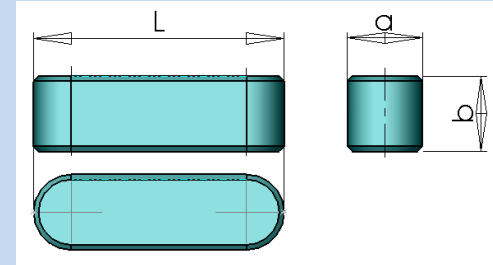
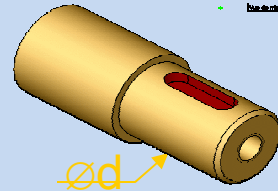
**L**: longueur de la clavette

## Calcul d'une clavette

Paramètre à déterminer : longueur utile  $L_u$  et ev. Nombre de clavettes

Deux étapes :

- 1- Condition de cisaillement
- 2- Condition de matage



Données :  $P$  (puissance à transmettre en W),  $N$  (régime en tr/min) et  $d$  (diamètre de l'arbre en mm)

1- Condition de cisaillement

$R_{pc}$  = résistance pratique au cisaillement  $\tau = \frac{T}{S_{cis}} < R_{pc}$        $S_{cis} = a \cdot L_u$

$$L_u \geq \frac{T}{a R_{pc}}$$

2- Condition de matage :  $p < p_{adm}$

$$P = T/S$$

$$S = L_u \cdot b / 2$$

$$L_u \geq \frac{2T}{b p_{ad}}$$

Lu min = Sup des deux valeurs calculées

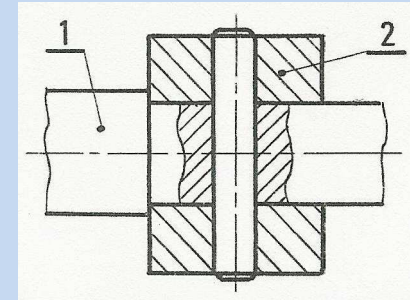
Remarques :

- Tenir compte du type de la clavette et de la portée
- Ne pas utiliser plus de 2 clavettes pour éviter les vibrations dues à un mauvais équilibrage

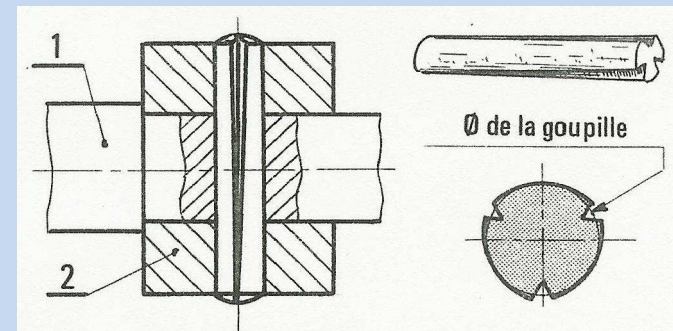
Tolérances		libre	Normal	Serré	
$a_{\text{arbre}}$		H9	N9	P9	
$a_{\text{moyeu}}$		D10	JS9	P9	
$a_{\text{clavette}}$		h9	h9	h9	
<b>Padm (MPa)</b>	<b>Conditions de fonctionnement</b>	<i>très mauvaises</i>	<b>3 à 10</b>	<b>15 à 30</b>	<b>40 à 70</b>
		<i>bonnes</i>	<b>5 à 15</b>	<b>20 à 40</b>	<b>60 à 100</b>
		<i>très bonnes</i>	<b>10 à 20</b>	<b>30 à 50</b>	<b>80 à 150</b>

## Liaison encastrement démontable par goupillage

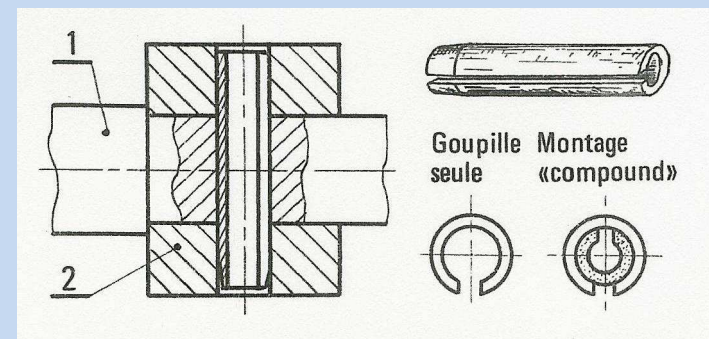
**Goupille cylindrique :** La goupille doit être montée serrée (Sans jeu entre la goupille et le perçage).



**Goupille cannelée :** Les cannelures déforment le trou cylindrique et maintiennent la goupille en position.



**Goupille élastique :** Elle est maintenue dans son logement par expansion élastique



## Calcul d'une goupille

Paramètre à déterminer :  $d_g$  = diamètre de la goupille

On doit vérifier :

- 1- Condition de cisaillement
- 2- Condition de matage

Données :  $P$  (puissance à transmettre en W),  $N$  (régime en tr/min) et  $d$  (diamètre de l'arbre en mm)

1- Condition de cisaillement

$R_{pc}$  = résistance pratique au cisaillement

$$d_g > \sqrt{\frac{2T}{\pi R_{pc}}}$$

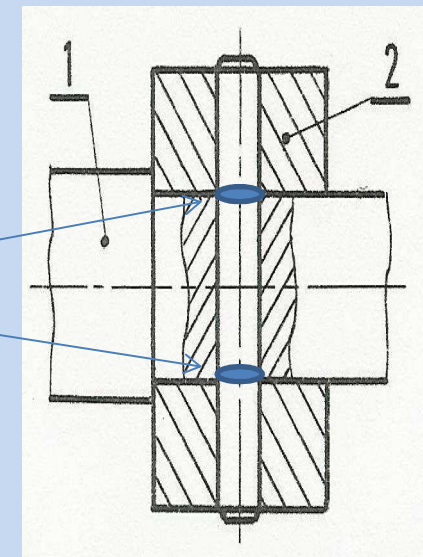
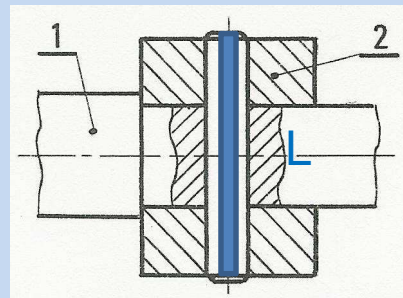
$$\tau = \frac{T}{S_{cis}} < R_{pc}$$

2- Condition de matage :  $p < p_{adm}$

$$P = T/S$$

$$d_g > \frac{T}{L p_{ad}}$$

$$\text{et } d_g < d/4$$

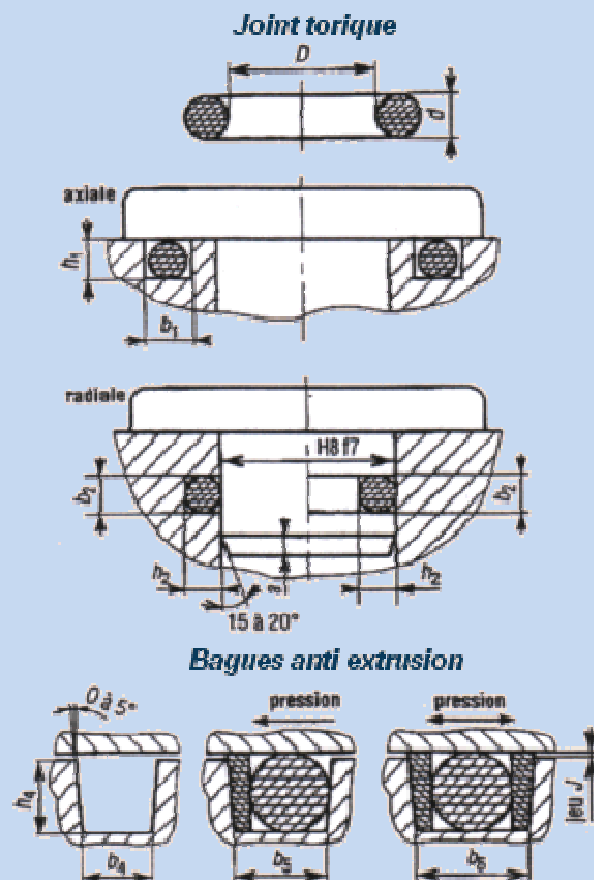




# 4- Etanchéité

- Statique
- Dynamique

## a-Etanchéité cylindrique



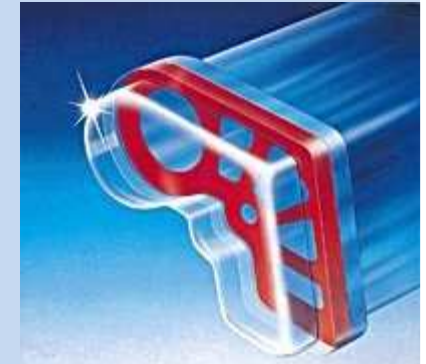
- Excellente étanchéité pour des pressions allant jusqu'à 1000 bars
- Applications statiques ou mouvements de translation alternatifs, voir même pour des mouvements rotatifs lents (vitesse circonférentielle inférieure à 0,5 m/s)
- **Economiques, légers et peu encombrants**
- Montage simple
- Nécessitent très peu d'entretien.

**Mais : phénomène d'extrusion**  
**Solution : bague anti-extrusion**

## a- Etanchéité plane

Garniture de matériau disposée entre deux faces serrées l'une contre l'autre, il sert à garantir l'intégrité de l'étanchéité

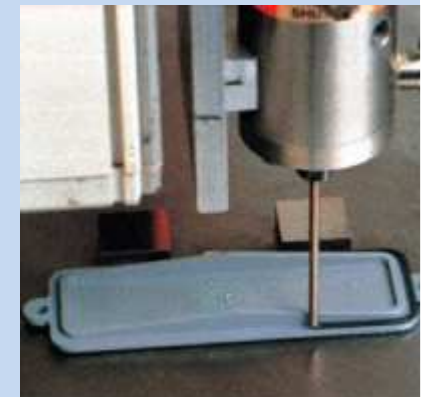
- **Joints comprimés classiques, prédécoupés** : papier, caoutchouc, liège, métal et d'autres matériaux.
- **Joints assemblés liquide**, comble jeux, vides, irrégularités de la surface et assure une étanchéité durable.
- **Joints pré-polymérisés**, appliqués sous forme liquide par des robots de dépose, sous la forme de cordons précisément tracés sur l'une des faces. Etanchéité réalisée par la compression du joint polymérisé au cours de l'assemblage des pièces.



*Joints comprimés prédécoupés*



*Joints assemblés liquide*

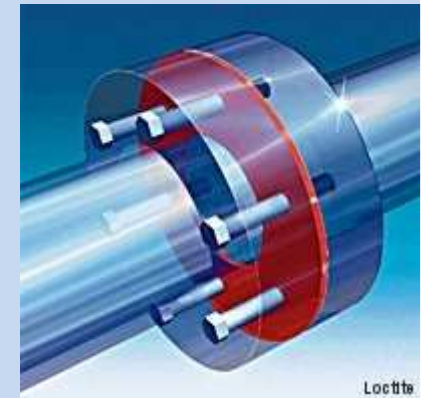


*Joints pré-polymérisés*

## c-Etanchéité des plans de joint rigides

Conçus en vue d'obtenir une rigidité maximale entre les deux pièces appariées afin de:

- minimiser le déplacement entre deux pièces
- transmettre des efforts d'une pièce à l'autre



Exemples :

- Carters moteurs.
  - carters de boîte de vitesse.
  - carter palier de vilebrequin sur bloc moteur.
  - pompe à eau sur bloc moteur.
- couvercle d'arbre à cames sur la culasse



# 5- Fiabilité

## a-Freinages des éléments filetés

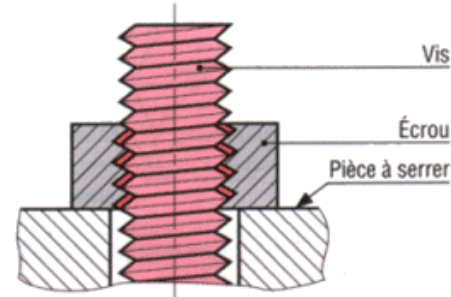
### FREINS D'ÉCROUS ET DE VIS

Les chocs, les vibrations répétées ou les augmentations de température auxquels est soumis un assemblage **vis/écrou** peuvent entraîner des pertes de pression de contact et, de ce fait, provoquer le desserrage spontané de la vis ou de l'écrou mettant ainsi en cause la sécurité des personnes et des biens.

Les freins d'écrous et de vis sont des **dispositifs de sécurité** ayant pour fonction de **s'opposer au desserrage** des éléments de l'assemblage (écrous et vis).

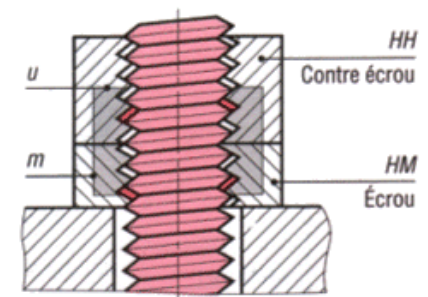
#### ANALYSE DU SERRAGE

##### • Position du jeu avec un seul écrou



Le contact **vis/écrou** peut être rompu s'il y a allongement de la vis et entraîner ainsi le **desserrage**.

##### • Position des jeux avec un écrou et un contre-écrou



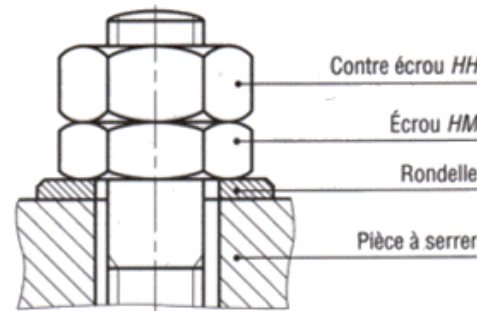
Le blocage de l'écrou **HH** sur **HM** entraîne le changement de contact. Les jeux sont annulés. La cause du **desserrage** est **supprimée**.

**Remarques :** L'analyse montre qu'il est plus logique de monter d'abord l'écrou **HM** puis **HH**. Ce dernier supportant l'effort de serrage sur ses flancs.

Le desserrage n'est pas impossible. Le freinage ainsi obtenu n'apporte qu'une **sécurité relative**.

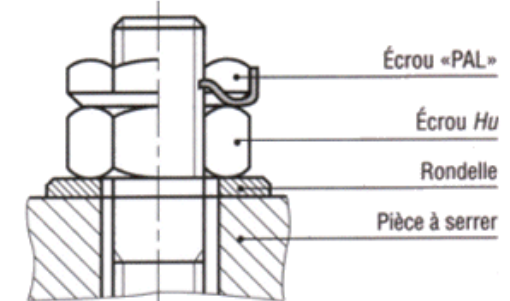
#### FREINAGES À SÉCURITÉ RELATIVE

##### • Écrou et contre-écrou



Ce dispositif de freinage est simple mais ne permet pas de dire avec certitude que le desserrage est impossible. Il se trouve peu employé industriellement car il est encombrant et le blocage des deux écrous peu facile à réaliser.

##### • Écrou élastique type « Pal »



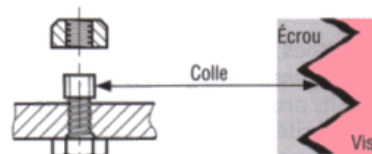
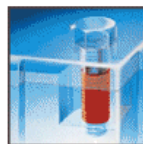
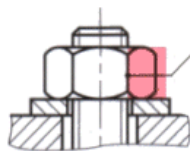
Ce type d'écrou, en tôle d'acier trempé, se monte sur les boulons et les vis, tel un écrou classique (pour des assemblages non soumis à des efforts importants). Il est utilisé également comme contre-écrou car il supporte bien les vibrations importantes. Au blocage, les ailettes élastiques font pression sur le fond de filet et évitent ainsi le desserrage.

## Boulonnerie - Visserie

FREINAGES  
À SÉCURITÉ  
RELATIVE

### • Freinage par collage\*

Colle placée sur la longueur en contact vis/écrou puis blocage



Les filets de la vis sont enduits d'une colle (Loctite, Araldite...) sur une hauteur égale à la hauteur de l'écrou.

\* Voir chapitre 6, liaison par collage.

FREINAGES  
À SÉCURITÉ  
RELATIVE

### • Écrous élastiques PAL



**Matière :**  
Acier XC 60 - Bronze Cu Sn 9P  
Acier inox Z 8 CNDT 17.12

**Désignation :**  
Écrou élastique en tôle M16

L'écrou PAL s'utilise pour l'assemblage de pièces légères en métal ou en matière plastique.

Il ne doit pas subir d'effort important.  
Douille, presse-étoupe, interrupteurs, ...

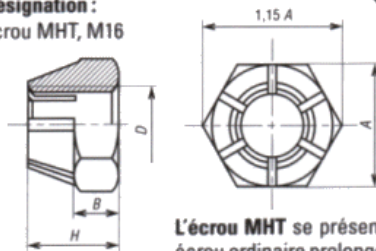
CARACTÉRISTIQUES DIMENSIONNELLES							
Pour vis		S h 14	h /s 16	e		d maxi	Nb d'arêtes
M	Pas			Nominale	Tolérance		
3	0,5	5,5	2	0,2	± 0,02	2,55	1
4	0,7	7	2,2	0,3		3,40	
5	0,8	8	2,5	0,3		4,30	
6	1	10	3	0,4	± 0,03	5,10	6
8	1,25	13	3,5	0,5		6,80	
10	1,5	17 (16)	4,2	0,5		8,60	
12	1,75	19 (18)	4,5	0,6		10,30	
14	2	22 (21)	5	0,6		12	
16	2	24	5	0,6		14,10	
20	2,5	30	6,2	0,8	17,60		
24	3	36	7,2	0,9	21,20		

FREINAGES  
À SÉCURITÉ  
RELATIVE

### • Écrous haute température MHT

**Matière :**  
Acier demi-dur classe 10 cadmié.

**Désignation :**  
Écrou MHT, M16



L'écrou MHT se présente comme un écrou ordinaire prolongé par une partie conique qui assure le rôle d'élément autofreiné.

CARACTÉRISTIQUES				
D Nominal	Pas	A h 13	B h 14	H h 14
5	0,80	8	3,1	6,5
6	1,00	10	4,4	8,4
8	1,25	13	4,6	9,2
10	1,50	17	5,9	12
12	1,75	19	7,7	15,6
14	2,00	22	8,5	17,2
16	2,00	24	9,5	19,2
18	2,50	27	10,4	21
20	2,50	30	11,5	22,4

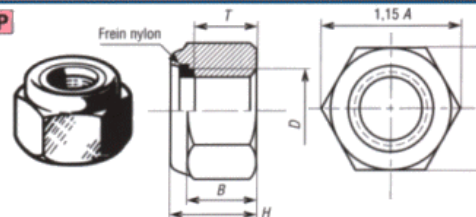
Il est recommandé pour les assemblages de sécurité soumis à des températures allant jusqu'à 550 °C.

FREINAGES  
À SÉCURITÉ  
RELATIVE

### • Écrous à frein incorporé NYLSTOP

**Matière :**  
Acier classe 8 zingué bichromaté  
Acier classe 10 zingué bichromaté

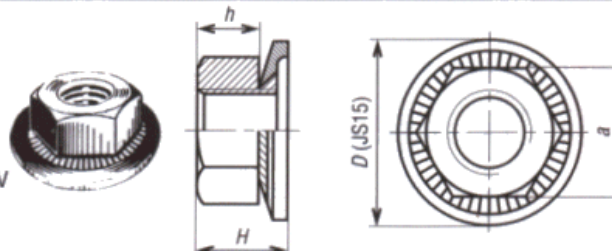
**Désignation :**  
Écrou autofreiné par frein incorporé, M16



FREINAGES  
À SÉCURITÉ  
RELATIVE

• Écrous « Twolock »

**Matière :**  
Acier classe 8  
Rondelle XC 60 - 420 à 510 HV



**Désignation :**  
Écrou « Twolock » M12

CARACTÉRISTIQUES DIMENSIONNELLES											
d	Pas	a	D	h	H	d	Pas	a	D	h	H
4	0,7	7	10,2	2,8	4,60	8	1,25	13	18,2	6,44	8,98
5	0,8	8	12,2	4,4	5,55	10	1,50	16	20,2	8,04	11
6	1	10	14,2	4,9	6,90	12	1,75	18	27,25	10,37	13,75

Classe de qualité des vis ≥ 8,8

La déformation élastique de la rondelle limite les pertes de pression de contact et la denture de la rondelle s'oppose au desserrage de l'écrou. L'écrou « Twolock » s'utilise quand :

- on désire une grande surface portante ;
- l'accessibilité de la fixation est difficile.

Notons que le sertissage libre de l'écrou sur la rondelle évite la rotation de cette dernière lors du serrage (supprimant ainsi les dégradations des surfaces).

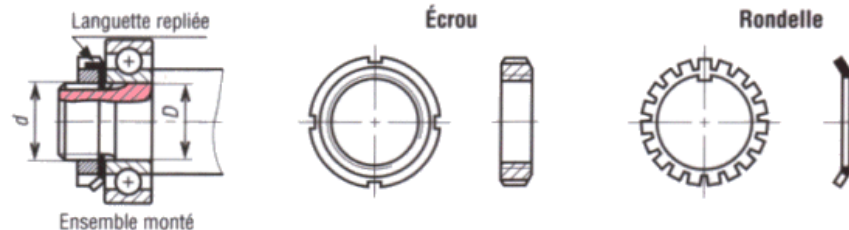
LIAISONS  
COMPLÈTES  
RIGIDES  
DÉMONTABLES  
À SÉCURITÉ  
ABSOLUE

Certaines liaisons nécessitent une sécurité absolue, ce qui suppose le choix d'un freinage qui évitera impérativement le desserrage, quel que soit le phénomène rencontré.

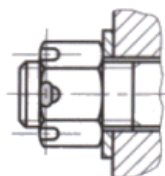
- Les freins de vis et d'écrous réalisés par obstacle présentent cette sécurité absolue.
- Le desserrage ne peut avoir lieu sans suppression de l'obstacle.
- Le réglage de la position de l'écrou ne peut être réalisé que par sixième de tour.
- La goupille ne peut être réemployée après un démontage.

FREINS AGISSANT PAR OBSTACLE

• Écrous à encoches et rondelles à languettes NF E 22-306/307



• Écrous à créneaux **HK** et goupilles fendues **V**



Écrou HK

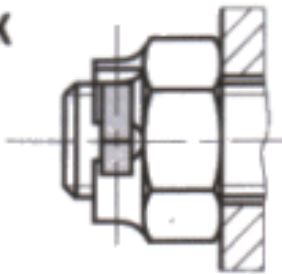


Goupille V

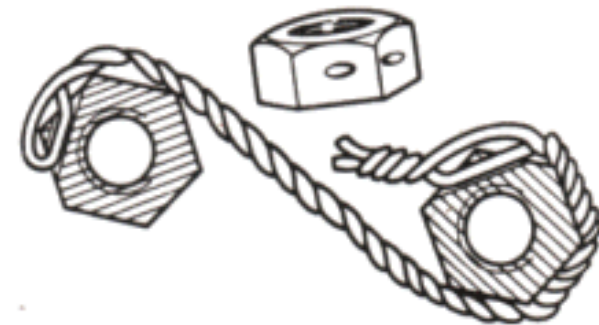
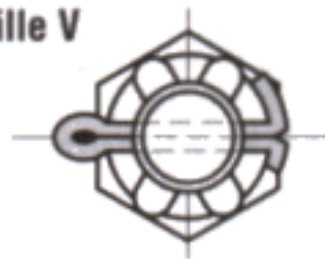
## Boulonnerie - Visserie

- Écrous à créneaux **HK Dégagé** et goupilles fendues **V** fil à freiner

Écrou HK dégage



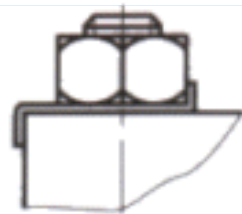
Goupille V



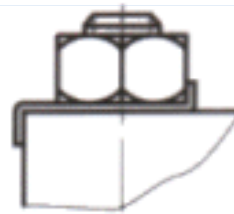
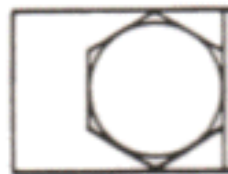
LIAISONS  
COMPLÈTES  
RIGIDES  
DÉMONTABLES  
À SÉCURITÉ  
ABSOLUE

- Freins en tôle ou plaquettes arrêteurs NFE 27-614

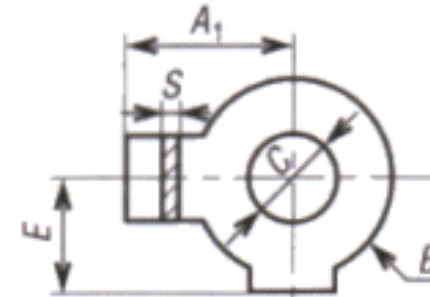
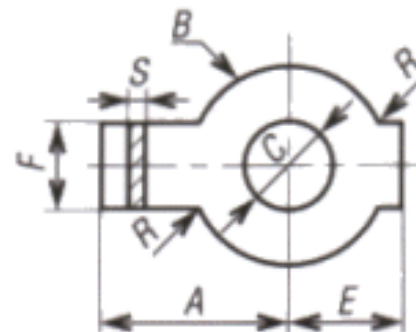
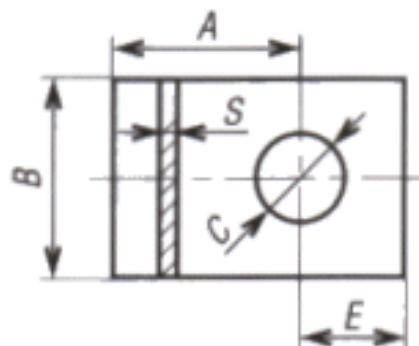
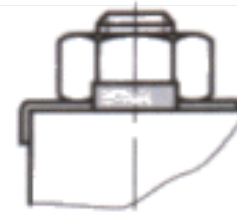
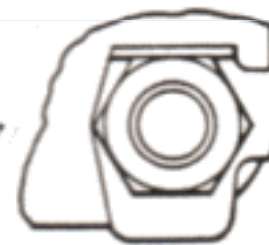
Frein rectangulaire



Frein droit à ailerons



Frein d'équerre à ailerons



Désignation : Frein d'équerre à ailerons, 16