

#### d. Goupilles élastiques

Ces goupilles permettent un montage simplifié dans l'assemblage par un simple perçage. La pression exercée par la goupille suffit habituellement dans les assemblages modérément sollicités. Si l'assemblage exige un positionnement précis des pièces ou si les efforts sont importants et variables, seules les goupilles à section pleine peuvent donner satisfaction.

#### e. Goupilles cannelées

Cette catégorie de goupilles est caractérisée par une section transversale circulaire pleine et des cannelures longitudinales à lèvres (Fig 3.3). La position et la forme des lèvres varient avec la fonction exigée. Les lèvres sont comprimées par l'alésage de la pièce solidaire de la goupille. Les pièces mobiles se déplacent sur un guidage cylindrique non entaillé.

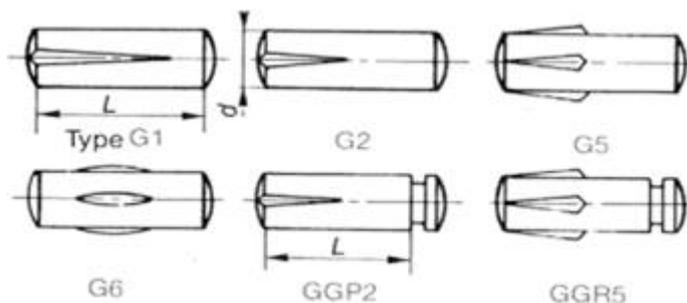


Figure 3.3: Goupilles cannelées.

### 1.2. Calcul des goupilles

Pour des raisons de simplification, ces organes sont considérés sollicités qu'au cisaillement.

En effet, et si  $S$  est la section cisailée de la goupille (en  $\text{mm}^2$ ), où;  $S = \pi d^2/4$ ,  $n$  est le nombre de sections cisailées et  $T$  est la charge de cisaillement (en N),

La contrainte de cisaillement (en MPa) est donnée par:

$$\nu = \frac{T}{nS} \leq R_{pg} \quad (3.1)$$

D'où:

$$T_{Nas} = \frac{nnd^2R_{pg}}{4} \quad (3.2)$$

Ce calcul n'est valable que pour les goupilles pleines. Le contrôle des goupilles creuses (élastiques) s'effectue d'une manière expérimentale.

**Exemple 1:**

Déterminer la charge de cisaillement maximale supportée par une goupille de diamètre 15 mm, fabriquée d'un matériau dont  $R_{pg} = 150 \text{ MPa}$ , montée en chape?

On a:

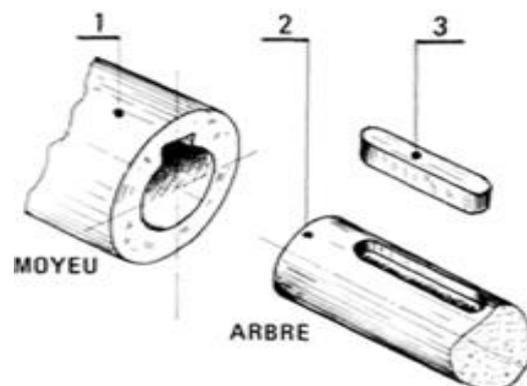
$$T_{Nas} = \frac{nnd^2R_{pg}}{4} \quad \text{où} \quad n = 2$$

D'où

$$T_{Nas} = \frac{2 \times 2 \times 15^2 \times 150}{4} = 53000 \text{ N}$$

**2. Clavètes**

Dans l'assemblage des arbre-moyeu, l'organe mécanique le plus souvent rencontré est la clavette. La figure 3.4 présente, à l'aide d'un montage éclaté, un arbre-moyeu clavetté où la clavette est représentée par la pièce 3. La rainure sur l'arbre (pièce 2) peut être exécutée par une fraise-doigt ou avec une fraise-disque. La rainure du moyeu (pièce 1) s'obtient par mortaisage, à moins que l'on ne réalise l'alésage rainuré par brochage.

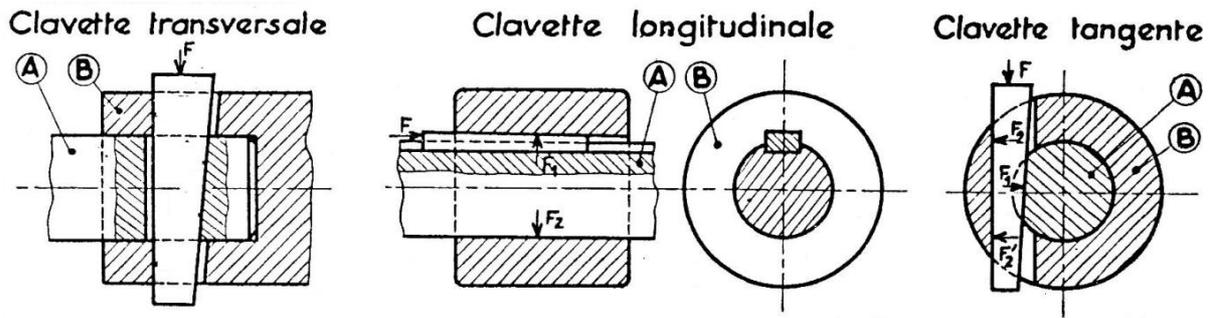


**Figure 3.4:** Clavetage.

La plupart des clavettes réalisent exclusivement la fixation tangentielle (reprise du moment). La fixation axiale doit être obtenue par un autre moyen : une vis de pression; un montage serré; des circlips ou des écrous; un épaulement de l'arbre et un circlips ou un écrou.

**2.1. Classification du clavetage**

Selon le mode d'emploi et le montage, le clavetage peut être classifié en trois grandes familles (fig 3.5); le clavetage transversal où les clavettes sont montées parallèlement avec l'axe des pièces assemblées, le clavetage longitudinal où les clavettes sont montées perpendiculairement sur l'axe des pièces assemblées et le clavetage tangentiel où les clavettes sont montées radialement sur la tangente de la surface de contact entre les pièces assemblées.



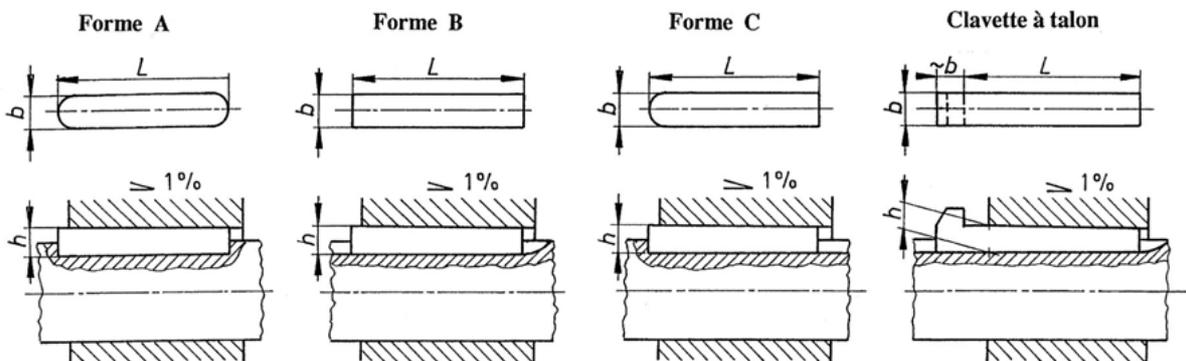
**Figure 3.5:** Types de clavetages.

Les clavettes longitudinales présente la classe la plus utilisée en construction mécanique. Selon l'emploi, on distingue deux types; le clavetage longitudinale forcé et les clavetage longitudinale libre.

### a. Clavetage longitudinal forcé

Dans ce type de clavetage, on utilise les clavettes inclinées. La liaison arbre-moyeu est obtenue, dans ce cas, par coincement des faces inférieures et supérieures sur ses portées avec l'arbre et le moyeu. L'inconvénient de ce clavetage est le désaxage léger du moyeu par rapport à l'arbre dû à l'effort radial. L'avantage est l'obtention d'une liaison complète (élimination de translation et de rotation).

La figure 3.6 présente les différents types de clavettes inclinées.

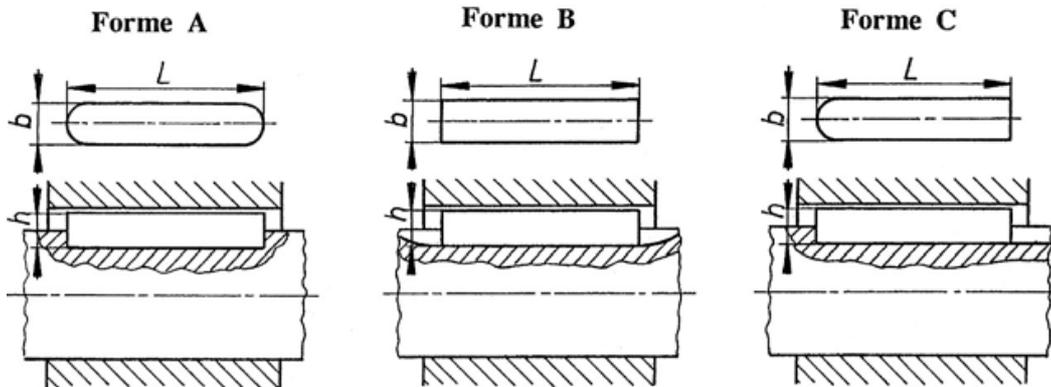


**Figure 3.6:** clavettes inclinées.

### b. Clavetage longitudinal libre

Dans ce cas, on utilise les clavettes parallèles. Ce type de clavettes n'assure que la liaison en rotation, l'arbre peut coulisser donc dans le moyeu. Leurs montage se fait avec un léger jeu (Fig 3.7) ce qui diminue la précision cinétique. Elles sont utilisées que pour le clavetage cours ( $d < 1,5.d$ ).

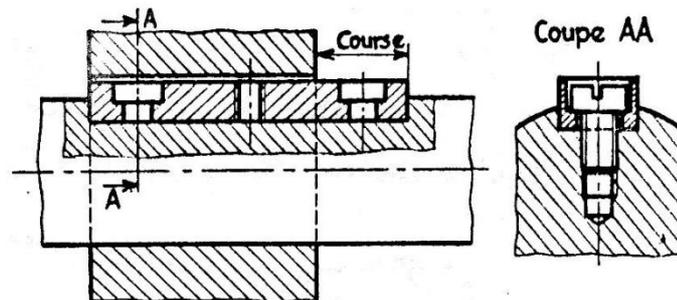
Pour certaines applications, notamment dans le cas des fréquences de rotation très élevées, il est nécessaire de coller les clavettes.



**Figure 3.7:** clavettes parallèles ordinaires.

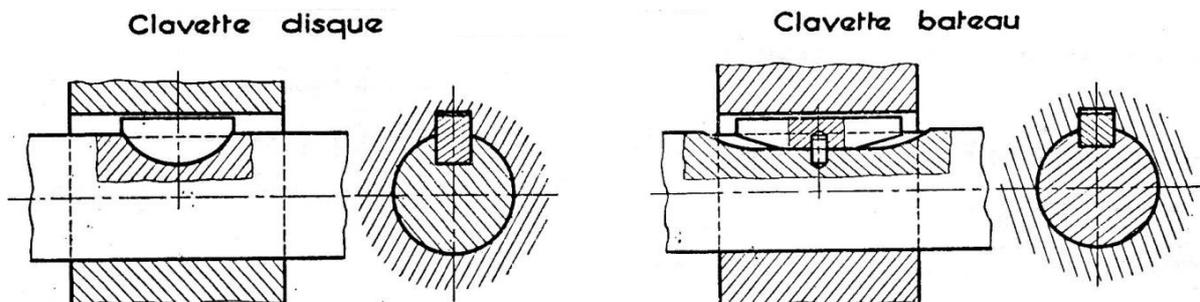
Dans d'autres cas, on utilise le clavetage long. Dans ces applications, les clavettes doivent être fixées par vis (Fig 3.8). Pour la fixation, les clavettes de forme A et B sont munies de trois trous alignés sur leur longueur dont celui du milieu est taraudé. Ce dernier est utilisé pour le démontage.

**Figure 3.8:** clavette parallèle, fixée par vis.



Ce mode d'assemblage convient pour le clavetage où  $d < l < 2,5.d$  et, en particulier, s'il y a, pendant la rotation, un déplacement relatif du moyeu par rapport à l'arbre.

Dans le cas des arbres de faible diamètre transmettant de moyens et faibles efforts ou pour les arbres coniques, on utilise les clavettes disque ou les clavettes bateau.



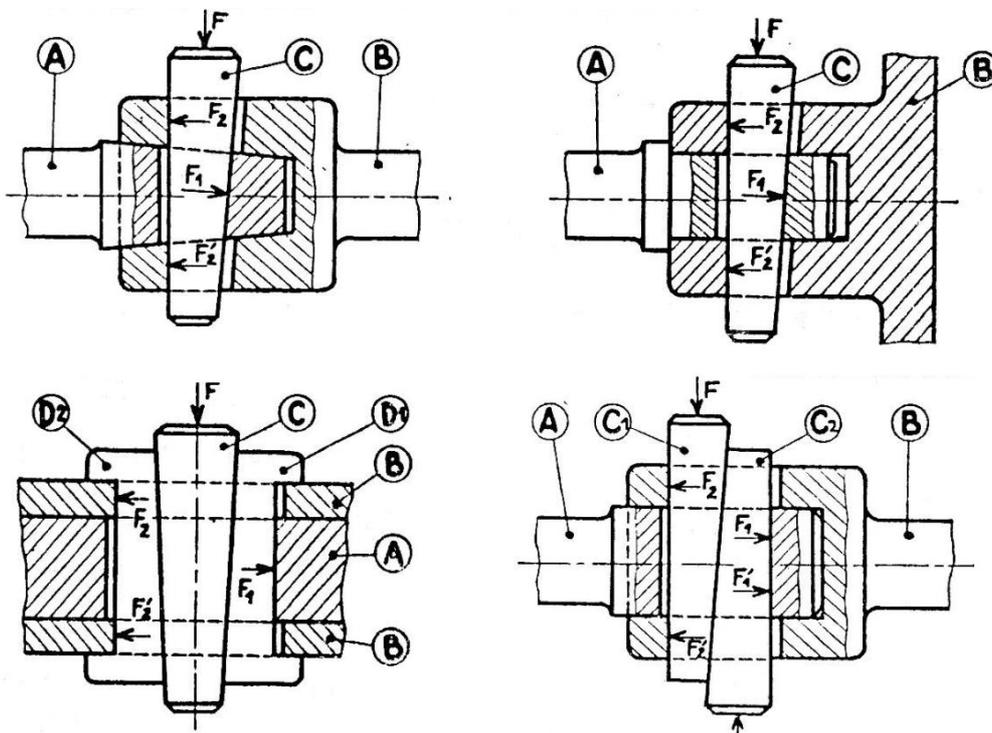
**Figure 3.9:** clavette disque et clavette bateau.

L'usinage du logement de ces clavettes est plus ou moins simple en utilisant une fraise-disque. Cette opération peut affaiblir la résistance de l'arbre, mais le montage de ces clavette reste le plus simple par rapport aux autres.

**c. Clavetage transversal**

Cette technique est utilisée pour immobiliser en rotation et en translation deux pièces généralement coaxiales. La liaison obtenue peut transmettre de grands efforts axiaux et des couple assez importants.

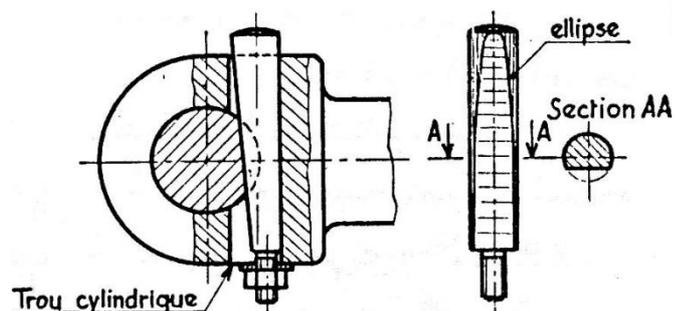
La figure 3.10 illustre quelques exemple sur le clavetage transversal.



**Figure 3.10:** clavetage transversal.

**d. Clavetage tangent**

Ce type de clavetage est utilisé pour les applications plus ou moins simples. Il permet d'obtenir une liaison complète dont le couple transmet est faible. La figure 3.11 présente l'exemple du clavetage de pédale d'un velot.



**Figure 3.11:** clavetage tangentiel.

### 2.2. Calcul des clavettes parallèles

Les clavettes parallèles assurent la liaison en rotation entre un arbre et un moyeu. Le moment transmis engendre une force uniformément répartie sur les demi surfaces latérales de la clavette (Fig 3.12). La longueur  $l$  de la clavette peut être calculée au matage :

$$e = \frac{F_t}{s b \sigma} \leq e_a \tag{3.3}$$

Où

$p_a$  est la pression admissible en MPa,  $F_t$  en N

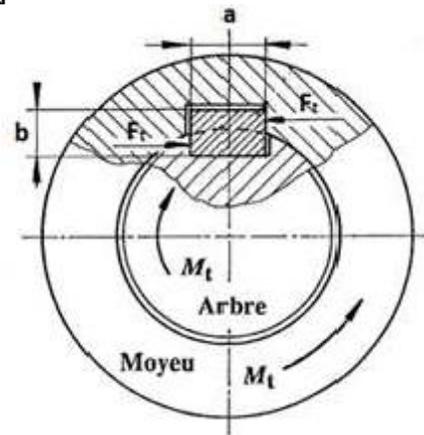


Figure 3.12: Etat de chargement d'une clavette.

D'où  $l$  est égale au minimum au :

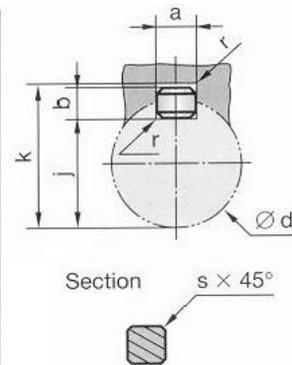
$$l_{\min} = 2 E s b p_a \tag{3.4}$$

Ensuite cette longueur doit être vérifiée en cisaillement :

$$v = \frac{F_t}{s a} \leq R_{pg} \tag{3.5}$$

La largeur et l'épaisseur des clavettes sont normalisés. Ils sont déterminés en fonction du diamètre de l'arbre. Ces dimensions normalisés sont données dans le tableau ci-dessous.

d	a	b	s	j	k	d	a	b	s	j	k
de 6 à 8 inclus	2	2	0,16	d - 1,2	d + 1	58 à 65	18	11	0,6	d - 7	d + 4,4
8 à 10	3	3	0,16	d - 1,8	d + 1,4	65 à 75	20	12	0,6	d - 7,5	d + 4,9
10 à 12	4	4	0,16	d - 2,5	d + 1,8	75 à 85	22	14	1	d - 9	d + 5,4
12 à 17	5	5	0,25	d - 3	d + 2,3	85 à 95	25	14	1	d - 9	d + 5,4
17 à 22	6	6	0,25	d - 3,5	d + 2,8	95 à 110	28	16	1	d - 10	d + 6,4
22 à 30	8	7	0,25	d - 4	d + 3,3	110 à 130	32	18	1	d - 11	d + 7,4
30 à 38	10	8	0,4	d - 5	d + 3,3	130 à 150	36	20	1,6	d - 12	d + 8,4
38 à 44	12	8	0,4	d - 5	d + 3,3	150 à 170	40	22	1,6	d - 13	d + 9,4
44 à 50	14	9	0,4	d - 5,5	d + 3,8	170 à 200	45	25	1,6	d - 15	d + 10,4
50 à 58	16	10	0,6	d - 6	d + 4,3	200 à 230	50	28	1,6	d - 17	d + 11,4



**Exemple 2:**

Une clavette parallèle employée dans un arbre-moyeu d'un diamètre de 50 mm et transmettant un couple de 500 Nm.

1. A partir du tableau des dimensions normalisées, déterminer l'épaisseur et la largeur de cette clavette,

$$D = 50 \text{ mm}; a = 14 \text{ mm et } b = 9 \text{ mm}$$

2. Calculer sa longueur  $P_a = 100 \text{ MPa}$ ,

$$F_t = \frac{2M}{D} = \frac{2 \times 500000}{50} = 20000 \text{ N}$$

Et

$$l = \frac{2F_t}{bP_a} = \frac{2 \times 20000}{9 \times 100} = 45 \text{ mm}$$

3. Vérifier sa résistance au cisaillement  $R_{pg} = 40 \text{ MPa}$ .

$$\tau = \frac{F_t}{S_a} = \frac{20000}{45 \times 14} = 31,75 \text{ MPa} < R_{pg} = 40 \text{ MPa}$$

### 3. Segments d'arrêt

Appelés aussi les circlips, les segments d'arrêt sont des organes d'assemblage utilisés souvent pour immobiliser en translation des pièces cylindriques sollicitées par des charges axiales constantes ou peu variables. Monté dans un alésage ou sur un axe, le but de segment est de former un épaulement frontal qui bloque les pièces appuyées contre lui tout en occupant une place très limitée. Ces éléments ont la forme d'un anneau ouvert de section transversale, habituellement, rectangulaire afin de faciliter le montage.

#### 3.1. Classification des segments d'arrêt

Ces éléments d'assemblage sont partiellement normalisés mais il existe des formes moins courantes. Ces types sont utilisés dans des montages particuliers. Nous citons dans cette section que types les plus couramment rencontrés dans la construction.

##### a. Segments standards

La famille des segments d'arrêt standards regroupe les segments d'arrêt à montage axial dans des gorges. on trouve dans cette famille trois normes (Fig 3.13): la norme f contenant les segments universels capables de transmettre des efforts axiaux importants entre la pièce exerçant la poussée et la paroi de la gorge, la norme J caractérisée par une hauteur radiale de montage inférieure à celle de f et forme un épaulement concentrique ce qui permet de les utilisés dans les cas d'espace radial réduit et la norme K possédant des expansions uniformément réparties sur le périphérique qui assurent ainsi une meilleur fixation.

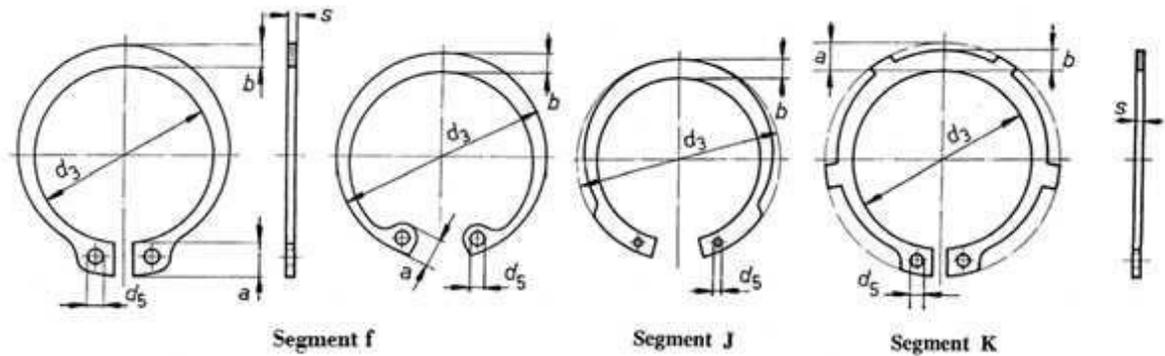


Figure 3.13: Segments d'arrêt standards.

### b. Segments à verrouillage autonome

Ce type de segments est utilisé dans le cas des arbres ou alésages lisses dépourvus de gorge. Il regroupe les normes suivantes (Fig 3.14): Les segments collier utilisés sur les arbres lisses sans gorge, de faible diamètre. Les triangles de blocage de forme transversale bombée, menée de trois languettes renforcées exerçant un effet de ressort. Enfoncés, dans le sens de la face intérieur du bombage, sur un arbre lisse, ce segment assure un blocage parfait des pièces montées sur l'arbre à des triangles intérieurs. la poussée dans le sens opposé bloque les triangles sur l'arbre et rend le démontage impossible. Les anneaux dentelés ont la même fonction des triangles de blocage tout en possédant une hauteur de montage réduite.

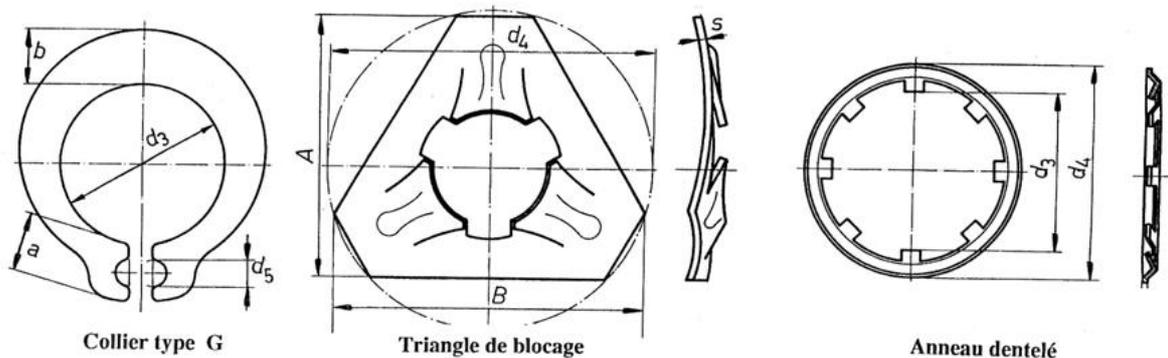


Figure 3.14: Segments à verrouillage autonome.

### c. Segments compensant le jeu axial

Ces segments ont le caractère de compenser élastiquement le jeu axial dû au cumule des écarts d'usinage de la gorge et des pièces montées. La figure 3.15 présente les trois normes les plus fréquemment rencontrées.

Les segments de type L ont la forme des segments K en tenant leur élasticité de l'inclinaison des expansions. Les segments W peuvent compenser des jeux sensiblement plus importants

tout en exerçant un effort plus faible. Les rondelles SL, à montage radial, possède une forme bossée dans un sens ce qui permet la compensation des jeux axiaux.

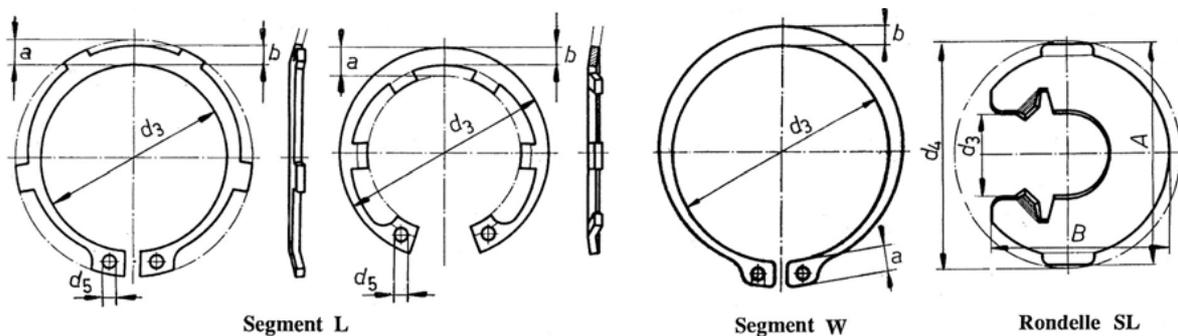


Figure 3.15: Segments d'arrêt compensant le jeu axial.

#### d. Segments à montage radial

Le montage radial assure deux avantages liés, d'un côté au choix libre de la profondeur de la gorge et d'un autre à la possibilité de montage manuel. Cette famille de segment comporte les types suivant (Fig 3.16): Les segments cavaliers et les segments colliers ayant une force de portance élevée grâce à leur largeur importante. Ils sont employés pour les petits axes. Les segments croissant sont les seuls segments à montage radial qui possède un hauteur d'épaulement faible. Ainsi, les anneaux en deux pièces sont les seuls segments qui résistent à la force centrifuge.

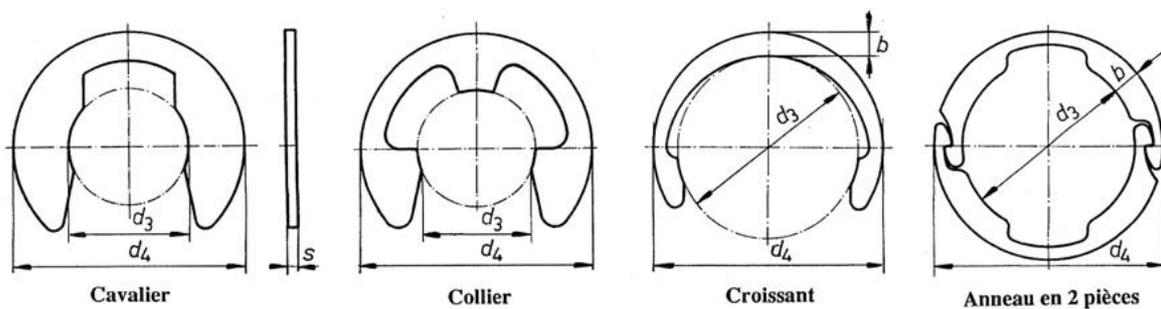
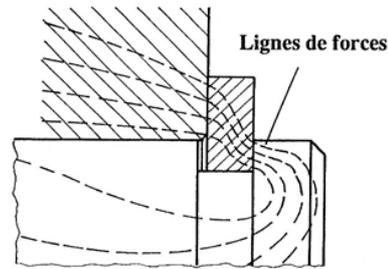


Figure 3.16: Segments à montage radial.

### 3.2. Calcul des segments standards

La transmission de la poussée axiale dans un assemblage utilisant un segment d'arrêt dépend non seulement de la forme du segment, mais aussi de la géométrie des pièces assemblées. La transmission entre une bague, sollicitée par une charge axiale, et le segment d'arrêt monté dans la gorge de l'axe (Fig 3.17), fait intervenir une modification brusque des lignes de forces accompagnée de concentrations de contraintes locales.

**Figure 3.17:** Transmission de la poussée.

Le contrôle d'un tel assemblage utilisant s'effectuer par la vérification de la capacité de charge axiale du segment et de la gorge. Ainsi, il est parfois utile de vérifier la fréquence de rotation maximale de l'arbre afin d'assurer la fonction des segments extérieurs.

### a. Calcul de la gorge

La résistance de la gorge dépend de la pression moyenne de contact avec le segment. La surface théorique de contact est donnée par:

- Segment monté sur un arbre:  $A = n(d_1^2 - d_2^2)/4$
- Segment monté sur un moyeu:  $A = n(d_2^2 - d_1^2)/4$

Où  $d_1$  et  $d_2$  sont respectivement le diamètre l'élément et du fond de la gorge.

La contrainte maximale de compression doit vérifier la condition de résistance suivante:

$$a = \frac{F_a}{A} \leq \frac{R_e}{FS} \quad (3.6)$$

Où  $F_a$  est la force axiale et  $R_e$  est la limite élastique de l'élément sur lequel le segment est monté.

A partir de cette condition, la force axiale maximale peut être donnée par:

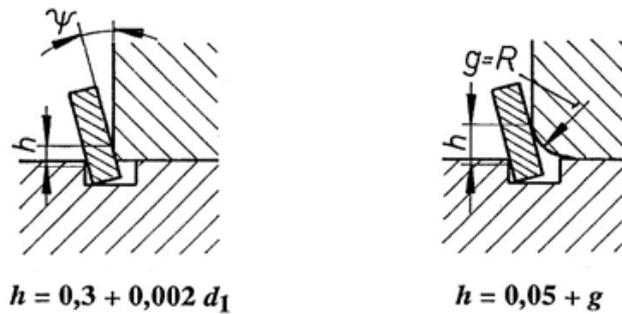
$$F_{a \text{ Nas}} = \frac{R_e A}{FS} \quad (3.7)$$

Dans le cas d'une charge statique, le coefficient de sécurité doit être ou moins égal à 3.

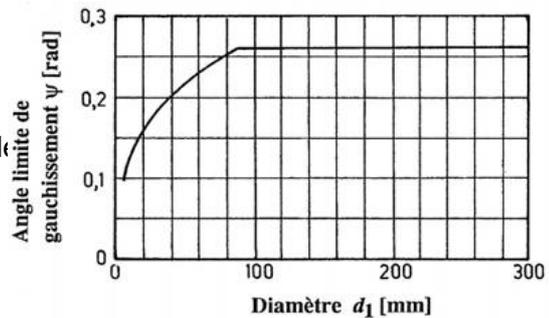
### b. Calcul du segment

Le segment subit, sous l'effet de la poussée axiale des pièces assemblées, un moment fléchissant engendré par le décalage des lignes d'action des poussées (Fig 3.17). Le bras de levier réel  $h$  dépend de la déformation des pièces et de la forme de l'arête de la contre - pièce. Il peut se trouver par les relations proposées dans la Figure 3.18. La capacité de charge du segment dépend de l'angle de gauchissement limite  $\psi$ , exprimé en radian, donné par la figure 3.19 en fonction du diamètre nominal  $d_1$  du segment, et du bras de levier.

**Figure 3.18:** Position du segment sous charge axiale.



**Figure 3.19:** Angle de gauchissement admissible



La force axiale admissible sur le segment s'exprime par la relation générale :

$$F_a \leq f \cdot K \cdot \pi \cdot FS \quad (3.8)$$

Où  $K$  est la constante d'élasticité du segment et  $FS$  est le facteur de sécurité.

#### 4. Cannelures et dentelures

Si l'arbre de transmission doit supporter un couple de torsion relativement élevé par un assemblage à clavette, la pression maximale entre la clavette, l'arbre et le moyeu devient trop grande, donc inadmissible. Dans ce cas, l'introduction de deux clavettes n'est pas recommandée. Il est préférable de prévoir un assemblage à arbre-moyeu cannelés ou dentelés.

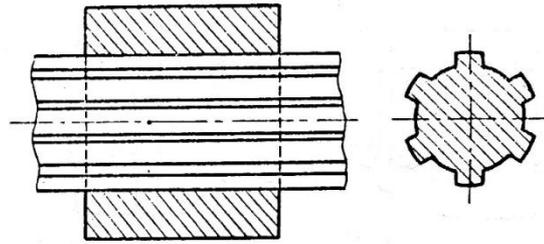
##### 4.1. Classification des assemblages à dentelures ou cannelures

Il existe plusieurs techniques d'assemblages qui utilisent les dentelures ou cannelures.

###### a. Cannelures à flancs parallèles

Les cannelures sont taillées dans l'arbre, sa forme, ses dimensions et leur nombre étant normés. Le couple de torsion devrait pouvoir se transmettre uniformément par toutes les faces portantes des cannelures (Fig 3.20). Cet assemblage est similaire à l'emploi multiple des clavettes parallèles.

Figure 3.20: Arbre-moyeu cannelé.



### b. Cannelures à flancs en développante

Les assemblages à denture basse, dites cannelures à flancs en développante, servent à créer des assemblages entre arbre et moyeu démontables, coulissants ou serrés permettant de transmettre des couples importants et de centrer les pièces tout en facilitant la fabrication des composants. Les bases de la normalisation sont :

- des profils de référence commun pour tous les modules d'où relations générales pour la définition de toutes les dimensions (Fig 3.21),
- centrage sur les flancs des dents, exceptionnellement sur le diamètre intérieur ou extérieur de l'arbre,
- système de tolérance fixant les écarts sur les dimensions des dents de l'arbre et des creux dans le moyeu, les classes de qualité.

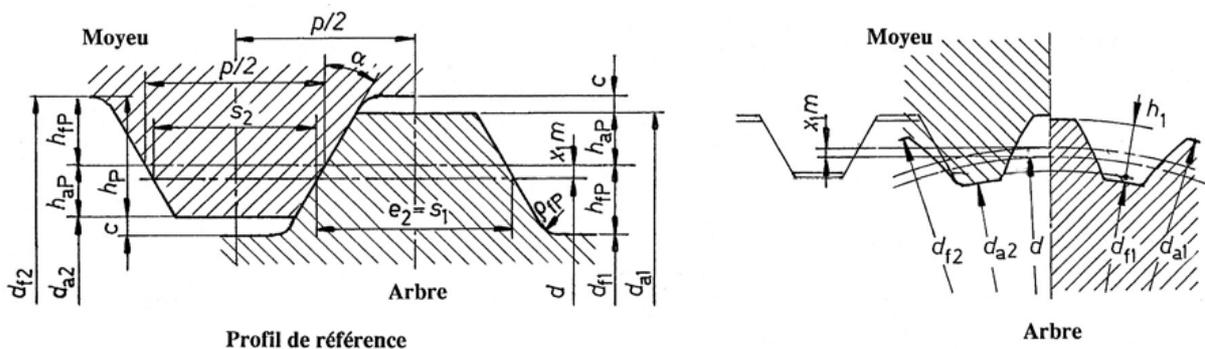
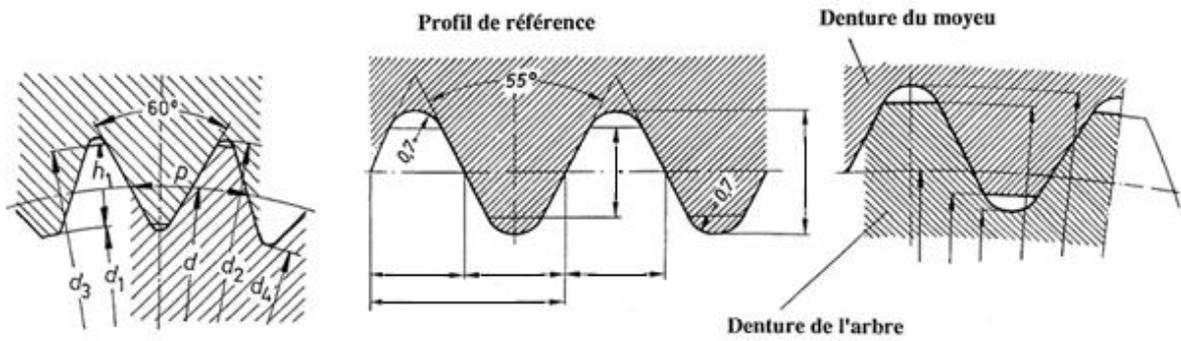


Figure 3.21: Cannelures à flancs en développante.

### c. Dentelures rectilignes

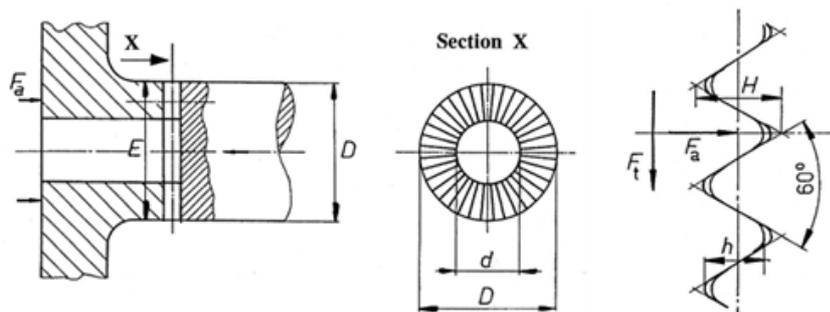
L'avantage essentiel de l'utilisation des dentelures rectilignes est de pouvoir orienter facilement la position du moyeu par rapport à celle de l'arbre en décalant les deux pièces d'un ou de plusieurs pas circonférentiels. La denture est à profil triangulaire sur l'arbre, l'angle au sommet du triangle étant généralement  $60^\circ$  (Fig 3.22).



**Figure 3.22:** Assemblage à dentelures rectilignes.

**d. Stries radiales**

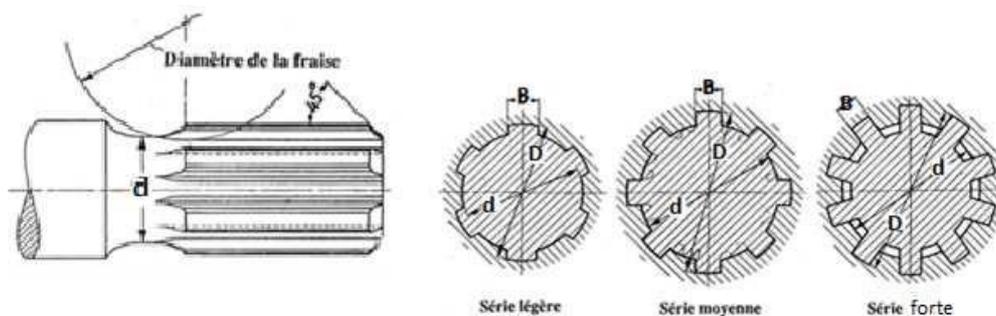
L'utilisation des stries radiales, dit dentelures frontales, permette la réalisation des accouplements de précision et, le plus souvent, de position angulaire réglable. La figure 3.23 représente un exemple d'accouplement à stries radiales. Elle illustre quelques spécification de ce type d'assemblage.



**Figure 3.23:** Assemblage à dentelures frontales.

**4.2. Calcul des cannelures à flancs parallèles**

Les normes prévoient trois gammes d'assemblages (Fig 3.24):



**Figure 3.24:** Gamme des cannelures à flancs parallèles.

Les dimensions liées à chacune de ces séries sont données dans le tableau au-dessous.

Série légère					Série moyenne					Série forte*				
n	d	D	B	s	n	d	D	B	s	n	d	D	B	s
6	23	26	6	5	6	11	14	3	5	10	16	20	2,5	12
	26	30	6	7,2		13	16	3,5	5		18	23	3	16
	28	32	7	7,2		16	20	4	7,2		21	26	3	16
8	32	36	6	8,4		18	22	5,5	7,2		23	29	4	19
	36	40	7	8,4		21	25	5	7,2		26	32	4	19
	42	46	8	8,4		23	28	6	9,5		28	35	4	22
	46	50	9	8,4		26	32	6	10,8		32	40	5	25
	52	58	10	12		28	34	7	10,8		36	45	5	29
	56	62	10	12		32	38	6	14,4		42	52	6	30
10	62	68	12	12		36	42	7	14,4		46	56	7	30
	72	78	12	15	42	48	8	14,4	52	60	5	36		
	82	88	12	15	46	54	9	18	56	65	5	42		
	92	98	14	15	52	60	10	18	62	72	6	48		
	102	108	16	15	56	65	10	21	72	82	7	48		
	112	120	18	22,5	62	72	12	24	82	92	6	60		
n = nombre de cannelures. s = surface réelle d'appui des cannelures par millimètre de longueur.					10	72	82	12	30	20	92	102	7	60
						82	92	12	30		102	115	8	82
						92	102	14	30		112	125	9	82
						102	112	16	30		* Emploi à éviter.			
						112	125	18	41					

- Série légère** : pour des faibles couples et faible sollicitation de l'arbre à la torsion transmis principalement par des arbres creux. Rapport de la longueur du moyeu au diamètre de l'arbre : inférieur à 1,5 .
- Série moyenne** : pour des couples élevés et sollicitation maximale de l'arbre à la torsion, mais sans déplacement axial du moyeu par rapport à l'arbre ou avec déplacement axial du moyeu mais sans charge. Rapport de la longueur du moyeu au diamètre de l'arbre : environ 1,5 à 2 .
- Série forte** : pour des couples et sollicitation maximales de l'arbre en torsion pendant le déplacement du moyeu par rapport à l'arbre. Rapport de la longueur du moyeu au diamètre de l'arbre : environ 1,5 à 2 .

La détermination des dimensions des arbre-moyeu cannelés se fait généralement en deux étapes; choix d'une série, vérification de la longueur des cannelures.

L'effort tangentiel exercé sur l'arbre se manifeste sous forme d'une sollicitation de pression.

Cette pression doit être supportée d'une manière équitable par la totalité des cannelures.

D'où

$$e = \frac{F_t}{s} \leq e_{adm} \quad (3.9)$$

Où

$F_t$  est l'effort tangentiel,  $p_{adm}$  est la pression admissible et  $S$  est la section sollicitée.

En effet, la section minimale nécessaire soit donnée par:

$$S = \frac{F_t}{p_{adm}} \quad (3.10)$$

En fonction du diamètre de l'arbre, on trouve trois choix (séries légère, moyenne et forte) dont chacune propose une surface réelle d'appui  $s$ .

La longueur des cannelures est donnée par:

$$l = \frac{S}{c} \quad (3.11)$$

Cette longueur doit être comprise dans les limites spécifiques à la série choisie.

#### Exemple 3:

Un arbre cannelé de diamètre 52 mm transmettant un couple de 1200 Nm. Sachant que l'arbre-moyeu fonctionne avec glissement sans charge, déterminer la série convenable et puis la longueur des cannelures ( $p_{adm} = 30 \text{ MPa}$ ).

Cette situation impose le choix de la série moyenne:

$$n = 8, s = 18 \text{ NN}$$

Et on a:

$$F_t = \frac{2M}{D} = \frac{2 \times 1200000}{52} = 46153,8 \text{ N}$$

Ainsi:

$$S = \frac{F_t}{p_{adm}} = \frac{46153,8}{30} = 1538,46 \text{ NN}^2$$

Et:

$$l = \frac{S}{c} = \frac{1538,46}{18} = 85,47 \text{ NN}$$

On aura:

$$\frac{s}{d} = \frac{85,47}{52} = 1,64$$

En effet;

$$1,5 < \frac{s}{d} < 2$$

Ce qui justifié le choix.