

La liaison encastrement – Partie 2 (Partie 1 : voir 1A-S2)

J. LANDIER

2^{ème} année
Semestre 3



Préambule : Ce cours est une suite de celui vu en première année (S2) avec Madame PORAS.

I. Introduction

La figure 1 montre une poulie sur un arbre (extrait du TD 7 – 1A – S2). La réalisation pourrait être obtenue à partir d'un usinage dans la masse ce qui entrainerait une grosse perte de matière et une augmentation des coûts. L'assemblage est réalisé avec un arbre, une poulie qui sont assemblés à l'aide d'une clavette, d'une rondelle et d'une vis (voir TD 7 – 1A – S2) pour éliminer tous les degrés de liberté (liaison fixe, ou liaison encastrement).

D'un point de vue industriel, construire des pièces monolithiques ayant toutes les fonctions requises reste une utopie dans la majorité des cas. Il est donc nécessaire de réaliser les pièces de manière dissociée et de procéder ensuite à des assemblages pour obtenir une liaison encastrement.

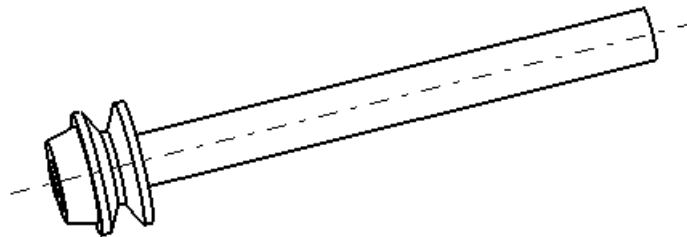


Figure 1 : axe + poulie (voir TD7 - 1A - S2)

I.1- Schématisation de la liaison encastrement

Représentation symbolique en projection orthogonale	Représentation symbolique en perspective	Mouvements relatifs autorisés

Figure 2 : représentation et mouvements

I.2- Fonction principale et fonctions techniques

La fonction principale d'une liaison encastrement est de lier deux ou plusieurs solides entre eux afin d'annuler les 6 degrés de liberté relatifs.

Les fonctions techniques associées à cette fonction principale peuvent être développées en utilisant un diagramme FAST.

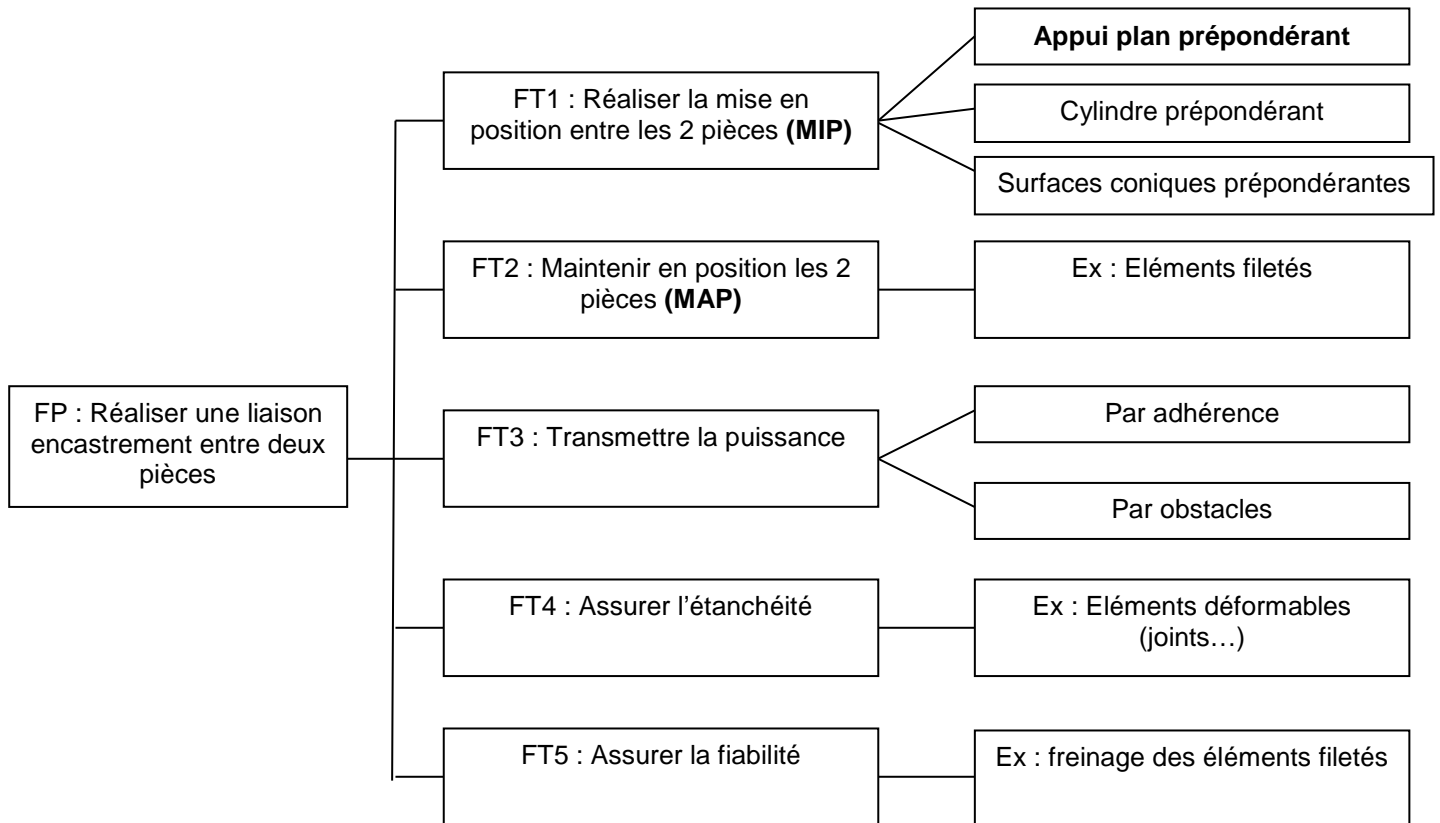


Figure 3 : diagramme FAST

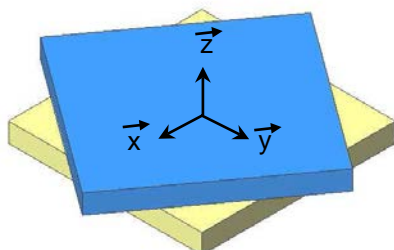
I.3- Paramètres importants dans le choix de la solution

Les critères de choix de la solution sont nombreux :

- direction et nature des efforts prépondérants,
- caractère démontable ou indémontable de la liaison,
- nécessité de la mise en place d'une étanchéité ou non,
- présence de vibrations,
- coût,
- nature des matériaux à assembler,
- fréquence et facilité de montage / démontage,
- durée de vie,
- esthétique,
- encombrement.
-

II. FT1 : Mise en position (par appui plan prépondérant)

II.1. Principales formes des surfaces fonctionnelles



Liaison appui-plan de normale \vec{z} .
 Cette liaison permet d'éliminer 3 degrés de liberté (T_z , R_x et R_y).
 Il reste donc 3 degrés de liberté :
 T_x , T_y et R_z

Figure 4 : appui plan prépondérant

La mise en position (MIP) correspond au nombre de degrés de liberté supprimés par l'association des surfaces de contact entre les deux pièces. Autant que possible, les surfaces qui réalisent la MIP ne doivent pas bloquer deux fois le même degré de liberté. On obtient ainsi une mise en position isostatique ce qui a pour effet de diminuer les coûts de production.

II.2. Solutions avec plan d'appui étendu et pions (ou bagues) de centrages.

Lors d'assemblages de pièces de grandes dimensions comme les carter moteurs, on utilise une mise en position par pions de centrages. En effet, le contact plan / plan entre les deux pièces assemblées ne bloque que deux rotations (R_x , R_y) et une translation (T_z). L'ajout d'un pion de centrage annule les deux translations restantes (T_x , T_y). Pour assurer la position angulaire, on est obligé de rajouter un deuxième pion de centrage qui va assurer l'antirotation (R_z).

On obtient une mise en position précise mais hyperstatique de degré 1.

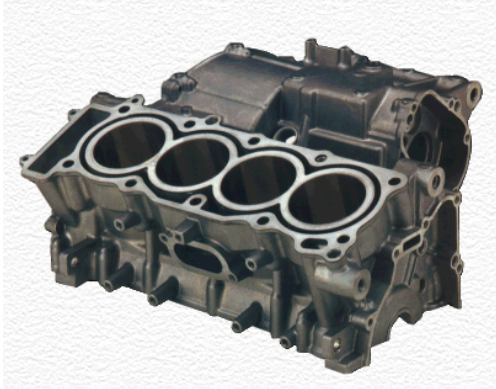


Figure 5a : carter moteur

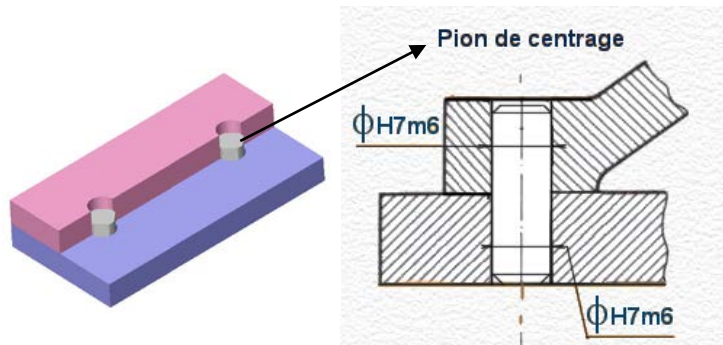


Figure 5b : pion de centrage

Les pions de centrage sont montés avec un ajustement de type H7m6 (incertain) dans les carter. On utilise souvent des bagues de centrages sur les carter automobiles. Ces bagues en plus de leurs fonctions de centrage, permettent de protéger les vis contre un éventuel cisaillement. Elles ont en plus l'avantage de ne pas prendre un emplacement de vis ce qui est bénéfique pour la bonne répartition des pressions de contacts dans les carter minces (étanchéité).

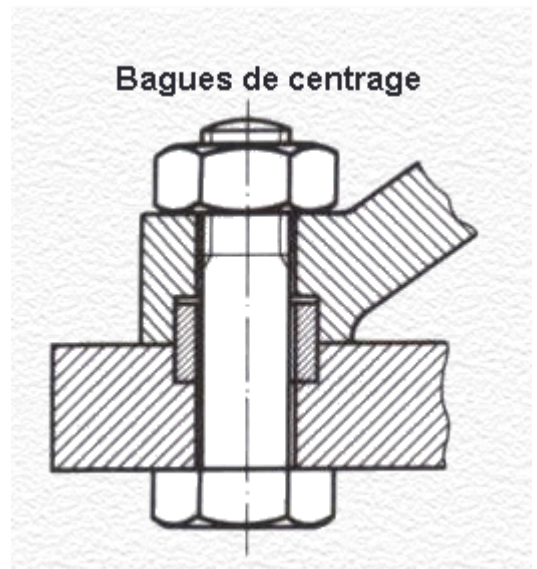


Figure 5c : bague de centrage

II.3. Solutions avec appui plan et centrage cylindrique court.

Cette solution est très utilisée dans le cas d'assemblages fortement sollicités en puissance ou en étanchéité. Ce n'est pas la solution la plus économique quand les surfaces en appui deviennent grandes.

On veillera à respecter des proportions telles que $L/D < 0,1$ (centrage court) afin d'assurer une mise en position isostatique.

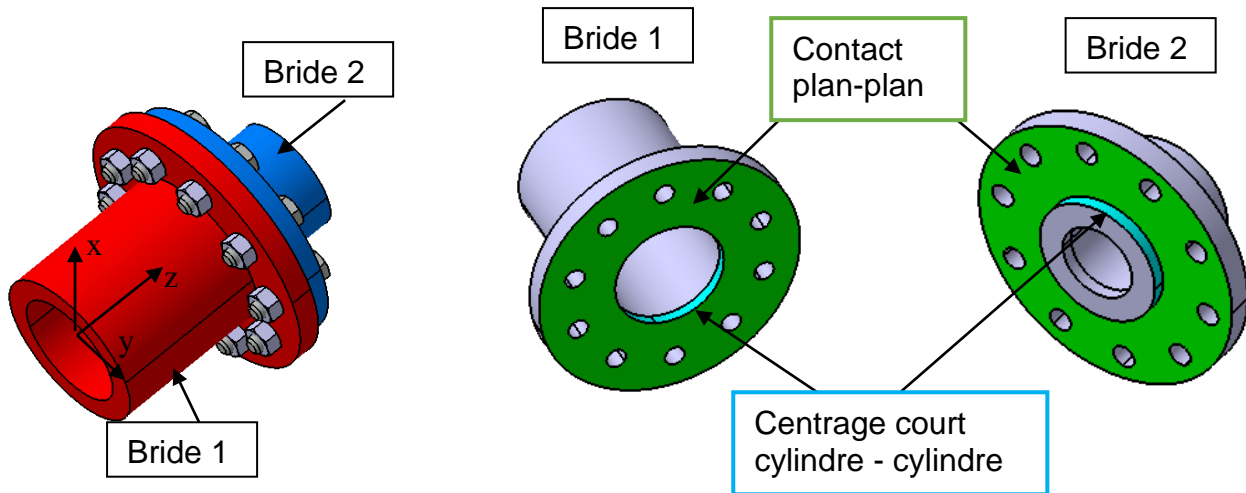


Figure 6 : appui plan et centrage court

Sur cet exemple, la mise en position n'est pas complète, il reste un degré de liberté qui est une rotation autour de l'axe z. Celui-ci sera éliminé par les boulons. L'ajout d'un pion permettrait de réaliser une mise en position complète.

III. FT2 : Maintien en position MAP (démontable).

Le maintien en position (MAP) est généralement réalisé par des éléments filetés. Il permet d'une part de supprimer les derniers degrés de liberté, et d'autre part, d'assurer l'étanchéité entre les deux pièces.

La transmission des efforts entre les deux pièces est réalisée par les surfaces de contact et par les organes de serrages.

1 Coupe du fil 2 Redressage	3 Préforme de la tête et de la zone filetée	4 Matriçage d'une tête cylindrique	5 Matriçage de l'hexagone 6 Roulage du filet	7 Traitements et revêtements

Figure 7 : réalisation d'une vis

III.1 Les différents types de vis.

Le serrage le plus énergique est obtenue par les têtes H (ISO 4017) puis par les vis CHC (ISO 4762) qui présentent l'avantage de pouvoir être logées ou noyées dans un lamage. Les tête CHC peuvent être remplacées par des têtes Torx en étoiles (ISO 14583).



Figure 8a : vis H ISO 4017



Figure 8b : vis CHC ISO 4762



Figure 8c : vis torx ISO 14583

Selon l'utilisation, les dimensions suivantes peuvent être utilisées :

- Micromécanique : $\varnothing < 6\text{mm}$
- Mécanique générale : $6\text{mm} < \varnothing < 8\text{mm}$
- Transmission de puissance : $8\text{mm} < \varnothing < 14\text{mm}$
- Grosses machines, génie civil : $14\text{mm} < \varnothing < 30\text{mm}$

III.2 Les différents types de fixation par éléments vissés.

La figure 9 ci-dessous présente différentes solutions d'assemblage avec des éléments filetés :

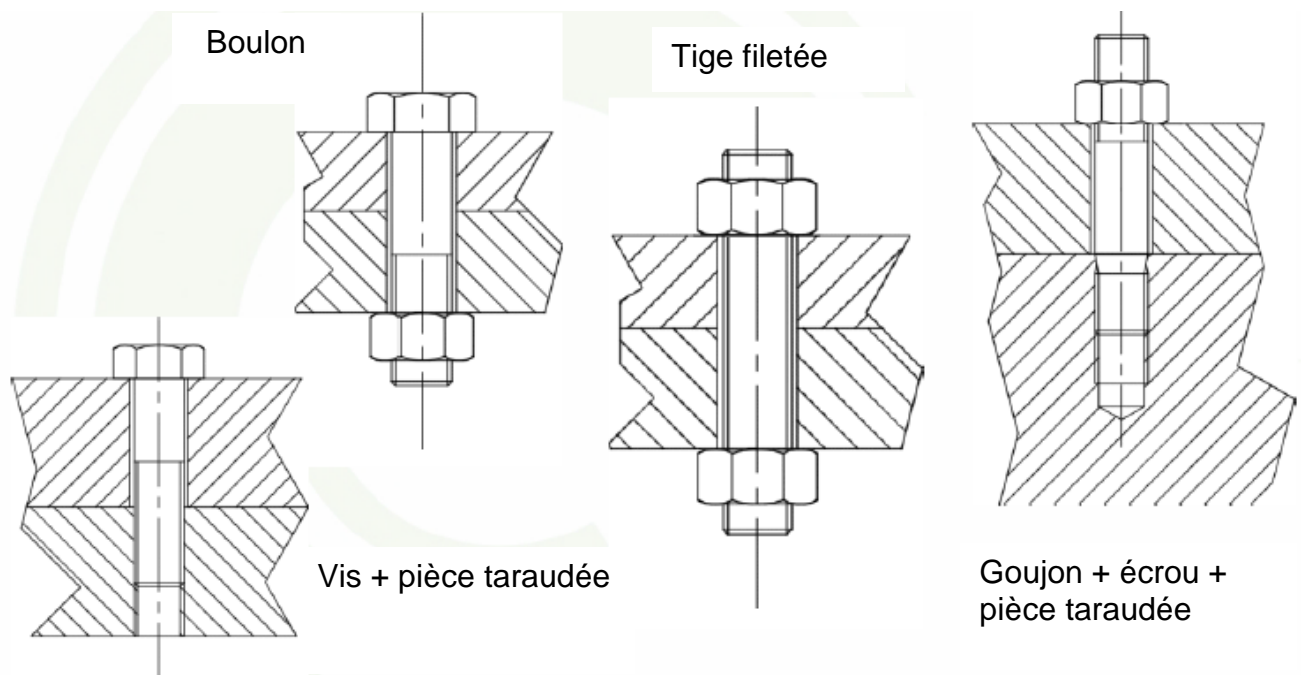


Figure 9 : fixation par éléments vissés

La figure 10 ci après présente les caractéristiques d'un assemblage de 2 pièces à l'aide d'une vis et d'une rondelle.

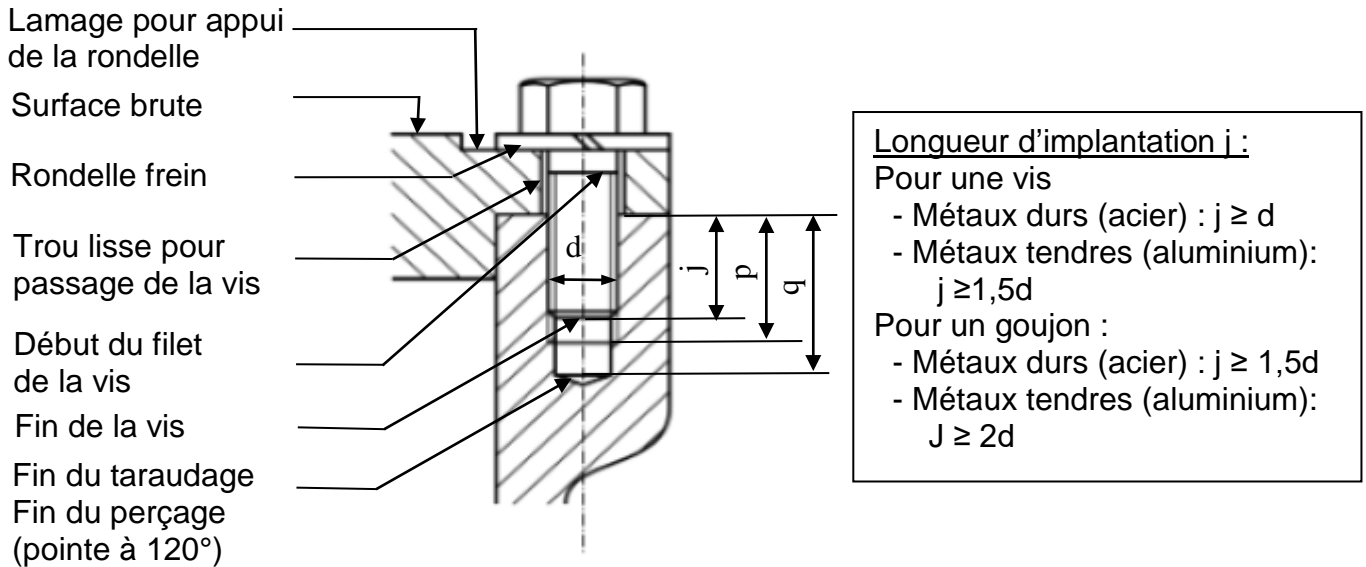


Figure 10 : implantation d'une vis

Profondeurs des taraudages (p) et perçages (q) en fonction du diamètre de la vis (d):

d	1,6	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	24	30	36
p	j+1,5	j+1,5	j+2	j+2,5	j+3	j+4	j+5	j+6	j+7	j+8	j+10	j+12	j+14	j+16
q	j+3	j+4	j+5	j+6	j+8	j+10	j+12	j+14	j+16	j+20	j+25	j+25	j+30	j+36

III.3 Les classes de qualité en visserie :

La classe de qualité représente la résistance du matériau utilisé (acier) pour la fabrication de la vis.

marquage des têtes	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	9.8	10.9	12.9
classes de résistance	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	9.8	10.9	12.9
limite élastique R_e N/mm ² ou MPa	180	240	320	300	400	480	640	720	900	1 080
limite à la rupture R_r N/mm ² ou MPa	330	400	420	500	520	600	800	900	1 040	1 220
A%	25	22	14	20	10	8	12	10	9	8
$R_e = R_r \times \frac{Y}{10}$ (en N/mm ²) $R_e = S \times Y$ (daN/mm ²)						vis CHc				

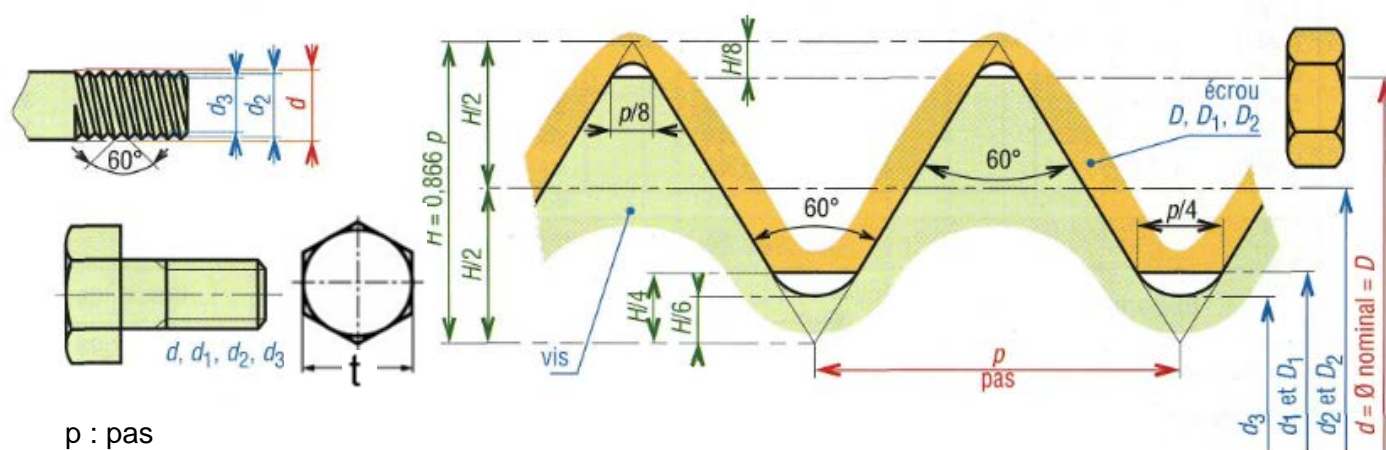
Cette résistance est définie dans la désignation de la vis. Par exemple (voir document ressource de 1^{ère} année) : Vis à tête hexagonale ISO 4017, M8-50 – 8.8 : filetage ISO (M), de diamètre nominal 8 mm, longueur sous tête 50 mm et de classe de qualité 8.8.

III.4. Caractéristiques géométriques d'une vis

Les tableaux ci-après ainsi que la figure 11 présentent les caractéristiques géométriques d'une vis au profil métrique.

Filetage métrique à pas gros (extrait)						
d (mm)	pas gros	S_{eq} en mm ² section résistante	D_1 (mm)	$D_2 = d_2$ (mm)	d_3 (mm)	pas fins recommandés
1	0,25	0,460	0,729	0,838	0,693	
(1,1)	0,25	0,588	0,829	0,938	0,793	
1,2	0,25	0,732	0,929	1,038	0,893	
(1,4)	0,30	0,983	1,075	1,205	1,032	0,2
1,6	0,35	1,27	1,221	1,373	1,171	0,2
(1,8)	0,35	1,70	1,421	1,573	1,371	0,2
2	0,4	2,07	1,567	1,740	1,509	0,25
(2,2)	0,45	2,48	1,713	1,908	1,648	0,35
2,5	0,45	3,39	2,013	2,208	1,948	0,35
3	0,5	5,03	2,459	2,675	2,387	0,35
(3,5)	0,6	6,78	2,850	3,110	2,764	0,35
4	0,7	8,78	3,242	3,545	3,141	0,5
(4,5)	0,75	11,3	3,688	4,013	3,580	0,5
5	0,8	14,2	4,134	4,480	4,019	0,5
6	1	20,1	4,918	5,350	4,773	0,75
(7)	1	28,9	5,918	6,350	5,773	0,75
8	1,25	36,6	6,647	7,188	6,466	1 - (0,75)
10	1,5	58,0	8,376	9,026	8,160	1,25 - (1 - 0,75)
12	1,75	84,3	10,106	10,863	9,853	1,5 - (1,25 - 1)
(14)	2	115	11,835	12,701	11,546	1,5 - (1,25 - 1)
16	2	157	13,835	14,701	13,546	1,5 - (1)
(18)	2,5	192	15,294	16,376	14,933	2 - (1,5 - 1)
20	2,5	245	17,294	18,376	16,933	2 - (1,5 - 1)
(22)	2,5	303	19,294	20,376	18,933	2 - (1,5 - 1)
24	3	353	20,752	22,051	20,319	2 - (1,5 - 1)
(27)	3	459	23,752	25,051	23,319	2 - (1,5 - 1)
30	3,5	561	26,211	27,727	25,706	2 - (1,5 - 1)
(33)	3,5	694	29,211	30,727	28,706	2 - (1,5)
36	4	817	31,670	33,402	31,093	3 - (2 - 1,5)
(39)	4	976	34,670	36,402	34,093	3 - (2 - 1,5)
42	4,5	1 121	37,129	39,077	36,479	4 - (3 - 2 - 1,5)
(45)	4,5	1 306	40,129	42,077	39,479	4 - (3 - 2 - 1,5)
48	5	1 473	42,587	44,752	41,866	4 - (3 - 2 - 1,5)
(52)	5	1 758	46,587	48,752	45,866	4 - (3 - 2 - 1,5)
56	5,5	2 030	50,046	52,428	49,252	4 - (3 - 2 - 1,5)
(60)	5,5	2 362	54,046	56,428	53,252	4 - (3 - 2 - 1,5)
64	6	2 676	57,505	60,103	56,639	4 - (3 - 2 - 1,5)

d	1,6	2	2,5	3	(3,5)	4	5	6	8	10	12	(14)	16	20	24	30	36
t	3,2	4	5	5,5	6	7	8	10	13	16	18	21	24	30	36	46	55



p : pas

H : hauteur du filetage = $0,866p$

$D = d$: diamètre nominal (vis et écrou)

$D_1 = d_1$: diamètre intérieur du taraudage (écrou) = $d - 1,0825p$

$D_2 = d_2$: diamètre sur flanc (vis et écrou) = $d - 0,6495p$

d_3 : diamètre intérieur du filetage (vis) = $d - 1,2268p$

Figure 11 : filetage métrique ISO

III.5. Sollicitations et résistance du boulon

Les boulons sont soumis à des sollicitations variées : **Traction** – **Torsion** (et parfois même en flexion).

La charge maximale supportable sans déformations permanentes pour un boulon ainsi que le couple de serrage sont définies par les relations suivantes (approximées) :

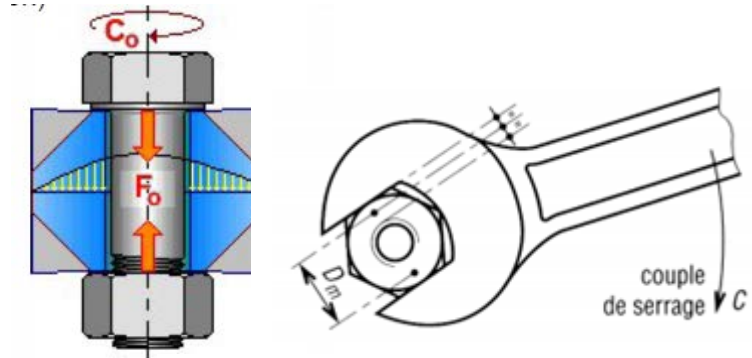


Figure 12 : effort et couple de serrage

- Charge de traction supportée par la vis :

$$F_{\max i} = 0,9 R_e S_{eq}$$

- Couple de Serrage :

$$C = (0,16 p + 0,583.f_f.d_2 + 0,5.f_t.D_m).F$$

Avec : S_{eq} : section résistante (mm²) de la vis (voir tableau page précédente)
 R_e : limite élastique du matériau (MPa)
 p : pas (mm)
 d_2 : diamètre sur flanc (mm)
 f_f : coefficient de frottement au niveau du filetage (voir tableau page suivante)
 f_t : coefficient de frottement sous tête (voir tableau page suivante)
 D_m : diamètre moyen (mm) sous tête $(=(d+t)/2)$
 F : tension dans la vis (N)
 C : couple de serrage (N.mm)

Remarque : Ces relations permettent d'avoir une estimation du serrage d'un assemblage boulonné. Pour une étude plus poussée, il est nécessaire de consulter des ouvrages spécialisés (par exemple, voir CETIM : CEntre Technique des Industries Mécaniques).

Précision du couple de serrage :

- précision de serrage **A**: $\leq \pm 5\%$ (clefs dynamométriques électroniques).
- précision de serrage **B**: de $\pm 5\%$ à $\pm 10\%$ (Clefs dynamométriques à déclenchement à réarmement automatique).
- précision de serrage **C**: de $\pm 10\%$ à $\pm 20\%$ (Clefs dynamométriques à déclenchement simple).
- précision de serrage **D**: de $\pm 20\%$ à $\pm 50\%$ (Clefs à main).

Valeurs des facteurs de frottement :

Valeurs du frottement			Nature face d'appui (pièce, rondelle...) / Nature filetage de l'écrou					
valeurs de f_t et f_l			acier non traité			fonte grise usinée		
			laminé	usiné	rectifié			
nature filetage vis nature tête de vis (ou écrou)	acier noirci ou phosphaté	roulé	0,13 à 0,19	0,10 à 0,18	0,16 à 0,22	0,10 à 0,18		
		usiné	0,10 à 0,18		0,10 à 0,18	0,10 à 0,18		
	acier galvanisé		0,10 à 0,18	0,10 à 0,18	0,10 à 0,18	0,10 à 0,18		
conditions d'emploi			huilé			huilé		
valeurs de f_t et f_l			acier traité			alliages Al et Mg	acier	
			cadmié	galvanisé	phosphaté		cadmié	galvanisé
nature filetage vis nature tête de vis (ou écrou)	acier noirci ou phosphaté	roulé	0,08 à 0,12	0,10 à 0,18	0,12 à 0,20	0,08 à 0,16	0,08 à 0,16	0,10 à 0,18
		usiné	0,08 à 0,16	0,10 à 0,16				
	acier galvanisé			0,16 à 0,20				0,20 à 0,30
conditions d'emploi			huilé			huilé	à sec	

Cône de compression

La pièce est comprimée sous l'effort de serrage. La zone sous contrainte peut être approximée à un cône prenant naissance sous la tête de la vis et s'évasant vers le bas. Le serrage n'a donc pas d'efficacité au-delà d'une certaine distance de l'axe de la vis.

Le choix du nombre et du diamètre des vis dépendra de la qualité de liaison souhaitée (répartie de manière homogène ou localisée).

La liaison doit transmettre un effort tangentiel par adhérence. Le coefficient de frottement et l'étendue des surfaces en contact doivent être maîtrisés et on cherchera à avoir un recouvrement des zones de compression (voir figure 13).

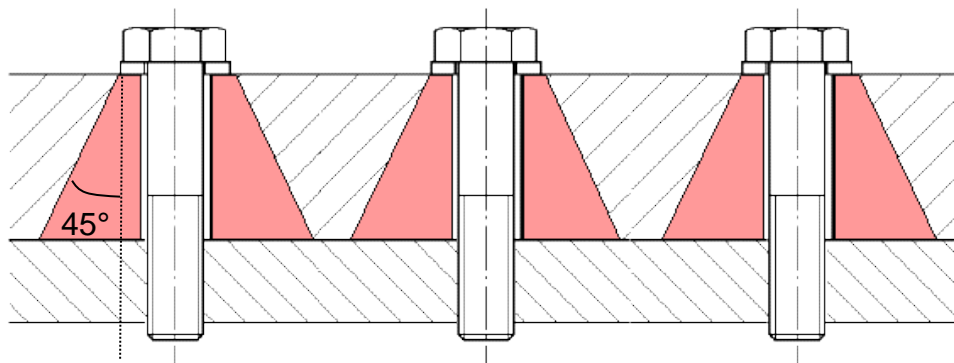


Figure 13 : cône de compression

IV. FT3 : Transmettre la puissance par adhérence: Solution avec brides (appui plan et centrage court)

IV.1- Présentation

On ne traitera dans ce paragraphe que du dimensionnement et de la technologie des brides. Les assemblages des carters suivent les mêmes règles de conception.

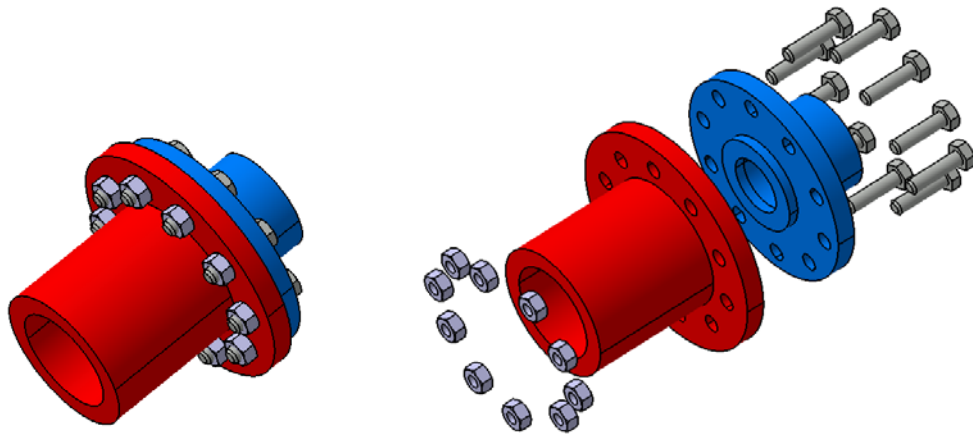


Figure 14 : transmission de puissance par adhérence

Cette méthode utilise des hypothèses fortement simplificatrices et ne prend pas en compte les sollicitations dynamiques. Il faut donc prendre une marge de sécurité lors de l'emploi de cette méthode.

Exemple : Transmission d'un couple C par une bride boulonnée

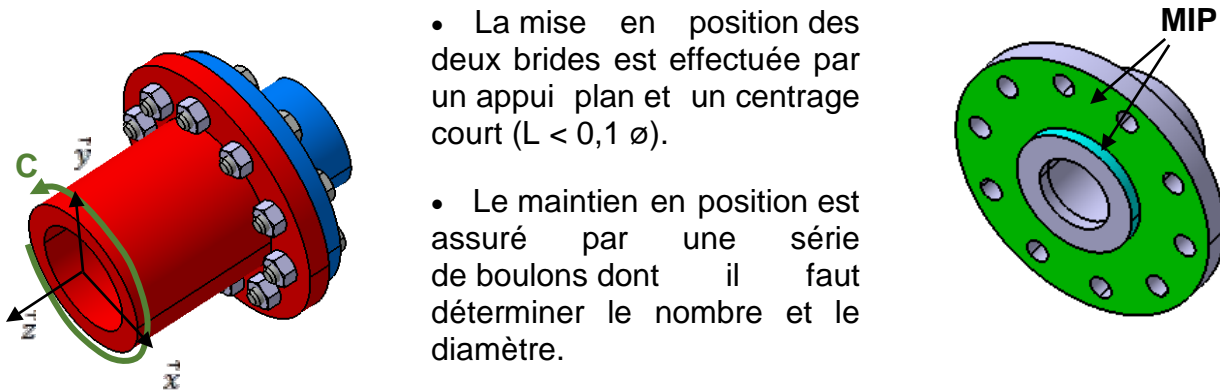


Figure 15 : Couple à transmettre – MIP et MAP

- Les sollicitations radiales sont transmises par le centrage court et par adhérence.
- Les **sollicitations axiales** sont transmises **par les surfaces planes de mise en position et par les boulons**.
- La **transmission du couple** se fait uniquement par **adhérence**.
- L'**étanchéité** est assurée par l'emploi de **pâte à joint**.

IV.2- Détermination du nombre de vis :

Le serrage par boulon permet d'appliquer une pression de contact entre les pièces à assembler.

Le maintien d'une étanchéité correcte impose d'assurer une pression uniforme sur toute la couronne de la bride. Il faut donc que les cônes de pression se chevauchent.

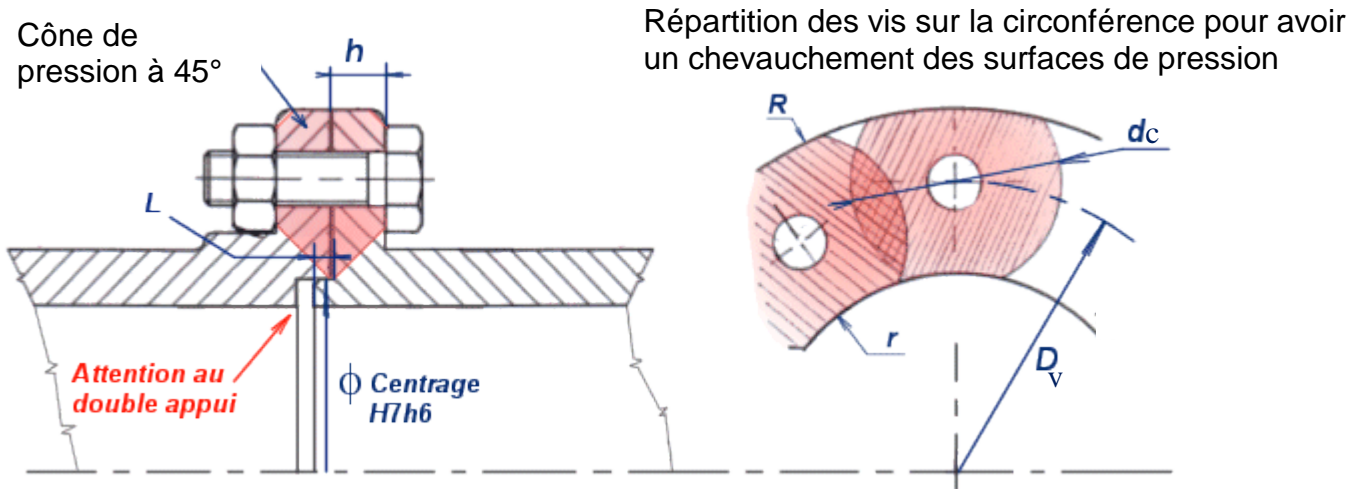


Figure 16 : serrage par boulon

Le chevauchement des zones de pression se traduit par l'expression suivante :

$$n_v \cdot d_c > \pi \cdot D_v \Leftrightarrow n_v > \frac{\pi \cdot D_v}{d_c}$$

Avec :

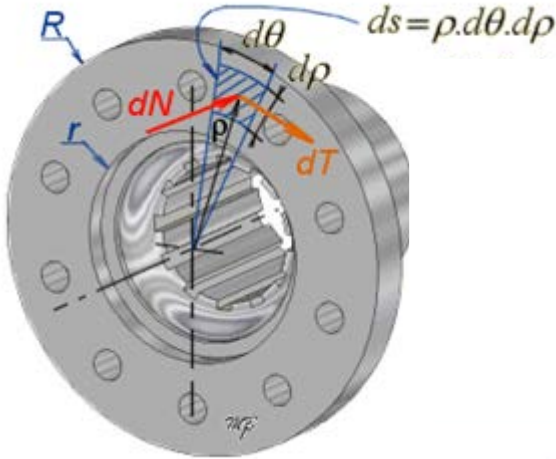
- n_v : Nombre de vis.
- d_c : Diamètre au niveau du plan de joint du cône de progression des champs de pression.
- D_v : Diamètre d'implantation des boulons.

On cherchera autant que possible à **minimiser le nombre de vis** (moins d'usinages, coûts réduits). Pour cela on peut augmenter les largeurs de brides (h).

Cependant, cette dernière action va augmenter le volume de matière, donc le poids et indirectement le prix. On doit donc faire un compromis.

IV.3- Détermination du diamètre et du couple de serrage des vis :

Le couple C est transmis par adhérence (effort normal N suffisamment important).



On note :

- dN : effort normal élémentaire
- dT : effort tangentiel élémentaire
- ds : surface élémentaire
- f : coefficient de frottement
- p : pression dans la zone de contact (supposée constante)
- ρ : distance de l'élément ds par rapport à l'axe.

avec :

- $dT = f.dN$ (loi de Coulomb) à la limite du glissement
- et $dN = p.ds$

Le couple élémentaire s'écrit :

$$dC = f.p.\rho^2.d\theta.d\rho$$

D'où :

$$C = \int_0^{2\pi} \int_r^R f.p.\rho^2.d\theta.d\rho$$

$$C = f.p.\left[\frac{\rho^3}{3}\right]_r^R.[\theta]_0^{2\pi}$$

Si la pression est uniforme, on a :

$$p = \frac{N}{S} = \frac{N}{\pi(R^2 - r^2)}$$

il vient :

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

Donc :

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

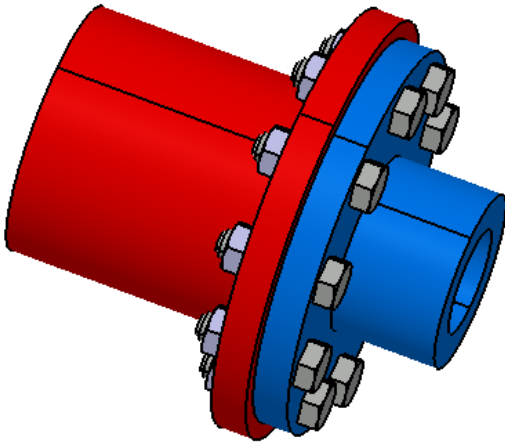
Cet effort N est l'effort axial minimum pour transmettre le couple par adhérence. Cet effort est produit par le serrage de l'ensemble des vis. Le choix des vis dépendra donc de cet effort.

Remarque : une bonne approximation de l'effort axial à installer est donnée par la formule:

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

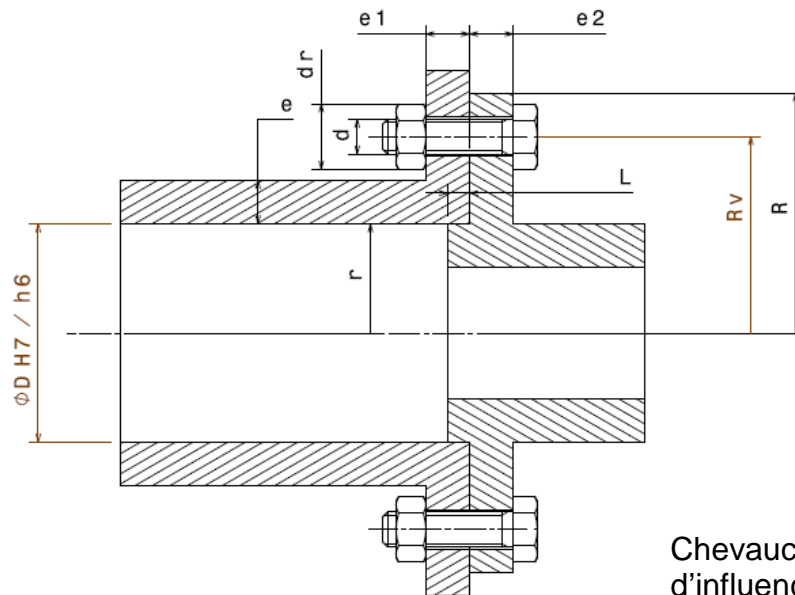
Avec : R_{moy} : rayon moyen de la surface de friction : $(R+r)/2$

IV 4 Exemple de calcul: Vérification d'un assemblage boulonné



Données :

- C : couple à transmettre (200 Nm)
- D : diamètre assemblage (50 mm)
- r : rayon intérieur (25 mm)
- R : rayon de la bride (55 mm)
- e_1 et e_2 : épaisseurs des brides ($e_1=e_2=e=8\text{mm}$)
- L : longueur du contact cylindre – cylindre (4mm)
- R_v : rayon d'implantation des vis (40 mm)
- d : diamètre nominal d'une vis (M6)
- n_v : nombre de vis (10)
- d_r : dimension des écrous et des têtes de vis ($d_r \approx 2d = 12\text{ mm}$)
- C_v : couple de serrage de chaque vis
- brides en acier
- coefficient de frottement entre les 2 brides : $f = 0,1$



Chevauchement des zones d'influence de la visserie

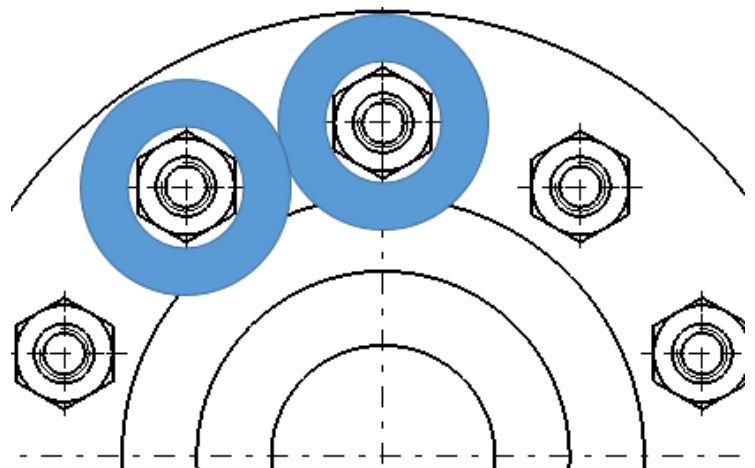
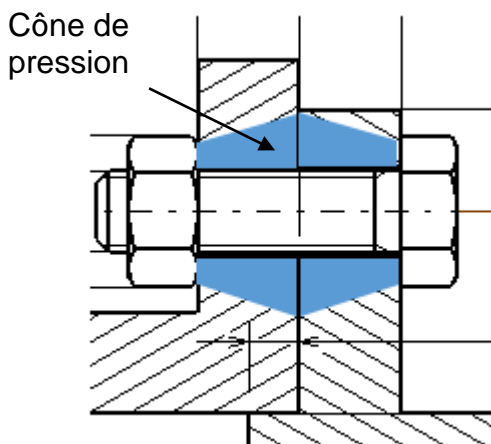


Figure 17 : Assemblage boulonné

- Mise en position : $L/D < 0,1$
AN : $4/50 = 0,08 < 0,1 \Rightarrow$ critère vérifié

- épaisseur des brides :

Critère de résistance et d'homogénéité : $e_2 \approx e$

Critère d'implantation : $e_1 = d_{vis}$ (acier) et : $e_1 = 2.d_{vis}$ (aluminium)

AN : $e_1 = e_2 = e = 8\text{mm}$, $d_{vis} = 6$, brides en acier \Rightarrow critères vérifiés

- Rayon d'implantation et vérification du cône de pression:

Rayon d'implantation : $R_v = (R+r)/2$ (rayon moyen)

AN : $R_v = (R+r)/2 = 40\text{mm} \Rightarrow$ critère vérifié

Vérification du cône de pression :

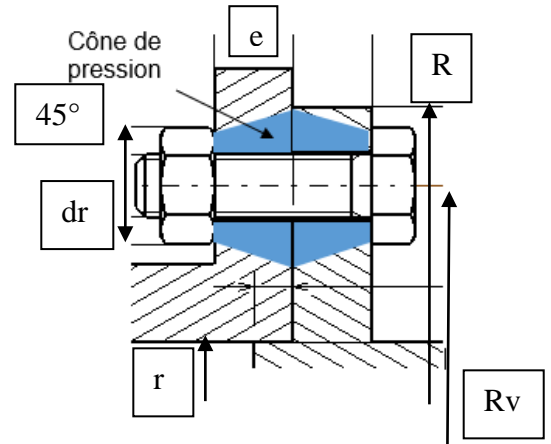
$$R - R_v > d_r/2 + e$$

$$R_v - r > d_r/2 + e$$

$$\text{AN : } 55 - 40 > 12/2 + 8$$

$$\text{Et } 40 - 25 > 12/2 + 8$$

\Rightarrow critère vérifié



- Effort presseur :

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

$$\text{AN : } N = 47\,761\text{ N}$$

- Nombre de vis : n_v

Les pressions de contacts sont supposées uniformes et ces zones se chevauchent :

$$n_v \cdot d_c > \pi \cdot D_v \Leftrightarrow n_v > \frac{\pi \cdot D_v}{d_c}$$

$$\text{et } d_c = d_r + 2e$$

$$\text{AN : } n_v = 9 \Rightarrow \text{critère vérifié (10 vis)}$$

- Effort presseur par vis :

$$F_v = \frac{N}{n_v}$$

$$\text{AN : } F_v = 47\,761/10 = 4776\text{ N}$$

- Qualité des vis et couple de serrage:

$$F_{\text{maxi}} = 0,9 \cdot R_e \cdot S_{eq} \Leftrightarrow R_e = F_{\text{maxi}}/(0,9 \cdot S_{eq})$$

$$\text{AN : } R_e = 4776/(0,9 \cdot 20,1) = 264\text{ MPa}$$

Une vis de qualité 5.6 ($R_e = 300\text{ MPa}$), convient à l'application. Pour davantage de sécurité, une vis de qualité 4.8 ($R_e = 320\text{ MPa}$) pourra être retenue.

Couple de serrage :

$$C = (0,16p + 0,583 \cdot f_t \cdot d_2 + 0,5 \cdot f_t \cdot D_m) \cdot F$$

$$\text{AN : } C = (0,16 \times 1 + 0,583 \times 0,1 \times 5,35 + 0,5 \times 0,1 \times 8) \cdot 4776$$

$$= 4164\text{ Nmm} \approx 4,2\text{ Nm}$$

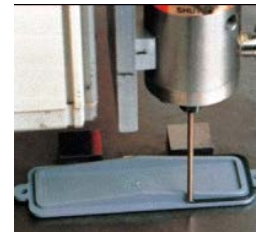
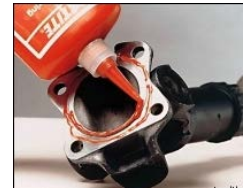
V. FT4 : Assurer l'étanchéité

Les joints d'étanchéités permettent d'assurer la fonction d'étanchéité en empêchant le passage d'un fluide entre 2 parties mécaniques. Si les deux parties mécaniques sont fixes l'une par rapport à l'autre, l'étanchéité est dite statique. Si ces deux parties sont en mouvement relatif l'une par rapport à l'autre, l'étanchéité est dite dynamique.

Lors d'une réalisation d'une liaison encastrement par appui plan prépondérant, l'étanchéité est couramment réalisée par une garniture de matériau disposée entre deux faces serrées l'une contre l'autre. Les joints empêchent la fuite du fluide en formant des barrières imperméables.

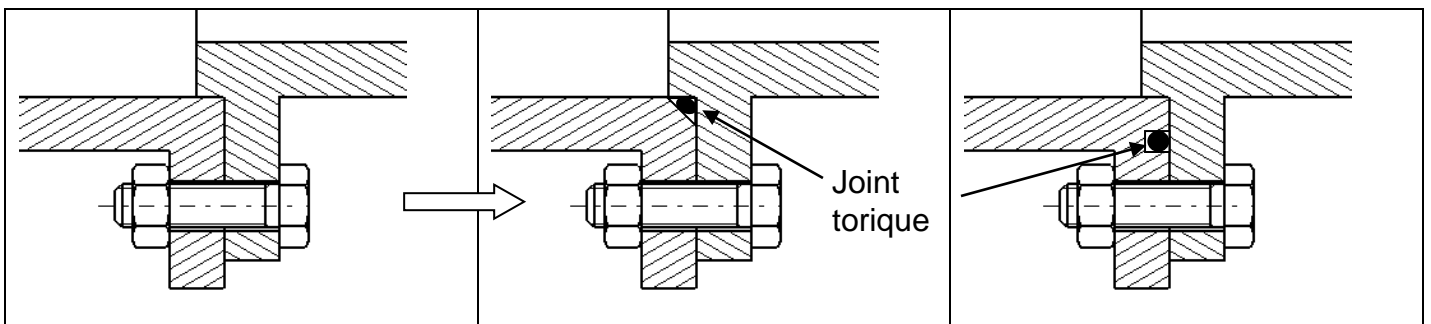
Il existe trois types de garnitures des plans de joint :

- **Les joints comprimés classiques, prédécoupés**, faits de papier, de caoutchouc, de liège, de métal et d'autres matériaux.
- **Les joints assemblés liquide (JAL)**, qui sont appliqués à l'état **liquide** sur l'une des surfaces du plan de joint avant l'assemblage des pièces. Lors de l'assemblage, le produit d'étanchéité s'étale entre les faces du joint, comblant les jeux, les vides, les éraflures et les irrégularités de la surface. Après l'assemblage, le joint polymérise et assure une étanchéité durable.
- **Les joints pré-polymérisés (JPP)**, qui sont appliqués sous forme liquide par des robots de dépose, sous la forme de cordons précisément tracés sur l'une des faces. Le cordon pré-appliqué est ensuite polymérisé aux ultraviolets, formant ainsi un matériau élastomère qui adhère à la surface du plan de joint. L'étanchéité est réalisée par la compression du



joint polymérisé au cours de l'assemblage des pièces.

L'étanchéité peut également être réalisée au niveau du centrage court. Dans ce cas, **le joint torique** est très utilisé. Il convient parfaitement aux applications statiques et à certaines applications dynamiques (vitesse réduite et pression modérée). Il est économique, léger, peu encombrant, facile à monter, fiable en service et nécessite peu d'entretien. Il est disponible dans des milliers de dimensions et dans de nombreuses nuances d'élastomères (nitrile, viton...).

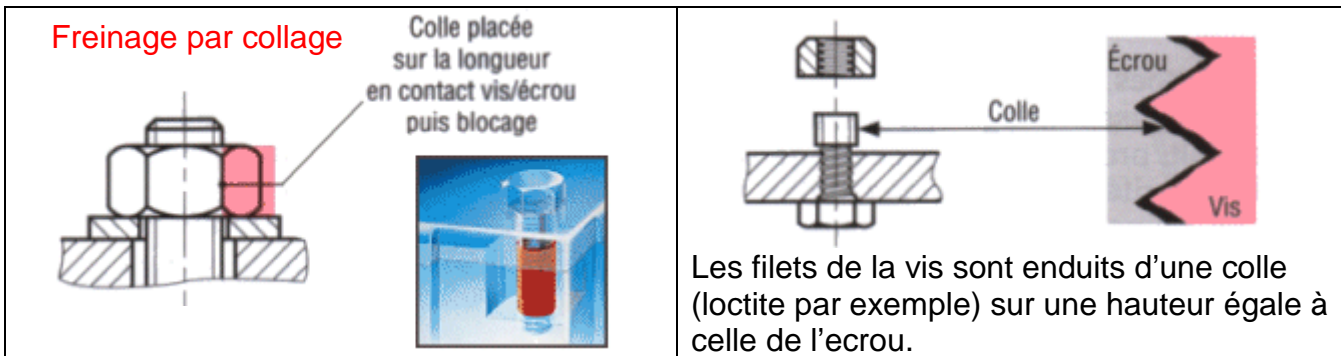
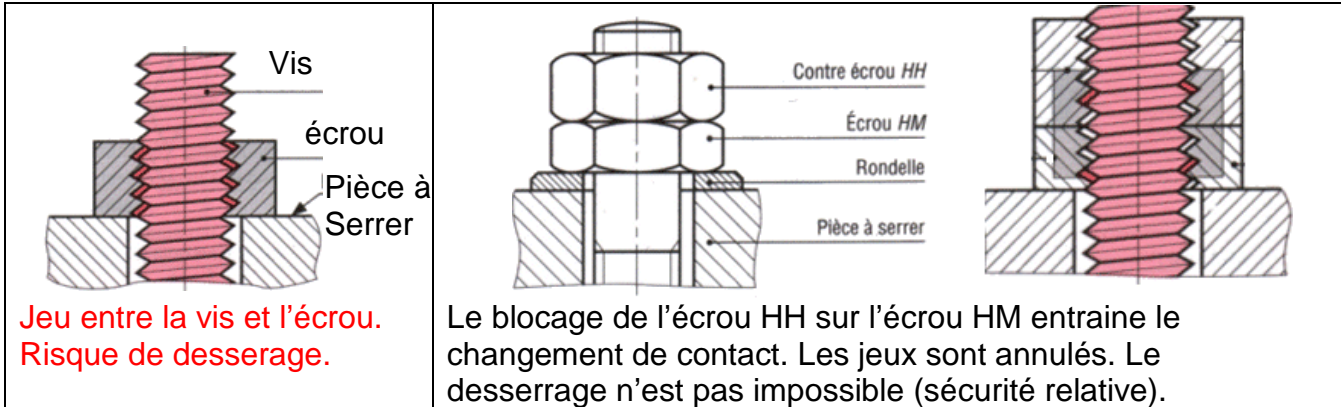


Remarque : il existe d'autres solutions d'étanchéité pour des configurations différentes. Il faudra consulter des sources spécifiques pour la conception d'une solution adaptée au problème posé.

VI. FT5 : Assurer la fiabilité

Les chocs, les vibrations répétées ou les augmentations de températures auxquels est soumis un assemblage vis/écrou peuvent entraîner des pertes de pression de contact et donc provoquer un desserrage de l'assemblage.

Les freins d'écrous et de vis sont des dispositifs de sécurité ayant pour fonction de s'opposer au desserrage.



Écrou élastique PAL :



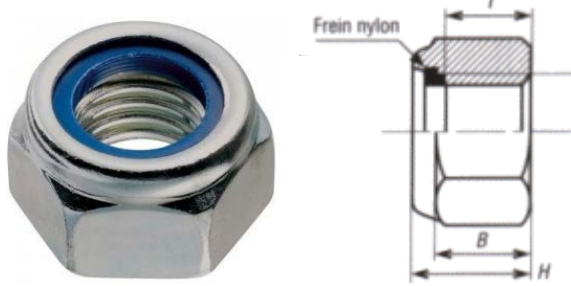
L'écrou PAL s'utilise pour l'assemblage de pièces légères en métal ou en matière plastique. Il ne doit pas subir d'effort important.

Écrou Haute température MHT:



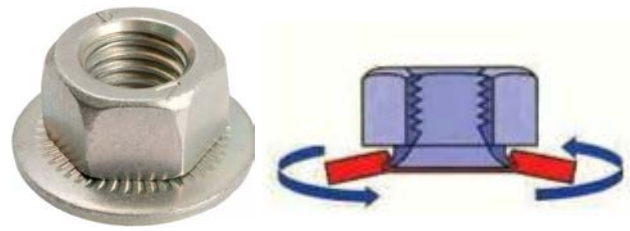
Cet écrou se présente comme un écrou ordinaire prolongé par une partie conique qui assure le freinage. Il est recommandé pour des assemblages soumis à des températures allant jusqu'à 550°C.

Ecrou « Nylstop » à frein incorporé:



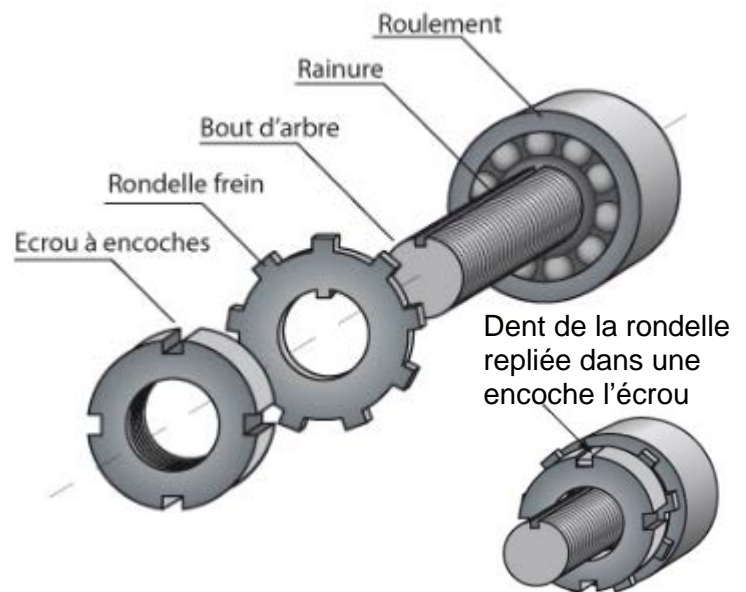
La bague interne en nylon se déforme autour des filets à mesure que l'écrou est serré sur la vis, assurant ainsi un serrage ferme, sans vibration sur la vis.

Ecrou « Twolock » :

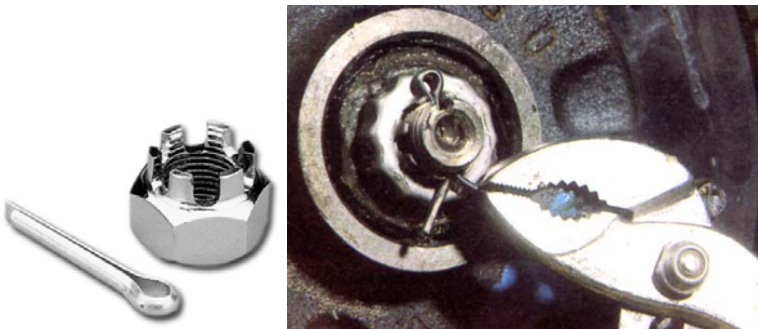


Le système TWOLOK résulte de l'assemblage d'un écrou et d'une rondelle de blocage. L'ensemble est serti, libre en rotation, et forme un bloc homogène indissociable. La déformation élastique de la rondelle limite les pertes de pression de contact et la denture de la rondelle s'oppose au devissage de l'écrou.

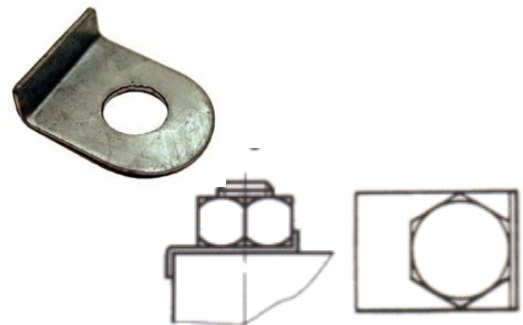
Ecrou à encoches et rondelles à languettes (frein par obstacle) - liaison complète rigide démontable à sécurité absolue :



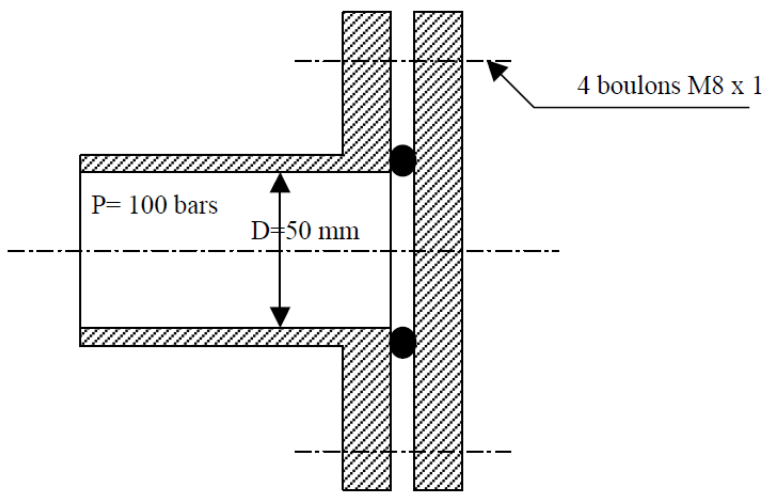
Ecrou à creux et goupille (frein par obstacle) - liaison complète rigide démontable à sécurité absolue :



Frein en tôle ou plaquettes arretaires (frein par obstacle) - liaison complète rigide démontable à sécurité absolue :



Exercice :



Pour assurer l'écrasement du joint il faut exercer un effort total (avec les 4 vis) de $F_s = 40 \text{ daN}$.

Déterminer la classe des boulons à utiliser pour résister à une pression $P = 100 \text{ bars}$.

$1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa} = 0,1 \text{ Mpa}$