

Conception & Analyse

Guidage en rotation : généralités,
contact direct et paliers

Équipe pédagogique CONAN

Objectifs

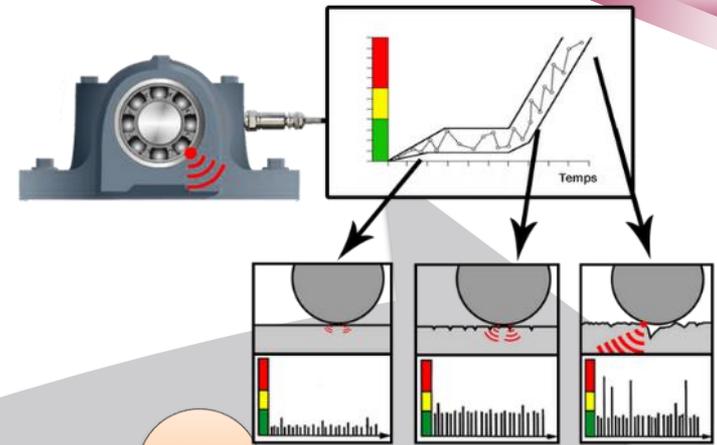
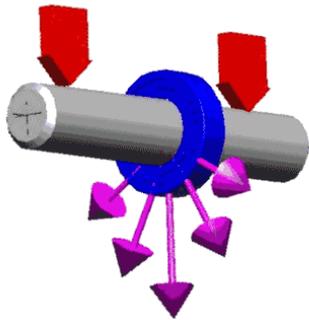
- Analyser la liaison pivot d'un point de vue fonctionnel sous ses 4 aspects : précision, efforts transmissibles, rendement, fiabilité
- Connaître les **principales solutions constructives** associées à la liaison pivot : contact direct, paliers lisses, roulements, coussinets, paliers hydrodynamique et hydrostatique, paliers magnétiques, paliers aérodynamique...
- Modéliser **une liaison par contact direct** afin d'en obtenir un dimensionnement.
- A partir du torseur d'actions transmissibles et des exigences de précision de la liaison, **choisir un composant de type coussinet ou roulement**
- Associer au composant choisi **les jeux et surfaces fonctionnelles appropriées**, savoir en préciser les **conditions de montage** compatible avec le cahier des charges (rigidité, maintenabilité, outillage...)
- Connaître les conditions **de lubrification et d'étanchéité** nécessaires pour assurer la durée de vie et la fiabilité de la liaison dans le temps.



Analyse fonctionnelle de la liaison pivot



Analyse fonctionnelle d'une liaison pivot



Fonction
Fiabilité

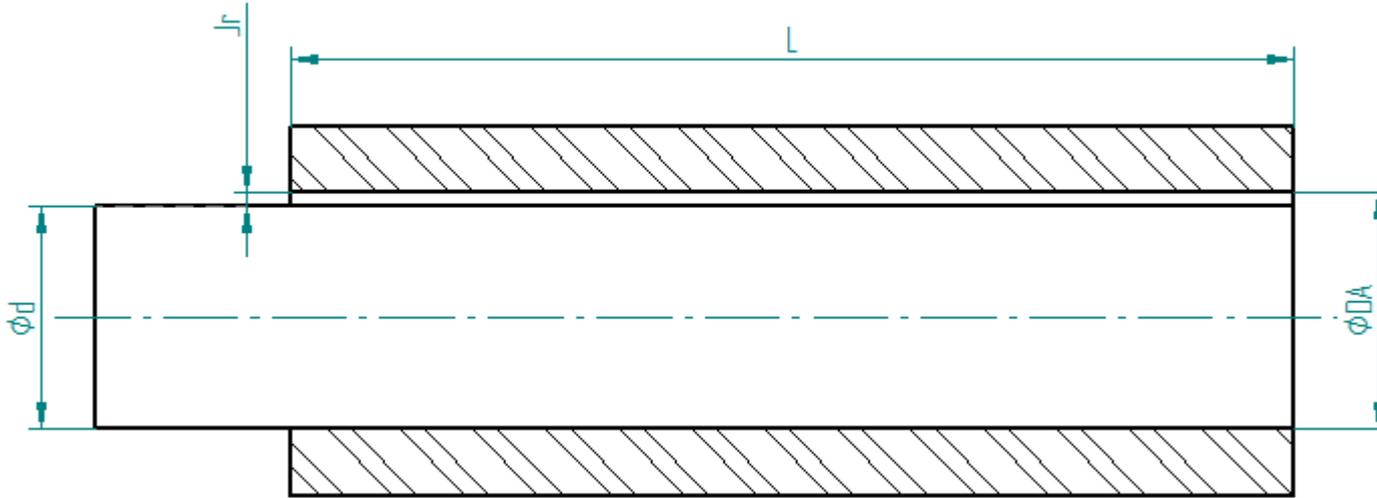
« Fonction »
Rendement

Fonction
transmission
d'efforts

Fonction
guidage

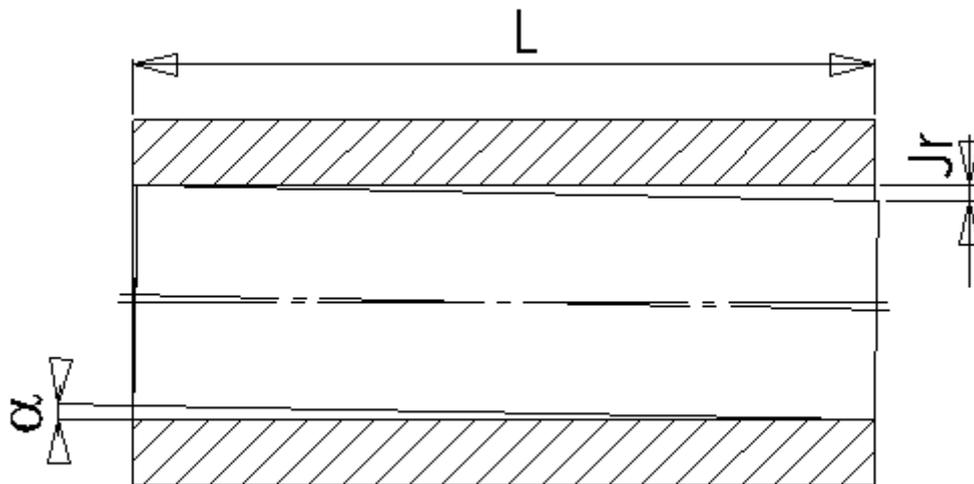


Fonction guidage : jeu radial



*La façon la plus simple d'obtenir un guidage en rotation est de monter **un arbre** dans **un alésage**. La nécessité d'obtenir un mouvement relatif entre les deux impose un **jeu radial J_r** au montage.*

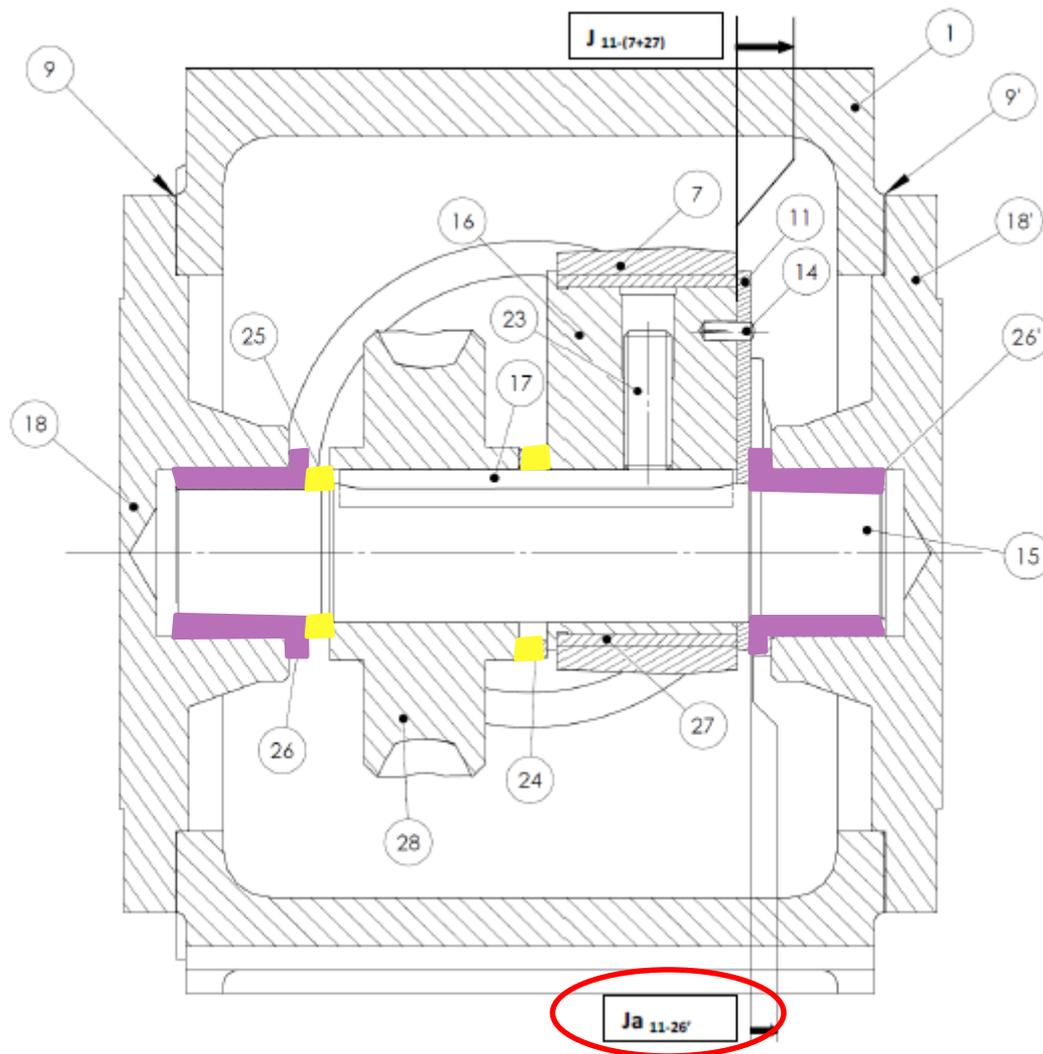
Fonction guidage : angle de rotulage



Nécessairement ce jeu radial entraîne la possibilité pour l'arbre de se désorienter angulairement : c'est l'angle de rotulage α .

On constate que $\tan \alpha \approx \alpha = Jr/L$, L étant la portée du guidage

Fonction guidage : jeu axial

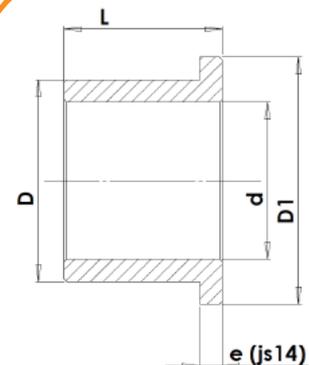
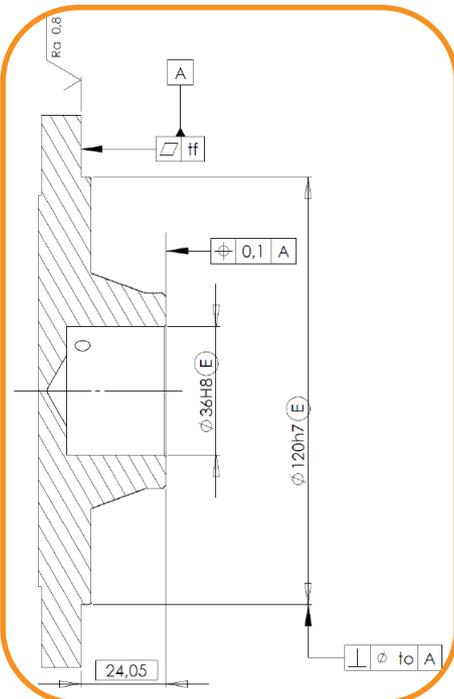
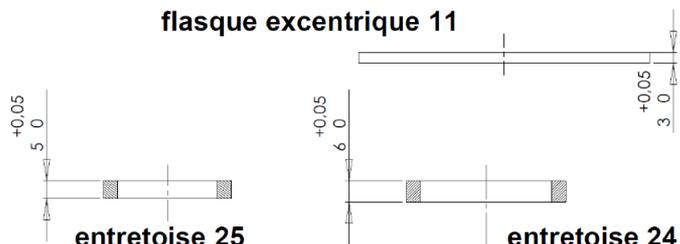


Pour compléter le guidage en rotation, il convient d'ajouter des arrêts axiaux empêchant le mouvement de translation axial. La mobilité relative impose là-encore un jeu axial J_a .

Dans le cas des roulements, le jeu axial interne au roulement doit être pris en compte. Il peut être diminué par une précharge axiale correctement choisie.

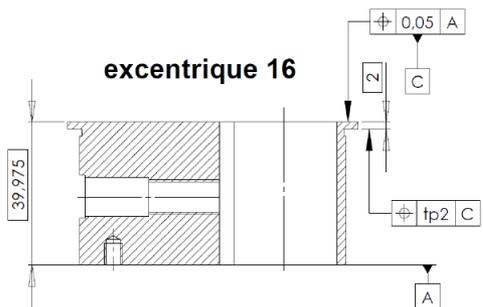
Données des pièces

flasque excentrique 11



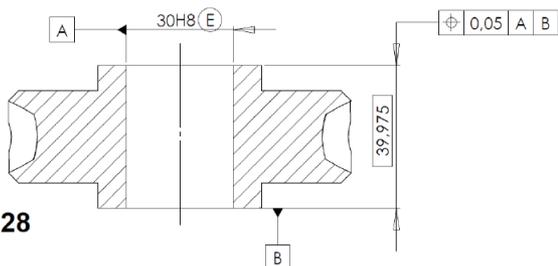
d	D	D1	e
20	26	32	3
22	28	34	3
25	32	39	3,5
28	36	44	4
30	38	46	4
32	40	48	4
36	45,8	54	4,5

excentrique 16



principaux degrés de tolérances (IT) ISO en micromètre

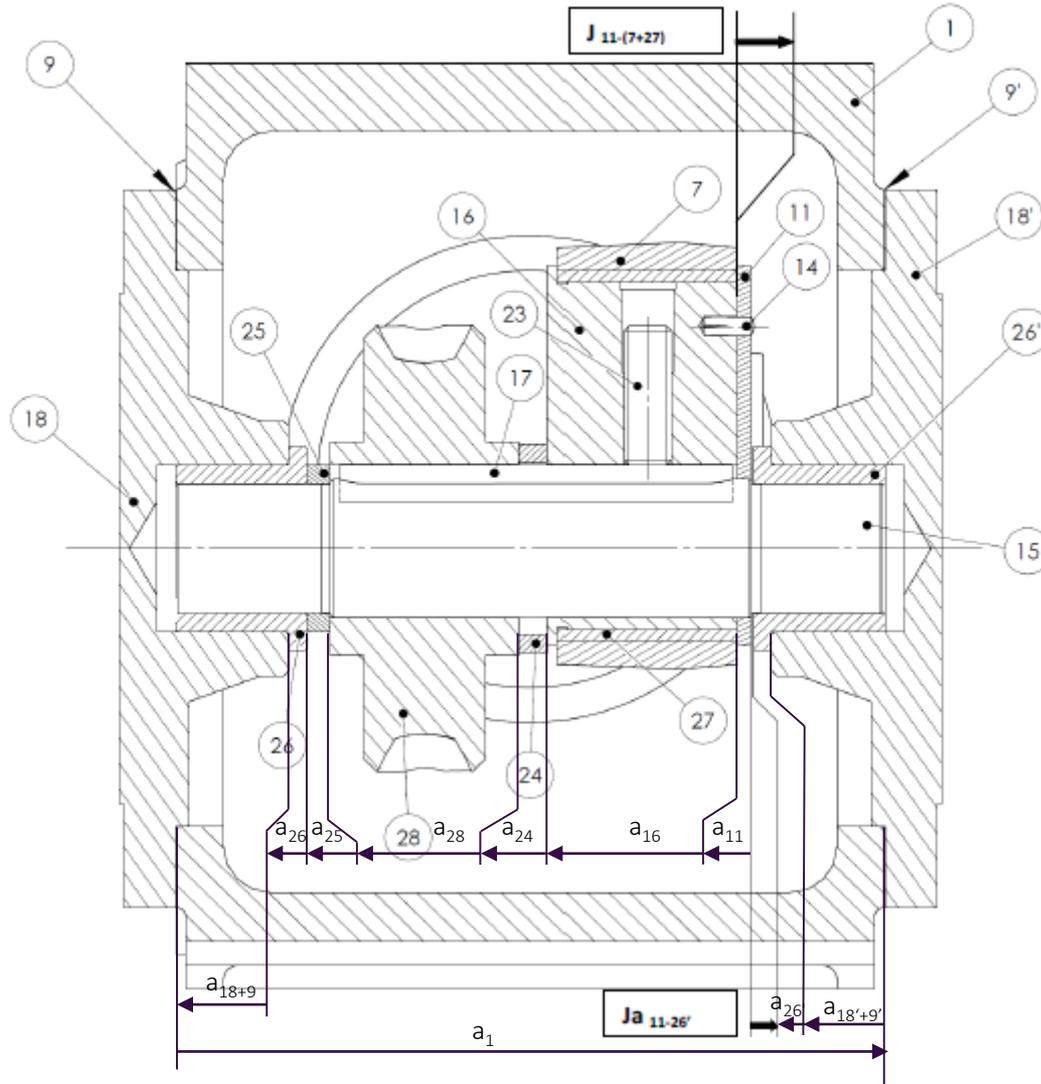
au-delà de	3 mm	6 mm	10 mm	18 mm	30 mm
à inclus	6 mm	10 mm	18 mm	30 mm	50 mm
IT10	48	58	70	84	100
IT11	75	90	110	130	160
IT12	120	150	180	210	250
IT13	180	220	270	330	390
IT14	300	360	430	520	620



roue en bronze 28

l'épaisseur e des joints 9 et 9' comprise entre 0,15 < e < 0,20 mm est fonction des conditions de serrage.

Fonction guidage : jeu axial

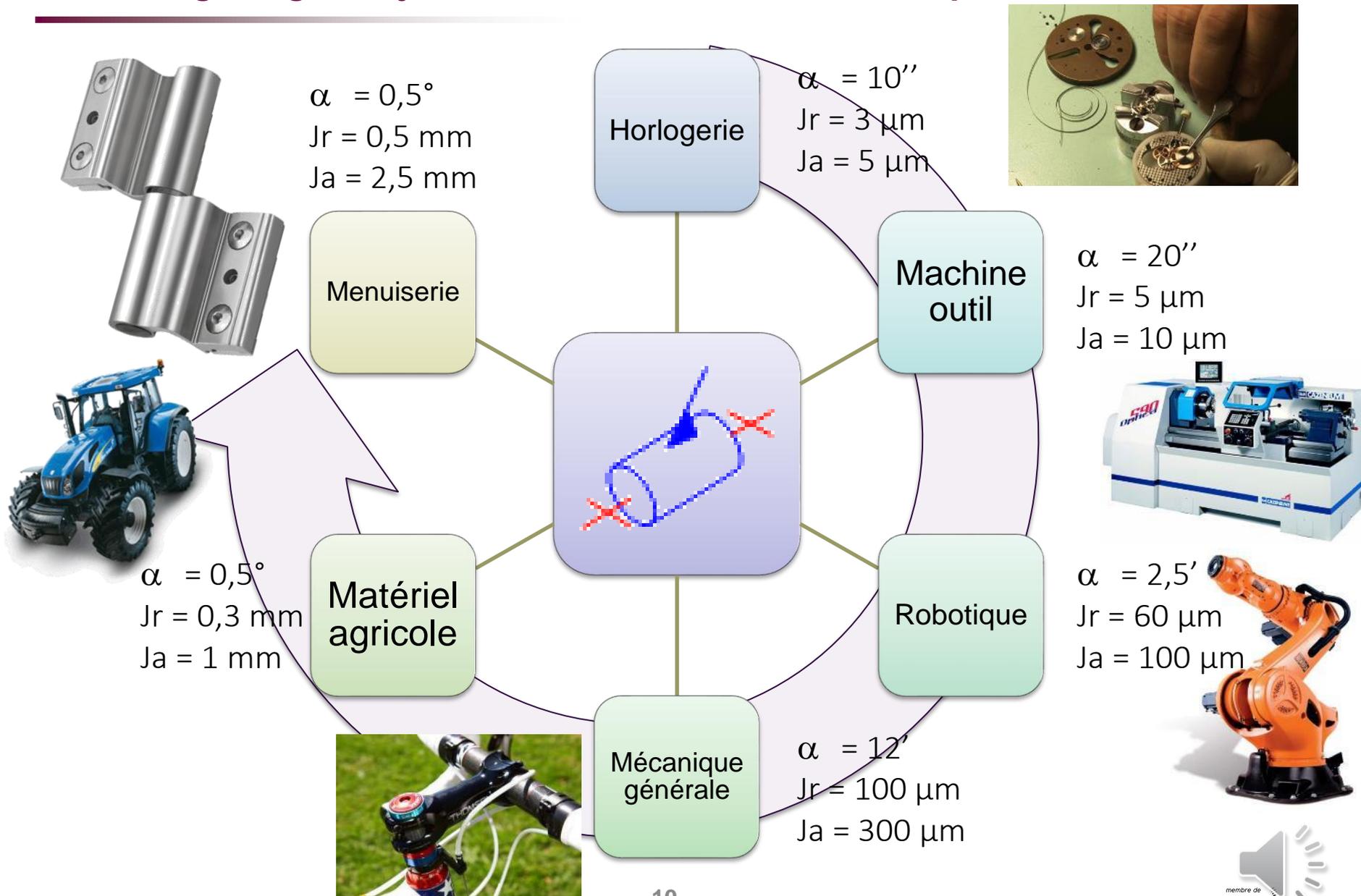


On souhaite Ja_{mini} de 0,1 afin de garantir la rotation en fonctionnement ($T = 70^\circ\text{C}$) :

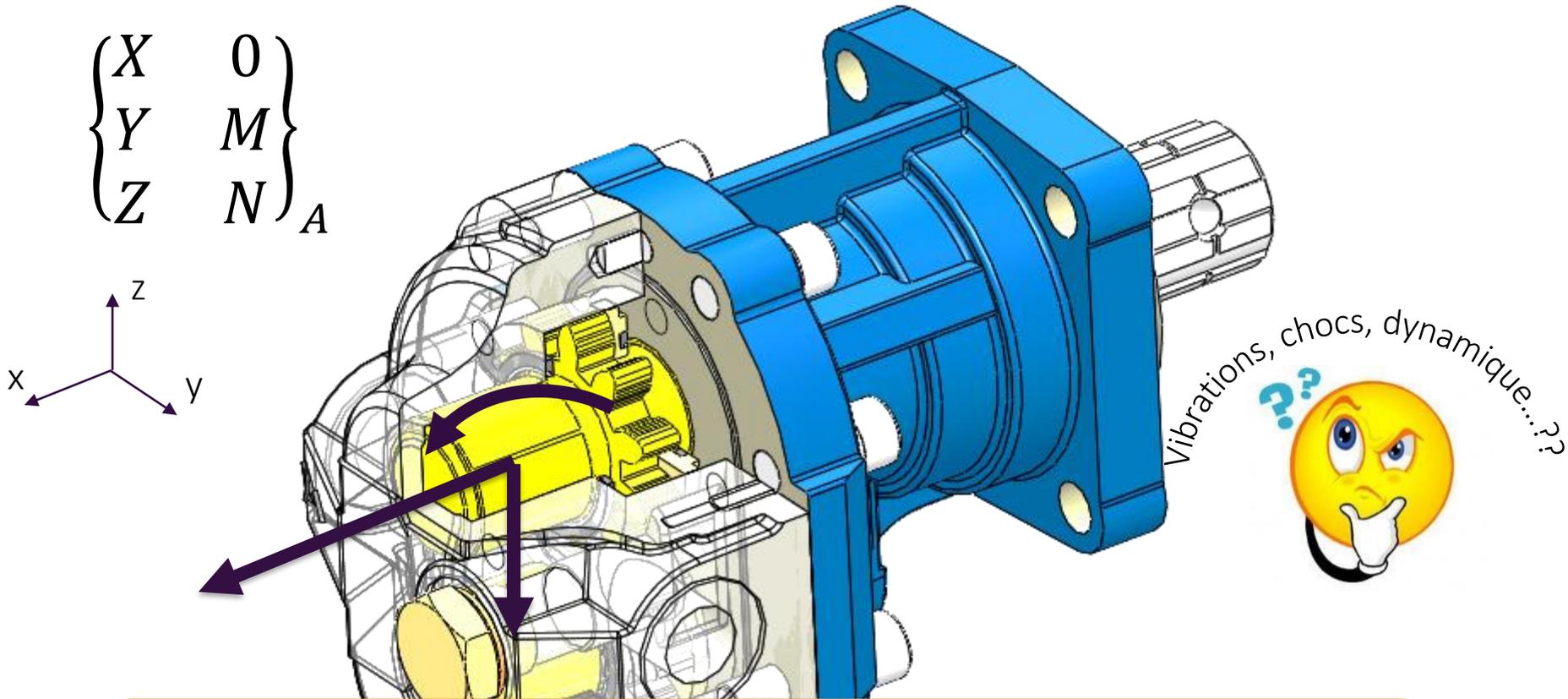
$$\begin{aligned}
 Ja_{\text{mini}} &= a_{1\text{mini}} - a_{11\text{maxi}} - \\
 &a_{16\text{maxi}} - a_{24\text{maxi}} - a_{28\text{maxi}} - \\
 &a_{25\text{maxi}} - a_{26\text{maxi}} - a_{18\text{maxi}} - \\
 &a_{9\text{maxi}} - a_{18'\text{maxi}} - a_{9'\text{maxi}} - \\
 &a_{26'\text{maxi}} \\
 &= 149,9 - 3,05 - 40 - 6,05 - \\
 &40 - 5,05 - 4,15 - 24,1 - \\
 &0,2 - 24,1 - 0,2 - 4,15 \\
 &= -2,95 \text{ mm...}
 \end{aligned}$$

Il faut diminuer l'épaisseur de l'entretoise 24 de 3,05 mm soit $a_{24\text{maxi}} = 3 \text{ mm}$

Fonction guidage : objectif de réalisation d'une liaison pivot



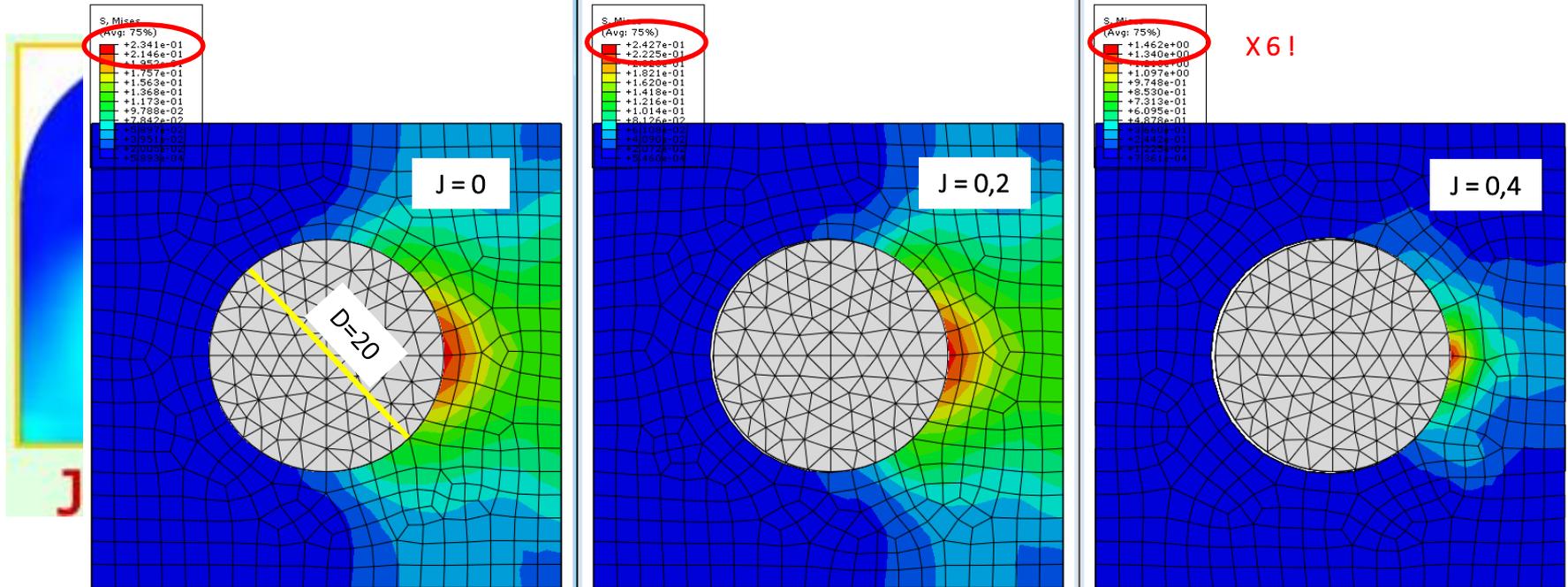
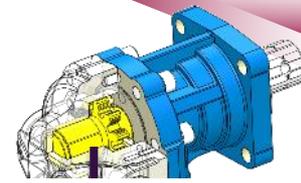
Fonction transmission d'efforts : torseurs d'efforts transmissibles



La symétrie de révolution permet d'identifier 3 chargements distincts :

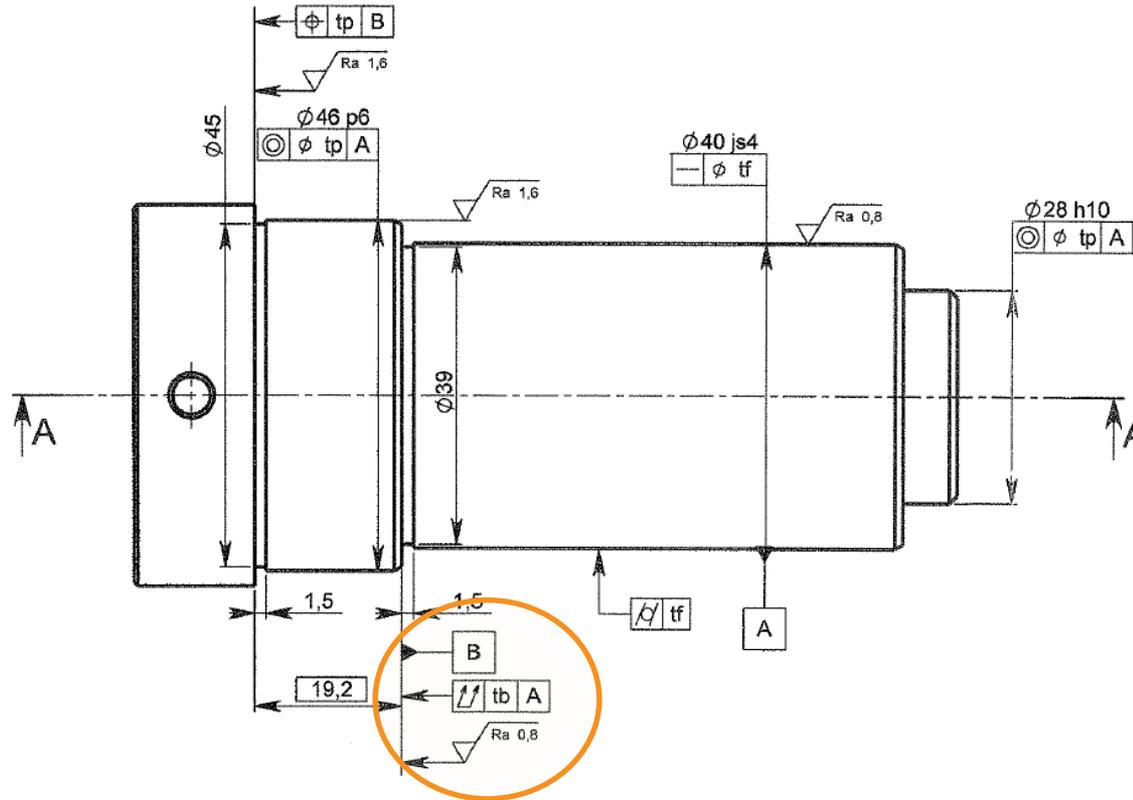
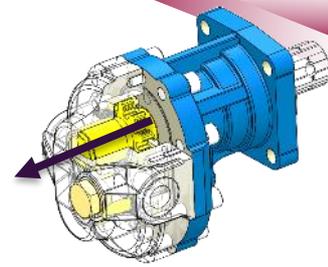
- La charge radiale $(Y^2+Z^2)^{1/2}$ que par la suite on appellera F_r
- La charge axiale X
- Le moment fléchissant $C = (M^2+N^2)^{1/2}$

Fonction transmission d'efforts : chargement radial



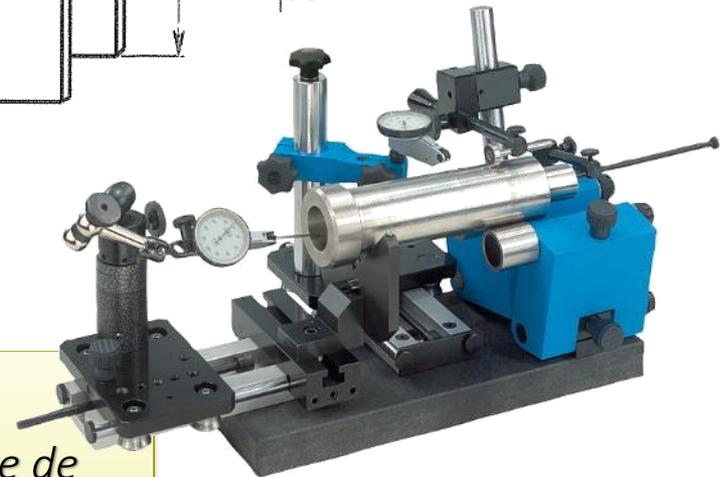
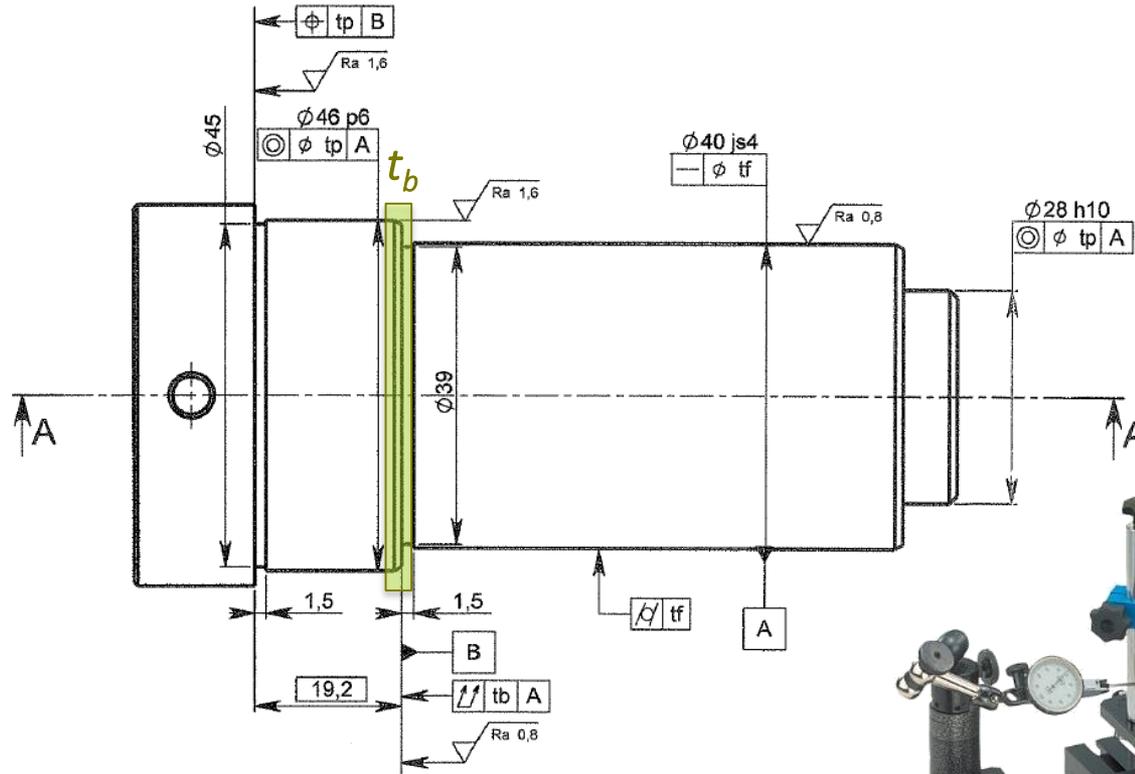
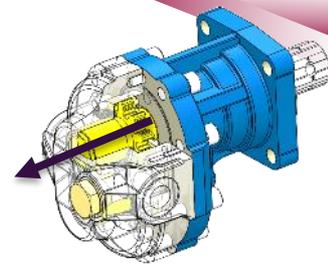
Le chargement radial est repris par la surface cylindrique à l'aplomb du chargement. Au-delà du diamètre $\varnothing d$ et de la portée L , l'influence du jeu radial sur la pression de contact est déterminante pour la capacité de la liaison à reprendre ce chargement. Nous verrons plus loin comment en tenir compte.

Fonction transmission d'efforts : effort axial



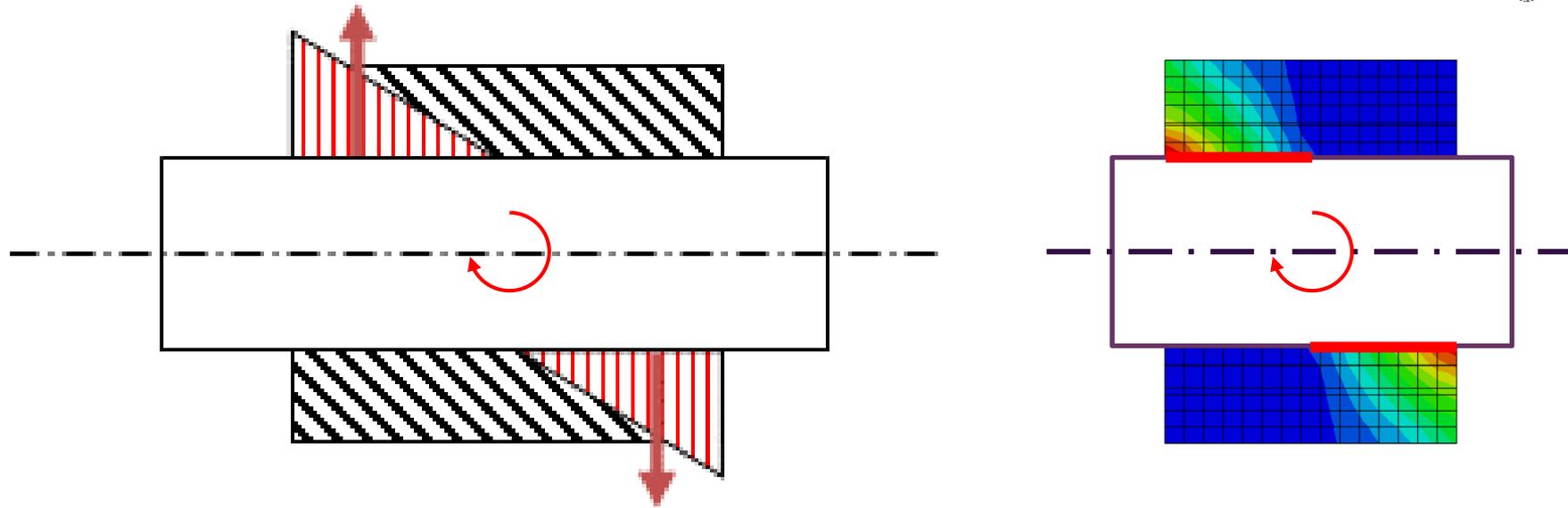
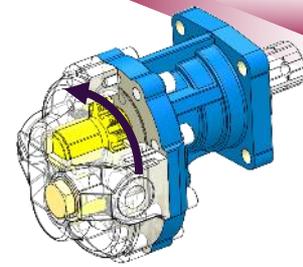
Le chargement axial est repris habituellement par une surface plane perpendiculaire à l'axe de la liaison. Cette surface devra être limitée en taille pour éviter l'hyperstatisme de liaison ET correctement spécifiée pour assurer un montage et une reprise des efforts corrects.

Rappel : contrôle d'un battement total axial



Le tolérancement par battement total axial est particulièrement approprié à un épaulement d'arbre de pivot : la zone de tolérance est similaire à une perpendicularité mais le contrôle se fait en tournant la pièce autour de l'axe de référence ce qui est plus réaliste.

Fonction transmission d'efforts : moment fléchissant



Le moment fléchissant entraîne des pressions de contacts maximales aux extrémités de la liaison, lieu de concentrations de contraintes : ce sont les effets de bords, particulièrement néfastes. La localisation des contacts (réalisation type rotule + linéaire annulaire) permet de mieux contrôler le phénomène.

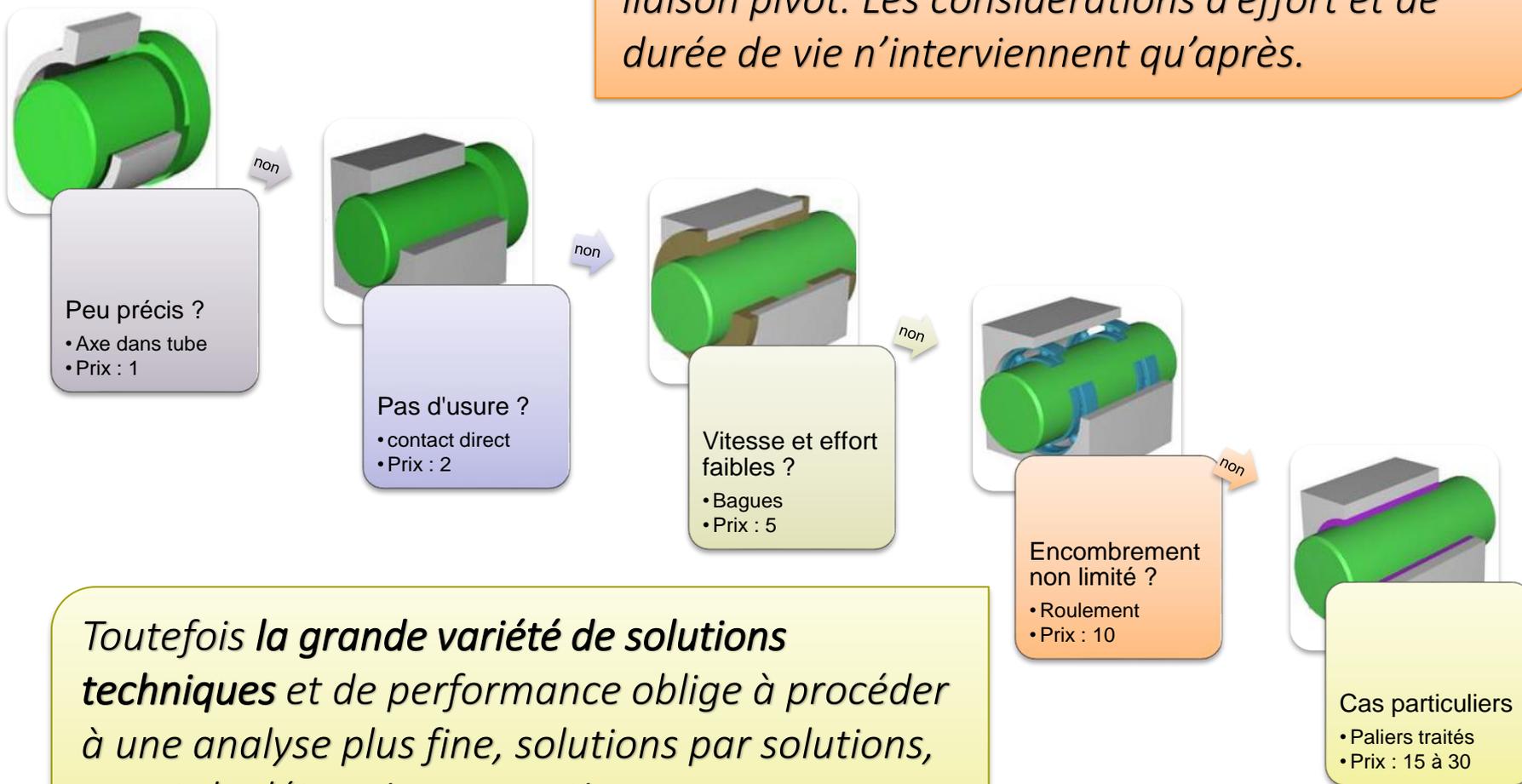
Fonction fiabilité : notion de durée de vie des systèmes



Petit outillage	< 150h	Hydraulique fixe	10000 à 20000	Concasseur, broyeur	15000 à 40000
Outillage pro	100 à 500	Machine bureau	1500 à 13000	Réducteurs	20000 à 50000
Appareils ménagers	200 à 2200	Appareil manuel	2000 à 15000	Machine textile	50000 à 65000
Machine agricole	500 à 16000	Laminoir	2000 à 20000	Machine outil	20000 à 80000
Automobile	900 à 10000	Compresseur, 8h/jour	2600 à 20000	Machine impression	40000 à 100000
Travaux publics	1000 à 10000	Machine construction	10000 à 50000	Machine 24h/24	50000 à 60000
Machine intermittente	4000 à 80000	Machine 8h/jour	12000 à 30000	Machine papeterie	> 75000 h

Conclusion sur l'analyse de la liaison pivot

La précision exigée pilote la conception d'une liaison pivot. Les considérations d'effort et de durée de vie n'interviennent qu'après.



Toutefois la grande variété de solutions techniques et de performance oblige à procéder à une analyse plus fine, solutions par solutions, avant de déterminer un optimum...

Solutions techniques

Contact direct



Précision du contact direct

Cas d'emploi		Arbres (position)	Alésages				
			H6	H7	H8	H9	H11
Pièces mobiles l'une par rapport à l'autre	Cas ordinaire des pièces tournant ou glissant dans une bague ou palier	e		7	8	9	
		f	6	6-7	7		
	Pièces avec guidage précis pour mouvement de faible amplitude	g	5	6			

De H9e9 à H6g5, Jr_{maxi} varie de 144 μm à 29 μm pour $\varnothing d = 30mm$, 246 μm à 49 μm pour $\varnothing d = 100mm$.



$\alpha = 0,5^\circ$
 $Jr = 0,3 \text{ mm}$
 $Ja = 1 \text{ mm}$



$\alpha = 12'$
 $Jr = 100 \mu m$
 $Ja = 300 \mu m$

Plus de jeu, moins de surface de contact, quelle influence sur la pression ?

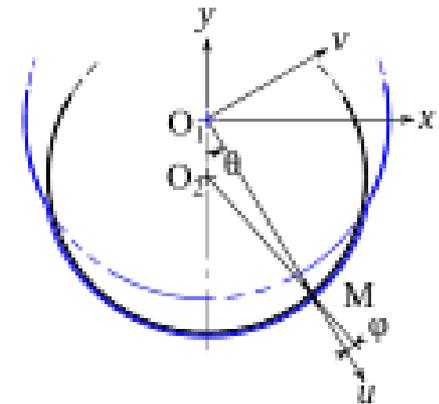
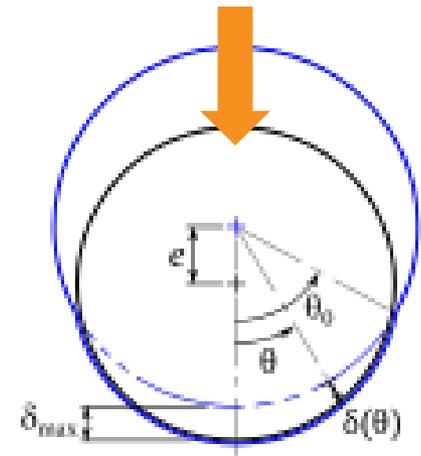
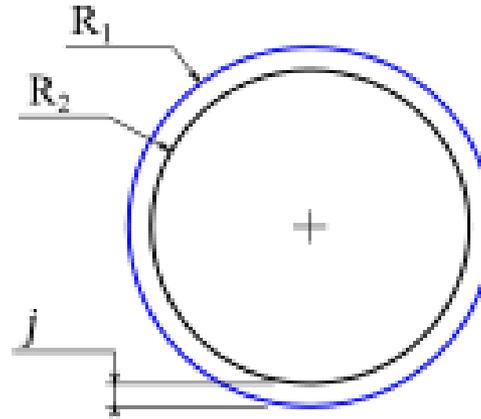
$\alpha = 2,5'$
 $Jr = 60 \mu m$
 $Ja = 100 \mu m$



Relation jeu radial, effort radial et pression de contact

EFFORT RADIAL

Par Cdang — Travail personnel; from M. Aublin et al., Systèmes mécaniques : théorie et dimensionnement, Dunod (paris, 1992), ISBN 2-10-001051-4, p.120, CC BY-SA 4.0, <https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=45334078>



1^{er} modèle de contact : la pression est proportionnelle au cosinus de l'angle θ :

$$p(\theta) = A \cdot \cos(\theta) + B$$

sous la charge radiale, l'arbre déforme l'alésage :

$$\delta(\theta) = j \cdot \left(\frac{\cos(\theta)}{\cos(\theta_0)} - 1 \right).$$

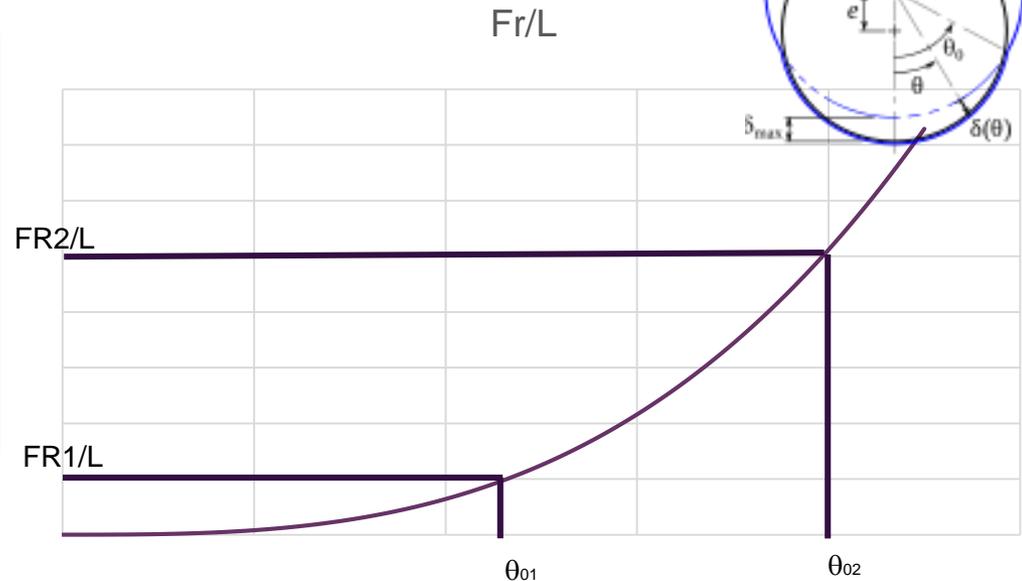
La pression de contact est calculée à partir de cette déformation selon une relation de type :

$$p(\theta) = K \delta^\alpha(\theta)$$



- K (« raideur ») dépend des conditions de montage, diamètre, matériau, jeu...
- θ_0 ne peut pas non plus être déterminé de façon théorique
→ déterminés expérimentalement

$$p(\theta) = K\delta^\alpha(\theta)$$



Mais en considérant que $\alpha = 1$, on peut déjà obtenir la répartition de pression de type

$$p(\theta) = p_M \cos\theta$$

p_M étant la pression maximale

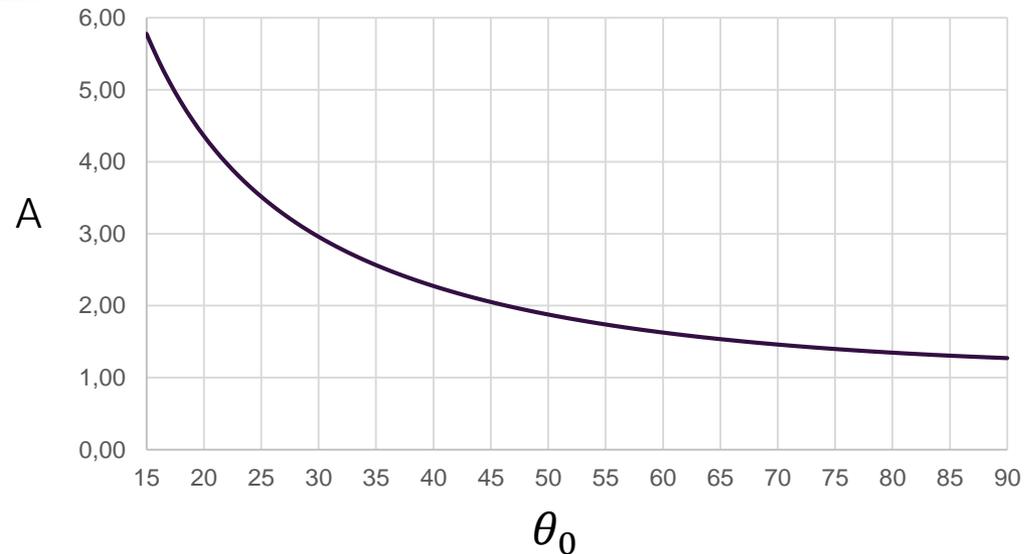
Relation jeu radial, effort radial et pression de contact

En intégrant cette relation avec F_r l'effort radial, on trouve :

$$p_M = A \cdot \frac{F_r}{L \cdot d}$$

avec

$$A = 4 \frac{1 - \cos(\theta_0)}{2\theta_0 - \sin(2\theta_0)}$$



Angle de portée θ_0	90	80	70	60	50	40	30	20	15
Facteur A	1,27	1,35	1,46	1,63	1,88	2,27	2,96	4,36	5,78

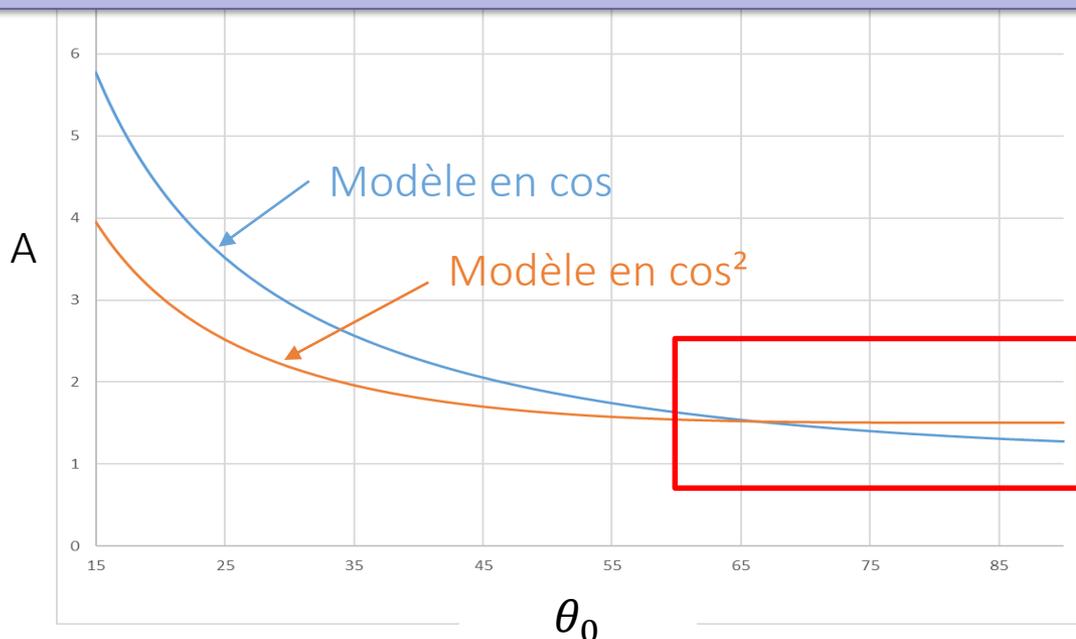
Pour $\theta_0 = 90^\circ$ (jeu nul) : $p_M = \frac{4}{\pi} \frac{F_r}{L \cdot d}$

Pour $\theta_0 : 60^\circ \rightarrow 90^\circ$, $A : 1,63 \rightarrow 1,27$: écart de plus de 20% !

Mauvaise maîtrise d'un paramètre très influent \rightarrow nouveau modèle !

2^{ème} modèle de contact : la pression est proportionnelle au cosinus carré de l'angle θ : $p(\theta) = p_M \cos^2(\theta)$

Avec $p_M = A \cdot \frac{F_r}{L \cdot d}$ et $A = \frac{1}{\left[\sin\theta_0 - \frac{\sin^3\theta_0}{3} \right]}$



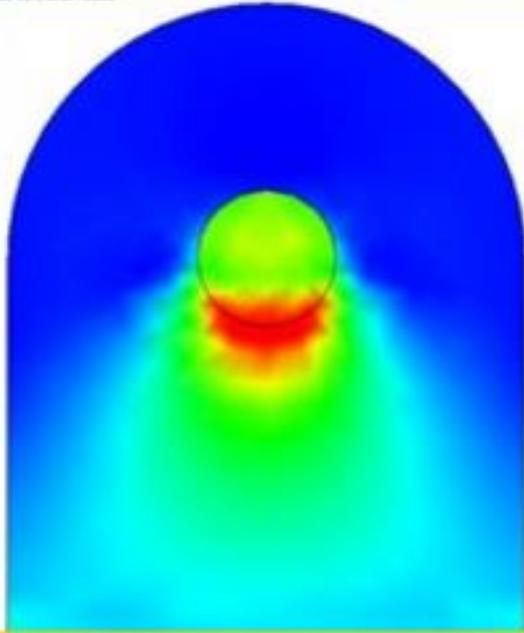
Intérêt principal du 2^{ème} modèle :
A est quasi constant pour θ_0 entre 60 et 90° !

$p_M = 1,5 \times \frac{F_r}{L \cdot d}$

Modèle de pression	Uniforme, jeu nul	Cosinus, jeu nul	Cosinus ² , jeu non nul	Cosinus, jeu non nul, θ_0 connu
Pression max	$\frac{F_r}{L \cdot d}$	$\frac{4}{\pi} \frac{F_r}{L \cdot d}$	$1,5 \times \frac{F_r}{L \cdot d}$	$4 \frac{1 - \cos(\theta_0)}{2\theta_0 - \sin(2\theta_0)} \times \frac{F_r}{L \cdot d}$

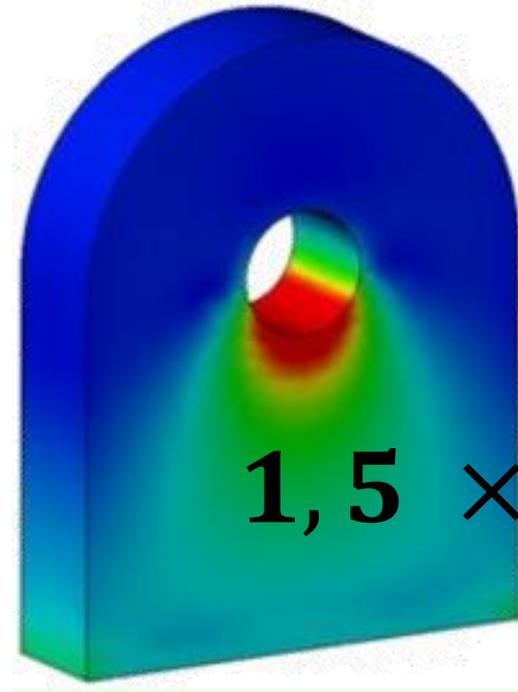
Comparaison modèle cosinus² et chargement réel

Image Composites Model



Ci-dessus une simulation (fine) d'un assemblage complet arbre alésage : les rigidités et conditions de montage sont prises en compte, ainsi que le jeu radial

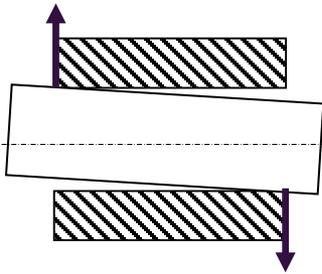
Ci-dessous une simulation de l'alésage seul avec chargement en pression selon une répartition cosinus carré : les contraintes sont sensiblement les mêmes (échelle de couleur identique...)



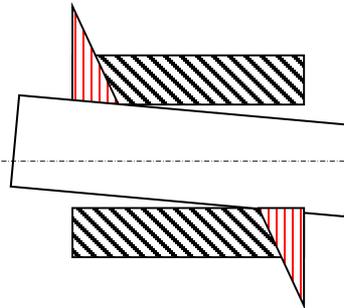
$$1,5 \times \frac{F_r}{L \cdot d}$$

membre de
 UNIVERSITÉ DE LYON

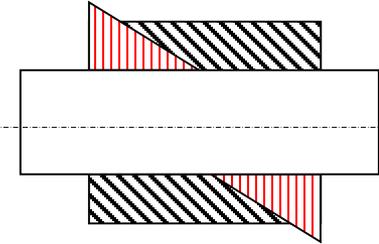
Cas du chargement en couple pur C



Jeu non nul, rigidité infinie
Distribution de p connue



Jeu non nul, Rigidité inconnue
Distribution de p inconnue



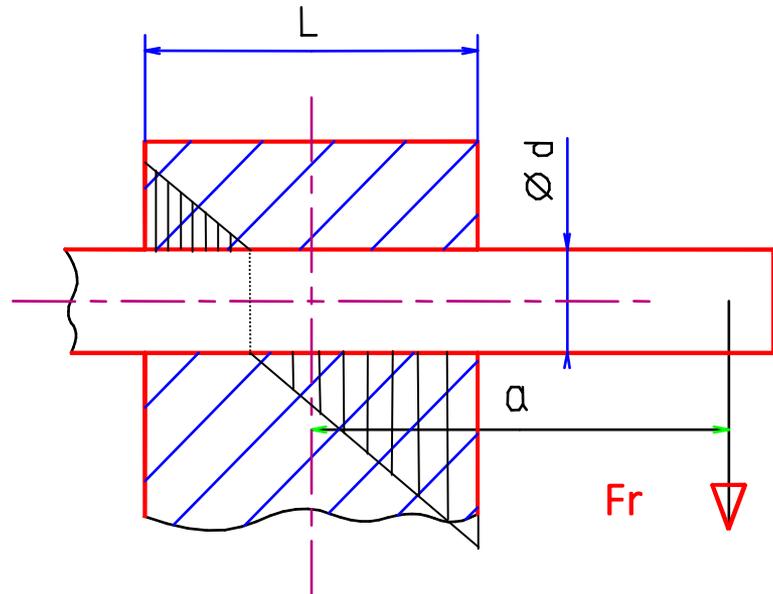
Jeu nul, Rigidité inconnue
Distribution de p connue

Compromis dans le modèle : faire cohabiter deux hypothèses :

- *pour l'effort radial, on conserve un modèle de pièce déformables et de jeu non nul.*
- *pour le calcul du couple, on suppose le jeu nul et on peut montrer que la répartition de pression modélisée ci-dessus conduit à la relation :*

$$p_M = \frac{9C}{dL^2}$$

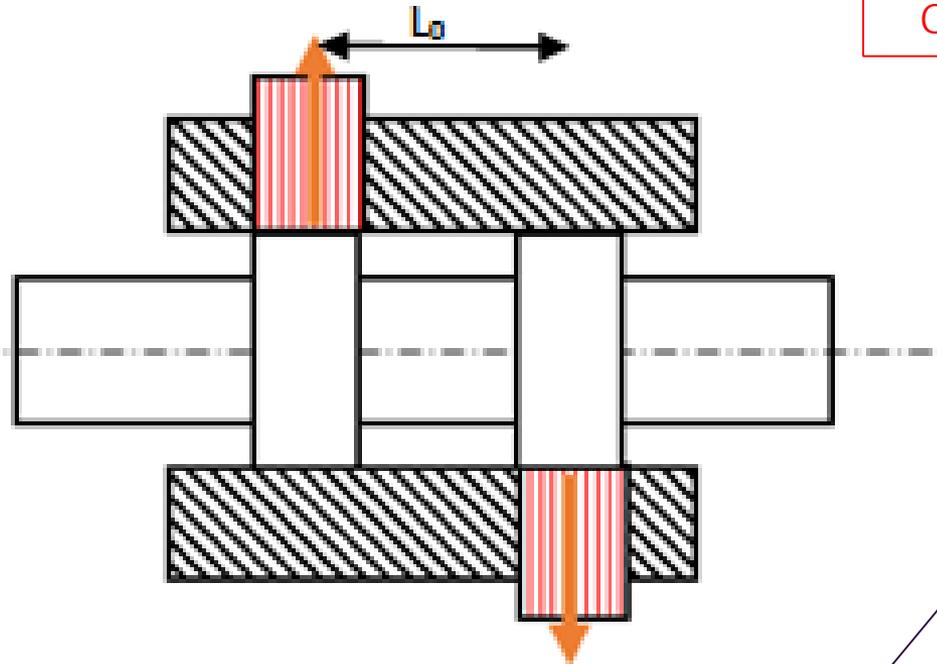
La superposition des cas précédents donne : $p_M = \frac{1.5 Fr}{L.d} + \frac{9C}{dL^2}$



Si C résulte d'une disposition excentrée de Fr alors :

$$p_M = \frac{1.5 Fr}{L.d} \left[1 + \frac{6a}{L} \right]$$

Chargement par un couple sur deux paliers distants l'un de l'autre



COUPLE PUR

CHARGE
COMBINEE

Superposition des cas précédents :
Chargement radial F_r et couple C sur deux paliers distants l'un de l'autre

$$p_M = \frac{1,5 \cdot C}{dL \cdot L_0}$$

$$p_M = \frac{1,5 F_r}{2L \cdot d} + \frac{1,5 \cdot C}{dL \cdot L_0}$$

Validation en pression

Nous connaissons p_M , il faut la comparer à la pression admissible p_{adm} des matériaux.

Rappel : la pression admissible est une notion pratique et expérimentale, utiliser les données avec prudence...



limite élastique Re

$$p_{adm} = \frac{\text{limite élastique } Re}{\left[\begin{array}{l} \text{Fonctionnement} \\ \text{mobile} = 3 \\ \text{statique} = 1,5 \end{array} \right] \times \left[\begin{array}{l} \text{Charge} \\ \text{vibrations} = 2 \\ \text{chocs} = 4 \\ \text{continu} = 1 \end{array} \right] \times \left[\begin{array}{l} \text{Contact} \\ \text{lubrifié} = 1,5 \\ \text{à sec} = 2 \end{array} \right] \times \left[\begin{array}{l} \text{Répartition} \\ \text{uniforme} = 2 \\ \text{Sinusoïdale} = 3 \end{array} \right]}$$

Exemple : pour un acier avec $Re = 500 \text{ Mpa}$, mobile, continu, à sec, sinusoïdal (coef 18) on obtient $p_{adm} = 27,8 \text{ Mpa}$ (37 Mpa en lubrifié).

En fonctionnement axial on aurait $p_{adm} = 41 \text{ MPa}$

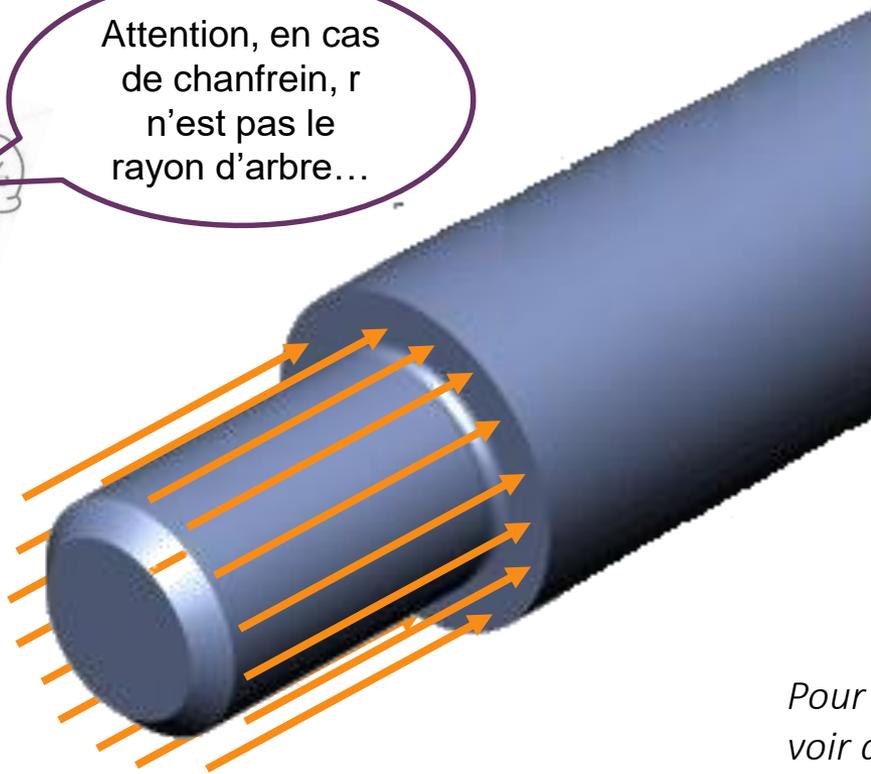
Validation en pression axiale

A vitesse de glissement faible ($< 0,01$ m/s) on vérifiera que :

$$p_M = \frac{F a}{\pi(R^2 - r^2)} < p_{adm}$$

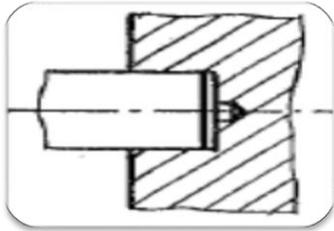


Attention, en cas
de chanfrein, r
n'est pas le
rayon d'arbre...

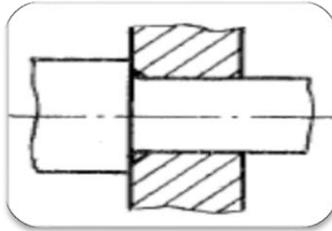


Pour des vitesses supérieures,
voir dans la partie coussinets...

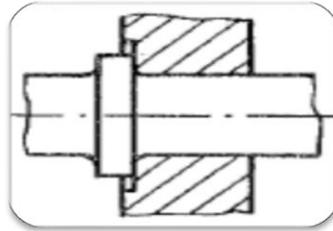
Dispositions des arrêts axiaux



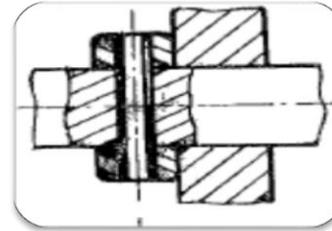
bout d'arbre



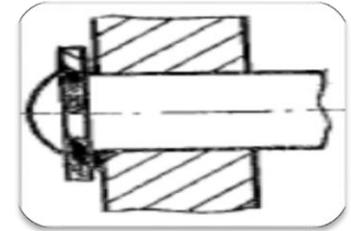
épaulement



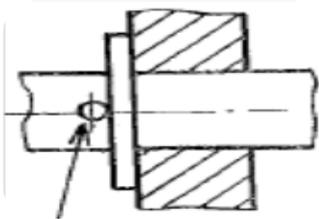
embase
décolletée



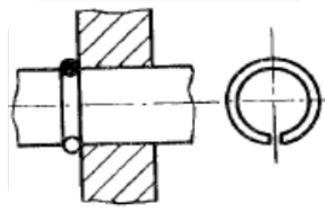
goupille



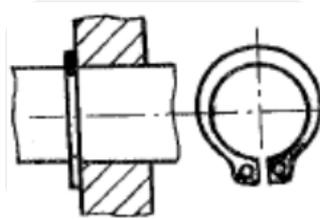
rondelle



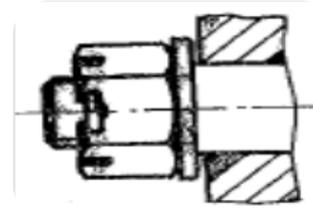
rondelle +
goupille



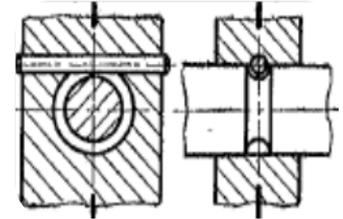
jonc



anneau
élastique



écrou +
rondelle

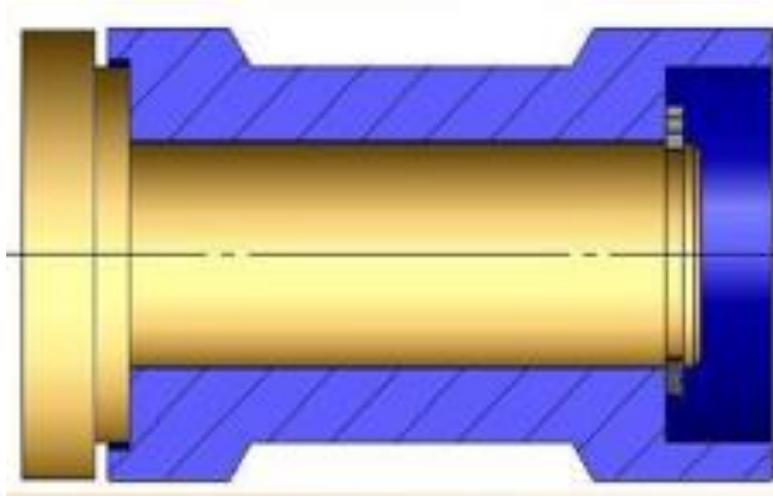


goupille
tangente

Limitation du contact direct

$P_{adm} < 35$
Mpa
environ

$V_{\text{glissement}} < 1$ m/s
en
général



Pièce
usée =
pièce
changée !

f compris
entre 0,1
et 0,3

Solutions technique

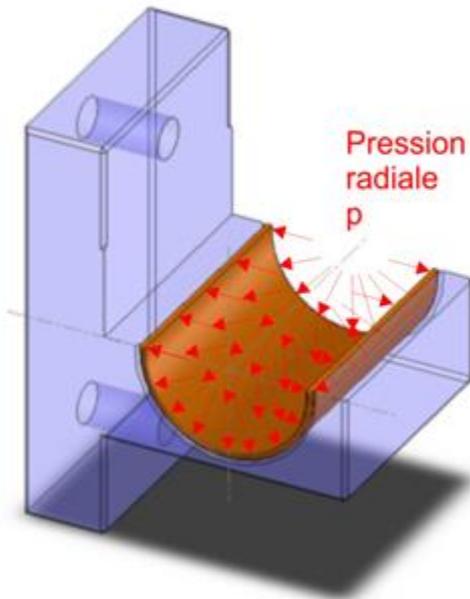
Coussinets (bagues de frottement)



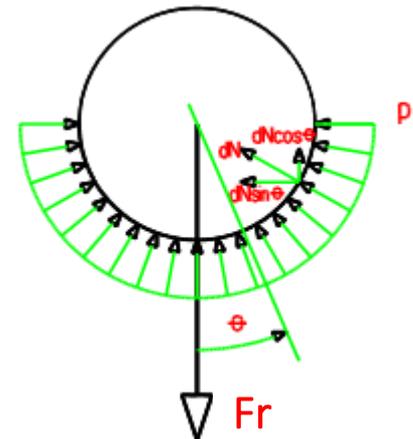
Dimensionnement en pression admissible

Le problème est identique au contact direct. Mais le modèle retenu pour la répartition de pression est celui d'une pression uniforme. Ce modèle permet un calcul aisé qui en contrepartie sous estime la pression de contact maximale. On a alors dans **le cas général** de chargement :

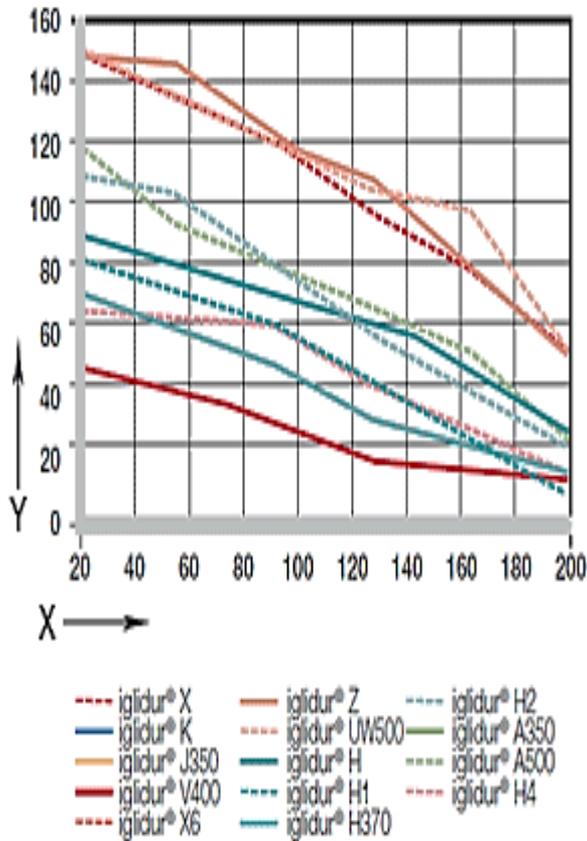
$$p = \frac{Fr}{L \cdot d} + \frac{6C}{dL^2} < p_{adm}$$



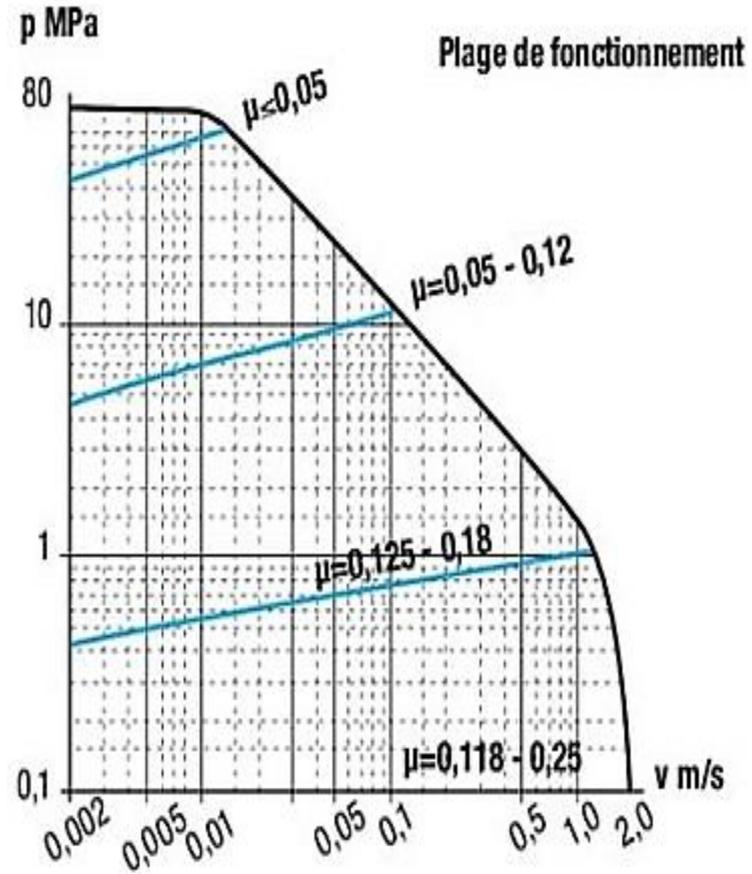
La pression admissible est une donnée constructeur qui tient compte du modèle de répartition uniforme. Elle dépend du matériau choisi pour le coussinet, des conditions de température.



Exemples de pression admissible



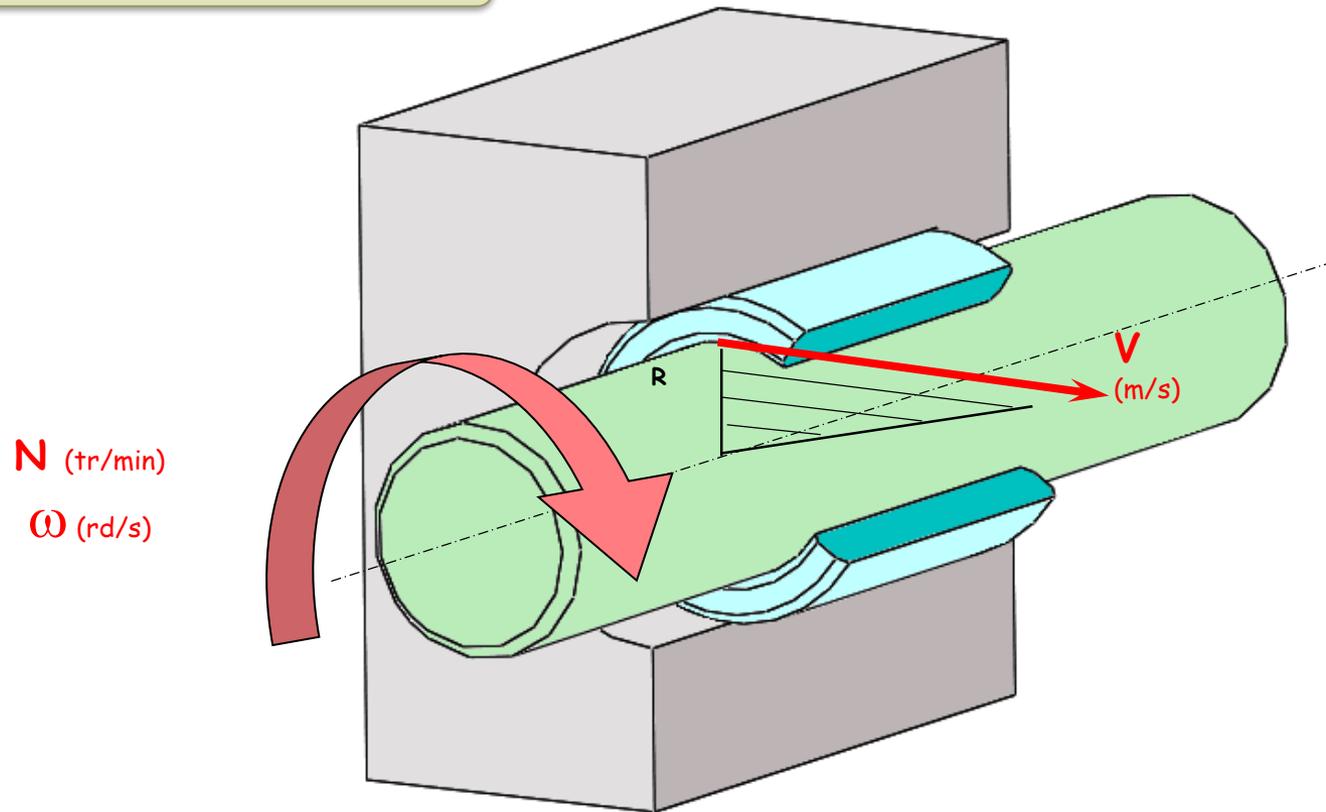
P_{adm} en fonction de la température
Source IGUS



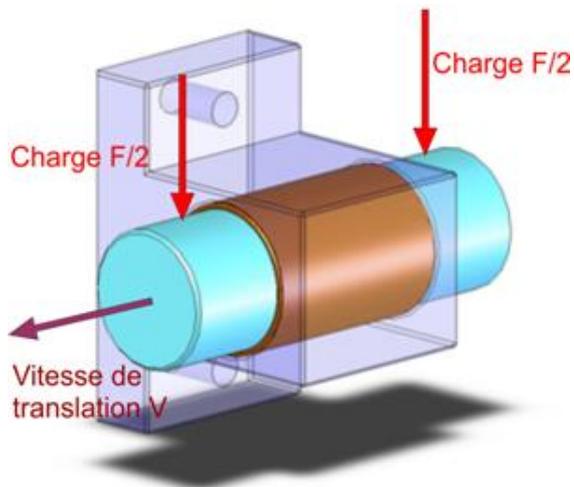
P_{adm} en fonction de la vitesse de glissement
Source Prud'Homme Transmissions

Vitesse de glissement

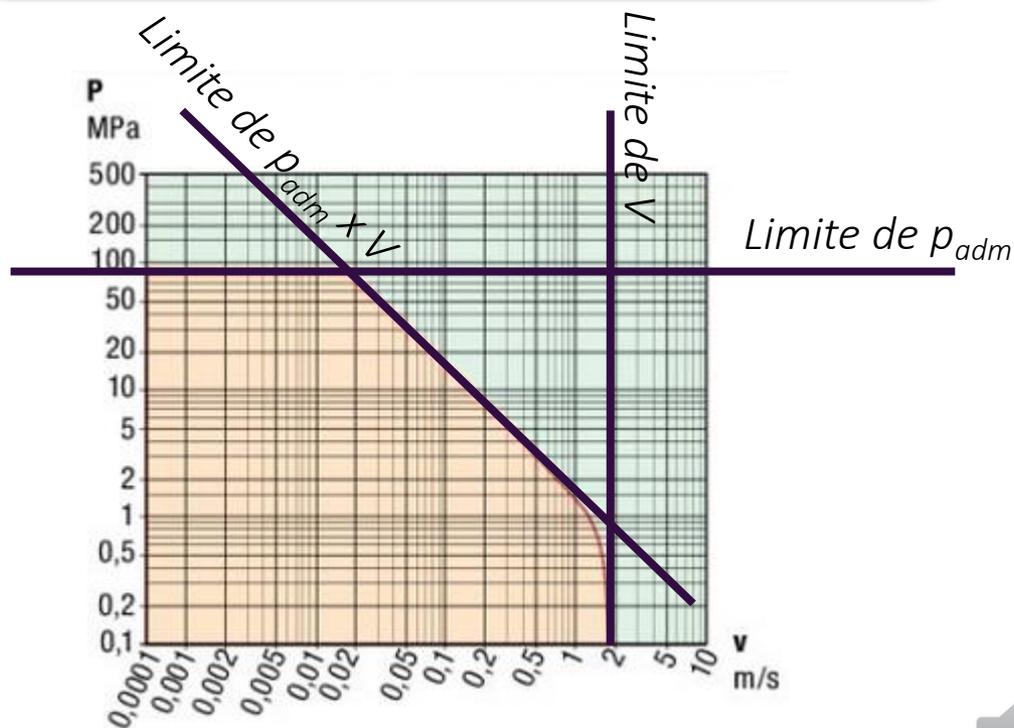
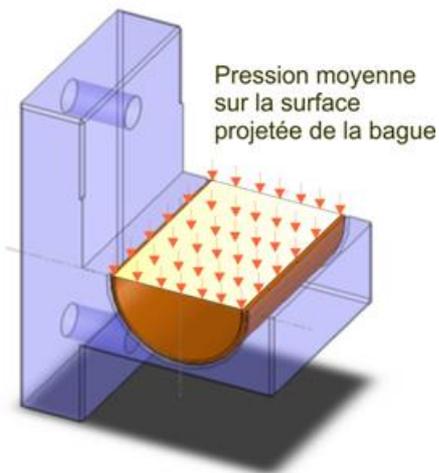
Rappel trivial : $V = r\omega$



Dimensionnement en puissance aréolaire



On constate dans le graphique précédent que la pression admissible chute fortement avec la vitesse de glissement. Cela amène un nouveau critère dimensionnant $(pV)_{adm}$: la limite de (pV) admissible



Dimensionnement en puissance aréolaire

Le produit $p \times V$ est un indicateur de la chaleur de friction générée par le palier. Cette chaleur a une valeur limite au-delà de laquelle le palier se détériore. On doit donc vérifier que le produit $(p \times V)$ soit inférieur au produit $(p \times V)_{adm}$

$$(pV) = \left(\frac{Fr}{L \cdot d} + \frac{6C}{dL^2} \right) \times r\omega < (pV)_{adm}$$

$$(pV) = \frac{\omega(Fr \cdot L + 6C)}{2L^2} < (pV)_{adm}$$

Validation en puissance aréolaire

On peut trouver L
indépendamment
de $\emptyset D$!



La relation précédente a en général pour inconnue L au second degré, ce qui donne :

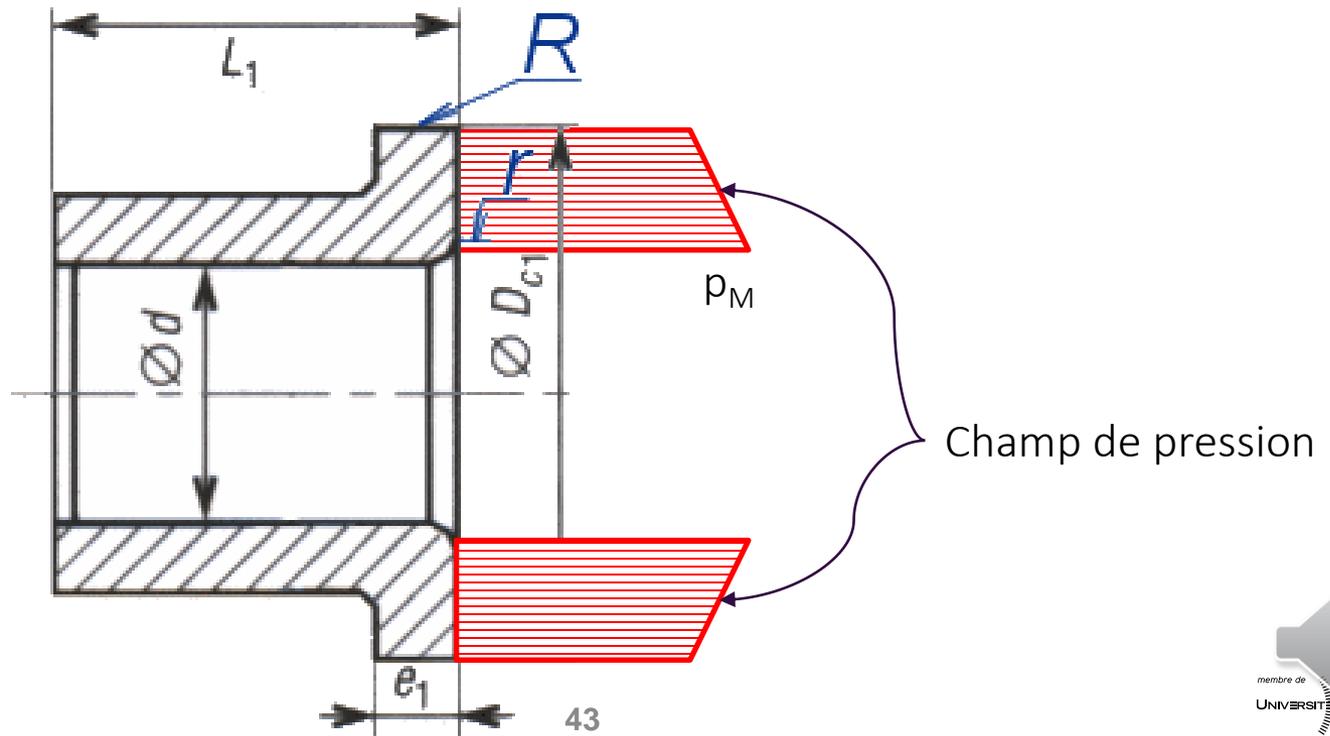
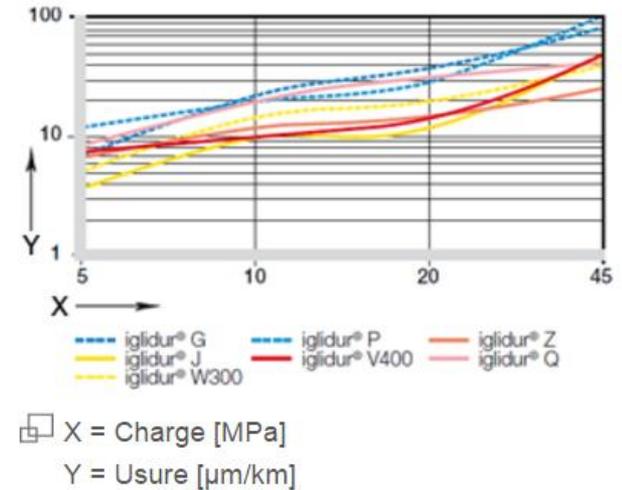
$$L \geq \frac{\omega \cdot Fr + \sqrt{\omega^2 \cdot N^2 + 48 \cdot (pV)_{adm} \cdot C \cdot \omega}}{4 \cdot (pV)_{adm}}$$

Si $C = 0$ on obtient : $L \geq \frac{\omega \cdot Fr}{2(pV)_{adm}}$

Validation en pression axiale

Pour les coussinets, on constate une usure équilibrée sur la surface de contact, proportionnelle au produit pV . On obtient alors la pression maximale sur le rayon intérieur r :

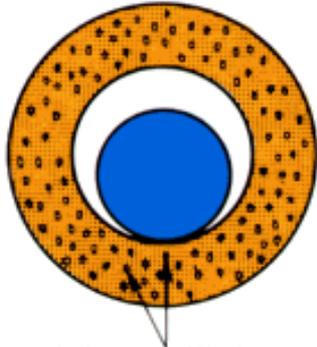
$$p_M = \frac{Fa}{2\pi r(R-r)} < p_{adm}$$



Capacité des différents coussinets

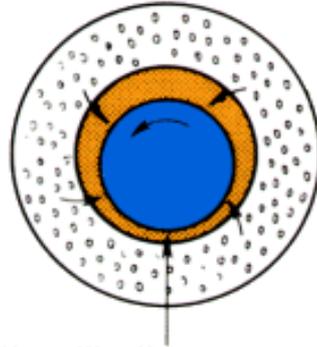
Type	V_{\max} (m/s)	T_{\max} (°C)	P_{\max} (MPa)	$(PV)_{\max}$ (W.mm ⁻²)	Prix coeff
Bronze plomb	7 à 8	< 180	15 à 60	35	7,5
Bronze étain	7 à 8	< 250	3 à 100	35	8,5
Bronze alu	7 à 8	< 250	15 à 30	30	10
Bronze zinc	7 à 8	< 250	8 à 10	30	6
Fonte ft14	-	-	1	2	1 à 20
Textolite	-	< 90	20	40	1 à 20
Autolubrifié fer	-	< 80	25	1,2 à 2,5	0,6
Autolubrifié bronze	-	< 80	25	1 à 1,8	1,3
Graphite	13	< 400	4	0,55	5
Nylon	-	< 90	6	0,04	2,5

Coussinets Autolubrifiants



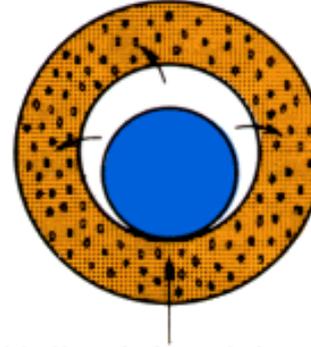
Porosités capillaires

1 - au repos



Film d'huile

2 - en rotation



Huile réabsorbée

3 - arrêt



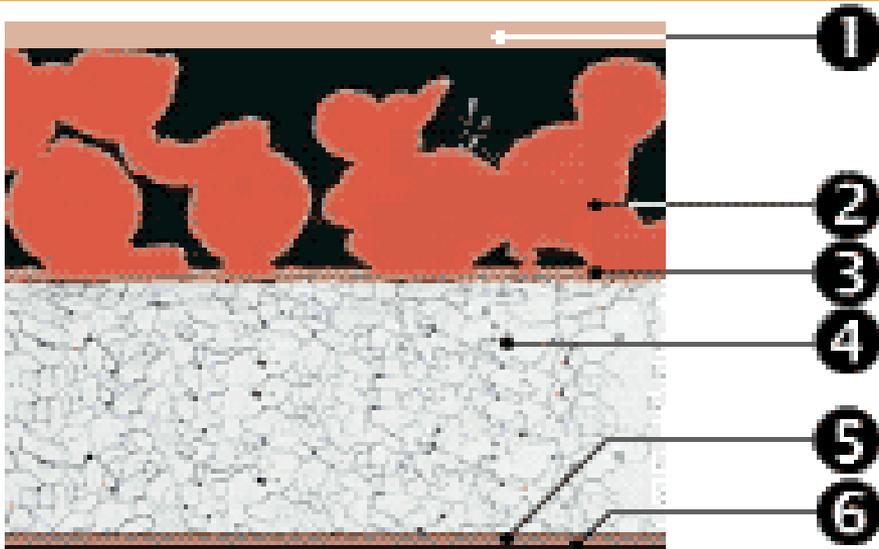
Fabrication

A partir de poudre de bronze ou d'alliage ferreux (fer + cuivre + plomb) compactées. Ces poudres sont comprimées dans un moule puis chauffées pour obtenir des pièces poreuses. Cette opération de fabrication s'appelle le FRITTAGE

Lubrification

Un lubrifiant (huile ou graphite) est ensuite injecté dans les porosités du coussinet. Dans le cas de l'huile, le coussinet RESTITUE l'huile en fonctionnement, et l'absorbe à l'arrêt.

Coussinets Composites type GLACIER



1. Polytétrafluoréthylène (PTFE)
2. Bronze/étain ou Bronze/plomb
3. Couche de liaison (cuivre)
4. Support en acier
5. Couche de cuivre
6. Couche d'étain

Fabrication

Ils sont constitués de 3 couches :

- La base est une tôle d'acier roulée
- Une couche de bronze fritté.
- La surface frottante en résine acétal ou en PTFE avec addition d'un lubrifiant solide

Fonctionnement

Ils peuvent fonctionner à sec ou avec un léger graissage au montage sous des vitesses périphériques inférieures à 3 m/s.

Coussinets Polymères



Fabrication

Ils sont constitués d'un seul matériau polymère homogène, qui peut être du PTFE (Polytétrafluoréthylène), Nylon, acétal, ...

Caractéristiques

- Grande résistance chimique.
- Insensibles aux poussières.
- Déformation à terme sous charge
- Faible coefficient de conductivité thermique (mauvaise évacuation de la chaleur).

ATTENTION!

Les paliers résistent bien à l'eau de mer et autres solutions salines.

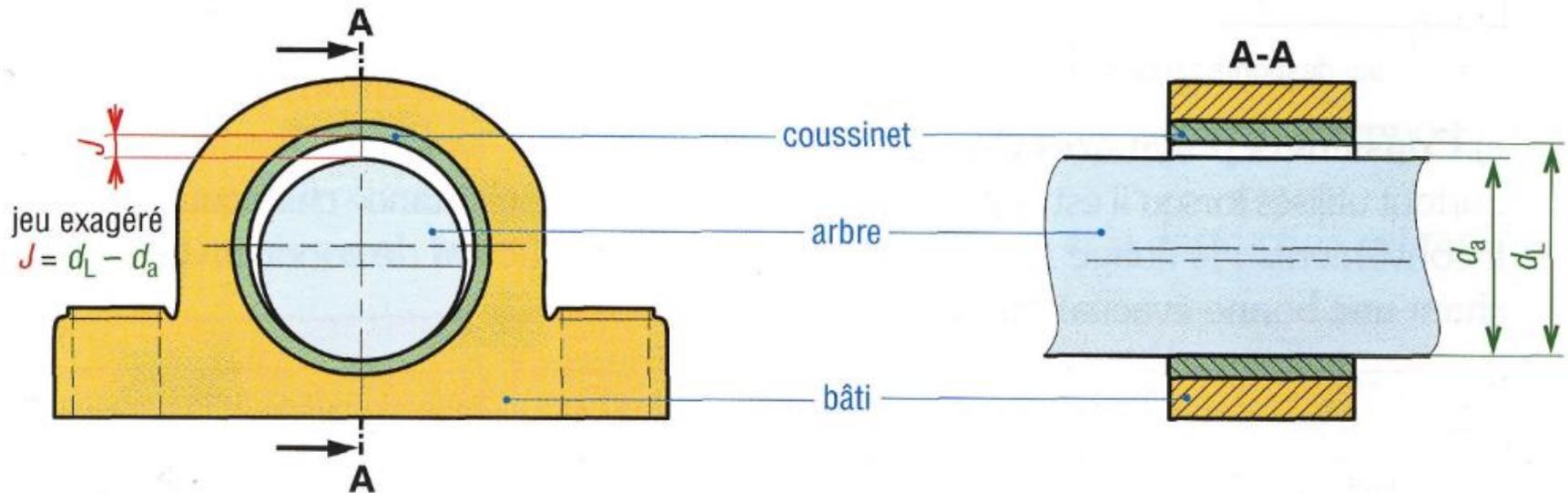
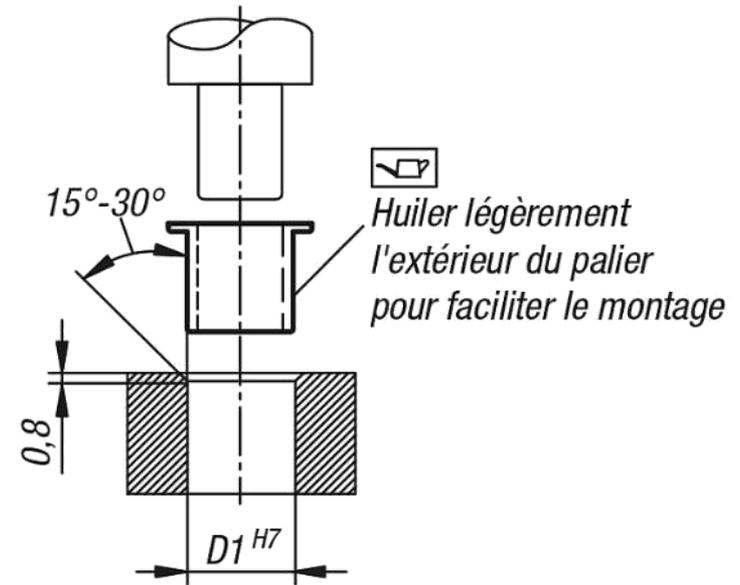
Les paliers sont des isolants électriques, il faut en tenir compte si une accumulation d'électricité statique pose un problème dans le système.

Les paliers ne résistent pas aux acides oxydants ni à la corrosion

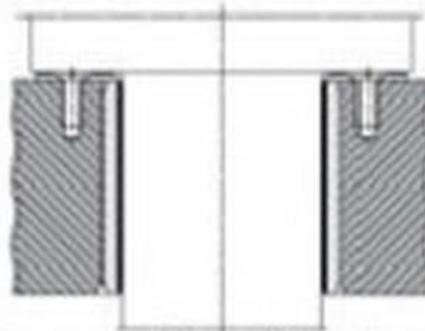
Montage

Afin de limiter la vitesse de glissement relative, on montera les coussinets serrés dans leur logement. La cotation du coussinet est donc prévue à cet effet.

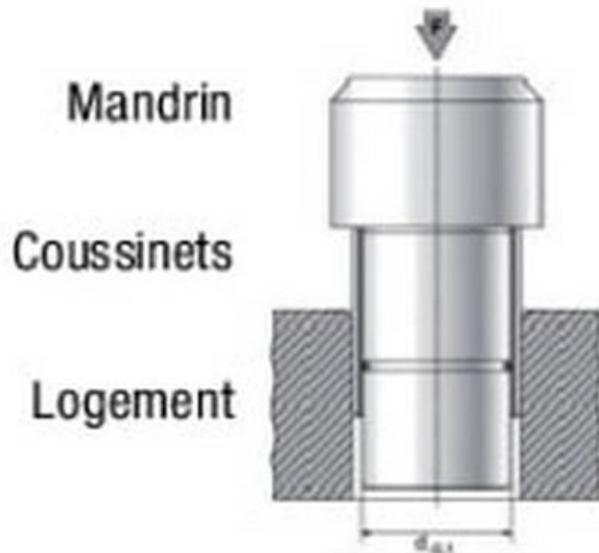
Montage :



Exemple de montage (source Prudhomme transmissions)



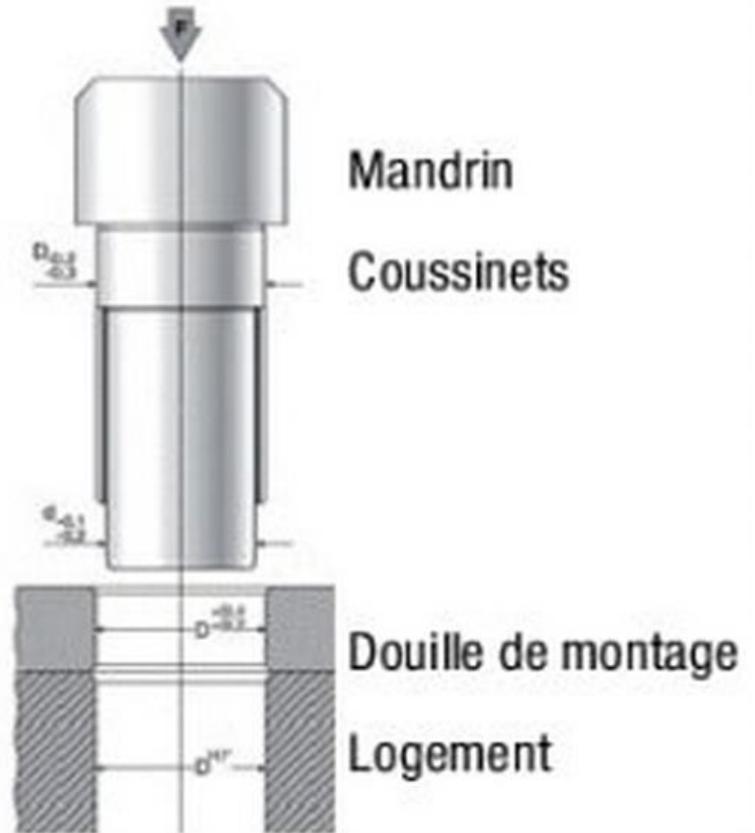
Fixation des rondelles GLYCODUR



Mandrin

Coussinets

Logement



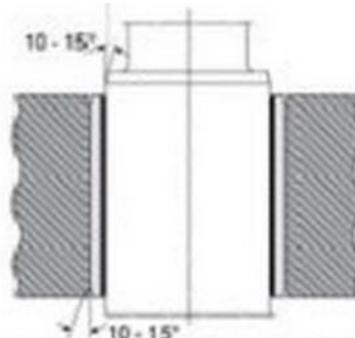
Mandrin

Coussinets

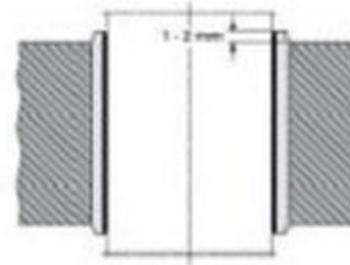
Douille de montage

Logement

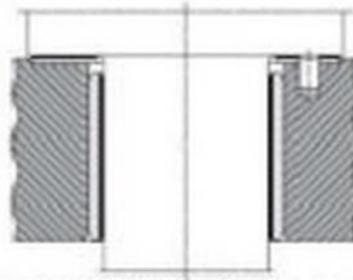
Exemple de montage (source Prudhomme transmissions)



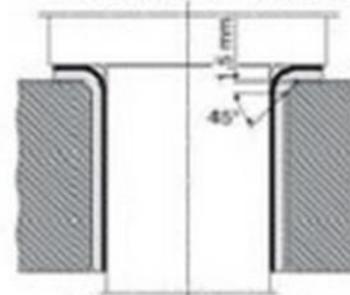
Chanfreins de l'arbre et du logement



Utilisation d'une bague longue pour éviter les défauts d'alignement



Association d'une rondelle et d'une bague lisse



Chanfrein du logement en cas d'utilisation d'une bague à collerette

Synthèse sur la validation d'une liaison pivot par contact direct ou coussinets

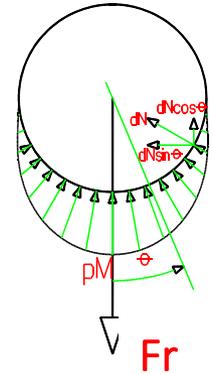
	Architecture en 1 palier dxL		Architecture en 2 paliers dxL distants de L ₀	
	1,5 < L/d < 3		0,4 < L/d < 0,8	
	Contact direct	Coussinet	Contacts directs	Coussinets
p _{adm}	$p_{adm} = kR_e$	<i>Suivant type coussinet</i>	$p_{adm} = kR_e$	<i>Suivant type coussinet</i>
Pression radiale p _M ou p _D	$p_M = \frac{1,5 F_r}{L \cdot d} + \frac{9C}{dL^2}$	Pression diamétrale $p_D = \frac{F_r}{L \cdot d} + \frac{6C}{dL^2}$	$p_M = \frac{3 F_r}{4L \cdot d} + \frac{1,5 \cdot C}{dL \cdot L_0}$	Pression diamétrale $p_D = \frac{F_r}{2L \cdot d} + \frac{C}{dL \cdot L_0}$
p _{Axiale}	$p_A = \frac{Fa}{\pi(R^2 - r^2)}$	$p_A = \frac{Fa}{2\pi r(R - r)}$	$p_A = \frac{Fa}{\pi(R^2 - r^2)}$	$p_A = \frac{Fa}{2\pi r(R - r)}$
(pV) _{max}	#NA	<i>Suivant type coussinet</i>	#NA	<i>Suivant type coussinet</i>
V _{max}	0,01 m/s	<i>Suivant type coussinet</i>	0,01 m/s	<i>Suivant type coussinet</i>
Validations	$p_M < p_{adm}$ $p_A < p_{adm}$ $V < V_{max}$	$p_D < p_{adm}$ $p_A < p_{adm}$ $V < V_{max}$ $pV < (pV)_{max}$	$p_M < p_{adm}$ $p_A < p_{adm}$ $V < V_{max}$	$p_D < p_{adm}$ $p_A < p_{adm}$ $V < V_{max}$ $pV < (pV)_{max}$



Diminution de la puissance dissipée d'une liaison pivot

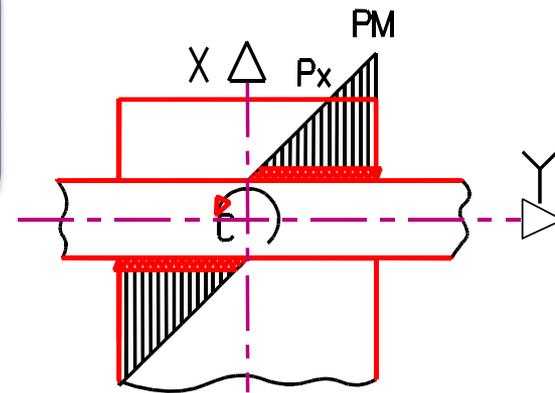
Radial

$$C_f = \frac{3\pi}{8} r f F_r$$



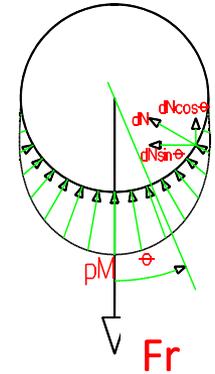
Couple

$$C_f = \frac{\pi r^2 f 9 C L}{2 d L^2} = \frac{9\pi r f C}{4 L}$$



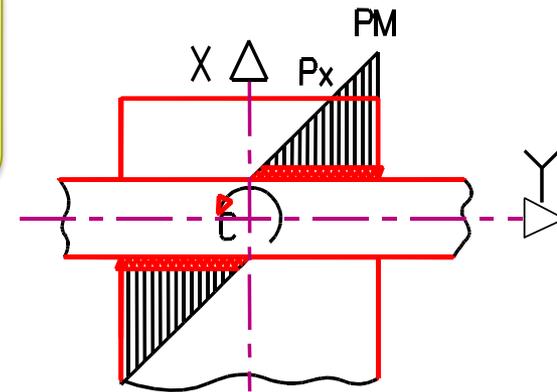
Radial

$$C_f = \frac{\pi}{2} \cdot r \cdot f \cdot F_r$$

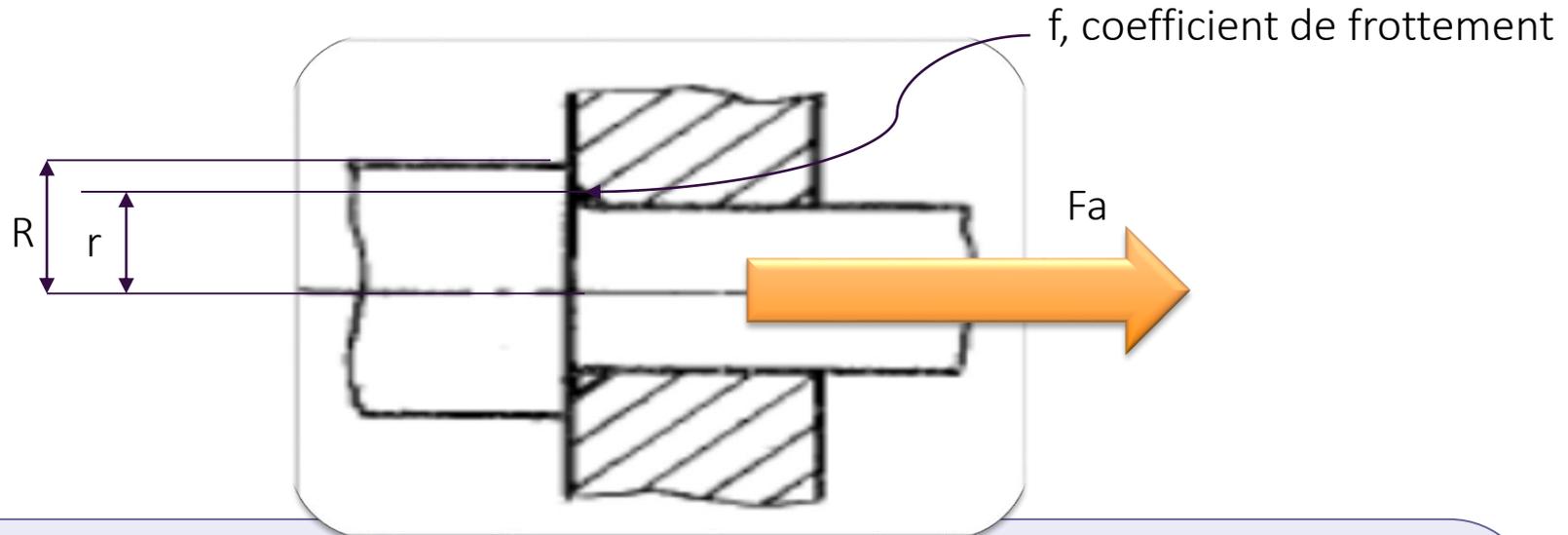


Couple

$$C_f = r \cdot f \cdot \frac{9C}{2L}$$



Couple de frottement sur butée axiale sous charge F_a , contact direct



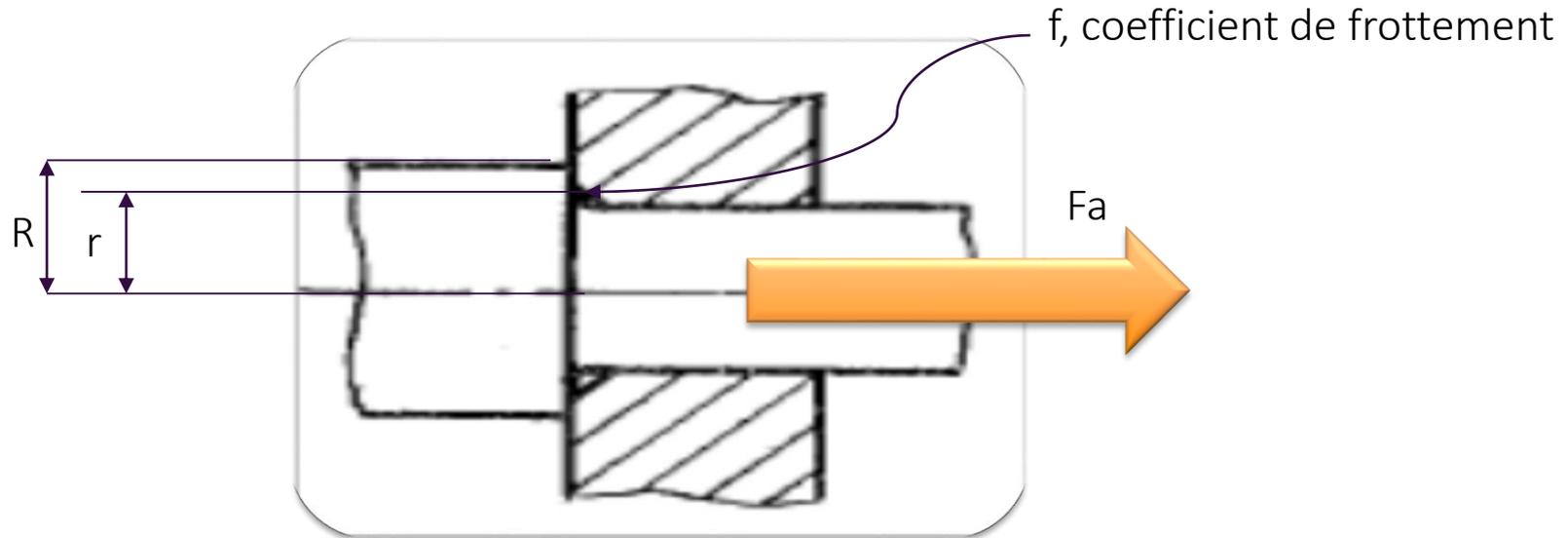
En supposant l'effort axial uniformément réparti et une vitesse de glissement faible ($V < 0,01 \text{ m/s}$) on peut écrire :

$$C_f = \int_r^R \int_0^{2\pi} f \cdot \frac{F_a}{\pi \cdot (R^2 - r^2)} \cdot r \cdot r \cdot d\theta \cdot dr$$

$$C_f = \frac{2}{3} \cdot f \cdot F_a \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2}$$

Pour des vitesses supérieures, voir dans la partie coussinets...

Couple de frottement sur butée axiale sous charge F_a , coussinets



Toujours en considérant une usure équilibrée :

$$C_f = \int_r^R \int_0^{2\pi} f \cdot \frac{F_a}{2\pi \cdot (R - r)} \cdot r \cdot d\theta \cdot dr$$
$$C_f = \frac{F_a \cdot f \cdot (R + r)}{2}$$