

Conception & Dimensionnement

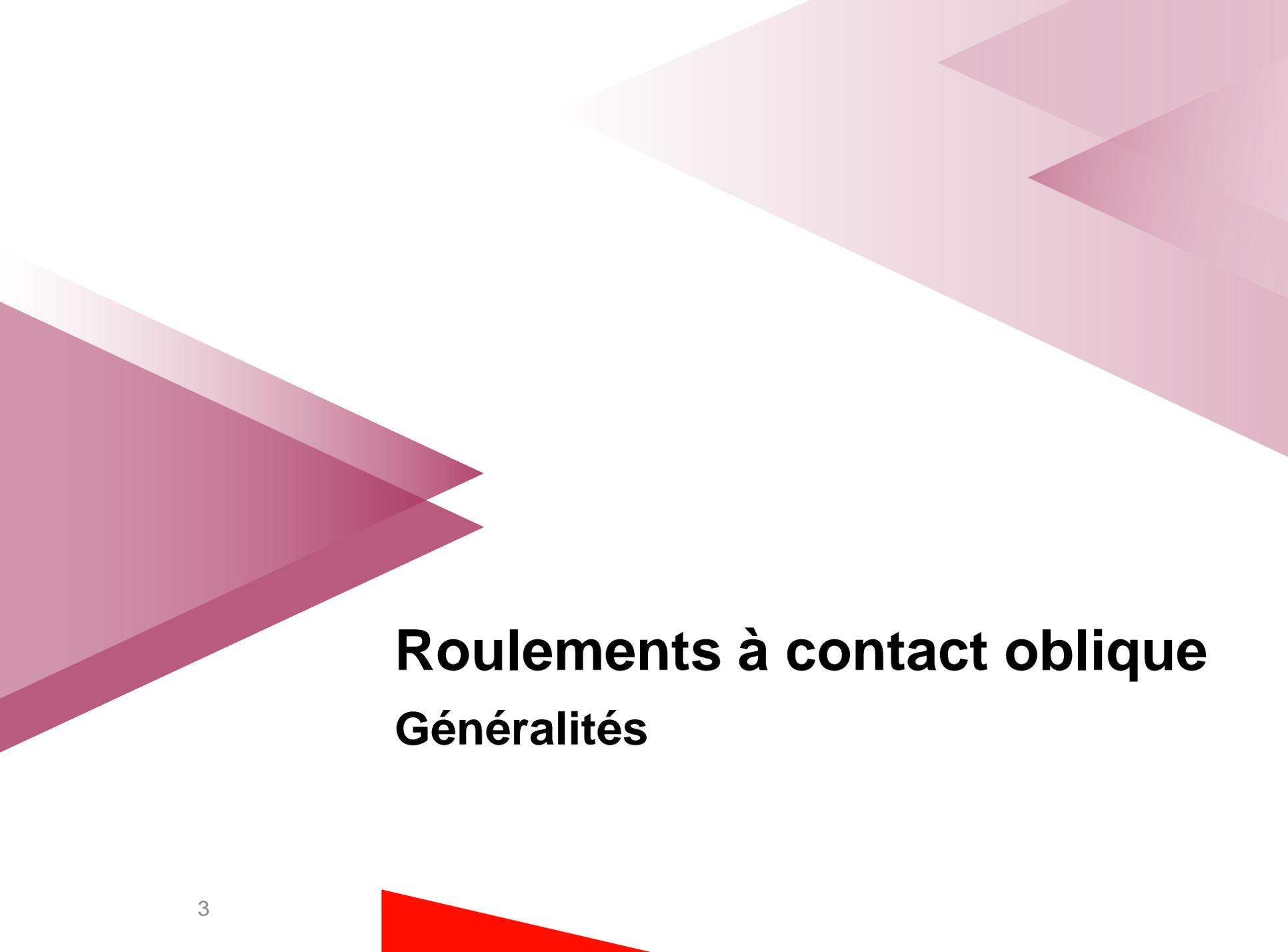
Roulements à Contact Oblique

Équipe pédagogique CDIM

Objectifs

- Connaître les *principales solutions constructives* associées à la liaison pivot par roulements à contacts obliques
- Déterminer les dimensions des composants nécessaires pour assurer la transmission des efforts de liaison.
- Associer au composant choisi *les jeux et surfaces fonctionnelles appropriées*, savoir en préciser les *conditions de montage* compatibles 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.

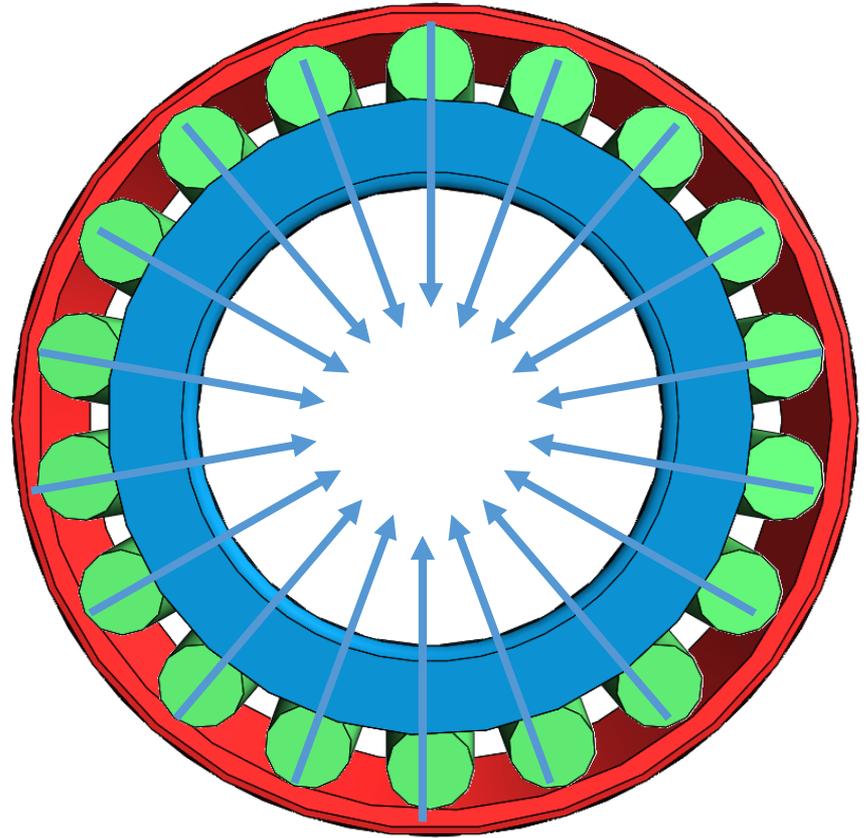
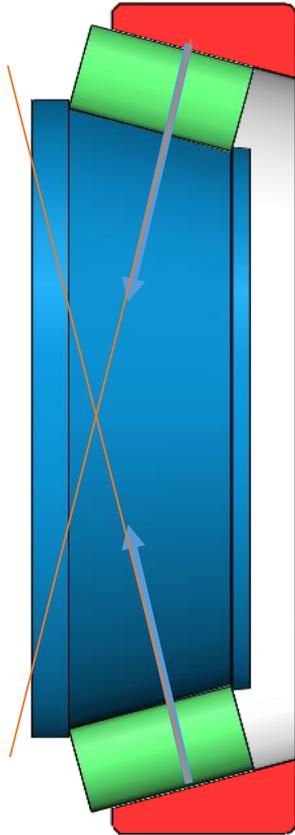




Roulements à contact oblique

Généralités

Architecture d'un roulement à contact oblique

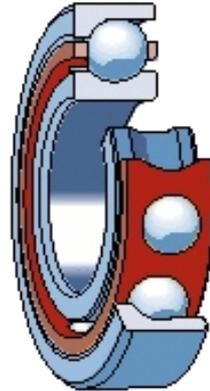
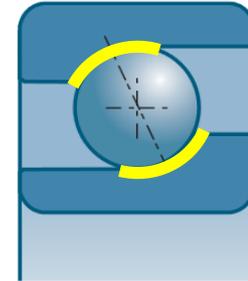


Les supports des actions de contact des éléments roulants sont disposés selon un cône. Ces actions de contacts sont unilatérales : les efforts axiaux ne sont transmis que dans un seul sens. Ce sens est déterminé par le sens de montage du roulement.

Roulement à billes à contact oblique

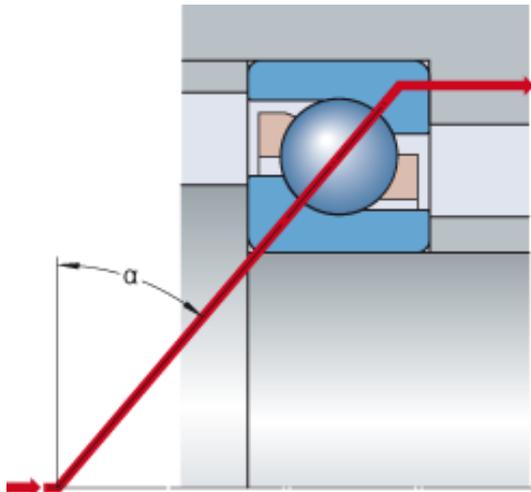
Pistes de roulement

Les pistes de roulement des bagues intérieure et extérieure sont décalées l'une par rapport à l'autre sur l'axe du roulement.

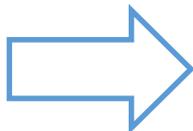


L'angle de contact correspond à l'angle entre la ligne d'action de la charge, qui joint les points de contact de la bille et les pistes du roulement dans un plan radial, et une ligne perpendiculaire à l'axe du roulement.

- Roulement courant : $\alpha = 40^\circ$
- Roulement de précision : $\alpha = 15^\circ$ ou 25°



Angle de contact



- ✓ Transmission d'efforts radiaux
- ✓ Transmission d'effort axiaux dans une seule direction
- ✓ **Cinématiquement équivalent à une rotule unilatérale**

Roulement à billes à contact oblique

Caractéristiques :

Doit être monté a minima par paire en opposition

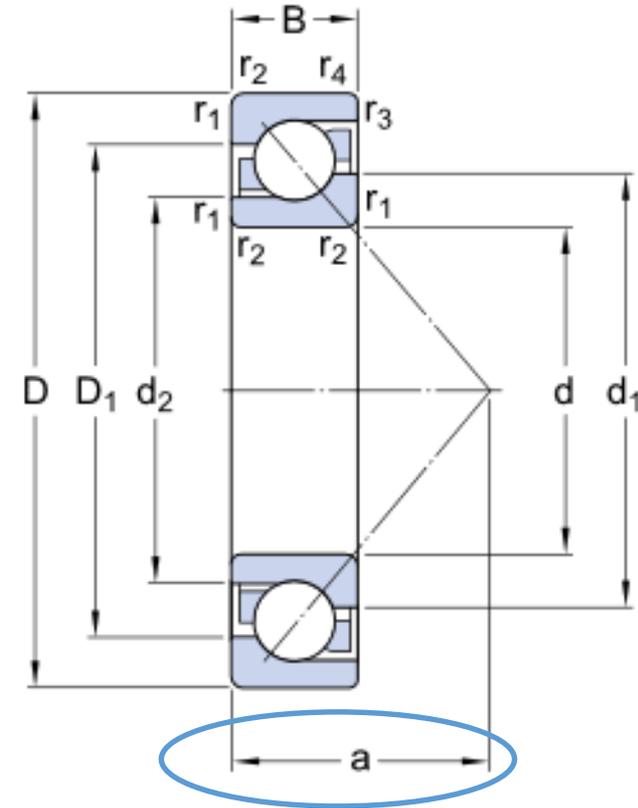
Bagues non séparables

Capacité de charge importante due à un grand nombre de billes

La capacité de charge axiale (et donc combinée) augmente avec l'angle de contact

Rotulage admissible 10'

La position du centre de poussée définie dans les caractéristiques du roulement



Domaines d'utilisation :

moteurs électriques à axe vertical,
roues avant automobile ...

Roulement à rouleaux coniques

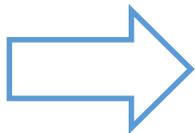
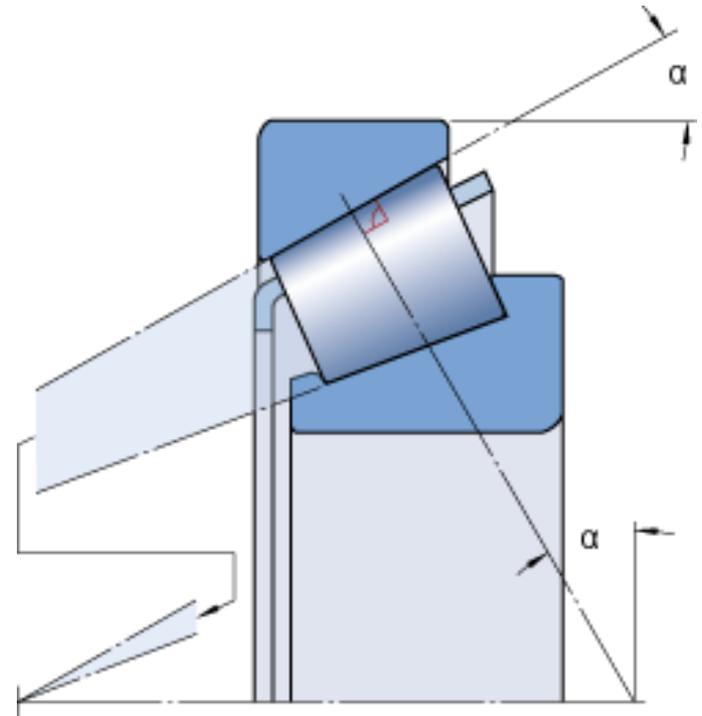
Description :

Les pistes de roulement et les rouleaux sont de forme tronc **coniques**

Les pistes et les rouleaux sont bombés pour optimiser le fonctionnement.

Tous les cônes ont le même sommet se qui assure un vrai mouvement roulant et un faible frottement,

Contact linéique



- ✓ Conçus pour des charges combinées
- ✓ Transmission d'effort axiaux dans une seule direction
- ✓ **Cinématiquement équivalent à une rotule unilatérale**

Roulement à rouleaux coniques

Caractéristiques :

Doit être monté a minima par paire en opposition

Bagues séparables

Capacité de charge importante grâce au contact linéique, augmente avec α

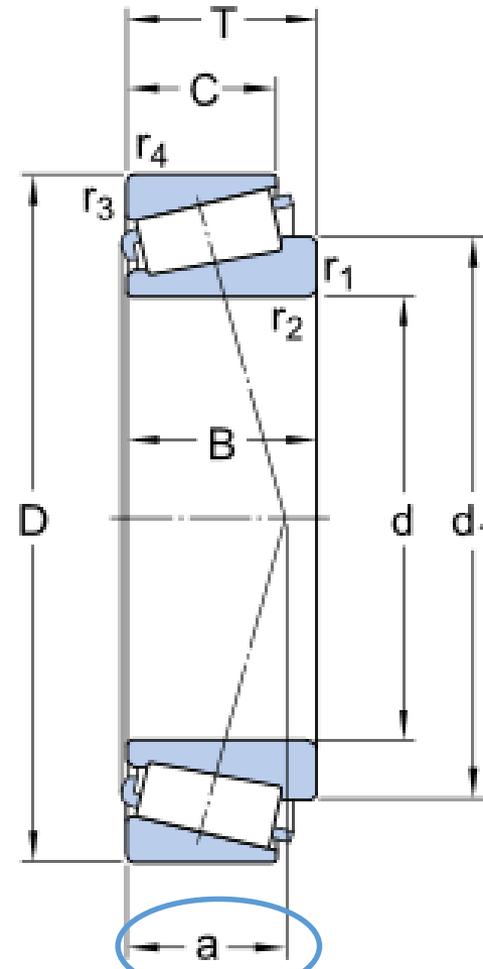
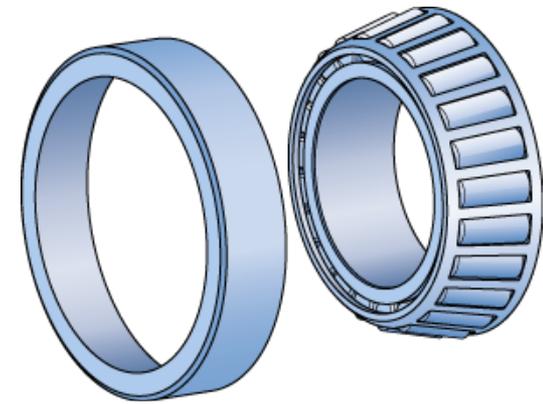
Nécessite une bonne coaxialité de l'arbre et du moyeu,

Rotulage admissible 5'

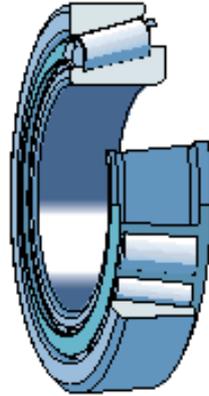
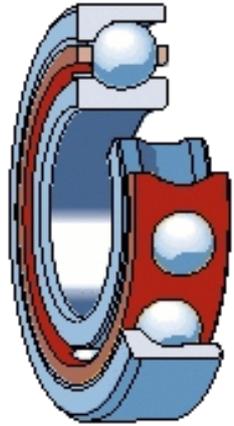
La position du centre de poussée définie dans les caractéristiques du roulement

Domaines d'utilisation :

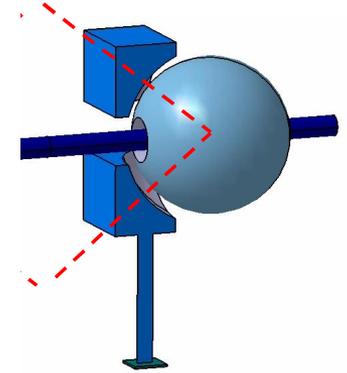
roue arrière automobile
réducteur de vitesses ...



Montage



1 rotation complète + 2 rotation limitée (rotulage) + arrêt axial dans un seul sens



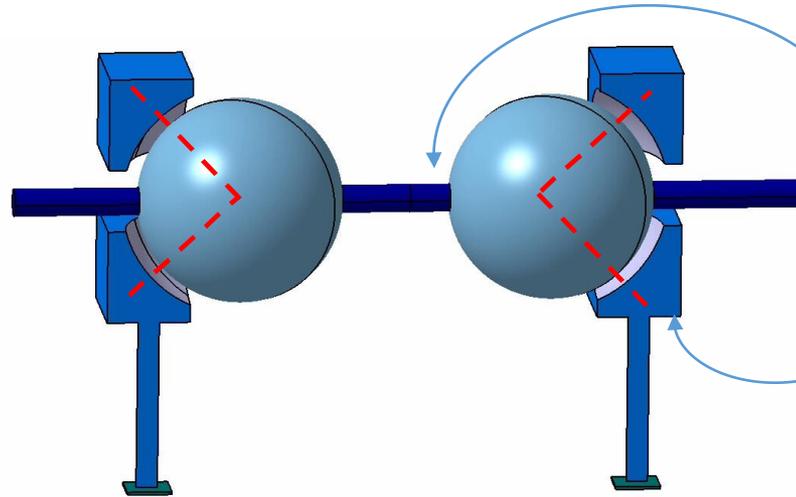
Modèle associé :
« demi » rotule

Comment réaliser une liaison pivot à l'aide de $\frac{1}{2}$ rotules



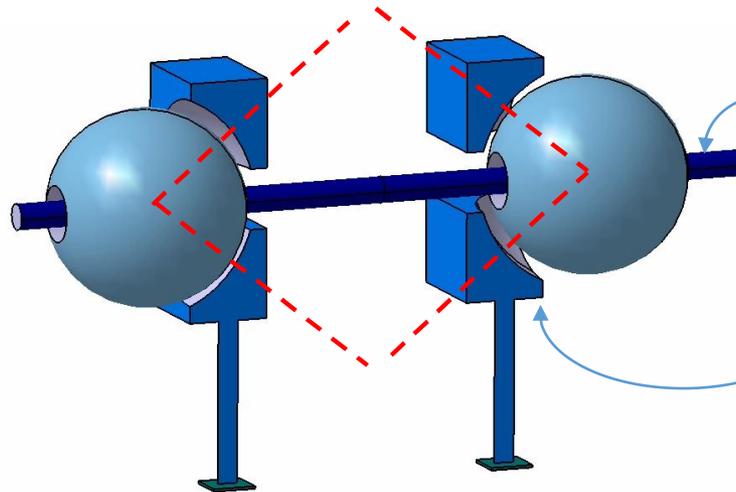
Réalisation d'une pivot isostatique avec deux demi-rotules

Montage en X :
Les centres de charges sont rapprochés



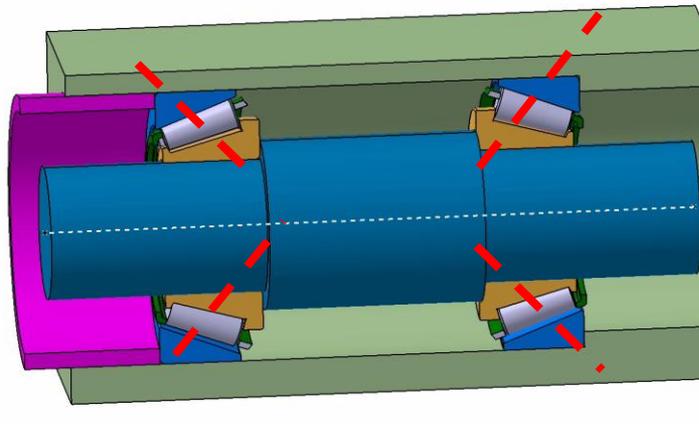
Arrêt axiaux :
• internes côté arbre
• externe côté alésage

Montage en O :
Les centres de charges sont éloignés



Arrêt axiaux :
• externes côté arbre
• interne côté alésage

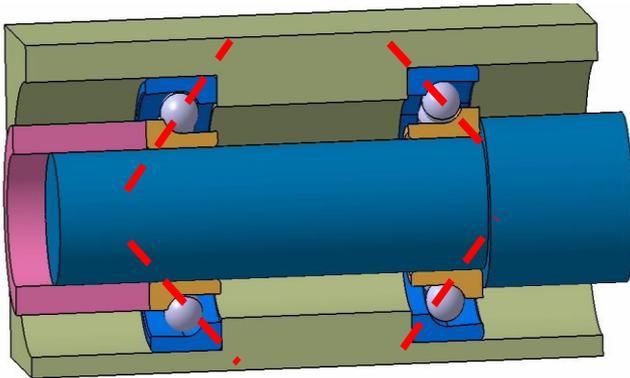
Conséquence sur le montage



- Les arrêts axiaux internes sont de préférence des **épaulements**
- **Les bagues montées serrées** sont de préférence arrêtées sur un épaulement

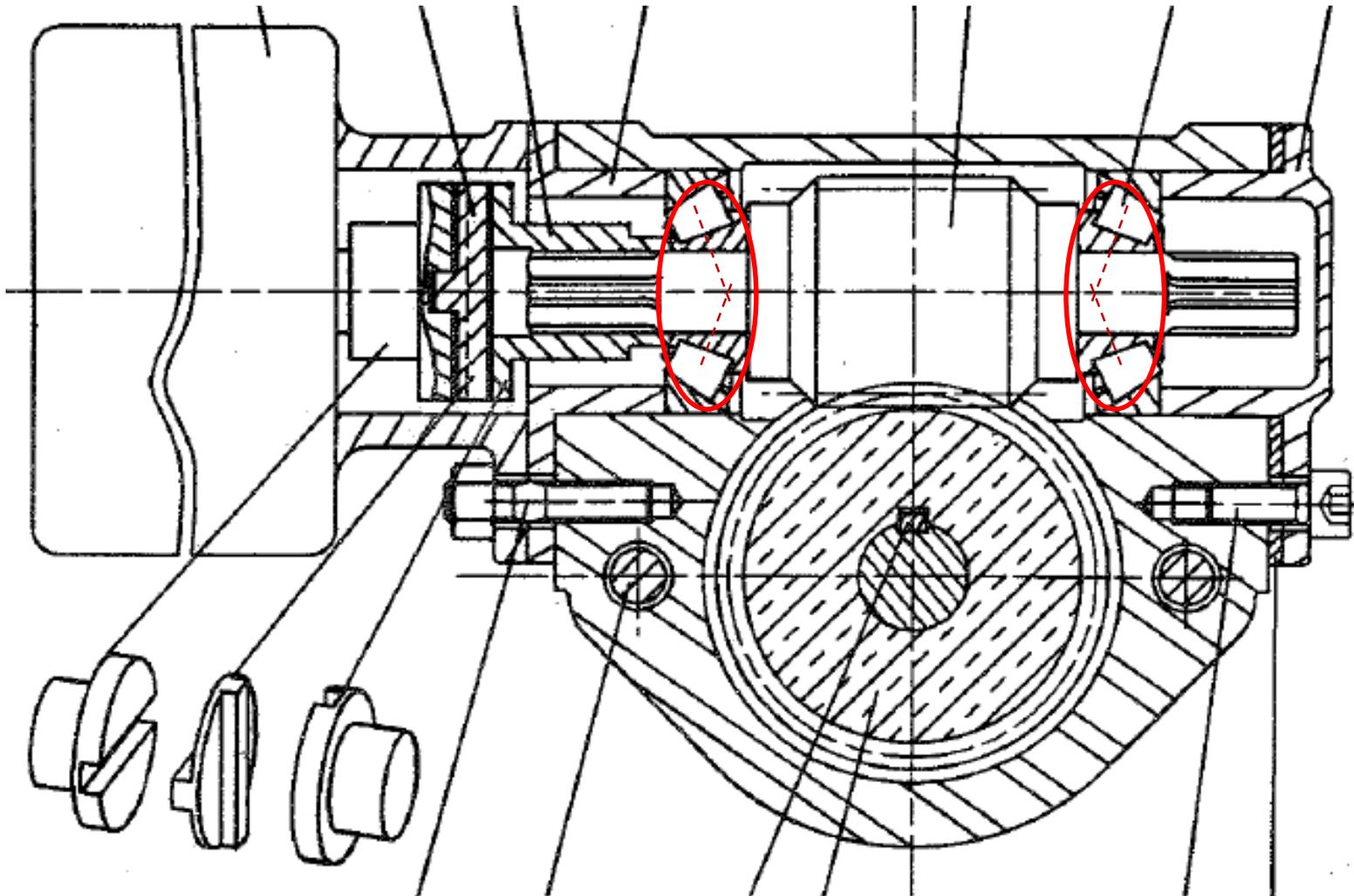
On en déduit donc que :

- Le montage en X est à préférer pour arbres tournant par rapport à la direction de la charge
- Le montage en O est à préférer pour les alésages tournant par rapport à la direction de la charge

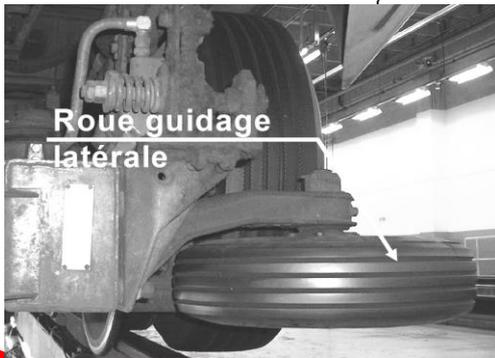
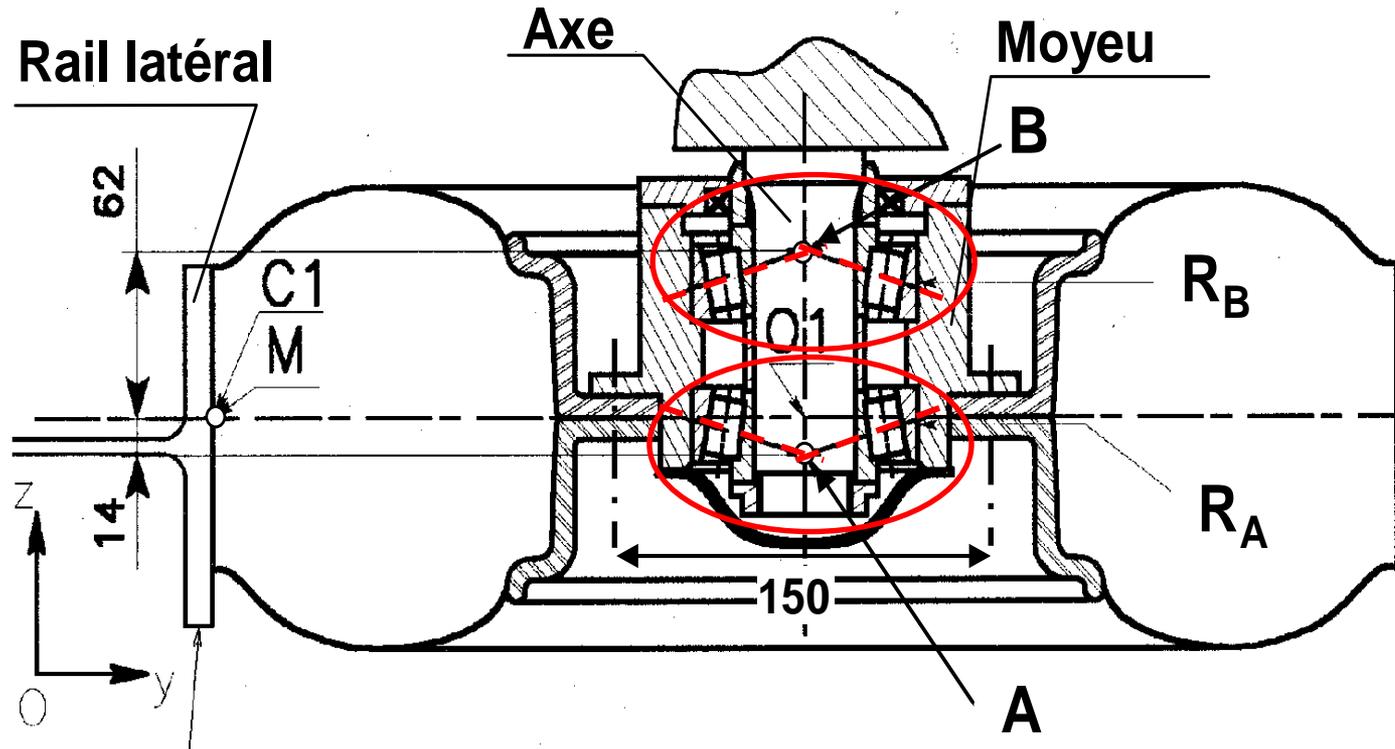


Montage en X ou montage direct

Vérin (Cf amphi Conan)

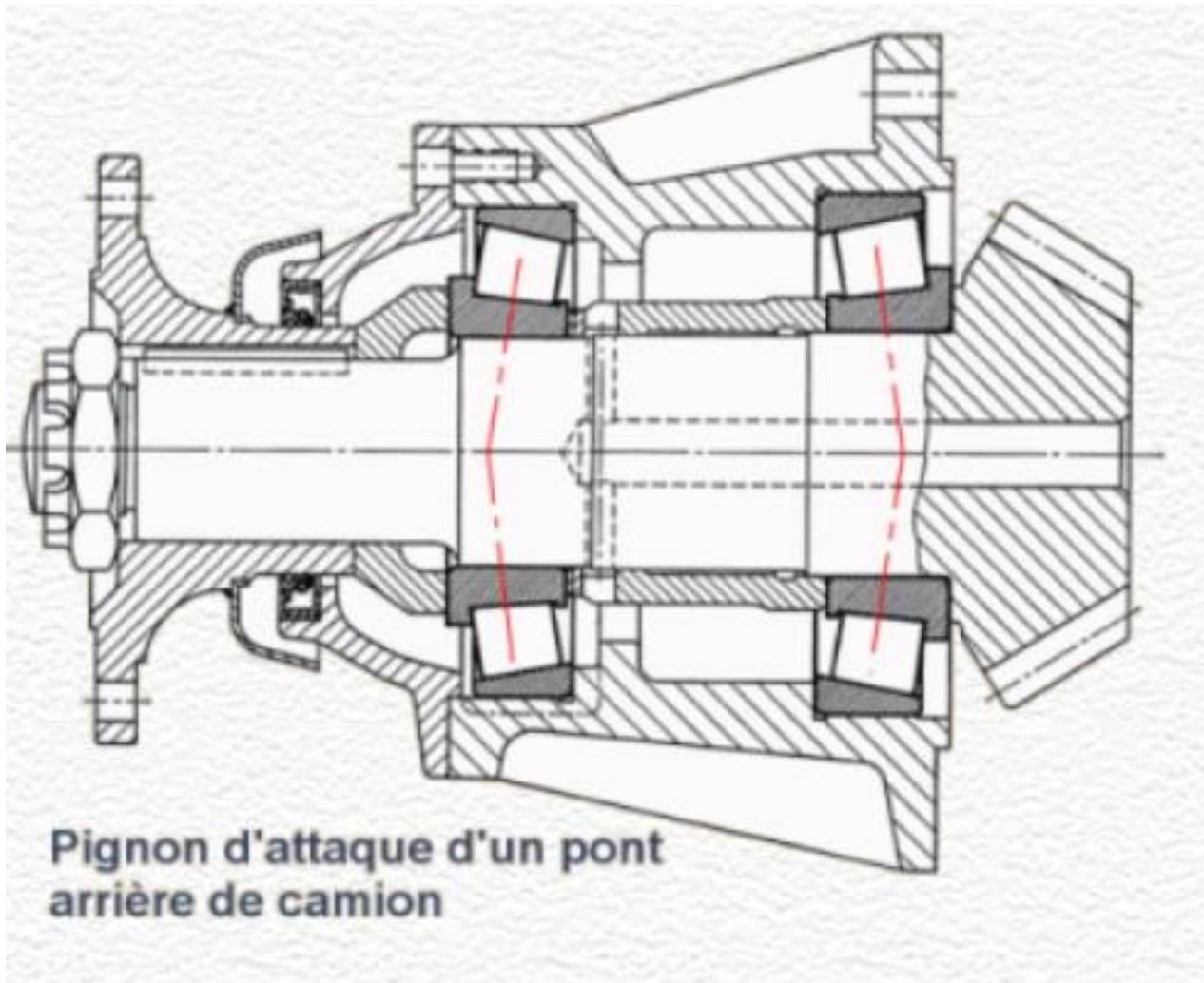


Montage en O ou montage indirect



Roue Guidage métro (TD CDIM S2)

Montage en O ou montage indirect



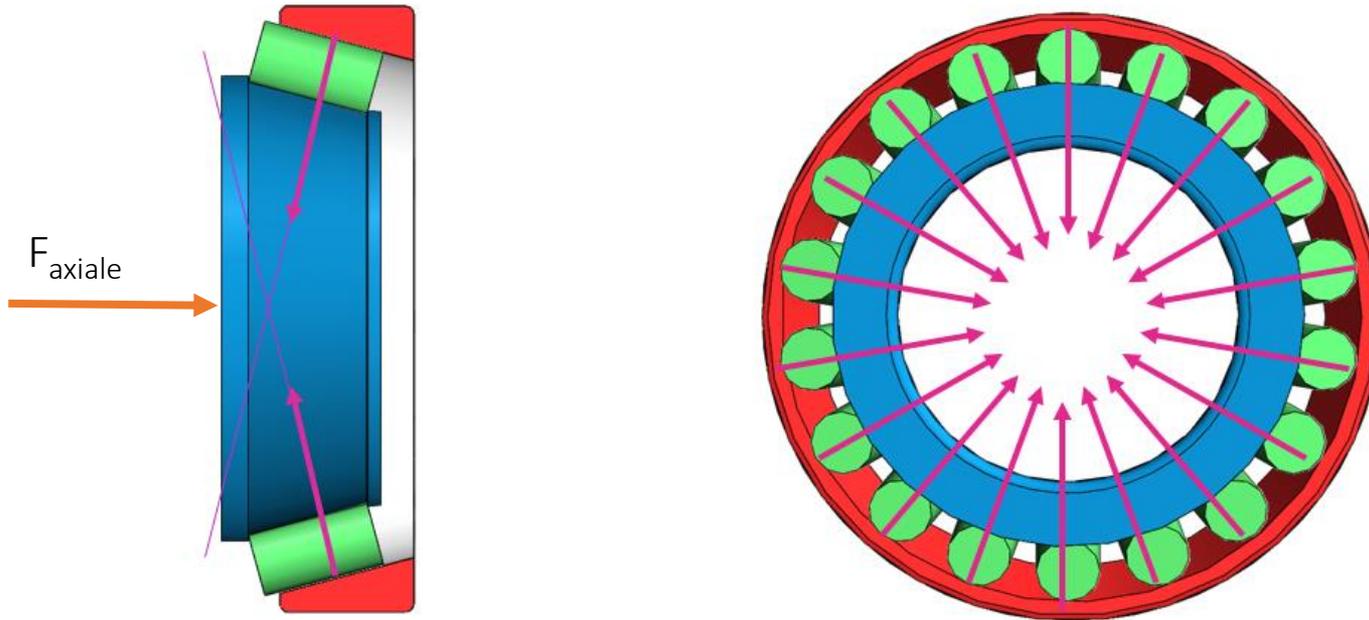


Comportement sous charge

Des roulements à contacts obliques

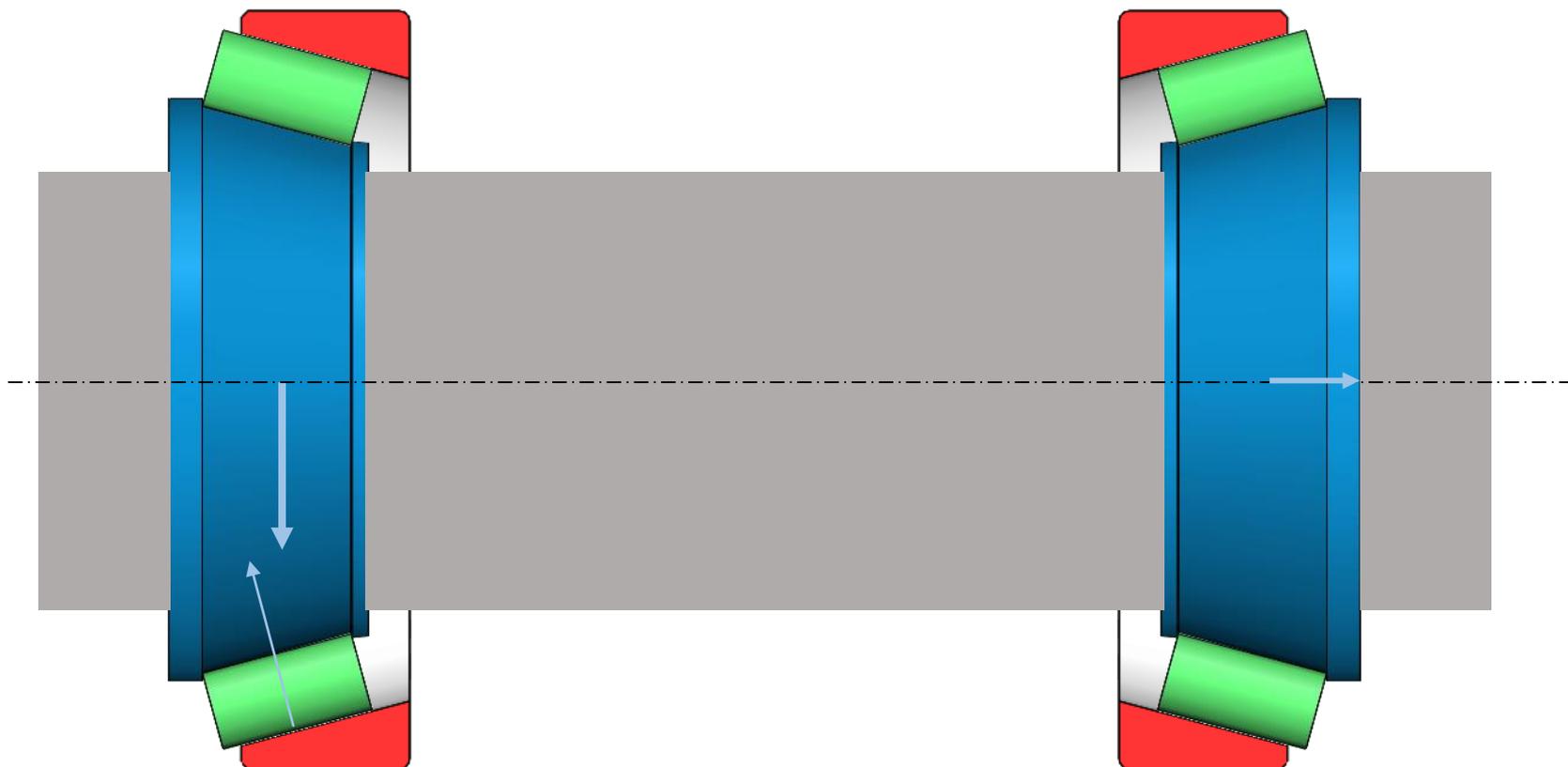
Charge Axiale

Les efforts de contact au niveau des éléments roulants sont disposés selon un cône



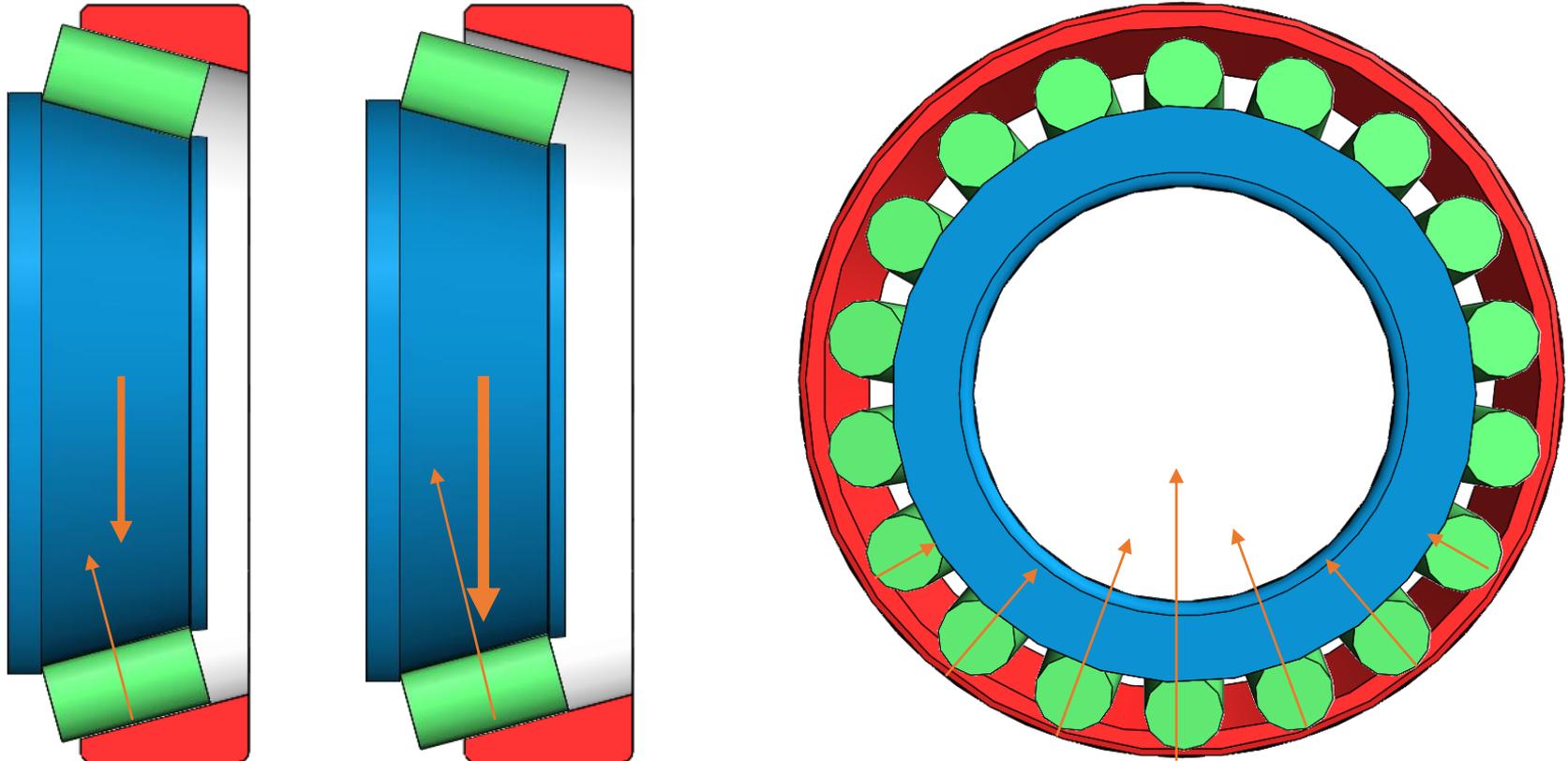
Un chargement axial se répartit donc uniformément sur l'ensemble des éléments roulants. On notera que la bague intérieure se rapproche de la bague extérieure

Charge Radiale



Un chargement radial n'est repris que par les éléments roulants à l'aplomb du chargement. L'équilibre axial ne peut être obtenu que par la participation d'un roulement monté en opposition

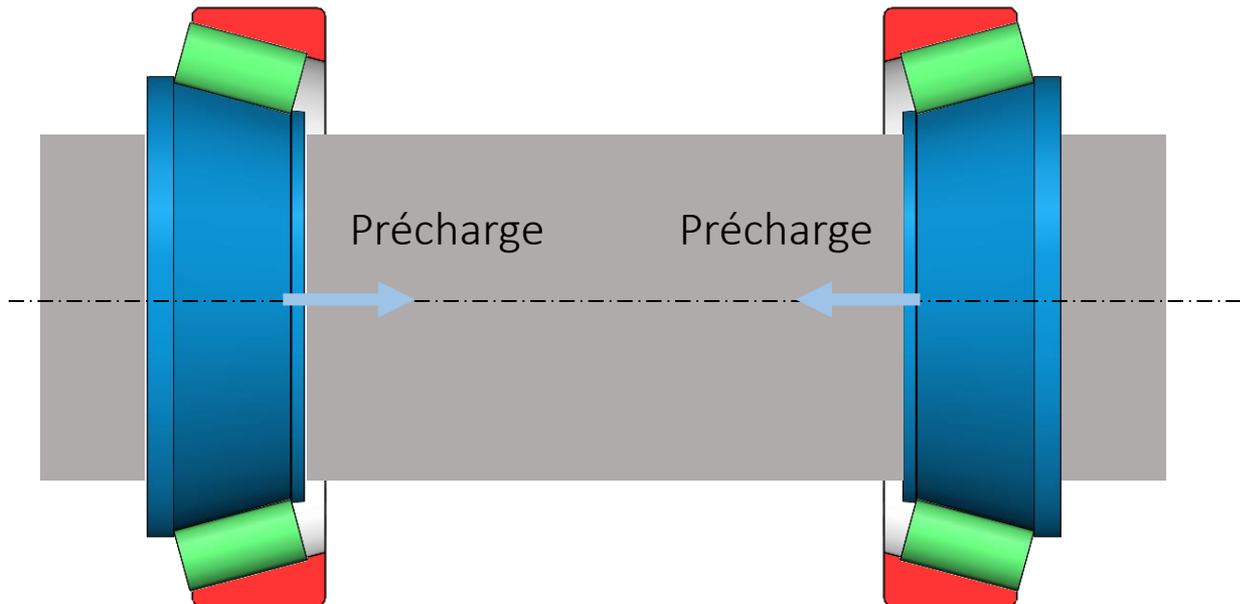
Charge Radiale



Le chargement radial tend à éloigner la bague intérieure de la bague extérieure : les éléments roulants actifs sont de moins en moins nombreux et de plus en plus chargés.

Condition de bon fonctionnement : la précharge

Pour un bon fonctionnement la moitié au moins des éléments roulants doit participer à la transmission des efforts, soit un angle de portée de 180° (*).

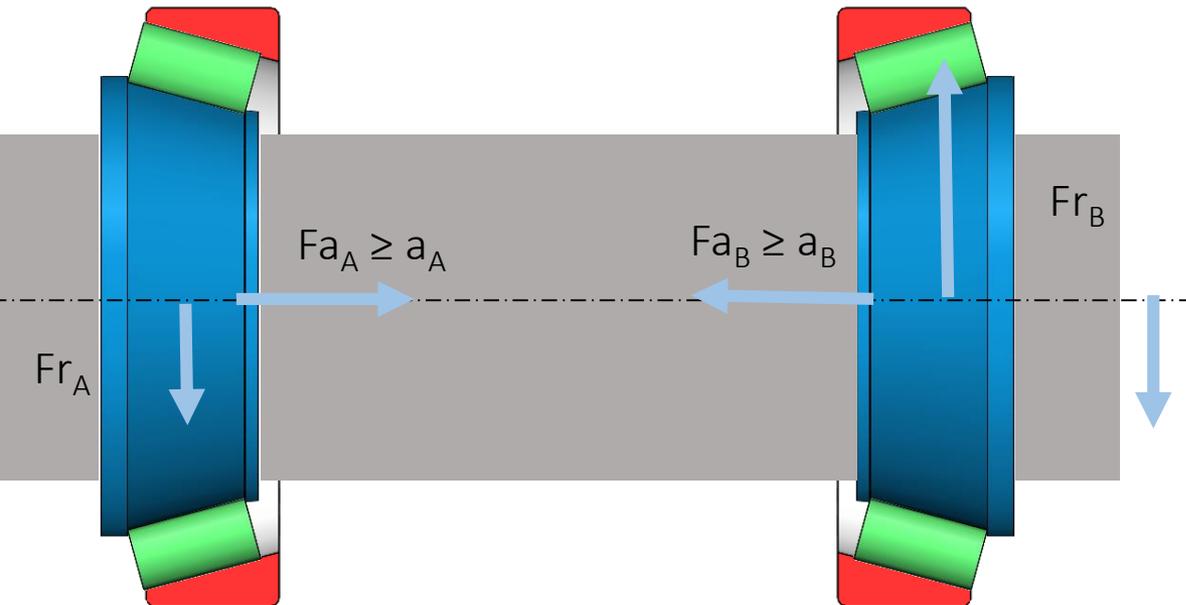


Pour cela un effort axial interne est installé au montage, permettant aux bagues intérieures de se rapprocher des bagues extérieures et donc d'augmenter le nombre d'éléments roulants chargés : **la précharge**

* 150° chez le fabricant TIMKEN

Condition de bon fonctionnement : la précharge

Dans les conditions du chargement extérieur, cette précharge permet de s'assurer que l'effort axial interne au roulement est supérieur à une valeur minimale : la charge induite a_i (*)



a_i dépend de la géométrie du roulement et de l'effort radial supporté :

$$a_i = Fr/2Y_i \text{ (conique)}$$

$$a_i = Fr/e \text{ (billes)}$$

Cette charge induite est la charge axiale minimale transmise par le roulement pour que sous un chargement radial donné la moitié des éléments roulants soit sollicités.

* On suppose souvent que la charge est induite par l'effort radial, alors qu'elle est induite par le bon fonctionnement

Les conditions de bon fonctionnement (*) impose que les charges axiales transmises soient toujours supérieures ou égales aux charges induites

** Note : le calcul de la précharge permettant ce bon fonctionnement fait intervenir la rigidité des roulements et sera vu en CDIM. Mais pour les applications courantes, une valeur égale à 3-4 % de C_0 est souvent suffisante.*

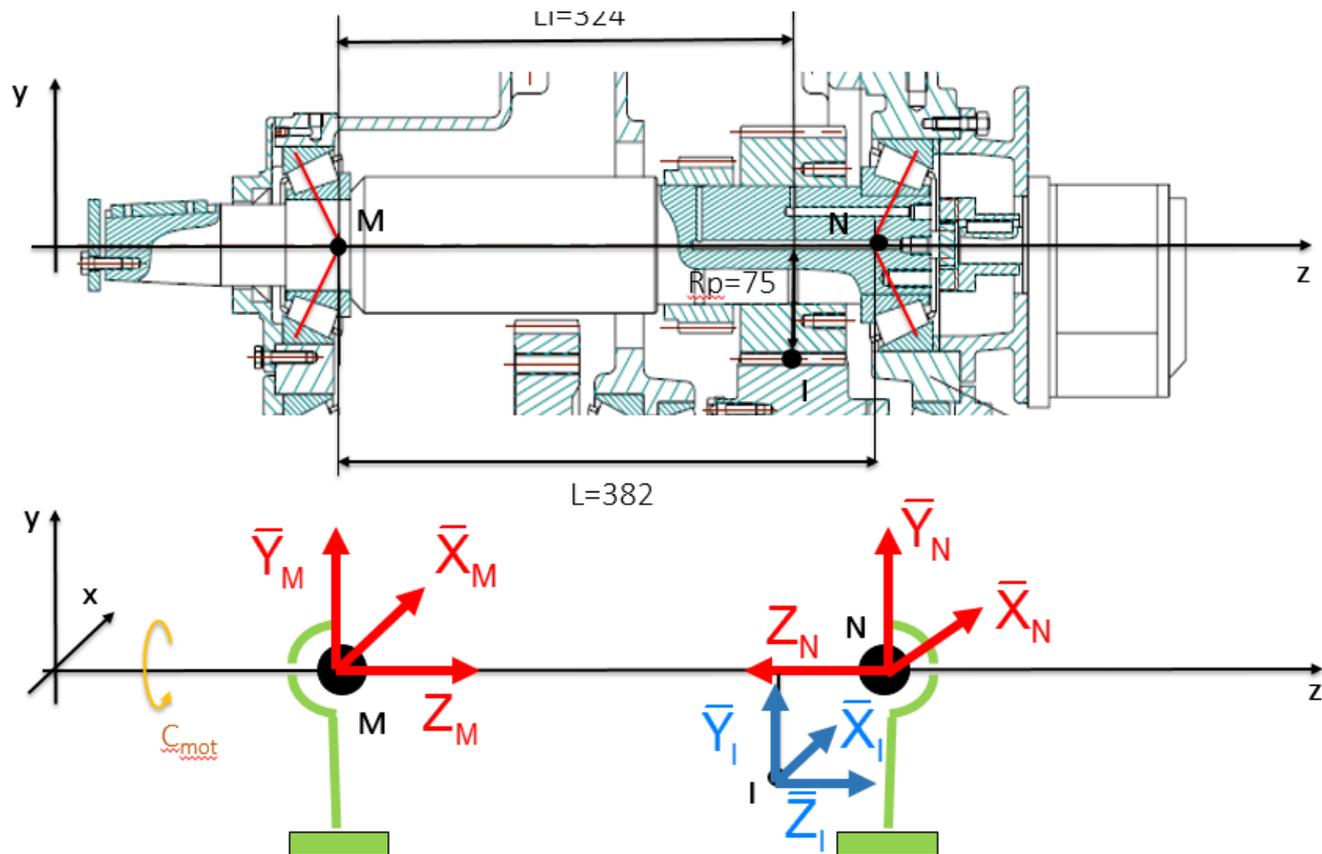




Dimensionnement

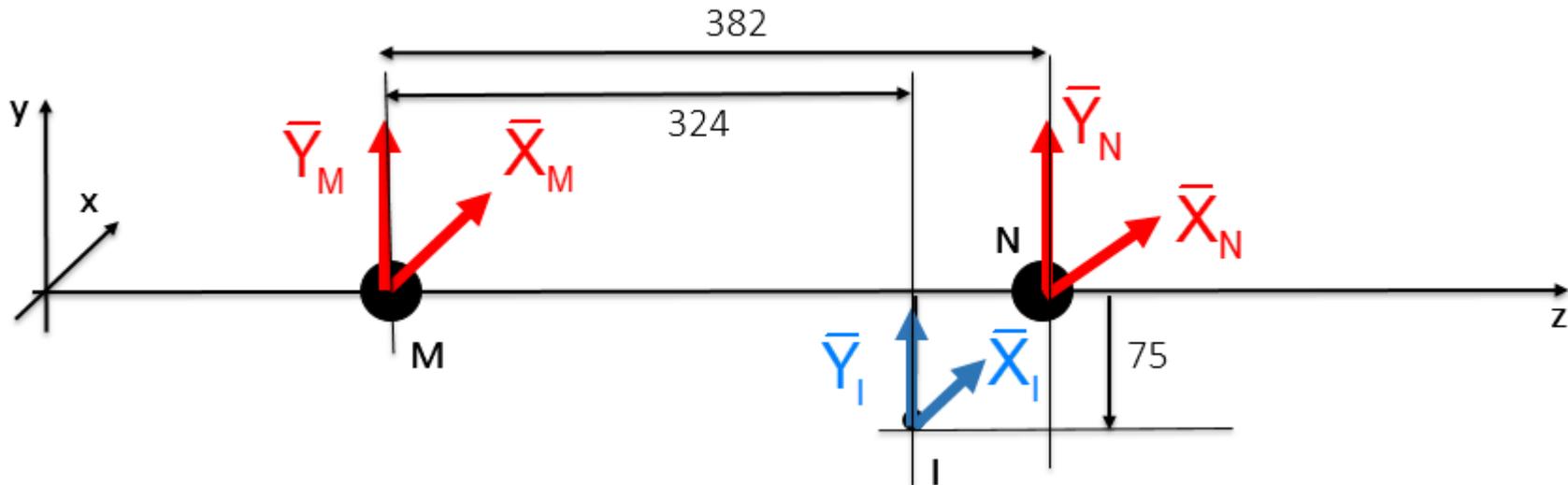
Des roulements à contacts obliques

Équilibre statique du montage



L'équilibre statique ne peut se faire que sur la base d'un modèle filaire isostatique indiquant la nature des liaisons réalisées par les roulements (rotule ou linéaire annulaire généralement) et la position relative des liaisons et des points d'application des charges extérieures.

Équilibre statique du montage

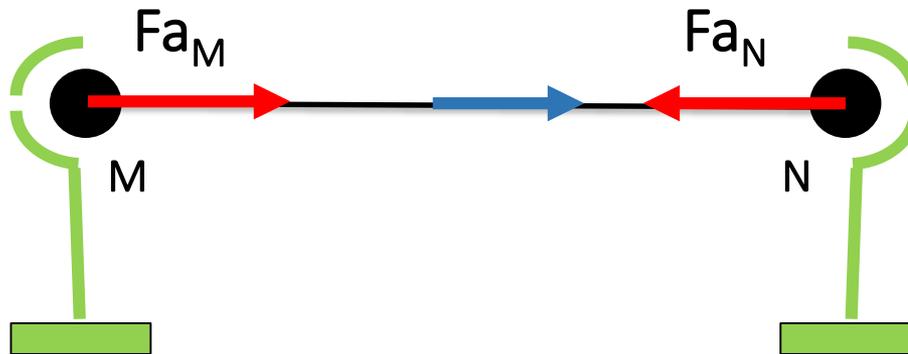


Le PFS permet de connaître les charges radiales supportées par les roulements **MAIS PAS LES CHARGES AXIALES ! Celles-ci seront déterminées par les conditions de bon fonctionnement précédentes.**

Équilibre statique AXIAL du montage

Les conditions de bon fonctionnement impose que les roulements travaillent axialement au minimum à leur charge induite. Pour le dimensionnement on se place à la limite de ce bon fonctionnement :

UN ROULEMENT TRAVAILLE À SA CHARGE INDUITE, L'AUTRE TRAVAILLE À UNE VALEUR SUPÉRIEURE OU ÉGALE À SA CHARGE INDUITE.

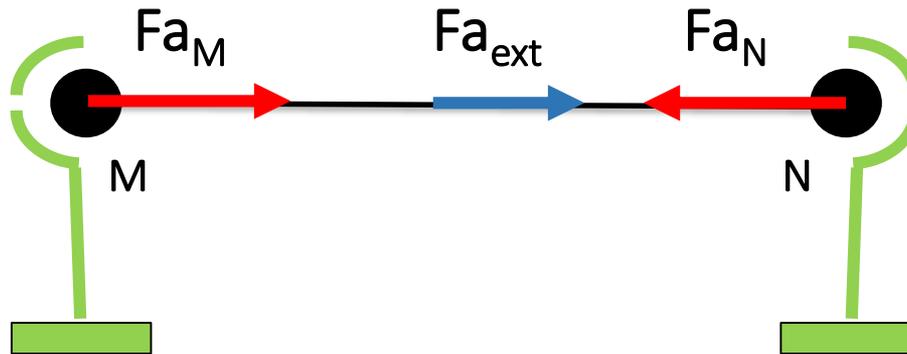


Connaissant le sens des efforts axiaux, l'équilibre axial devient alors :

$$+F_{aM} - F_{aN} + F_{a_{ext}} = 0 \text{ avec}$$
$$F_{aM} = a_M \text{ et } F_{aN} \geq a_N \text{ OU } F_{aM} \geq a_M \text{ et } F_{aN} = a_N$$

Équilibre statique AXIAL du montage

Comment déterminer le cas de fonctionnement et donc le roulement qui travaille à sa charge induite ?



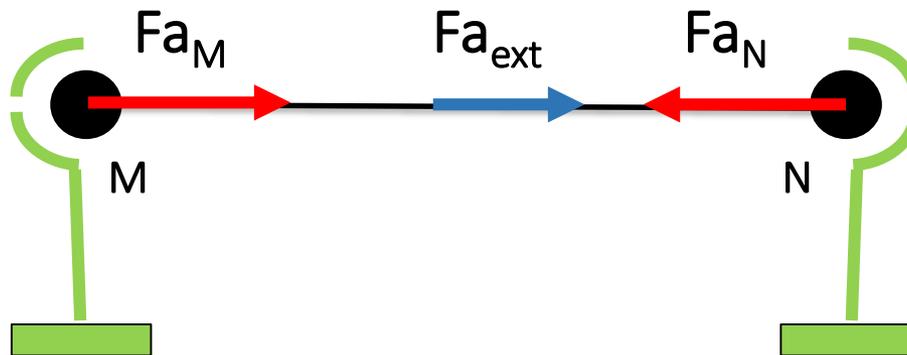
Le bon sens

Méthode des indices

Déséquilibre transitoire

Le bon sens

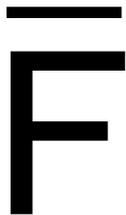
On calcule les charges induites des roulements M et N. On fait un pari raisonnable sur le roulement qui est à sa charge induite, par exemple M. On calcule la charge axiale sur l'autre roulement N. Si celle-ci est supérieure ou égale à la charge induite a_N , on est bon. Sinon, le roulement N est à sa charge induite a_N et on calcule la charge axiale sur M.



Convention d'écriture pour les efforts



Effort avec plusieurs composantes, dont l'orientation réelle n'est pas défini.
Représenter par une flèche dans le sens positive sur les schémas



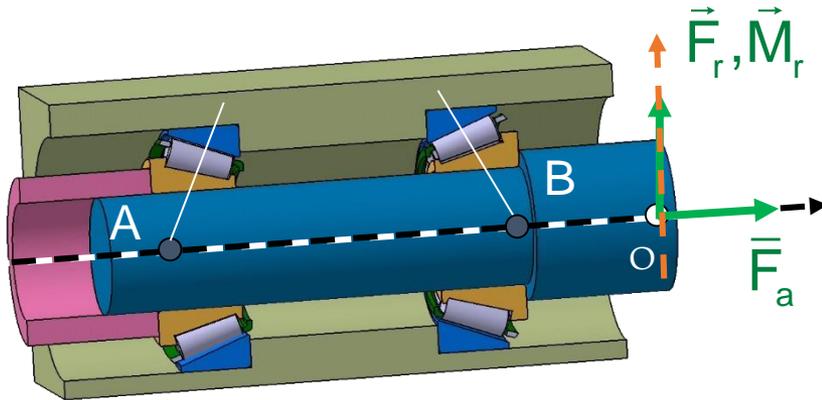
Effort uniaxial, dont l'orientation réelle n'est pas définie, par exemple l'effort axial extérieur
Représenter par une flèche dans le sens positif des axes sur les schémas



Effort uniaxial, dont l'orientation réelle est connue, par exemple les efforts induits lorsque le montage est précisé
Représenter par une flèche dans le sens de sa direction réelle

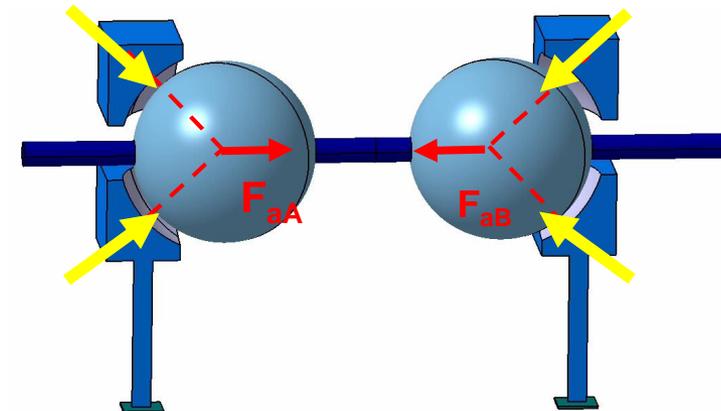
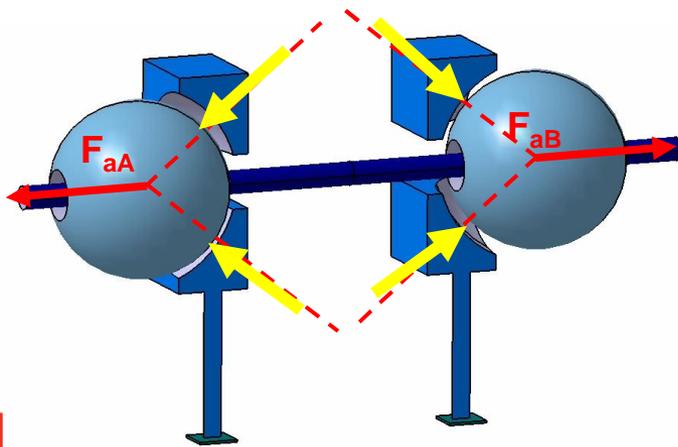
Calcul des charges axiales transmises par les roulements

Calcul direct : Efforts extérieurs exercés sur l'arbre

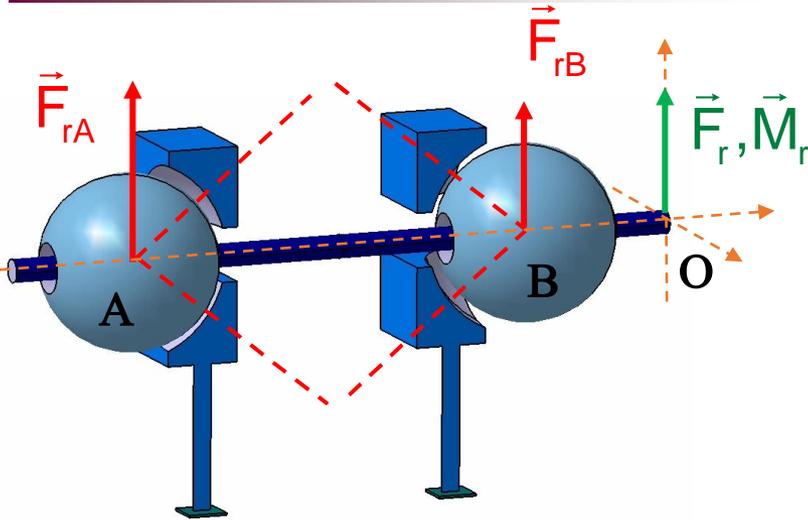


Identifier les efforts extérieurs exercés sur l'arbre
Positionner les centres de rotulage

Identifier le sens des efforts axiaux exercés par les roulements



Calcul des charges axiales transmises par les roulements



Les efforts s'appliquent aux centres de rotulage

Ecrire l'équilibre statique radial de l'arbre (2D)

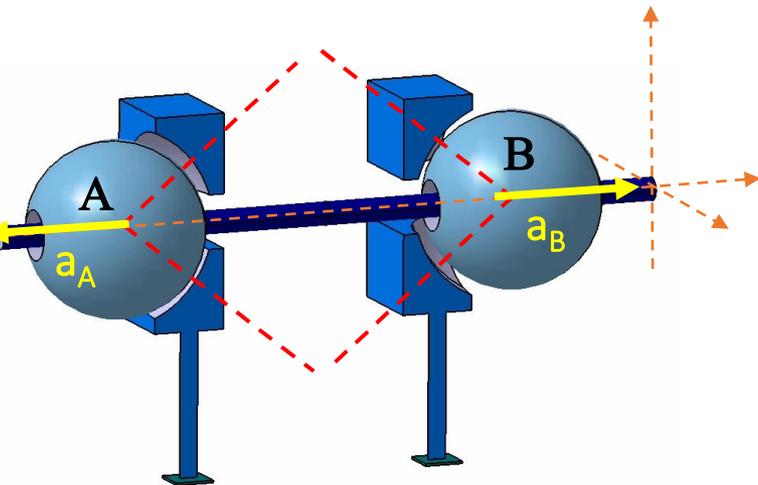
$$\vec{F}_r + \vec{F}_{rA} + \vec{F}_{rB} = \vec{0}$$

$$\vec{M}_r + \vec{AO} \wedge \vec{F}_r + \vec{AB} \wedge \vec{F}_{rB} = \vec{0}$$

En déduire la norme des efforts radiaux transmis par les roulements

$$R_A = |\vec{F}_{rA}|$$

$$R_B = |\vec{F}_{rB}|$$



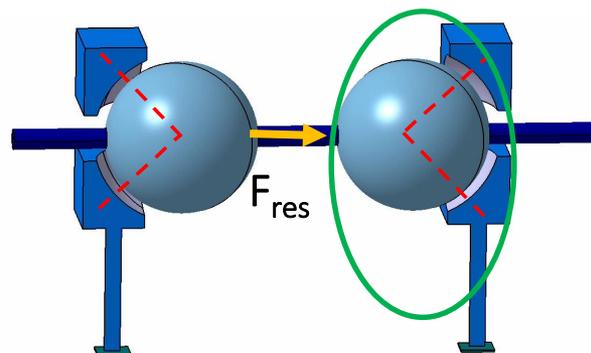
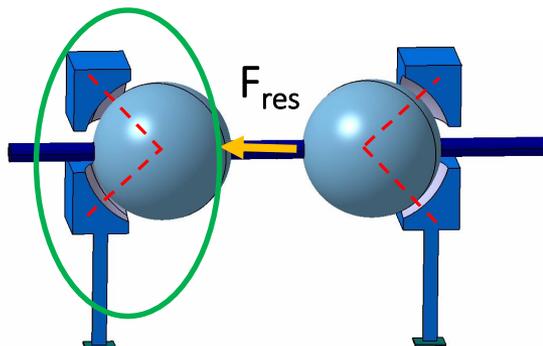
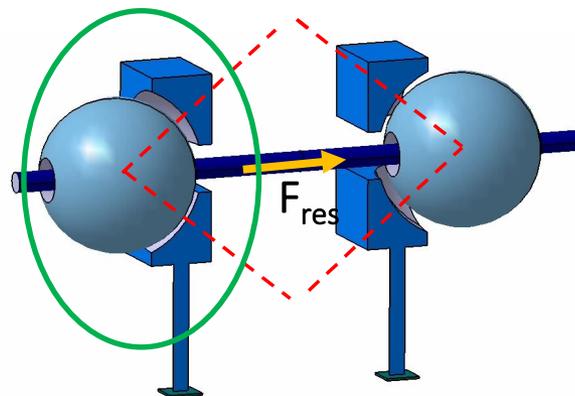
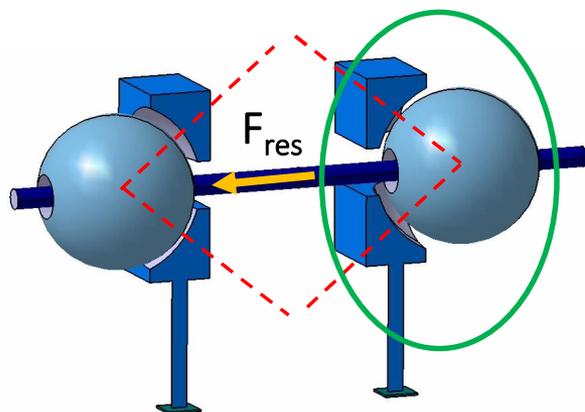
Calculer la norme des efforts axiaux induits

$$a_A = \frac{R_A}{2.Y_A} \quad a_B = \frac{R_B}{2.Y_B}$$

Calcul des charges axiales transmises par les roulements

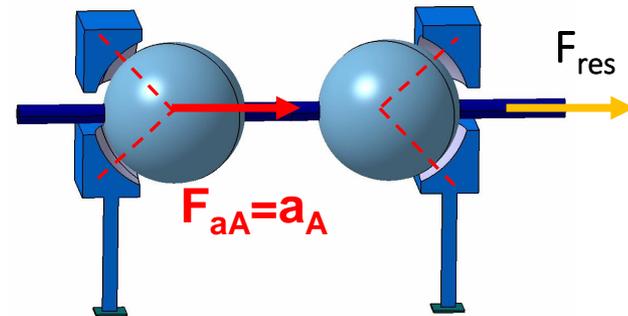
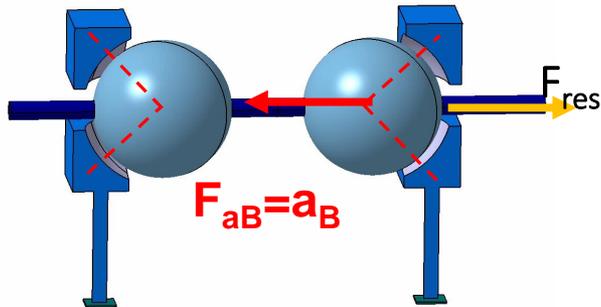
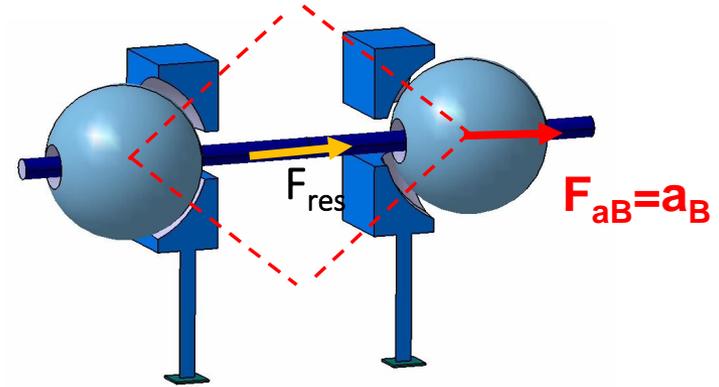
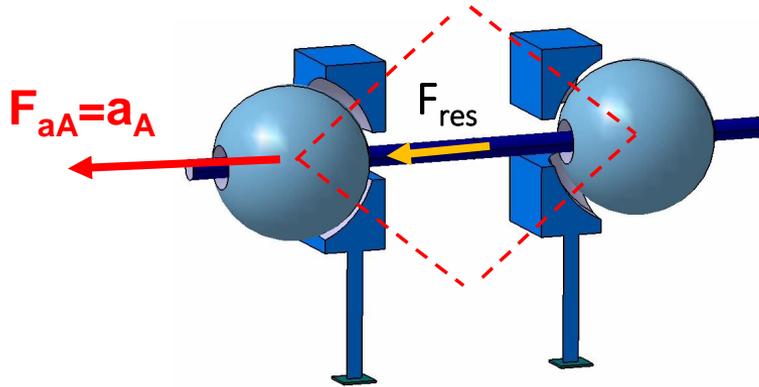
Déterminer le sens de la résultante **vectorielle** : $\bar{F}_{res} = \bar{F}_a + \bar{a}_A + \bar{a}_B$

Déterminer le roulement pouvant transmettre cette charge



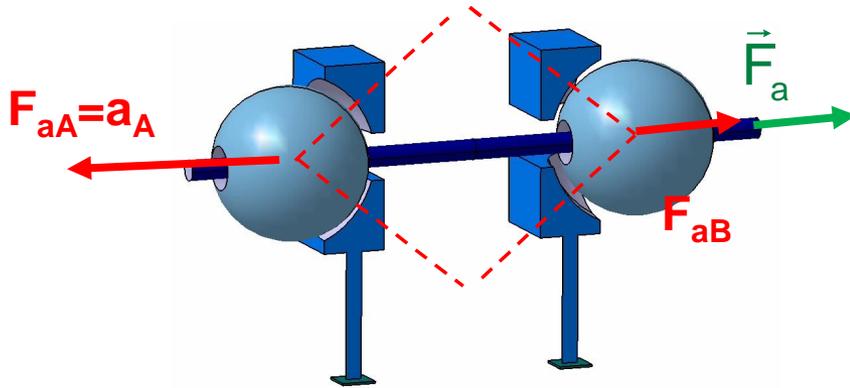
Calcul des charges axiales transmises par les roulements

Le roulement qui ne transmet pas cette charge transmet sa charge induite

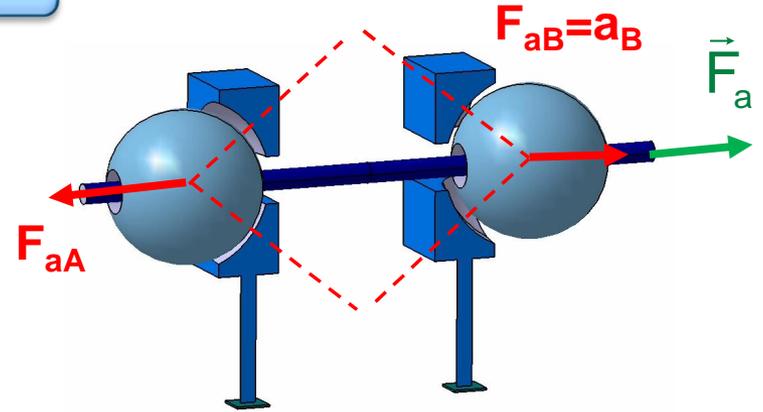


Calcul des charges axiales transmises par les roulements

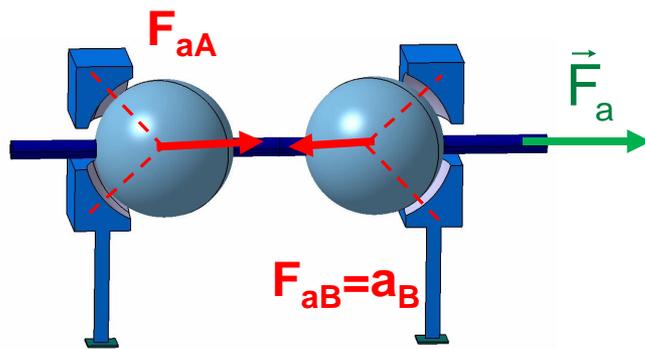
Ecrire l'équilibre axial de l'arbre



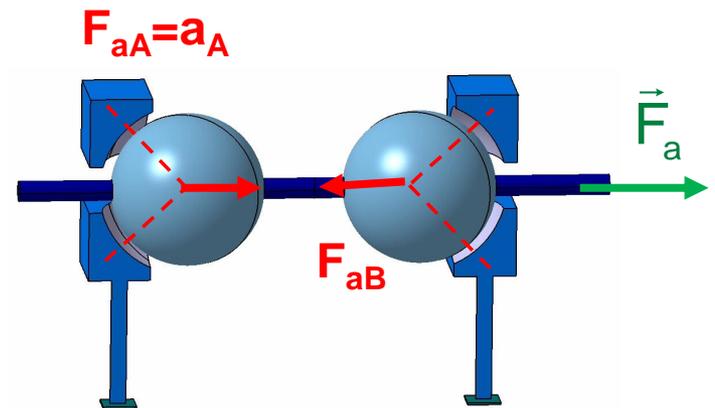
$$-a_A + F_{aB} + \bar{F}_a = 0 \rightarrow F_{aB} = a_A - \bar{F}_a$$



$$a_B - F_{aA} + \bar{F}_a = 0 \rightarrow F_{aA} = a_B + \bar{F}_a$$



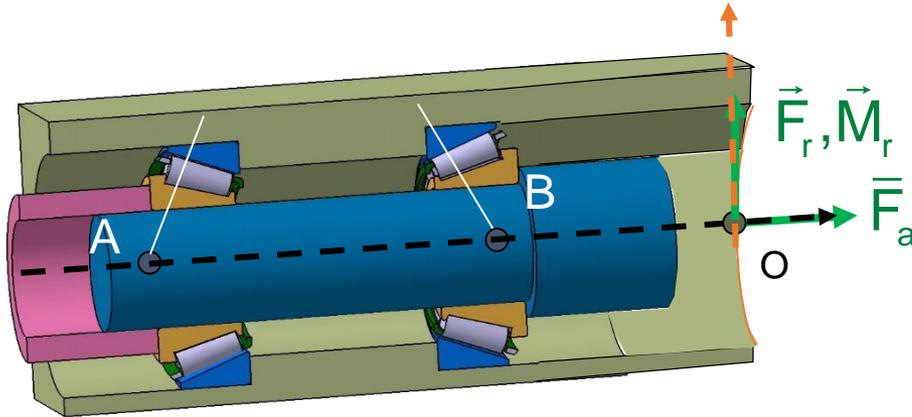
$$-a_B + F_{aA} + \bar{F}_a = 0 \rightarrow F_{aA} = a_B - \bar{F}_a$$



$$a_A - F_{aB} + \bar{F}_a = 0 \rightarrow F_{aB} = a_A + \bar{F}_a$$

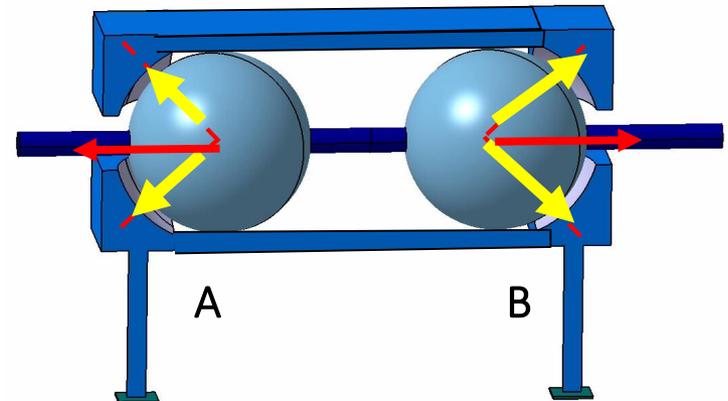
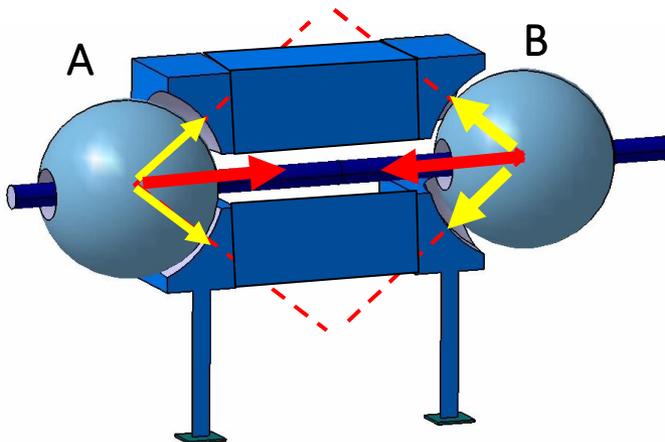
Calcul des charges axiales transmises par les roulements

Calcul direct : Efforts extérieurs exercés sur le moyeu (roue)



Identifier les efforts extérieurs exercés sur le moyeu
Positionner les centres de rotulage

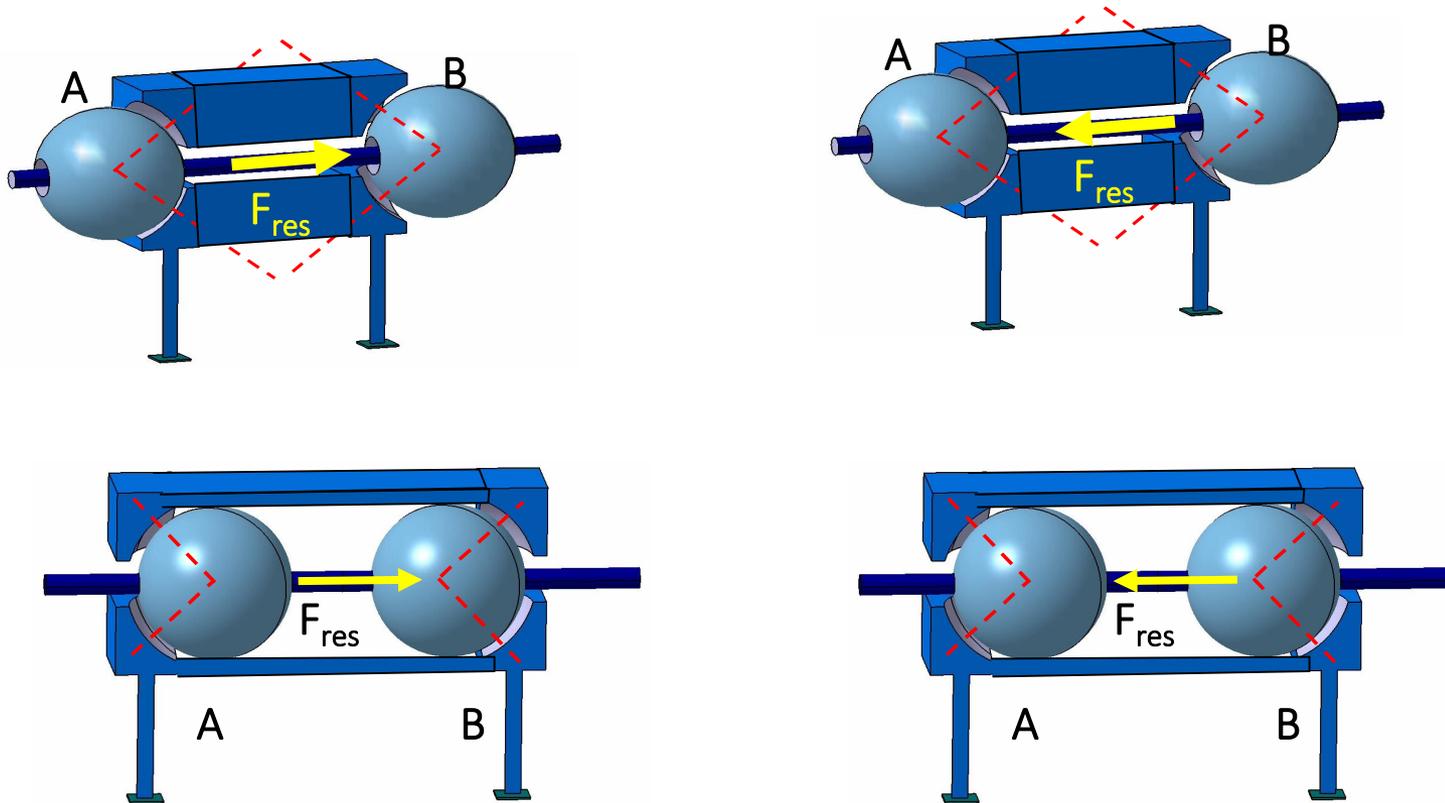
Identifier le sens des efforts axiaux exercés par les roulements **sur le moyeu**



Calcul des charges axiales transmises par les roulements

Le reste des calculs se déroulent de la même façon

Travail personnel : Indiquer les efforts axiaux transmis par les roulements au moyeu en fonction de l'effort axial F_{res}



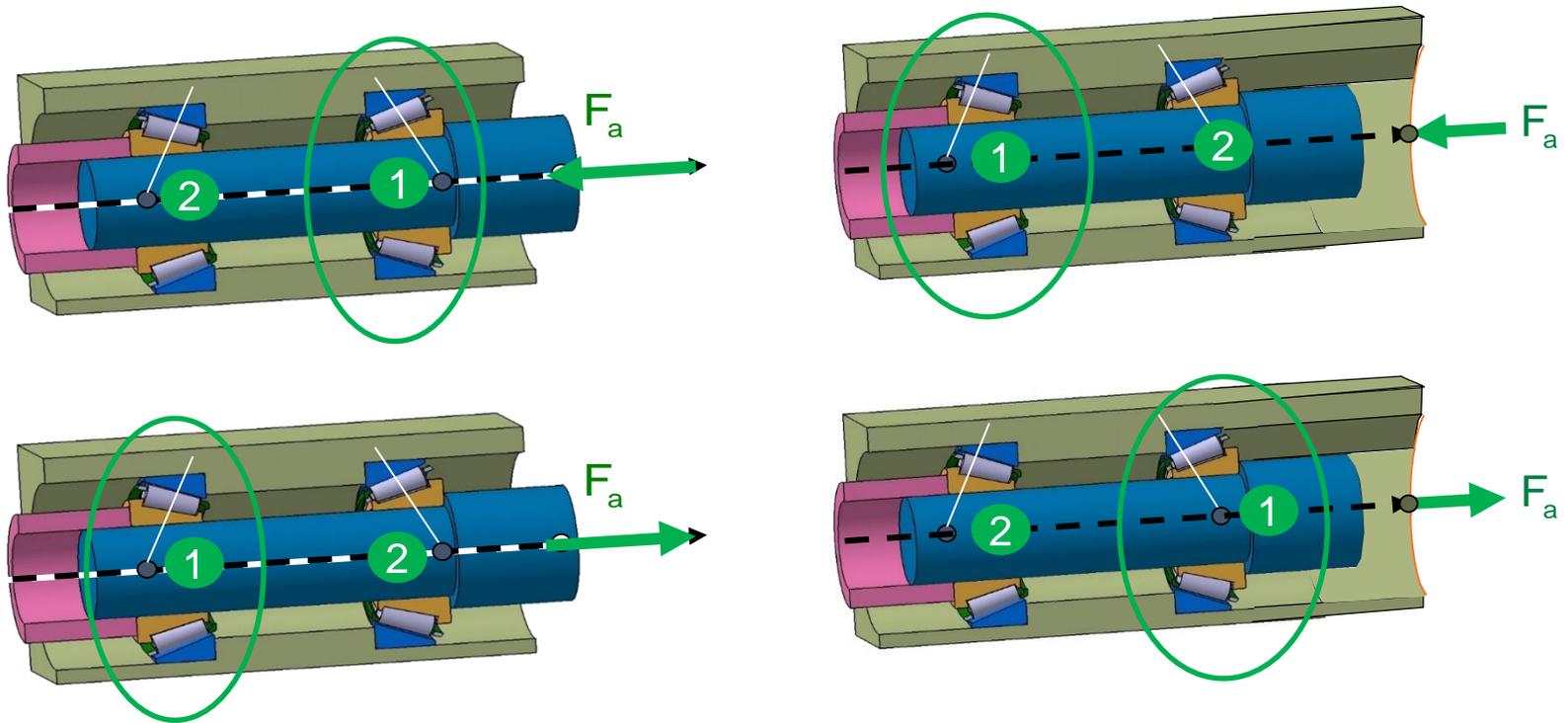
Retour

Calcul des charges axiales transmises par les roulements

Synthèse : Méthode des « indices »

1. Déterminer sur quel élément (arbre/moyeu) la charge axiale extérieure s'applique, En ne considérant **que cette charge axiale** extérieure déterminer le roulement qui transmet cette charge.

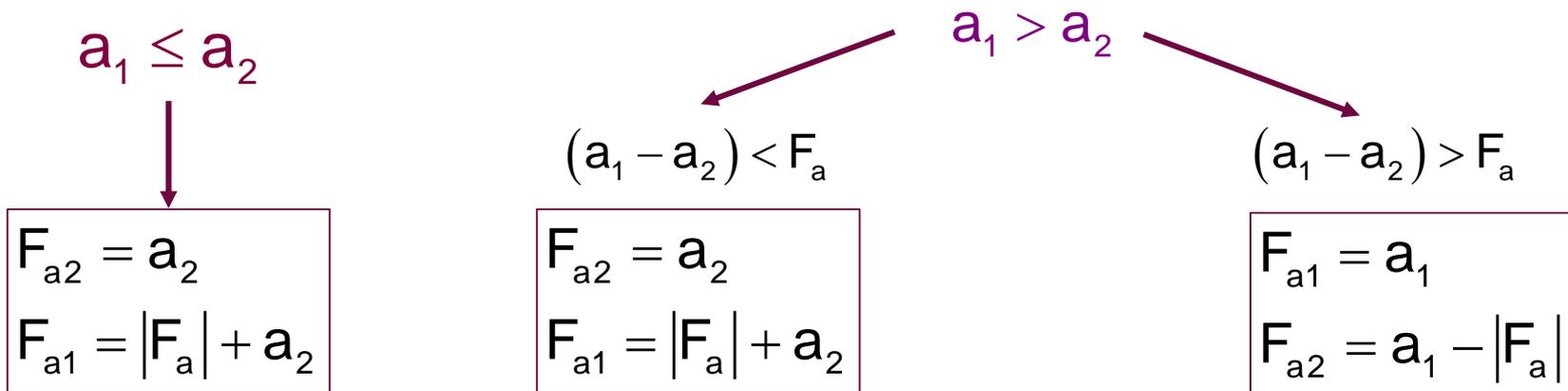
Indicer (1) ce roulement et (2) l'autre.



Calcul des charges axiales transmises par les roulements

3. Déterminer en norme les efforts radiaux R_1 et R_2 transmis par les roulements
4. Déterminer en norme les charges axiales induites a_1 et a_2
5. En déduire les charges axiales transmises par les roulements.

Ces formules peuvent être appliquées directement





A retenir :

Un roulement transmet sa charge induite

L'autre transmet plus que sa charge induite

Démarche générale de dimensionnement

L'équilibre statique précédent permet de déterminer les charges radiale F_r et une charge axiale F_a

La méthodologie vue pour les roulements radiaux reste vraie



1. Déterminer la charge statique radiale équivalente P_0 .

2. Vérifier que : $C_0 > s_0 \times P_0$

Où s_0 dépendant des conditions de fonctionnement et C_0 est la capacité de charge statique,

3. Déterminer la charge radiale dynamique équivalente P

4. Vérifier qu'elle est suffisante $P > P_{min}$

5. Calculer la durée de vie effective

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^n$$

Application : transmission roue-vis

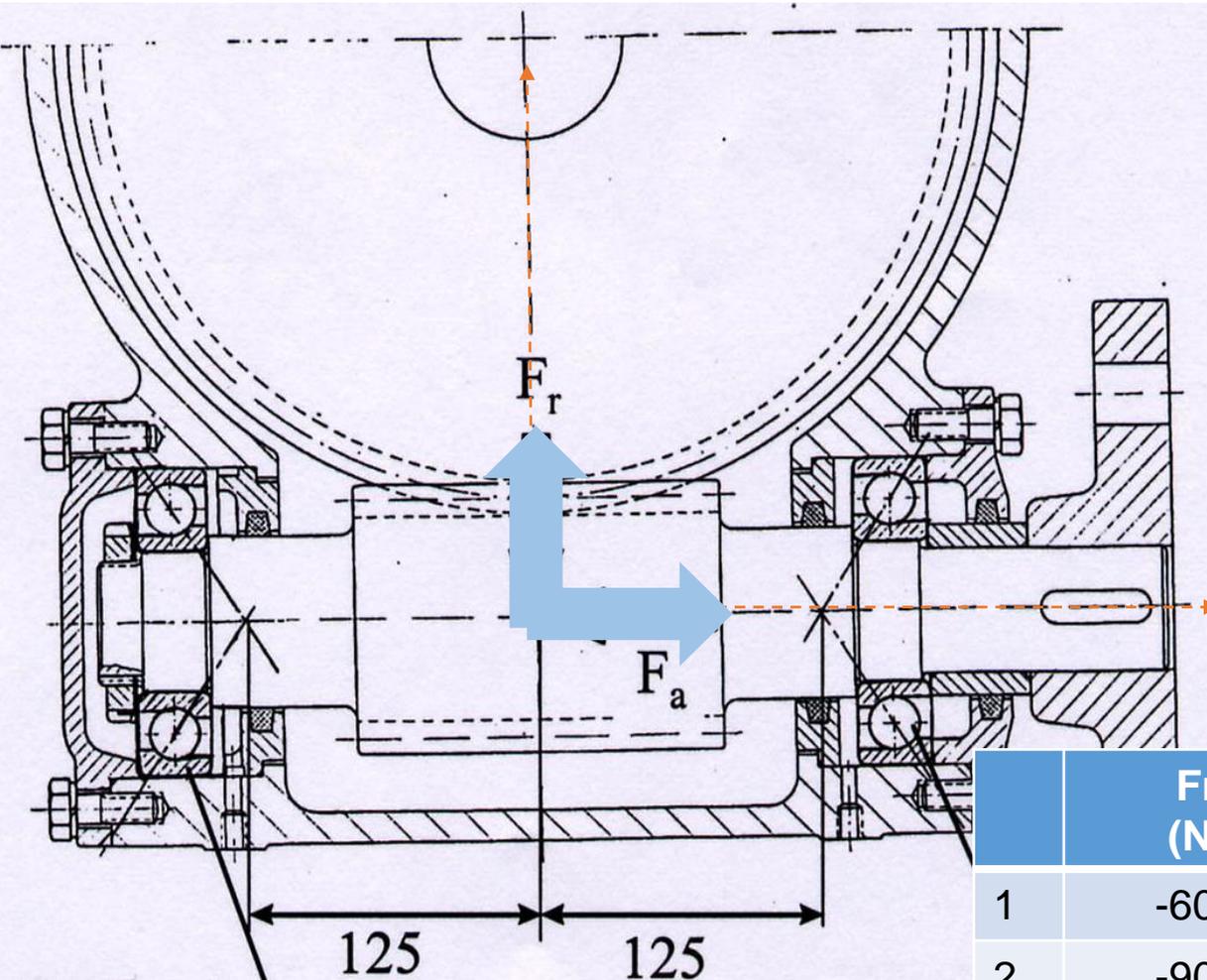
Caractéristiques roulements

SKF 7305 BE-2RZP

$d=25,$
 $D=62,$

$C_0=14\ 000\ \text{N},$
 $C=24\ 200\ \text{N},$

$e=1.14,$
 $X_0=0.5 ;$
 $Y_0= 0.26;$
 $X=0.35,$
 $Y=0.57$



	F_r (N)	F_a (N)	N (tr/mn)	% temps
1	-600	-1600	1440	80
2	-900	-2400	960	10
3	-900	2400	-960	10

Déterminer la durée de vie des roulements avec une fiabilité de 95%

Application : transmission roue-vis

SKF 7305 BE-2RZP

Données de calcul

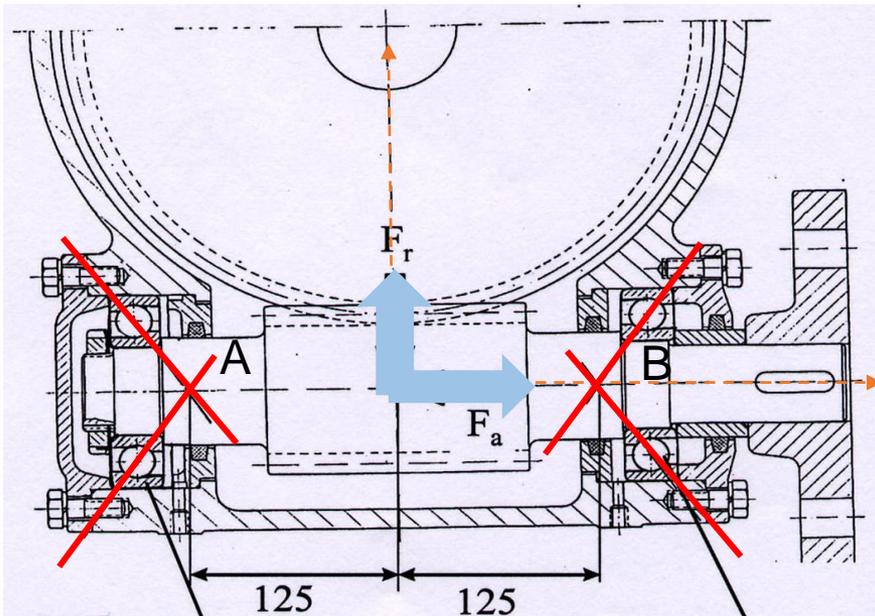
Charge dynamique de base	C	24.2	kN
Charge statique de base	C ₀	14	kN
Limite de fatigue	P _u	0.6	kN
Vitesse de référence		14000	r/min
Vitesse limite		14000	r/min
Coefficient de calcul	k _r	0.1	
Coefficient de calcul	k _a	1.6	
Coefficient de calcul	e	1.14	

Roulement isolé ou paire de roulements appariés en tandem

Coefficient de calcul	X	0.35	
Coefficient de calcul	Y ₀	0.26	
Coefficient de calcul	Y ₂	0.57	

Application : transmission roue-vis

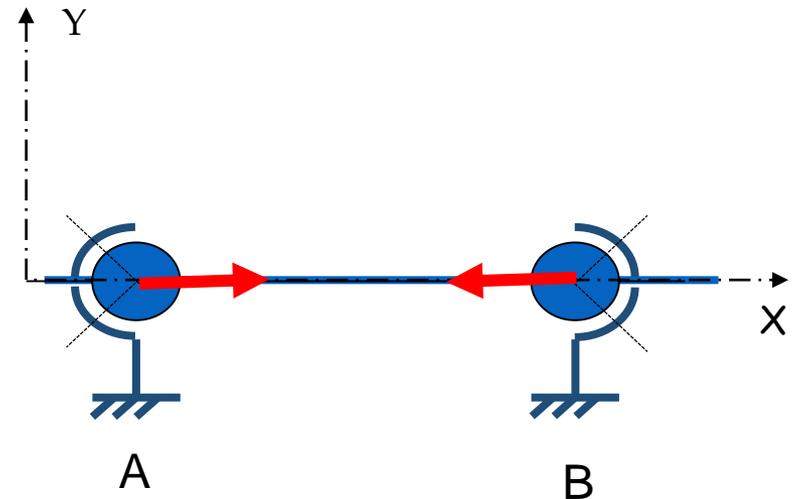
Analyse du montage



Montage en X

Efforts extérieurs exercés sur l'arbre

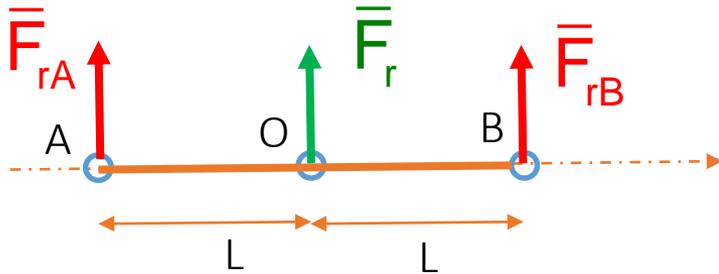
Centres de rotulage A et B



Efforts axiaux exercés par les roulements sur l'arbre

Application : transmission roue-vis

Equilibre radial de l'arbre



Efforts :
$$\bar{F}_{rA} + \bar{F}_R + \bar{F}_{rB} = 0$$

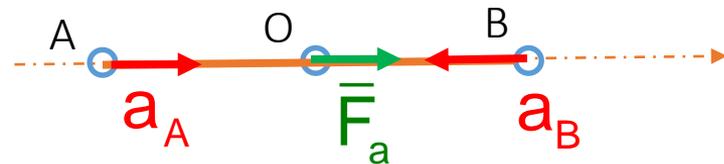
Moments en A :
$$L \cdot \bar{F}_R + 2L \cdot \bar{F}_{rB} = 0$$

⇒
$$\bar{F}_{rB} = \bar{F}_{rA} = -\frac{1}{2} \bar{F}_r$$

Efforts induits

$$R_A = R_B = \frac{1}{2} |\bar{F}_r|$$

$$a_A = a_B = \frac{R}{e}$$

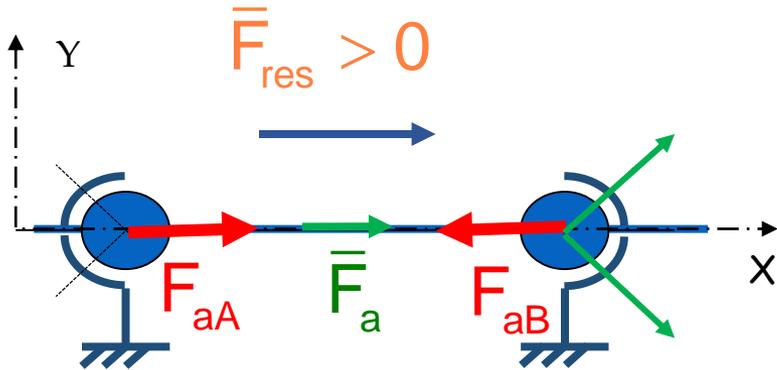


$$\bar{F}_{res} = \bar{F}_a + a_A - a_B$$

Application : transmission roue-vis

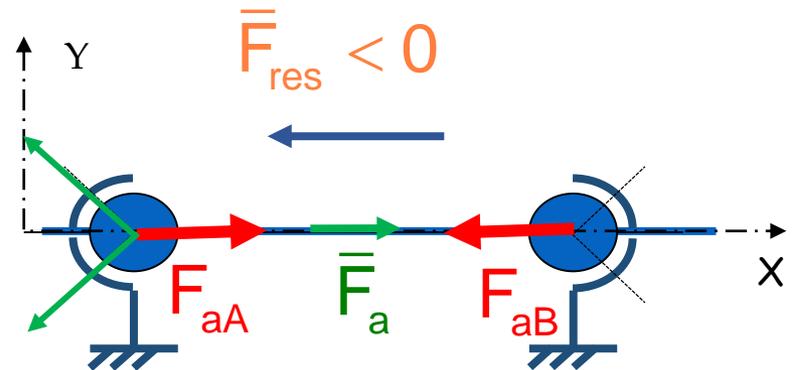
Equilibre axial

$$F_{aA} + \bar{F}_a - F_{aB} = 0$$



$$F_{aA} = a_A$$

$$F_{aB} = a_A + \bar{F}_a$$



$$F_{aB} = a_B$$

$$F_{aA} = a_B - \bar{F}_a$$

Application : transmission roue-vis

Application Numérique

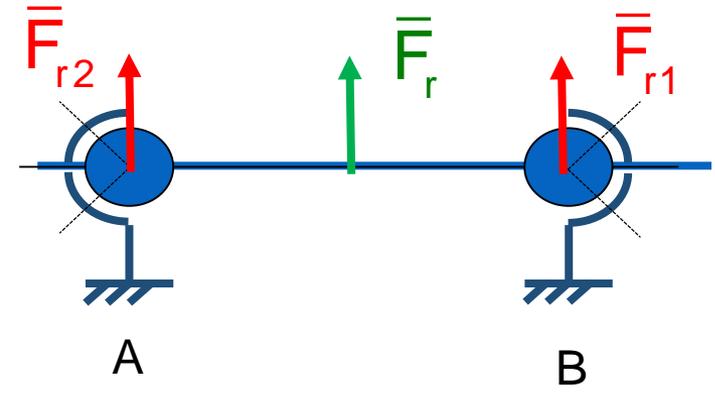
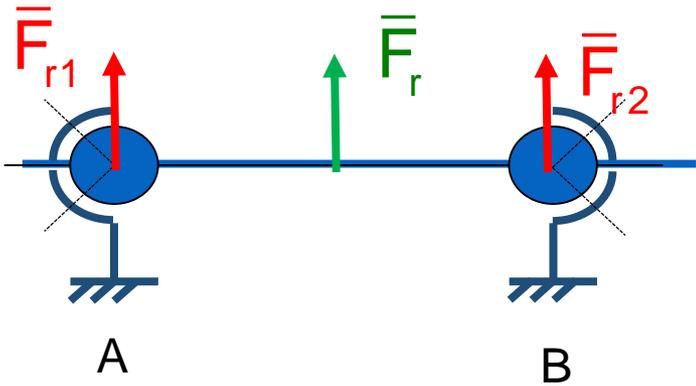
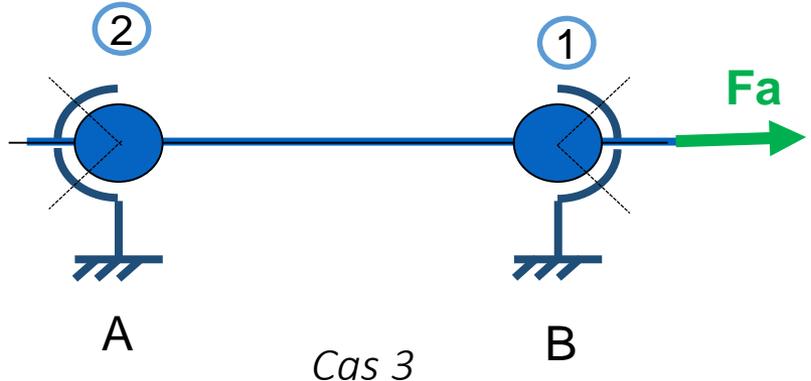
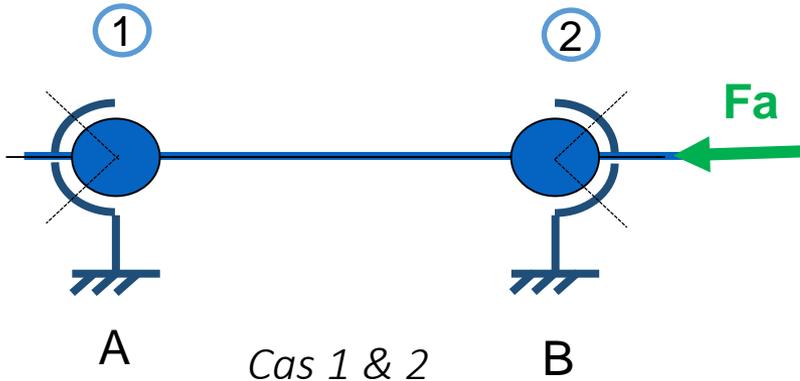
Niveau	1	2	3
Fa	-1600	-2400	2400
Fr	-600	-900	-900
RA	300	450	450
RB	300	450	450
aA	263	395	395
aB	263	395	395
Fres	-1600	-2400	2400
FaA	1863	2795	395
FaB	263	395	2795

Efforts en N



Application : transmission roue-vis

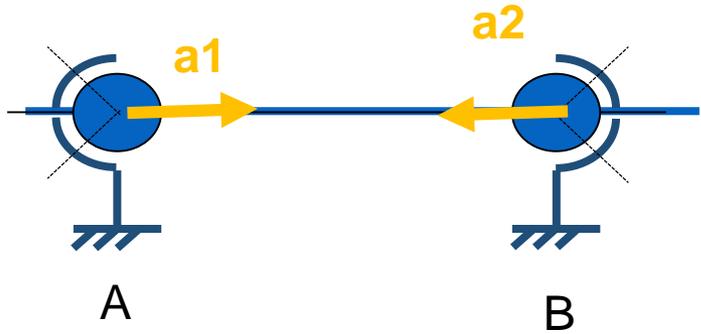
Méthode des indices



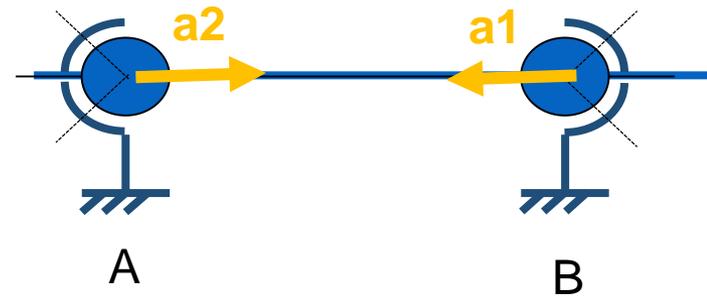
$$R_1 = R_2 = R = \frac{1}{2} |\bar{F}_r|$$

Application : transmission roue-vis

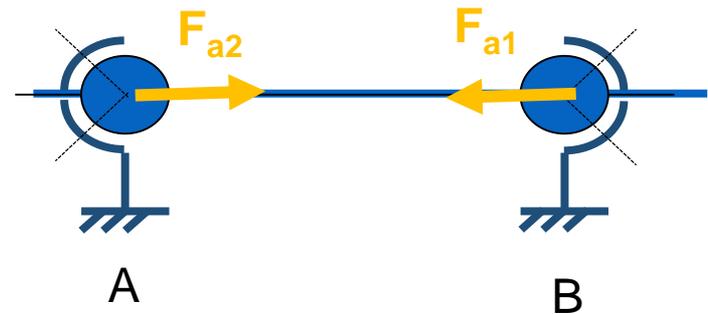
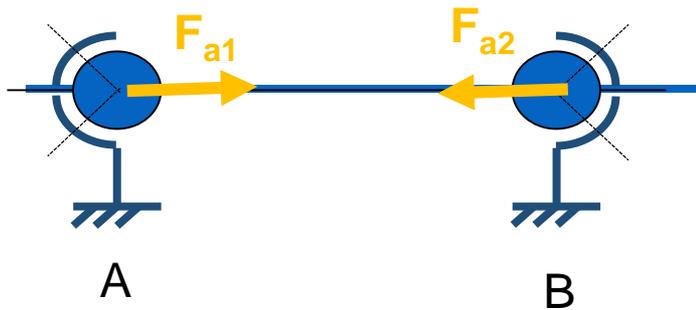
Cas 1 & 2



Cas 3



$$a_A = a_B = \frac{R}{e}$$



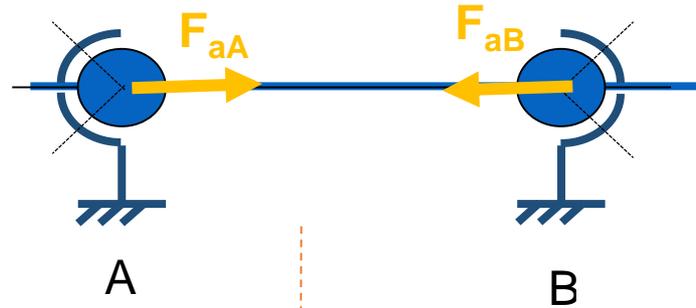
$$a_1 \leq a_2$$

$$F_{a2} = a_2$$

$$F_{a1} = |F_a| + a_2$$

Application : transmission roue-vis

Cas 1 & 2



Cas 3

$$F a_A = \frac{\bar{R}}{e}$$

$$F_{aA} = |F_a| + F_{aB}$$

$$F a_A = \frac{\bar{R}}{e}$$

$$F_{aB} = |F_a| + F_{aA}$$

Application : transmission roue-vis

Résistance à la détérioration statique

$$C_0 > s_0 \times P_0 \quad \text{avec} \quad P_0 = \max (F_r, X_0.F_r + Y_0.F_a)$$

Type de roulements		1 rangée		
		X_0	Y_0	
Roulements à billes	à contact radial	0.6	0.5	
	à rotules	0.5	$0.22 \cdot \cotg \alpha$	
	à contact oblique	$\alpha = 15^\circ$	0.5	0.46
		$\alpha = 20^\circ$	0.5	0.42
		$\alpha = 25^\circ$	0.5	0.38
		$\alpha = 30^\circ$	0.5	0.33
		$\alpha = 35^\circ$	0.5	0.29
		$\alpha = 40^\circ$	0.5	0.26
$\alpha = 45^\circ$	0.5	0.22		
Roulements à rouleaux	à rouleaux coniques	0.5	$0.22 \cdot \cotg \alpha$	
	à rotules	0.5	$0.22 \cdot \cotg \alpha$	

Les roulements SKF de base ont un angle de contact de 40°

Les valeurs des coefficients peuvent aussi être trouvés sur les catalogues fabricants

X 0.35

Y_0 0.26

Y_2 0.57

X_0 et Y_0 selon ISO 76

Application : transmission roue-vis

Mode de Fonctionnement	Roulement en rotation						Roulement à l'arrêt	
	Exigences de silence de fonctionnement							
	Faible		Normales		Élevées			
	Billes	Rouleaux	Billes	Rouleaux	Billes	Rouleaux	Billes	Rouleaux
Régulier sans vibrations	0.5	1	1	1.5	2	3	0.4	0.8
Normal	0.5	1	1	1.5	2	3.5	0.5	1
Chocs prononcés	≥ 1.5	≥ 2.5	≥ 1.5	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

Coefficient de sécurité s_0
(Source SKF)

Données de calcul

Charge dynamique de base	C	24.2	kN
Charge statique de base	C_0	14	kN

Niveau	1	2	3
$\max(F_r; X_0.F_r + Y_0.F_a)$			
P0 : RltA	634	952	450
P0 : RltB	300	450	952

Efforts en N

300



Application : transmission roue-vis

Charge radiale dynamique équivalente pour chaque niveau

Si $F_a/F_r > e$: $P = X F_r + Y F_a$

Si $F_a/F_r \leq e$: $P = F_r$

Coefficient de calcul	e	1.14
Roulement isolé ou paire de roulements appariés en tandem		
Coefficient de calcul	X	0.35
Coefficient de calcul	Y_0	0.26
Coefficient de calcul	Y_2	0.57

Niveau	1	2	3
Fa/Fr			
RltA	6,21	6,21	0,88
RltB	0,88	0,88	6,21
PeqA	1167	1751	450
PeqB	300	450	1751

Application : transmission roue-vis

Charge minimale

Pour les roulements à billes $P > 0,01$. $C = 242$ N

Niveau	1	2	3
Fa/Fr			
RltA	6,21	6,21	0,88
RltB	0,88	0,88	6,21
PeqA	1167	1751	450
PeqB	300	450	1751



Application : transmission roue-vis

Durée de Vie

Capacité de charge dynamique (N) :
charge radiale appliquée pour que 90%
des roulements testés est une durée de
vie ≥ 1 Millions de tours

**Durée de vie en
Million de tours**

Coefficient dépendant du
type de contact

- ponctuel (bille) $n = 3$
- linéaire (rouleaux) $n = 10/3$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^n$$

Charge radiale équivalente

Application : transmission roue-vis

Charge équivalente multi-niveaux

Chaque niveau est associé à

- une charge radiale équivalente P_i constante
- une vitesse de rotation constante N_i
- un taux de fonctionnement en temps α_i^t

On définit le taux de fonctionnement en tours

$$\alpha_i^{tr} = \frac{\alpha_i^t \cdot N_i}{\sum_j \alpha_j^t \cdot N_j}$$

On définit la charge radiale équivalente

$$P_{equi} = \sqrt[n]{\sum_i \alpha_i^{tr} \cdot (P_i)^n}$$

Application : transmission roue-vis

Application

Niveau	1	2	3	
Fa/Fr				
RltA	6,21	6,21	0,88	
RltB	0,88	0,88	6,21	
PeqA	1167	1751	450	
PeqB	300	450	1751	
Niveau	1	2	3	
Ni (tr/mn)	1440	960	-960	
αt	0,8	0,1	0,1	Σ
$\alpha t \cdot Ni$	1152	96	96	1344
α_{tr}	0,86	0,07	0,07	
PA	1167	1751	450	
PB	300	450	1751	Σ
$\alpha_{tr} \cdot (PA)^3$	1,36E+09	3,83E+08	6,51E+06	1,75E+09
$\alpha_{tr} \cdot (PB)^3$	2,31E+07	6,51E+06	3,83E+08	4,13E+08

Pequi_A	1206
Pequi_B	745
C	24200
LA (Mtr)	8090
LB (Mtr)	34333

Application : transmission roue-vis

Durée de vie en h

$$L_h = L_{Mtr} \cdot 10^6 \cdot \sum_i \frac{\alpha_i^{tr}}{N_i \cdot 60}$$

LhA (h)	1,00E+05
LhB (h)	4,26E+05



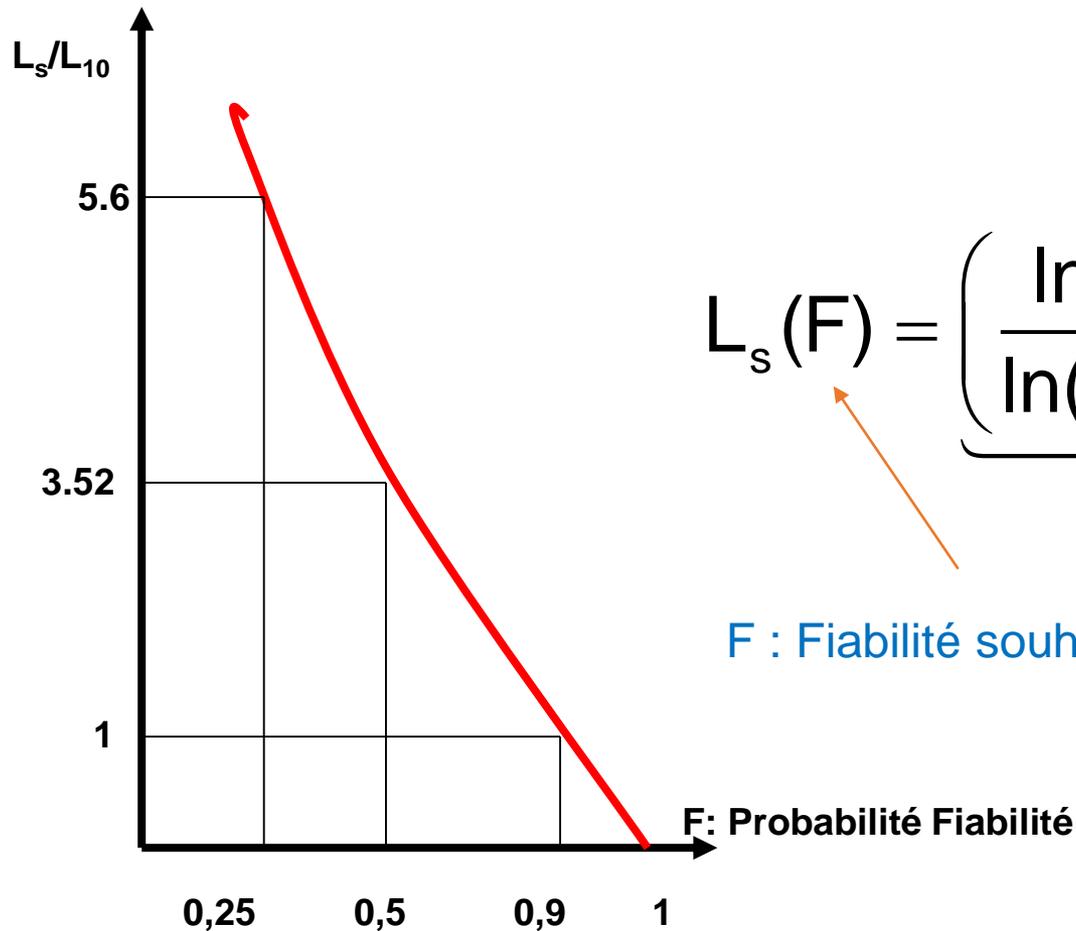
Durée de vie
avec une
fiabilité de 90%

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^n$$

$$10 = 100 - 90$$

Application : transmission roue-vis

Fiabilité > 90%



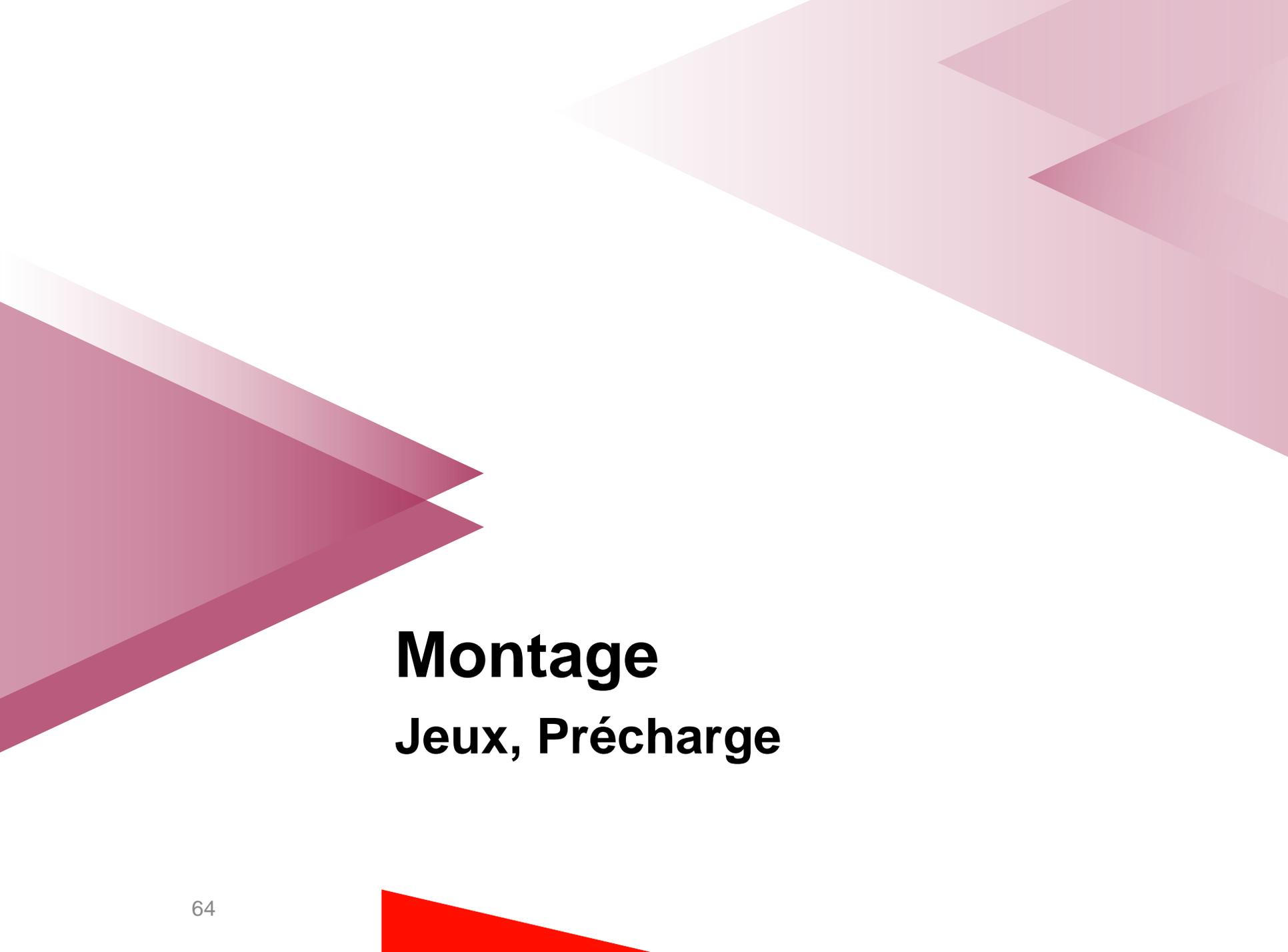
$$L_s(F) = \underbrace{\left(\frac{\ln(F)}{\ln(0.9)} \right)^{1.5}}_{a_1} L_{10}$$

F : Fiabilité souhaitée ($0 < F < 1$)

Application : transmission roue-vis

Application : durée de vie avec une fiabilité de 95%

F	0,95
a1	0,61885438
LhA	62 082
LhB	263 483



Montage

Jeux, Précharge

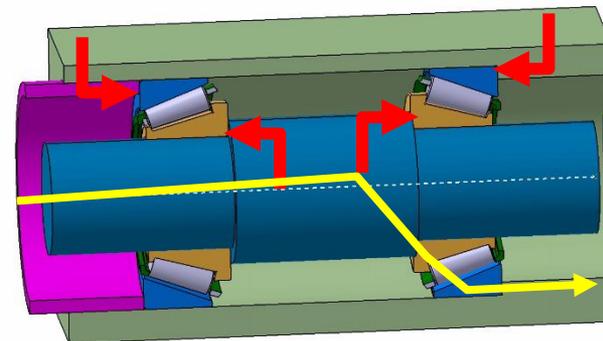
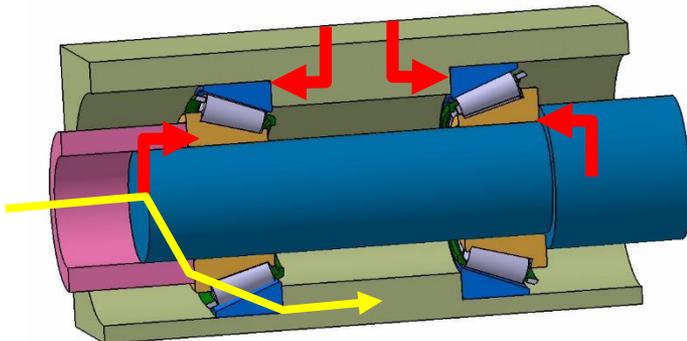
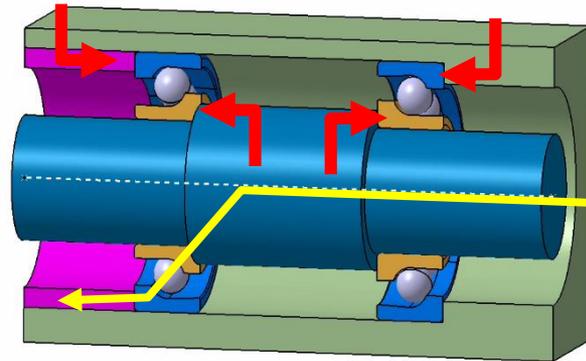
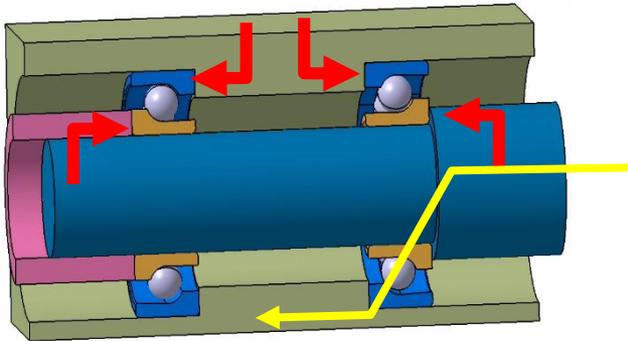
Les règles principales vues en Conan pour les roulements radiaux restent vraies



- La bague qui tourne par rapport à la charge est montée serrée pour éviter le laminage.
- La bague qui est fixe par rapport à la direction de la charge est montée glissante

Particularités des roulements à contact oblique

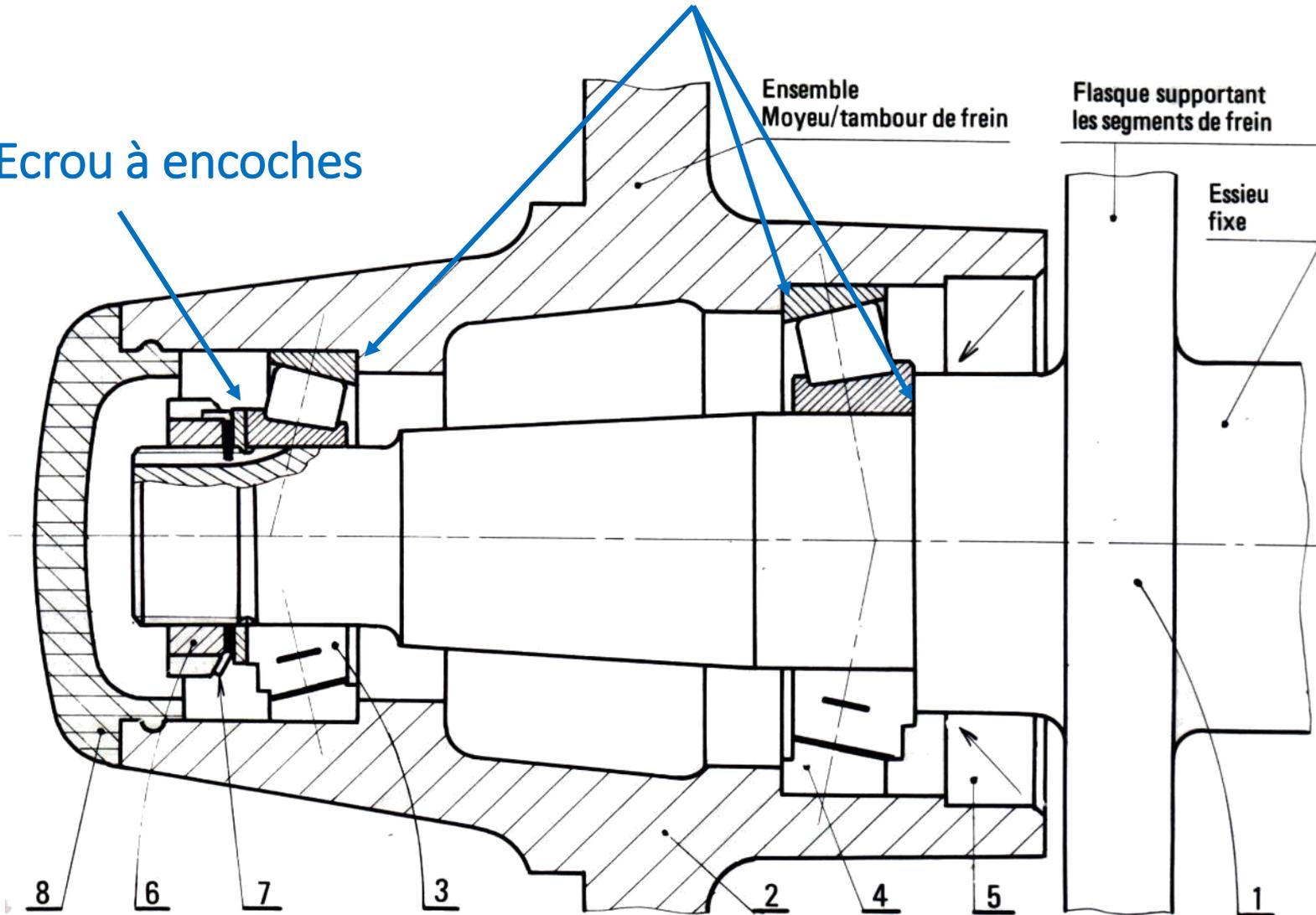
- Ils sont toujours montés par paire en opposition
- **Montage de roulements ajustés :**
Les arrêts axiaux peuvent se faire que sur 4 points mais leurs positions relatives dépend du type de montage (X ou O) pour assurer la transmission de la charge axiale



Exemple de montage

Epaulements

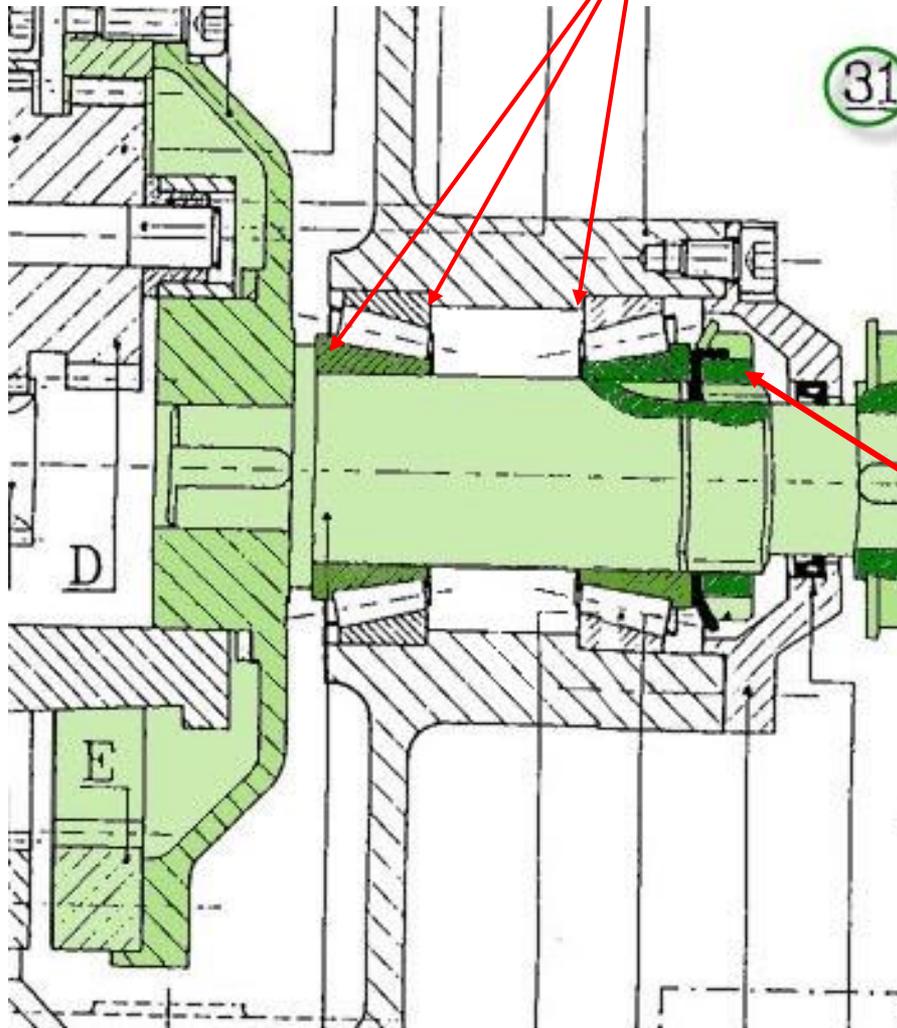
Ecrou à encoches



Roue de remorque de Caravane

Exemple de montage

Epaulements

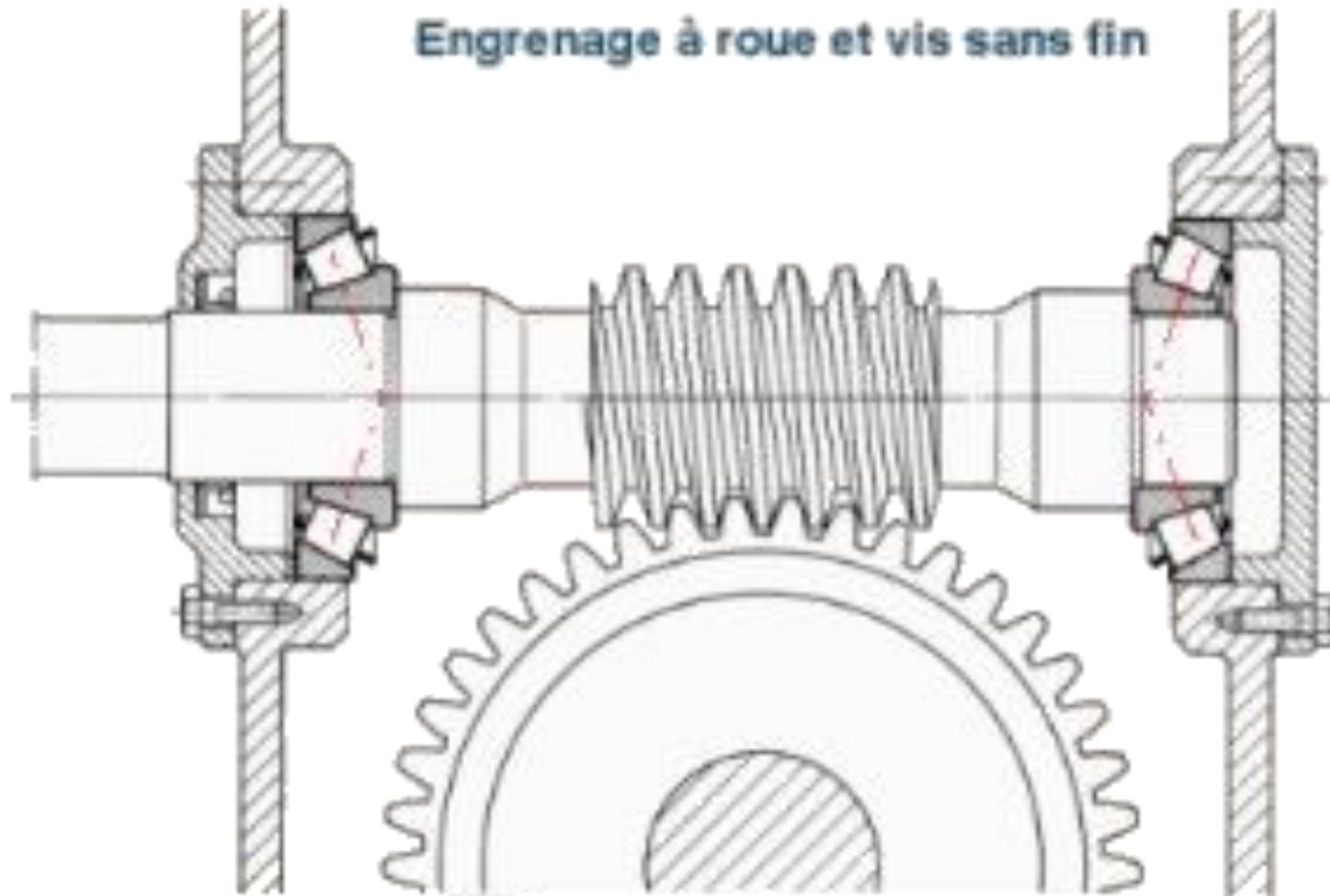


Manchonreuse :
appareil de façonnage des
embouts de tubes

Erou à encoches

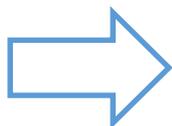
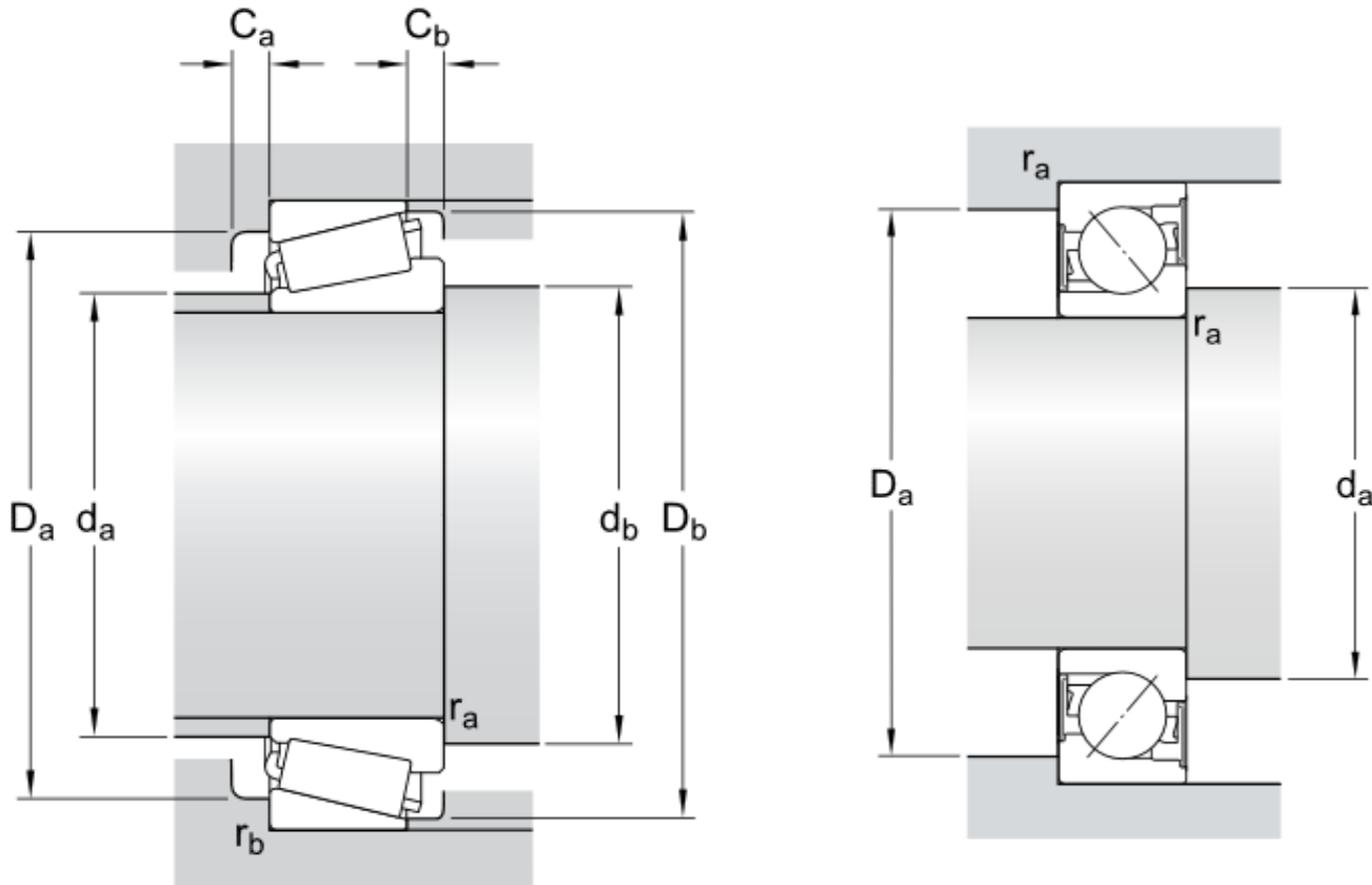
<https://pierreprvotbtsmihanzelet.wordpress.com/tag/manchonreuse/>

Exemple de montage



http://www.verti.fr/mecanique_030.htm

Dimensionnement des Arrêts axiaux



Les dimensions d'appuis sont fournies par les fabricants

Particularités des roulements à contact oblique

- Nécessitent un réglage du jeu (précharge) de fonctionnement qui est réalisé en agissant sur la bague glissante



Les performances et la fiabilité opérationnelle des roulements dépendent du réglage correct

Dispositifs de réglage (exemple)

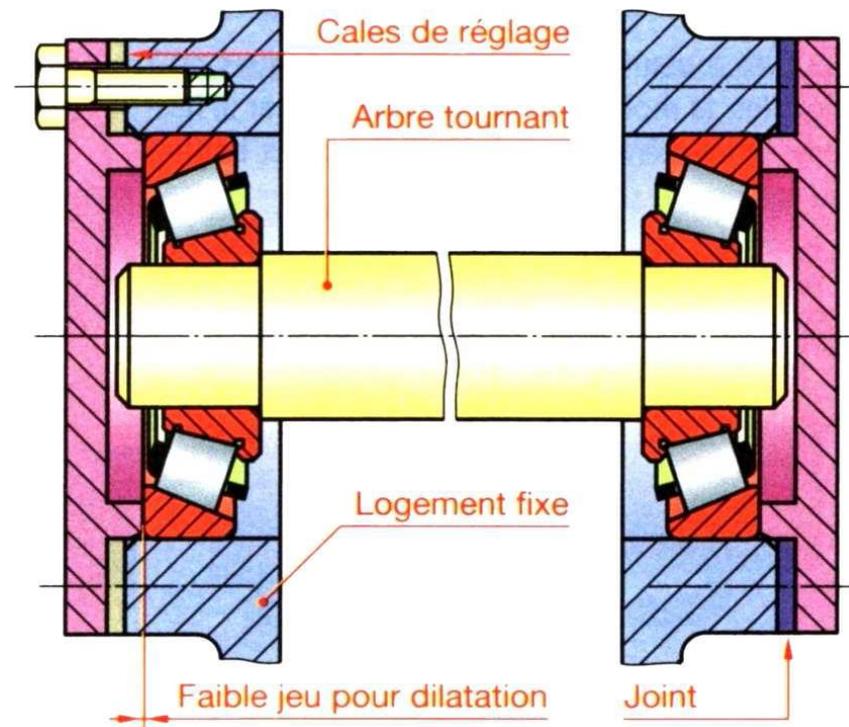
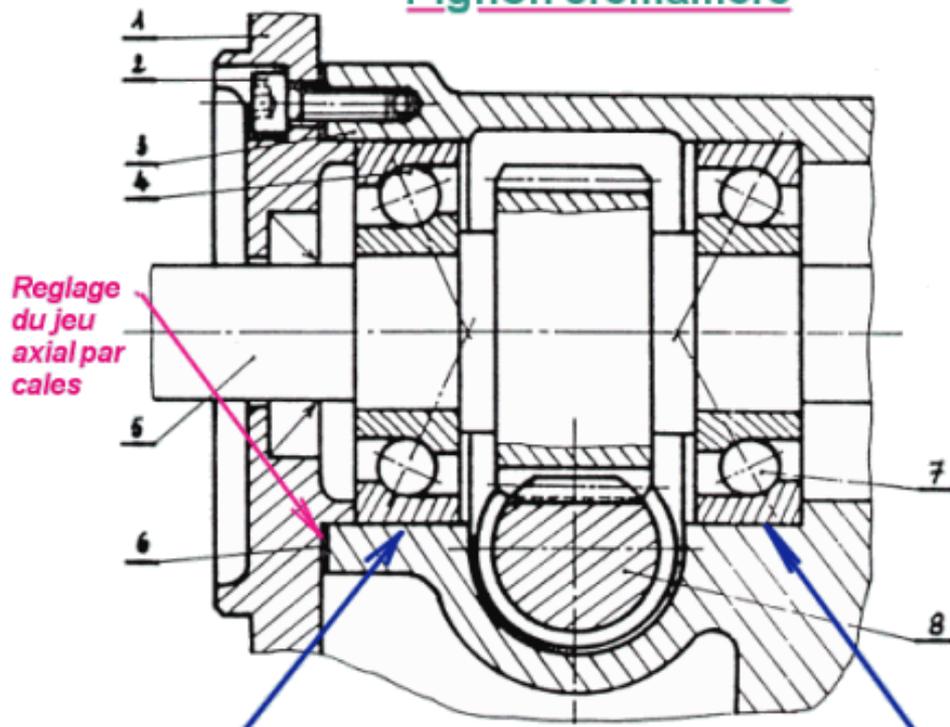
<http://cale-pelable.fr/>



Arbre court – Charge fixe

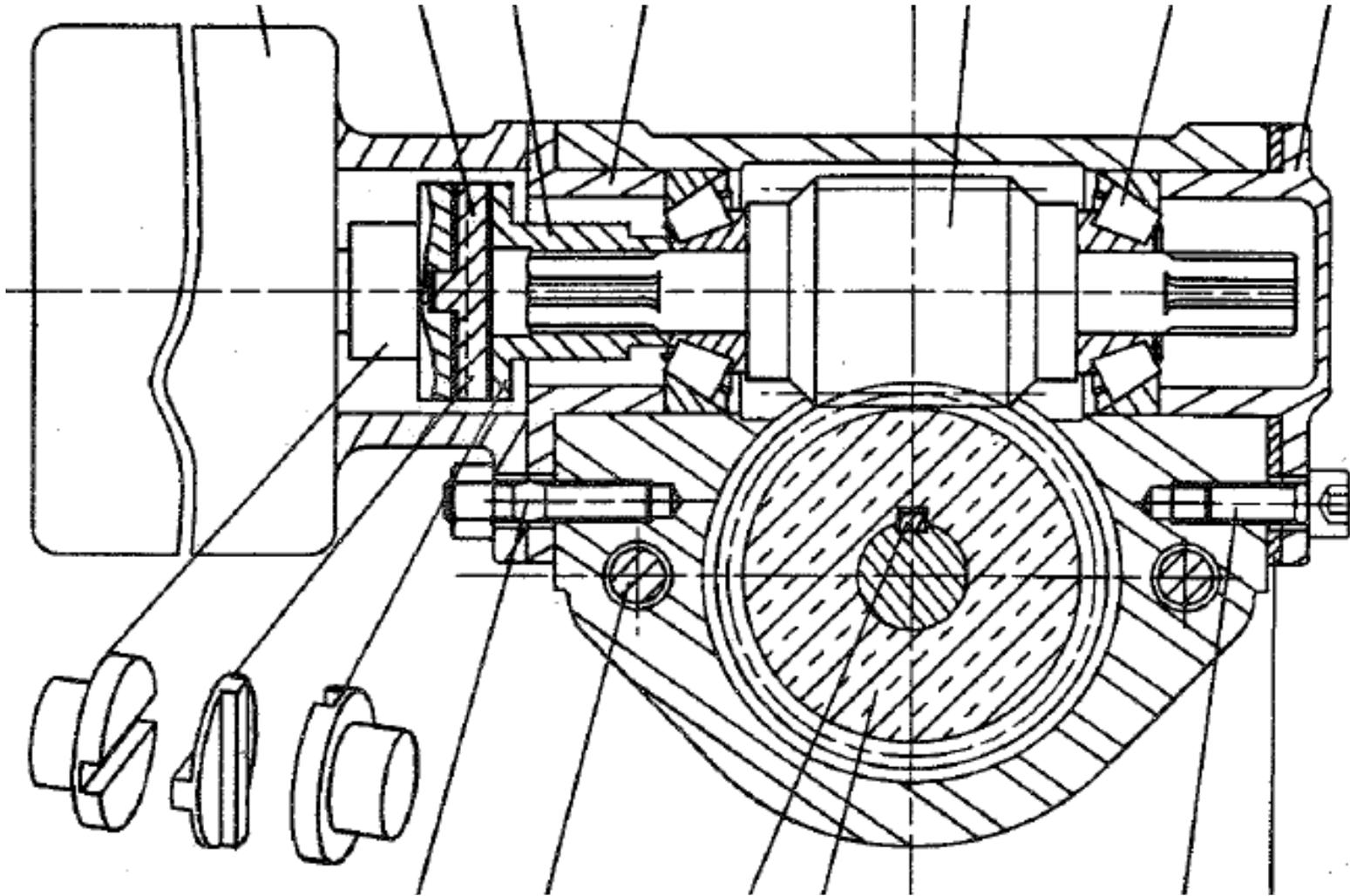
- Réglage à l'aide de cales pelable

Pignon crémaillère



<http://joho.monsite.orange.fr/>

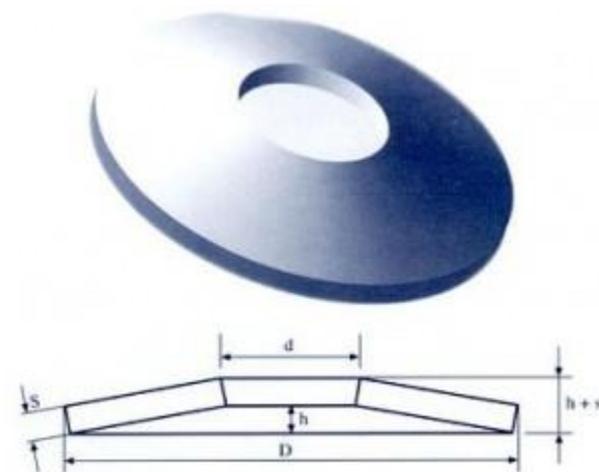
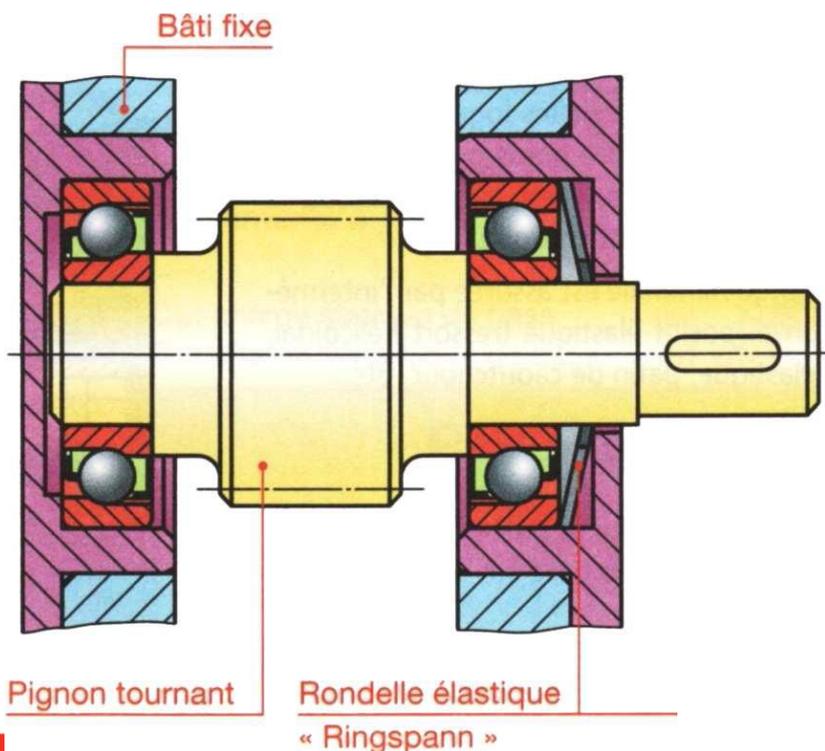
<http://barreau.matthieu.free.fr/cours/Liaison-pivot/pages/roulements-2.html>



Dispositifs de réglage (exemple)

Arbre long – Charge fixe

- Réglage à l'aide d'éléments élastiques : ressort hélicoïdaux, rondelles bellevilles, rondelles ringspann ...
Les rondelles montées pour s'opposer à l'effort axial le plus faible



Rondelle Belleville



Rondelle Ringspann

Dispositifs de réglage (exemple)

Logement tournant – Charge fixe

- Réglage à l'aide de rondelle plate (pour assure la transmission uniforme des efforts), d'écrou à encoche, rondelle frein. Limite les effets de la dilatation, augmente la charge des roulements peu chargés

