

I. Introduction

A. Un peu d'histoire ne fait pas de mal...

Les historiens tendent actuellement à donner la paternité de la roue à la civilisation sumérienne vers 3500 avant J.C. (en Mésopotamie¹, plus connu maintenant sous le nom d'Irak !). Cette invention va évoluer tranquillement au grès des siècles et des civilisations mais le contact entre le moyeu et la roue reste un contact avec glissement et donc frottement. Ces forces de frottement et leur étude n'ont été abordées que vers 1485 par Léonard de Vinci. Il en a même déduit un croquis de ce qui pourrait être l'ancêtre de nos roulements à billes actuels.

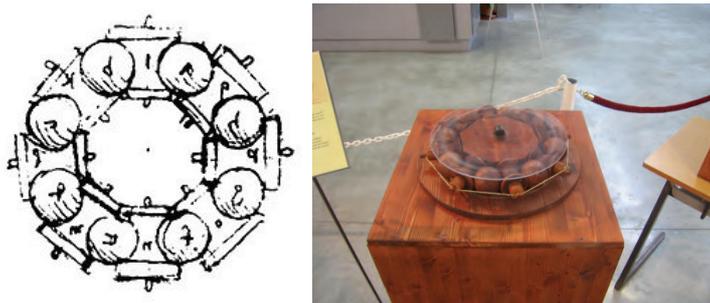


Figure 1 Croquis et réalisation du roulement à billes de Léonard de Vinci

Les premiers brevets concernant des roulements à billes modernes sont déposés à la fin du 18^e siècle puis de nombreuses évolutions apparaissent au cours du 19^e siècle grâce à la révolution industrielle et aux travaux de Heinrich Hertz sur les contacts. Les grands groupes actuels apparaissent au début du 20^e siècle avec, par exemple, SKF fondée en 1907 par l'ingénieur Sven Wingquist, inventeur du roulement à billes sur rotule.

II. Les différents types de roulements

Un roulement est un composant industriel de précision fabriqué par un spécialiste (SNR, SKF, Koyo, FAG, etc.). Il est constitué de 4 éléments distincts :

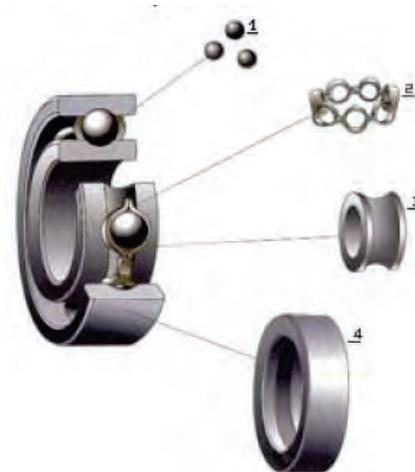
1) Des **éléments roulants**, bille ou rouleau.



2) Une **cage** qui maintient un écartement constant entre les éléments roulants. Elle peut être en polyamide, en laiton ou bien en acier embouti puis riveté.

3) Une **bague intérieure** qui est liée à l'arbre.

4) Une **bague extérieure** qui est liée à l'alésage.



Le choix d'un roulement se fait en fonction de **l'encombrement disponible**, des angles de rotulage prévisibles ainsi que des **efforts subits lors du fonctionnement**.

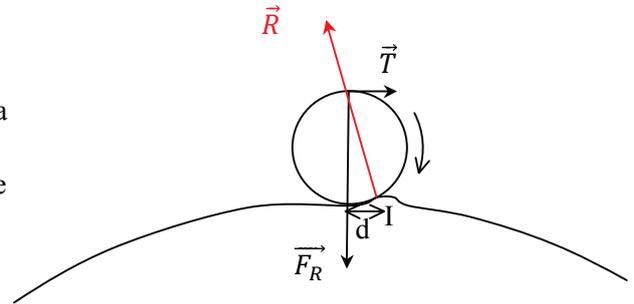
Les roulements à billes, à rouleaux ou à aiguilles permettent de remplacer avantageusement le frottement de glissement par du frottement de roulement. Dans les meilleures conditions, le frottement relatif entre deux pièces en acier glissant l'une sur l'autre conduit à un coefficient de frottement $f=0,2$. Ce coefficient de frottement est associé au modèle des Lois de Coulomb. Le couple résistant dû aux frottements peut alors s'écrire $C_f = f \cdot F_R \cdot \frac{D}{2}$, avec F_R , l'effort radial et D le diamètre de guidage moyen.

En remplaçant ce glissement relatif par du roulement sans glissement entre les billes interposées et les deux pièces (arbre, alésage), le modèle change.

¹ du grec Μεσοποταμία / Mesopotamía, de μέσο / meso « milieu, entre » et ποταμός / potamós, « fleuve » : désigne le pays « entre deux fleuves ») est une région du Moyen-Orient située entre le Tigre et l'Euphrate, pour faire un peu de géographie pendant qu'on y est...

On note :

- \vec{F}_R , l'effort radial appliqué sur une bille,
- \vec{R} , la résultante des actions mécaniques de contact entre la bille et la bague intérieure,
- \vec{T} , l'effort de tirage qu'il faut exercer sur la bille pour que le roulement ait lieu,
- R , le rayon de la bille.



En écrivant l'équilibre de la bille, nous trouvons directement la relation ci-dessous définissant le coefficient de résistance au roulement f ou μ (« coefficient de frottement de roulement ») :

$$T = \frac{d}{2R} \cdot F_R = f \cdot F_R$$

On peut alors écrire le couple de résistance au roulement à partir de ce coefficient :

$$C_f = f \cdot F_R \cdot R_m$$

Avec R_m , le rayon moyen du roulement.

Cette relation est la même que dans le cas du frottement de glissement, la valeur de f est par contre beaucoup plus faible, les constructeurs nous donnent les valeurs ci-dessous.

| Type de roulement | Rigide à billes | À billes à contact oblique | À aiguilles | Rouleaux cylindriques | Rouleaux coniques |
|-------------------|-----------------|----------------------------|-------------|-----------------------|-------------------|
| f ou μ | 0,0015 | 0,0020 | 0,0025 | 0,0011 | 0,0018 |

D'après doc. SKF (catalogue général)

Pour faire diminuer ce coefficient, il faut soit jouer sur la dimension des roulements en augmentant R ou augmenter la dureté superficielle du matériau afin de diminuer d .

A. Pourquoi différents types de roulements

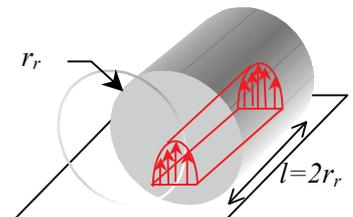
1. Pression de contact

Nous avons vu récemment que dans le cas d'un contact étroit entre deux pièces mécaniques, nous pouvons utiliser le modèle de Hertz afin de quantifier les pressions de contact entre ces deux pièces.

Les roulements usuels sont tous basés sur des contacts ponctuels ou linéiques entre les éléments roulants et les bagues.

Dans le cas d'un contact linéique, la pression de contact maximale peut s'écrire :

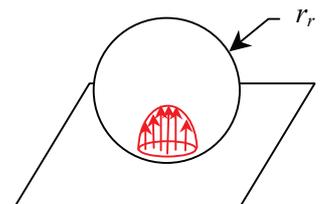
$$p_{Max} = 0,418 \sqrt{\frac{F_{lin} E}{r_r \cdot l}}$$



Avec E le module d'Young moyen, r_r , le rayon de courbure relatif, l , la longueur de contact et F , l'effort de contact engendrant cette pression maximale p_{Max} .

Dans le cas d'un contact ponctuel, la pression de contact maximale peut s'écrire :

$$p_{Max} = 0,388 \sqrt[3]{F_{ponc} \cdot \left(\frac{E}{r_r}\right)^2}$$



Nous pouvons déterminer le lien entre les efforts F_{ponc} et F_{lin} permettant d'obtenir la même pression de contact maximale.

$$\frac{F_{lin}}{F_{ponc}} = \frac{2E \cdot 0,388^3}{p_{Max} \cdot 0,418^2} \approx 0,668 \cdot \frac{E}{p_{Max}}$$

Pour un roulement usuel en acier 100Cr6, le module de Young est de 200 GPa et la pression de matage est aux alentours de 4000 Mpa (document SKF), ce qui donne un rapport :

$$\frac{F_{lin}}{F_{ponc}} \approx 0,668 \cdot \frac{E}{p_{Max}} = 33$$

Ce calcul, très imparfait, permet cependant de poser des grandes idées :

- À encombrement équivalent, un roulement à rouleaux permet de passer des efforts radiaux beaucoup plus importants qu'un roulement à billes,
- On peut augmenter l'effort radial maximum en jouant sur le matériau et sa dureté,
- L'augmentation du nombre d'éléments roulants (et donc de contact) permet aussi d'augmenter l'effort radial maximum.

Alors, si les roulements à rouleaux sont si performants, pourquoi continuer à fabriquer des roulements à billes ?

| Type de roulement | Dimension | Charge statique C_0 (N) | Charge dynamique C (N) |
|----------------------------|-------------|------------------------------|---------------------------|
| Rigide à billes | 40×80×18 | 19 000 | 30 700 |
| À billes à contact oblique | 40×80×18 | 26 000 | 36 400 |
| À rouleaux cylindriques | 40×80×18 | 53 000 | 53 900 |
| À rouleaux coniques | 40×80×19.75 | 68 000 | 61 600 |

D'après doc SKF (Catalogue général)

Remarque : Le rapport de 33 entre F_{lin} et F_{ponc} n'est pas retrouvé dans les documents du fabricant, il n'y a en réalité qu'un rapport de 3 à 4 entre les roulements à billes et les roulements à rouleaux (ce qui n'est déjà pas mal) au niveau de la charge statique admissible.

2. Aspect cinématique

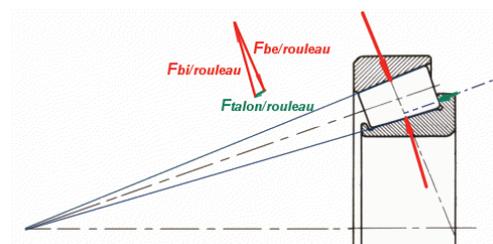
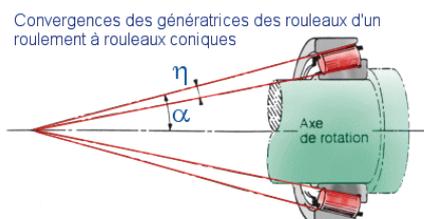
Tout d'abord, au niveau cinématique, l'intérêt de l'utilisation d'éléments roulants est basé sur une hypothèse forte, l'existence de roulement sans glissement. Cette exigence de roulement sans glissement impose des géométries particulières des éléments roulants.

Ainsi dans le cas de contact radial, seules les billes et les rouleaux cylindriques permettent un roulement sans glissement :

- Les billes car le contact est quasi ponctuel ce qui évite le glissement (rayon des chemins de roulements > rayon des billes).
- Les rouleaux cylindriques à condition que leurs génératrices soient parallèles à l'axe de rotation.

Dans le cas de contacts obliques ou axiaux (cas des butées), seules les billes ou des éléments coniques (convergence des génératrices des éléments roulants) permettent le roulement sans glissement. Mais dans ce cas, on voit apparaître un problème avec les éléments roulants coniques : du fait de la convergence des génératrices, on voit apparaître un effort axial qui tend à évacuer le rouleau des chemins de roulement. Il faut donc installer un épaulement (talon).

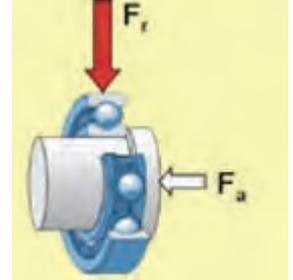
L'effort du talon sur le rouleau engendre des frottements qui limitent la vitesse maxi de glissement entre ces deux éléments pour éviter le grippage.



3. Charges supportées par les roulements

Les constructeurs (et donc les utilisateurs) de roulements décomposent les efforts auxquels sont soumis les roulements (les charges) en trois grandes familles :

- Les charges axiales (F_a) dont la direction est celle de l'axe de rotation du roulement,
- Les charges radiales (F_r) dont la direction est perpendiculaire à l'axe de rotation du roulement et passe par le centre géométrique du roulement, elle est toujours portée par un rayon,
- Les charges combinées qui correspondent à la combinaison des deux cas précédents.



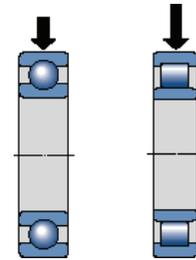
Roulement à Contact radial



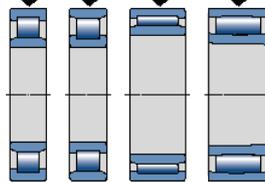
Roulement à Contact Oblique



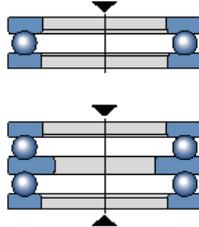
L'intensité de la charge est le facteur qui détermine habituellement la taille du roulement, il conditionne aussi le type de roulement à utiliser, en suivant les remarques précédentes, nous voyons que les roulements à rouleaux sont plus à même de transmettre des charges importantes.



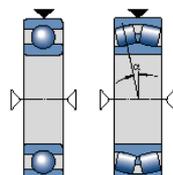
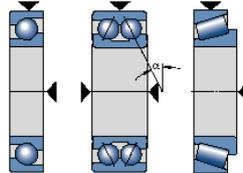
Les roulements à rouleaux cylindriques et roulements à aiguilles ne peuvent supporter que des charges purement radiales.



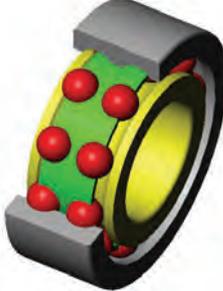
Les butées à billes ou à aiguilles ne permettent de transmettre que des charges axiales, dans un seul sens si elles sont à simple effet ou dans les deux sens pour les butées double effet.

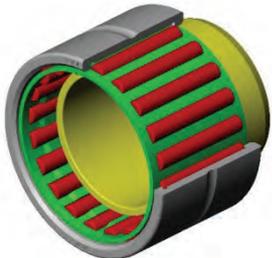


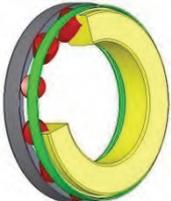
Les roulements rigides à billes, les roulements à rotule sur rouleaux peuvent transmettre des charges combinées avec un effort axial faible, dans le cas de charge combinée avec une composante axiale forte, il faut privilégier les roulements à billes à contact oblique ou à rouleaux coniques. Ces roulements ne peuvent transmettre une charge axiale que dans un sens. La capacité de transmission de charge axiale d'un roulement est donnée par son angle de contact α .



B. Les différents types de roulements usuels

| Nom | Représentation 3D | Représentation normalisée | Charge admissible | Déversement admissible |
|--|---|---|--|------------------------|
| Roulement à une rangée de billes à contact radial |  |  | F_a : Faible \leftrightarrow F_r : Moyenne $F_r + F_a$: Moyenne | 2 à 10° |
| Roulement à deux rangées de billes à contact radial |  |  | F_a : Faible \leftrightarrow F_r : Bonne $F_r + F_a$: Moyenne | 2° |
| Roulement à deux rangées de billes à rotule |  |  | F_a : Faible \leftrightarrow F_r : Faible $F_r + F_a$: Faible | 1,5 à 3° |
| Roulement à une rangée de billes à contact oblique |  |  | F_a : Moyenne \rightarrow F_r : Bonne $F_r + F_a$: Bonne | 0 |
| Roulement à deux rangées de billes à contact oblique |  |  | F_a : Moyenne \leftrightarrow F_r : Bonne $F_r + F_a$: Bonne | 0 |

| Nom | Représentation 3D | Représentation normalisée | Charge admissible | Déversement admissible |
|-----------------------------------|---|---|---|------------------------|
| Roulement à rouleaux cylindriques |  |  | F_a : Nulle F_r : Excellente $F_r + F_a$: Nulle | 3 à 4° |
| Roulements à rouleaux coniques |  |  | F_a : Bonne → F_r : Bonne $F_r + F_a$: Excellente | 1 à 4° |
| Roulement à rotule sur rouleaux |  |  | F_a : Bonne ↔ F_r : Excellente $F_r + F_a$: Excellente | 1 à 2,5° |
| Roulement à aiguilles |  |  | F_a : Nulle F_r : Bonne $F_r + F_a$: Nulle | 0 à 2° |

| Nom | Représentation 3D | Représentation normalisée | Charge admissible | Déversement admissible |
|--------------------------------|---|---|---|------------------------|
| Butées à billes ou à aiguilles |  |  | F_a : Moyenne → F_r : Nulle $F_r + F_a$: Nulle | 0 |
| Butées à rotules sur rouleaux |  |  | F_a : Bonne → F_r : Nulle $F_r + F_a$: Nulle | 2 à 3° |

C. Fabrication et matériaux des roulements

1. Matériaux utilisés

La performance et la fiabilité des roulements dépendent en grande partie des matériaux utilisés pour la fabrication des composants. Les aciers employés pour les bagues et les éléments roulants des roulements de haute précision subissent un traitement thermique qui leur confère une grande résistance à la fatigue et à l'usure. Ils présentent de plus la stabilité structurelle et dimensionnelle nécessaire pour supporter les hautes températures de fonctionnement.

Les bagues et les éléments roulants des roulements de précision sont généralement en acier traité, au carbone et au chrome, avec une teneur d'environ 1% de carbone et 1,5% de chrome, l'acier roi des roulements est donc le **100 Cr 6**.

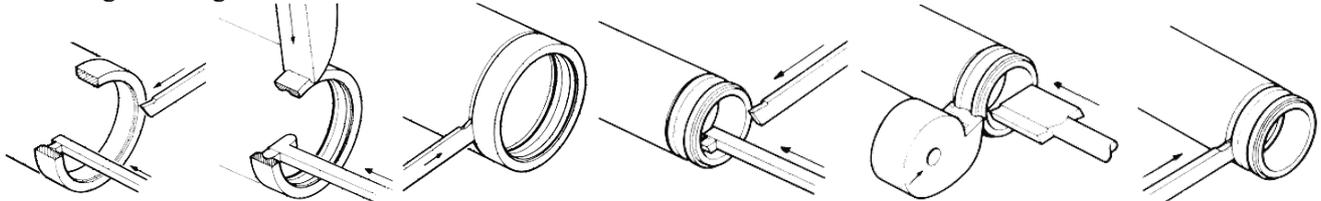
Les cages peuvent être en tôle d'acier ou en matière thermoplastique en fonction des utilisations.

Pour certaines utilisations spécifiques à grande vitesse de rotation (broches pour usinage UTGV), les fabricants de roulements (SNR, SKF, Koyo, FAG, etc.) ont développé des gammes de roulement avec des billes en nitrure de silicium (céramique Si_3N_4), moins denses et aussi rigides que l'acier.

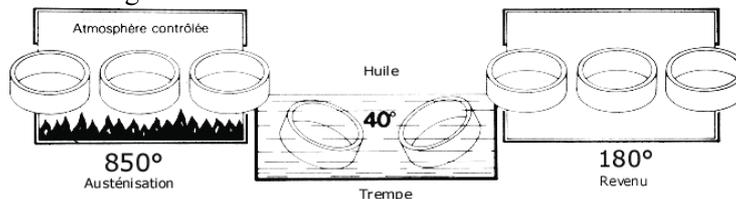
2. Gamme de fabrication

La fabrication est décomposée en plusieurs phases :

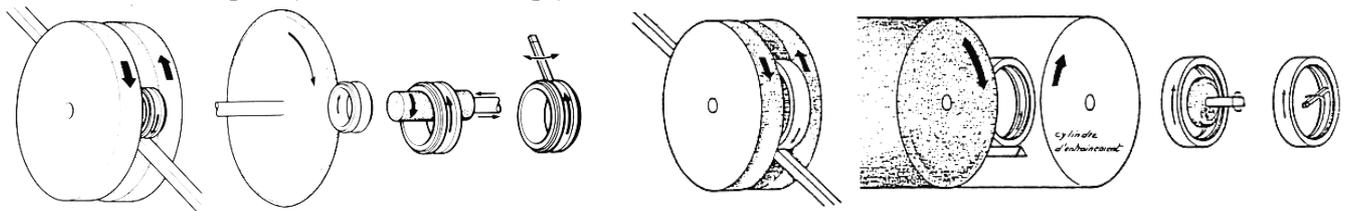
1. Usinage des bagues intérieures et extérieures



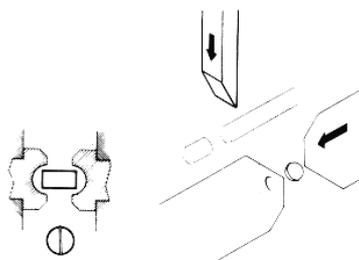
2. Traitement thermique sur les bagues



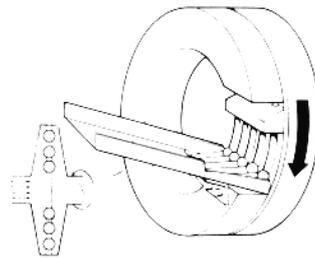
3. Finition des bagues (rectification et rodage)



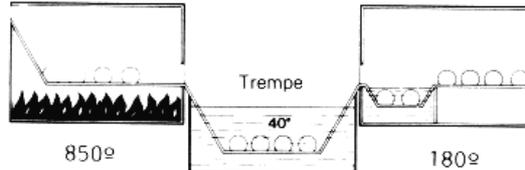
4. Coupe et frappe du lopin de la bille, qui donne une forme grossière à la future bille (cote obtenue environ 350 microns de la cote finale).



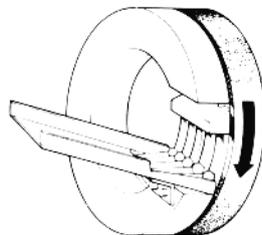
5. L'ébauche ou le flashing : Mise au rond des billes entre deux plateaux en fonte rainurés, avec un mouvement circulaire (pression maximum: 20 tonnes). On obtient ainsi des billes sphériques (cote obtenue environ 100 microns de la cote finale).



6. Le traitement thermique des billes



7. La rectification et le rodage des billes



8. Le montage du roulement



D'après site internet SNR²

III. Les différents types de montage

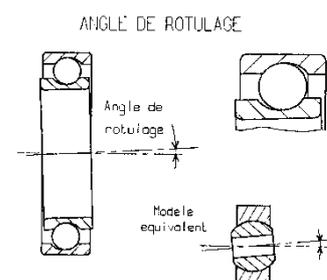
Lors de la conception d'un montage, il est nécessaire de tenir compte de nombreux facteurs :

- Précision,
- Espace disponible,
- Charge,
- Rigidité requise pour le système,
- Possibilités de déplacement axial,
- Vitesse,
- Dégagement de chaleur.

Ces différents critères ou contraintes nous amèneront à un choix de type de roulement et à un choix de montage associé.

A. Pourquoi des montages différents ?

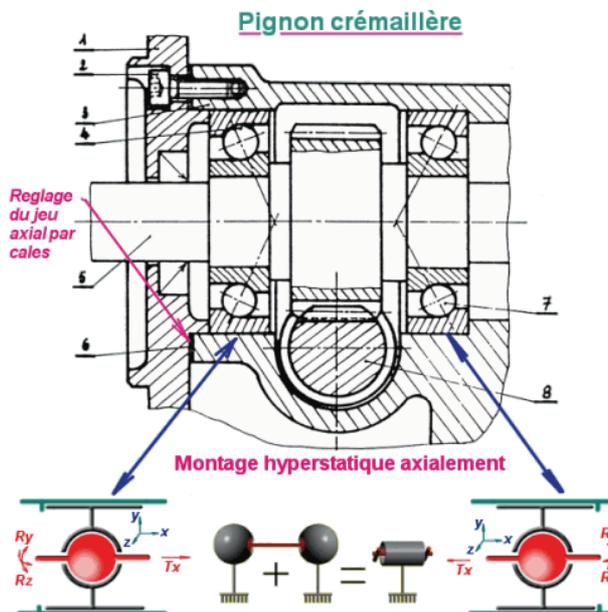
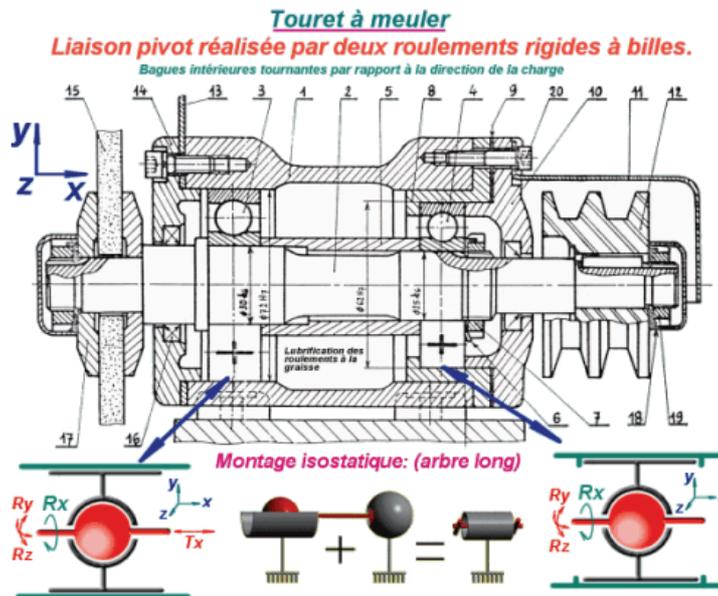
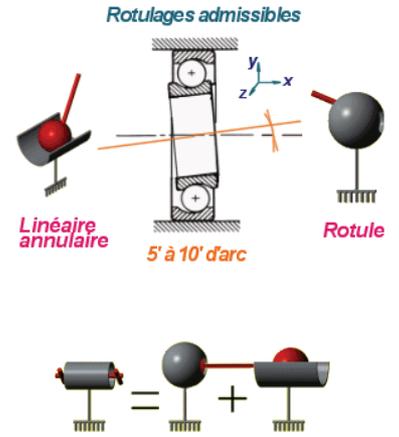
Il existe toujours un jeu, aussi minime soit-il, entre les billes et leur chemin de roulement. Ce jeu a pour conséquence de permettre une rotation relative des bagues du roulement, autour des axes perpendiculaires à l'axe principal du roulement. L'amplitude de cette rotation est appelée : **angle de rotulage**. Par conséquent, **un unique roulement à billes ne réalise pas une liaison pivot**.



² http://www.ntn-snr.com/group/fr/fr-fr/index.cfm?page=/group/home/technique_roulement/formation/fabrication_roulement

L'étude cinématique d'un roulement à une rangée de billes conduit à modéliser ce composant par une liaison linéaire annulaire ou rotule. Les actions mécaniques transmissibles par les contacts entre les billes et les cages sont essentiellement radiales ou obliques et concourantes en un même point. Le torseur des actions mécaniques transmissibles par un roulement s'apparente donc à celui d'une liaison rotule si les bagues intérieure et extérieure sont bloquées axialement et à celui d'une liaison linéaire annulaire si au moins une bague est libre axialement³.

La réalisation d'une liaison pivot à l'aide de roulements à une rangée de bille n'est donc possible que par l'association de deux roulements au minimum. On cherchera autant que possible à mettre en position l'arbre par rapport à l'alésage en bloquant de manière isostatique tous les degrés de libertés excepté la rotation autour de l'axe de la liaison. Dans le cas d'une mise en position axiale hyperstatique, on prévoira des dispositifs de réglage du jeu axial.



³ Ou si c'est un roulement à rouleaux cylindriques !

De plus, quand un roulement est mis en charge, les forces résistantes des billes ont tendance à freiner la bague qui tourne par rapport à la direction de la charge. Si il existe un jeu entre cette bague et l'arbre ou le logement correspondant et qu'un mouvement relatif apparaît, il y a risque de laminage de cette bague, ce qui entrainera un endommagement rapide de la bague et donc du roulement par corrosion de contact.

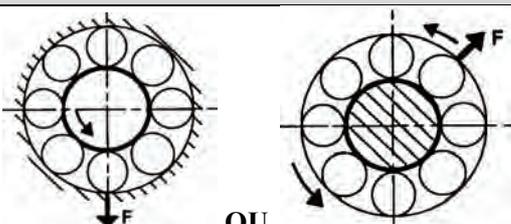
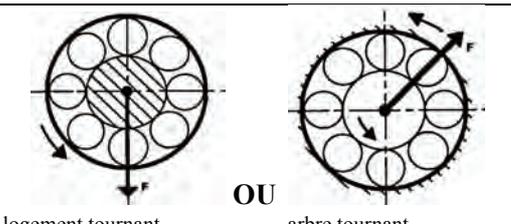
A. Le serrage des bagues

Afin d'éviter les phénomènes de laminage et de corrosion de contact néfastes à la durée de vie des roulements, il faut toujours utiliser la règle de montage énoncée ci-dessous.

En principe, chaque roulement d'un même montage a une bague ajustée serrée et l'autre ajustée avec jeu. Ce jeu permet de simplifier le montage de compenser les dilatations thermiques et évite les surcontraintes.

Règle de montage :

La bague qui tourne par rapport à la direction de la charge appliquée sur le roulement est ajustée avec serrage. Cette même bague doit être complètement immobilisée axialement. La bague fixe par rapport à la direction de la charge appliquée sur le roulement, doit être ajustée avec jeu.

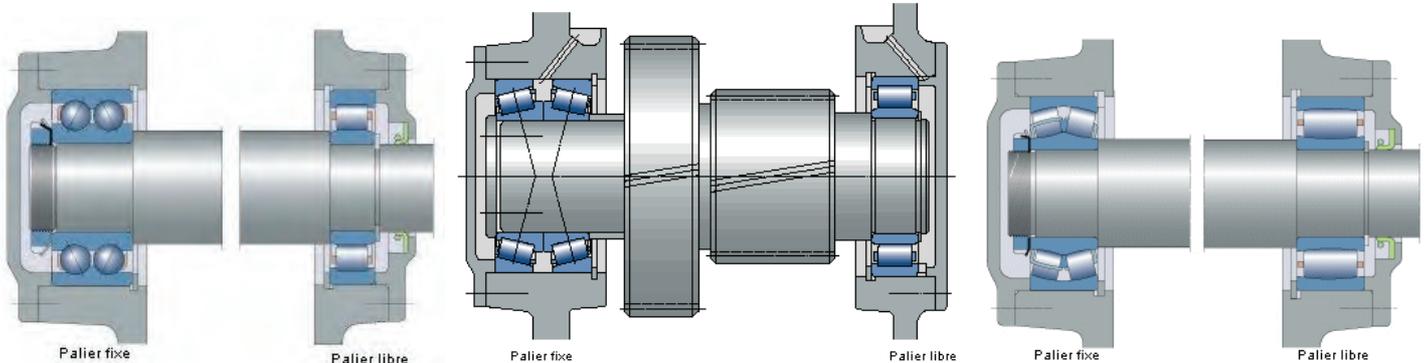
| Type de charge | Tolérance sur l'arbre | | | Tolérance sur l'alésage | | |
|---|--|-------------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------|-------------------------------------|-----------------------------------|
| | Charge faible $C/p > 10$ | Charge normale $5 < C/p \leq 10$ | Charge importante $C/p \leq 5$ | Charge faible $C/p > 10$ | Charge normale $5 < C/p \leq 10$ | Charge importante $C/p \leq 5$ |
|  <p>OU</p> <ul style="list-style-type: none"> - arbre tournant - charge fixe sur le logement - logement tournant - charge tournante avec le logement | j6 | k6 | k6 m6 p6 | H7 | | |
|  <p>OU</p> <ul style="list-style-type: none"> - logement tournant - charge fixe sur l'arbre - arbre tournant - charge tournante avec l'arbre | g6 (bague coulissante) h6 (bague non coulissante) | | | M7 | N7 | P7 |

Remarque :

L'ajustement ISO complet n'est pas à noter sur une conception, en effet, les tolérances des bagues des roulements sont définies par le constructeur de ce même roulement et ne sont pas modifiables. Cependant, une conception avec des roulements nécessite obligatoirement la mise en place de la cotation sur les arbres et les logements associés à ces roulements.

A titre d'informations, ces tolérances sont données sur les catalogues constructeurs et correspondent à un **K5** pour le diamètre intérieur de la bague intérieure et à un **h5** pour le diamètre extérieur de la bague extérieure.

Ce principe de base peut être adapté aux différents types de roulements possibles en gardant toujours les règles de montage à l'esprit.



Montage standard avec roulements divers (doc SKF)

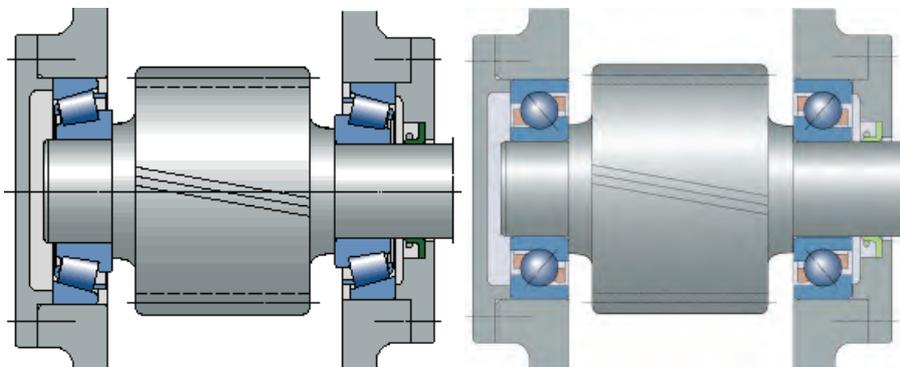
2. Montages en opposition ajusté (sphérique sphérique)

Dans les montages de roulements ajustés, l'arbre est fixé axialement par un palier dans un sens et par l'autre palier dans le sens contraire. On appelle ce type de montage, généralement utilisé pour les arbres courts, un « montage en opposition ». Tous les types de roulements radiaux qui tolèrent des charges axiales dans au moins un sens peuvent être utilisés, comme par exemple :

- roulements à billes à contact oblique,
- roulements à rouleaux coniques.

Une précharge peut s'avérer nécessaire lorsque l'on utilise des roulements à billes à contact oblique à une rangée ou des roulements à rouleaux coniques dans des montages en opposition. Le jeu de fonctionnement nécessaire dans un montage peut être positif ou négatif selon l'application. Dans la majorité des cas, le jeu fonctionnel doit être positif, c'est-à-dire que le roulement doit avoir en fonctionnement un certain jeu résiduel, même très faible.

Cependant, il existe beaucoup d'applications, par exemple les broches de machines-outils, les roulements de pignon d'attaque de véhicules automobiles, les montages de petits moteurs électriques ou les montages pour mouvement d'oscillation, où un jeu de fonctionnement négatif, c'est-à-dire une précharge, est normalement souhaitable pour donner une plus grande rigidité au montage ou augmenter l'exactitude de rotation. L'application d'une précharge, au moyen de ressorts par exemple, est également recommandée lorsque les roulements doivent fonctionner sans charge ou avec une charge très faible et à vitesse élevée. Dans de tels cas, la précharge permet d'assurer une charge minimale sur le roulement et d'éviter les détériorations pouvant résulter de glissements des éléments roulants.



Montage en opposition ajusté (doc SKF)

Il existe deux types de montages possibles pour ces roulements :

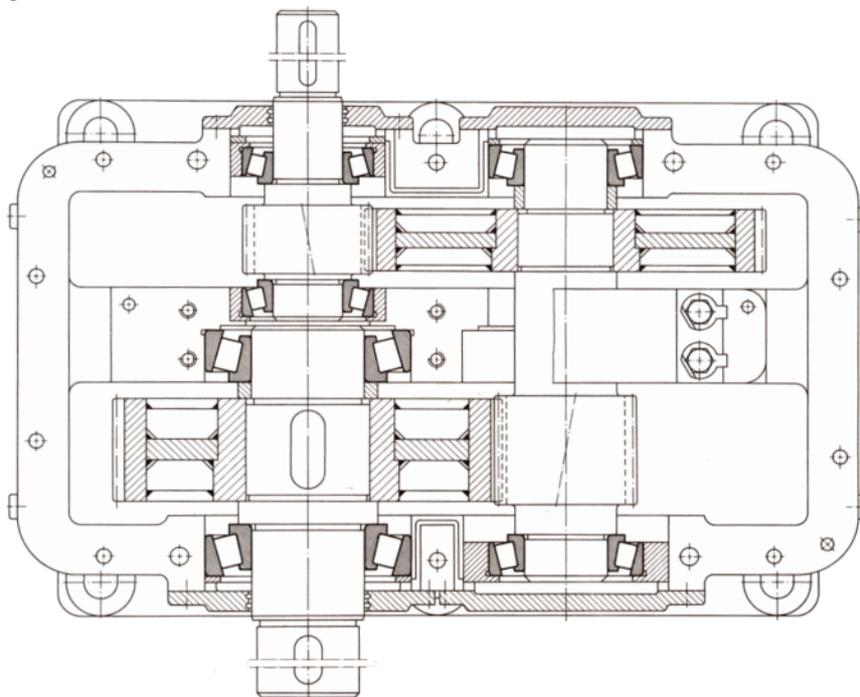
- Le montage en « X »,
- Le montage en « O ».

Le montage en « X » est préféré dans les cas où les bagues intérieures sont montées serrées (tournantes par rapport à la charge), car le réglage du jeu axial se fait sur les bagues extérieures montées « glissantes ». L'accès au réglage est facilité car en général il se fait à l'extérieur sur les logements qui sont fixes.

Il faut veiller à écarter le plus possible les roulements car ce type de montage en « X » conduit à rapprocher les centres d'appui des roulements et à diminuer la stabilité du guidage de l'arbre par rapport au logement.

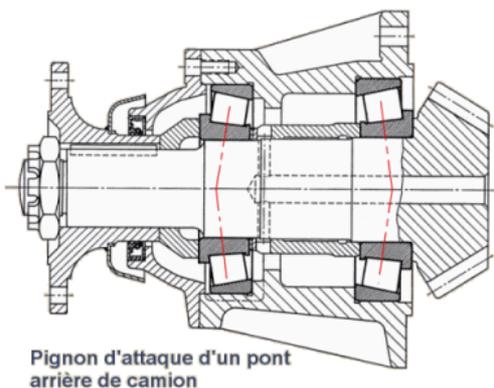
Réglage du jeu :

- par cale ou clinquant (cale pelable).
- par filetage à pas fin.
- Par ressort : rattrapage automatique du jeu et compensation automatique d'usure. Le ressort ne doit en aucun cas supporter la charge axiale extérieure.



Exemples de montage en X

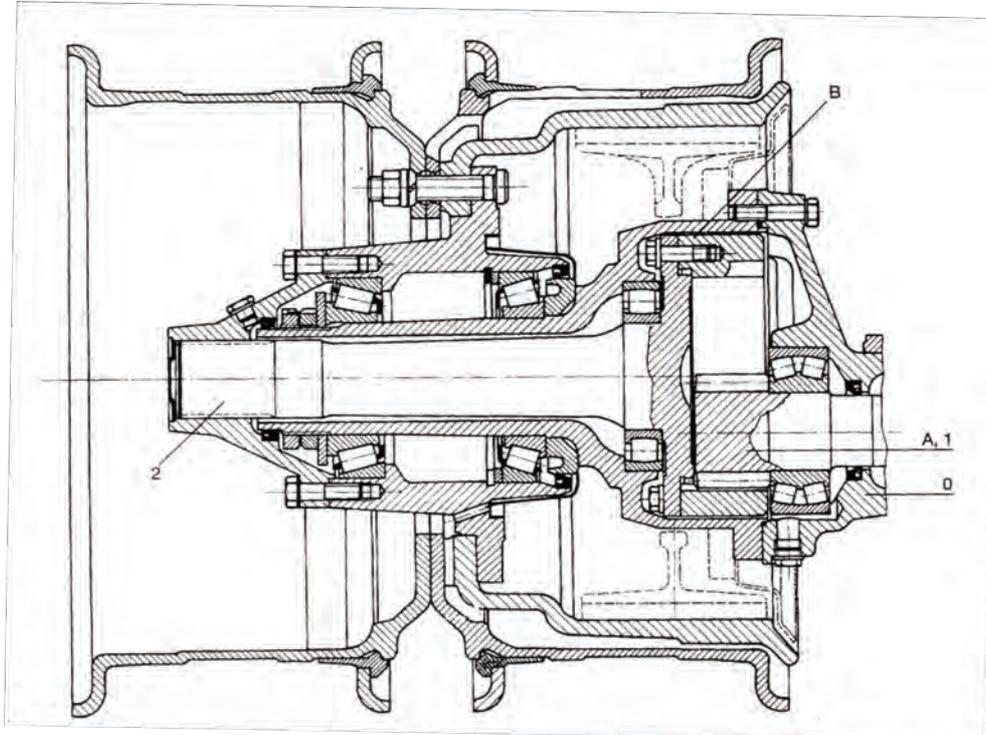
Le montage en « O » est préféré dans les cas où les bagues extérieures sont montées serrées (tournante par rapport à la charge), car le réglage du jeu axial se fait sur les bagues intérieures montées « glissantes ». Néanmoins ce montage en « O » est aussi utilisé dans le cas où les bagues intérieures sont montées serrées à cause de la grande stabilité du guidage (arbre tournant par rapport à la charge avec chargement en porte à faux). En effet, les centres d'appui des roulements se trouvent, rejetés à l'extérieur des roulements, nettement écartés. Ce montage assure une bonne sécurité en cas de trop forte dilatation de l'arbre sous l'effet de la chaleur en prenant du jeu.



Exemple de montage en O avec arbre tournant

Réglage du jeu :

- par cale ou clinquant (cale pelable).
- par filetage à pas fin.
- Par écrou à encoche.



Exemple de montage en O avec alésage tournant

3. Montage de roulements libres (sphérique sphérique)

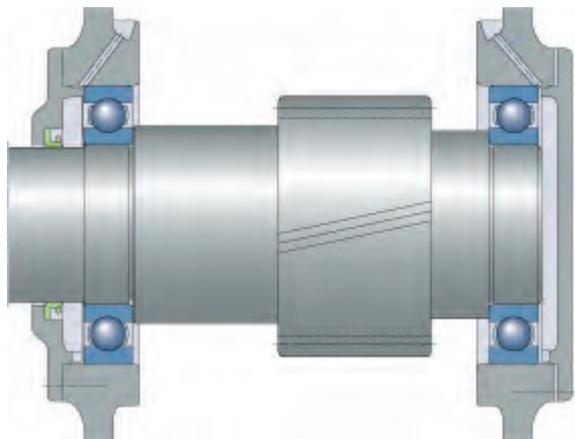
Les montages de roulements libres sont également en opposition et peuvent être utilisés lorsque les exigences en matière de fixation axiale restent modérées ou lorsque d'autres éléments sur l'arbre permettent de fixer celui-ci axialement.

Les roulements suivants sont adaptés à ce type de montage :

- roulements rigides à billes,
- roulements à rotule sur billes,
- roulements à rotule sur rouleaux.

Dans des montages de ce type, il est important qu'au moins une bague de chacun des roulements soit en mesure de coulisser sur ou dans sa portée, ce qui entraîne nécessairement la présence d'un jeu fonctionnel.

| <i>Arbre tournant par rapport à la charge</i> | <i>Alésage tournant par rapport à la charge</i> |
|---|---|
| | |
| | |

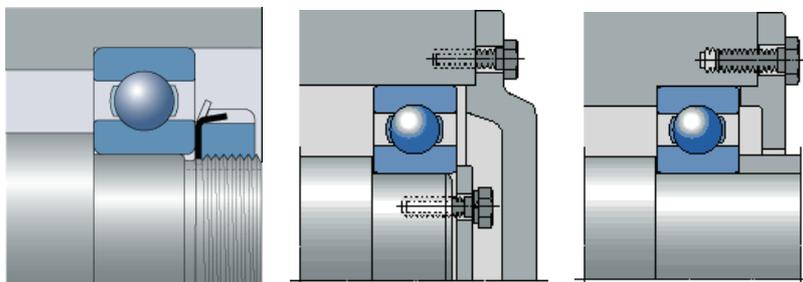


Exemple de montage de type sphérique/sphérique sans précontrainte

C. Fixation axiale des bagues

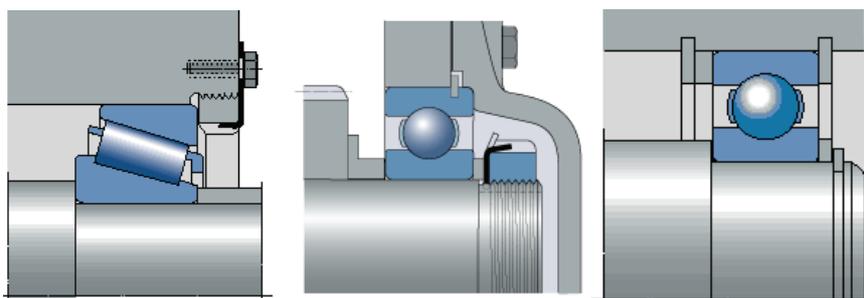
Les bagues montées à ajustement serré prennent en général appui, d'un côté, contre un épaulement de l'arbre ou du palier. De l'autre côté, le maintien des bagues intérieures est le plus souvent assuré par des écrous de serrage ou par des flasques latéraux fixées sur l'extrémité de l'arbre. Les bagues extérieures sont généralement maintenues par le couvercle du palier ou, dans des cas spéciaux, par une bague filetée.

Au lieu des épaulements d'arbres pleins ou de logements, il est souvent plus pratique d'utiliser des entretoises ou des collerettes placées soit entre les bagues de roulements, soit entre une bague de roulement et un élément de machine voisin, par exemple un pignon.



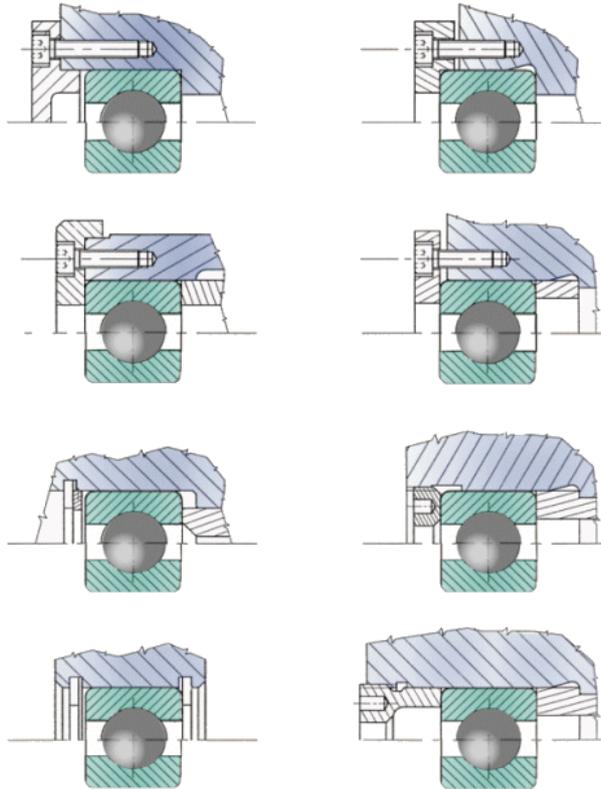
Exemple de solutions constructives d'arrêts axiaux

La fixation axiale de roulements par segments d'arrêt est une solution qui exige peu de place, permet un montage et un démontage rapides et simplifie l'usinage de l'arbre et de l'alésage du logement. Lorsque le roulement doit supporter des charges axiales moyennes ou élevées, on place une rondelle d'appui entre la bague et le segment d'arrêt, afin que ce dernier ne soit pas soumis à des contraintes de flexion excessives. Le jeu axial qui existe entre le segment et la rainure peut être réduit, si nécessaire, par le choix d'une tolérance appropriée pour la rondelle d'appui ou par l'utilisation de cales d'épaisseur. Les roulements dotés d'une rainure dans la bague extérieure peuvent être immobilisés de façon simple et compacte à l'aide d'un segment d'arrêt.

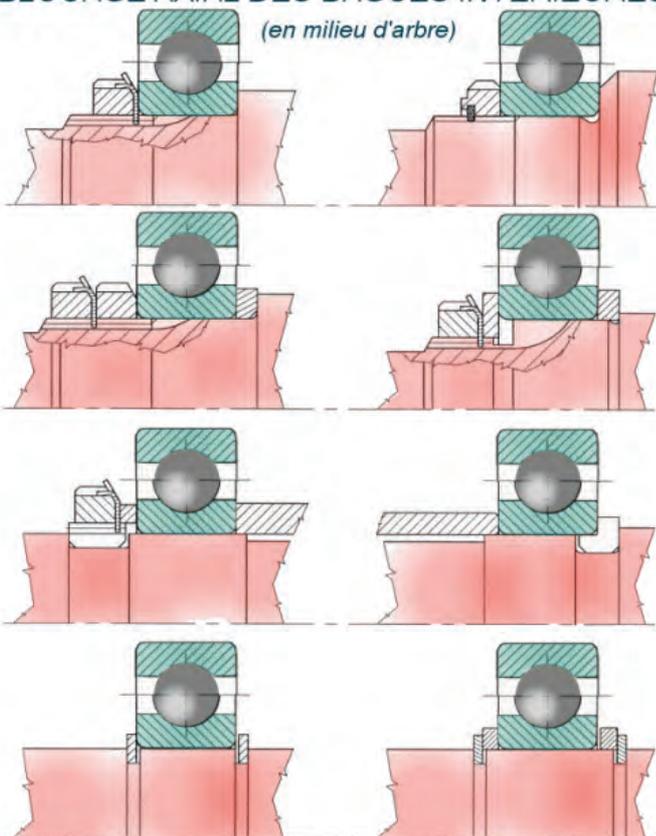


Exemple de solutions constructives d'arrêts axiaux

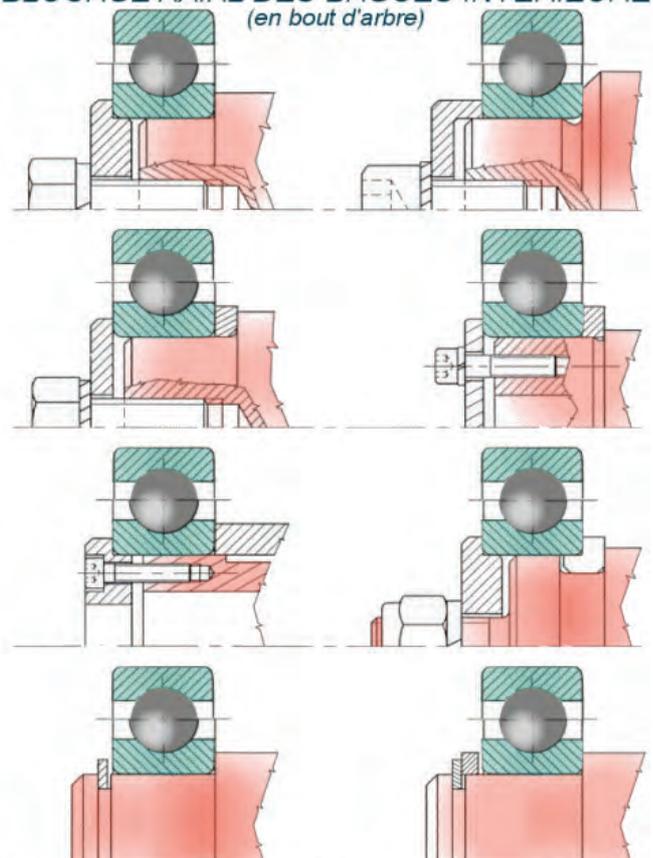
BLOCAGE AXIAL DES BAGUES EXTERIEURES



BLOCAGE AXIAL DES BAGUES INTERIEURES
(en milieu d'arbre)



BLOCAGE AXIAL DES BAGUES INTERIEURES
(en bout d'arbre)



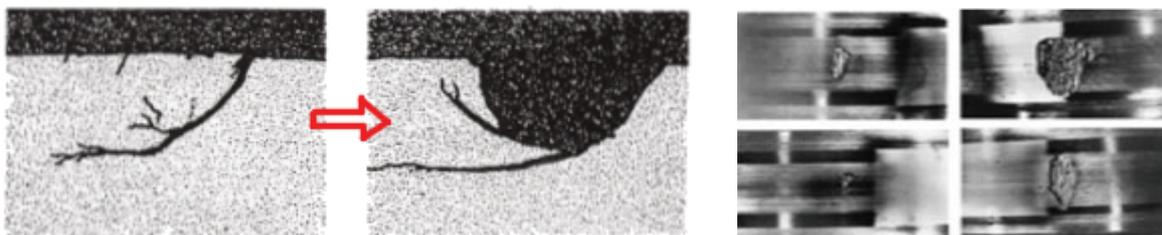
IV. Le dimensionnement des montages de roulement

A. *Pourquoi dimensionner ?*

1. *Mécanisme de l'écaillage de fatigue*

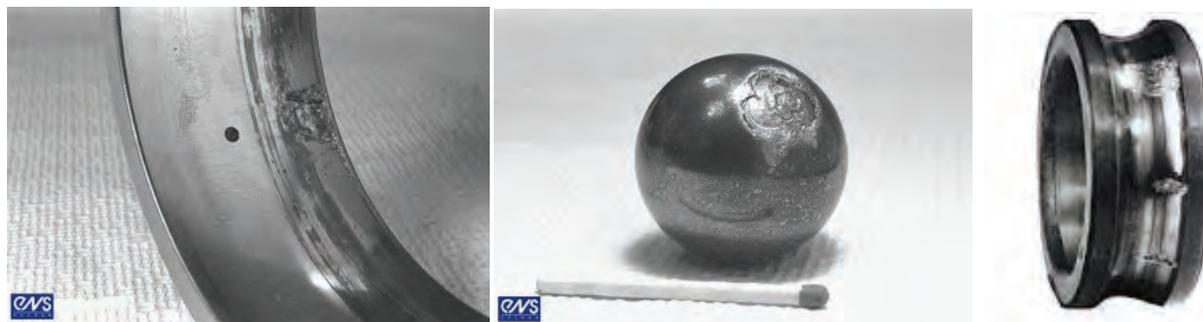
En fonctionnement normal sous charge, les surfaces actives d'un roulement sont soumises à des contraintes alternées très élevées dues aux passages successifs des corps roulants sur les chemins. Les contraintes de compression peuvent atteindre $3\ 500\ \text{N/mm}^2$ et les contraintes de cisaillement $1000\ \text{N/mm}^2$. Elles finissent par créer, à plus ou moins long terme, des fissurations par fatigue de la matière.

Ces fissures naissent en général en sous-couche et se propagent vers la surface. Elles provoquent alors le détachement d'écaillés d'acier : phénomène qu'on appellera l'écaillage. Le chemin de roulement se trouve alors endommagé, le roulement perd rapidement ses propriétés initiales, et n'est donc plus en mesure d'assurer son service.



Évolution de l'écaillage de fatigue

L'écaillage s'explique par l'imperfection de la structure de l'acier qui contient toujours des micro-inclusions, lesquelles facilitent, à plus ou moins long terme, l'initialisation de la fissuration. Même s'il est difficile de les détecter en laboratoire, ces inclusions existent. Le roulement aura une résistance à la fatigue d'autant plus grande que l'acier qui le compose sera fin et homogène, c'est à dire que les micro-inclusions seront petites et dispersées.



Exemple de détérioration de roulements dus à l'écaillage de fatigue

La détérioration par fatigue d'un roulement en fonctionnement dans des conditions normales de charge, vitesse, température et désalignement est un phénomène normal et inéluctable. Pour mieux apprécier ce phénomène, on peut procéder par analogie avec une route asphaltée : le revêtement est conçu pour supporter des conditions sévères de circulation; pourtant, à l'intérieur de l'asphalte, peuvent s'être immiscées des « impuretés » (cailloux), qui, au bout d'un certain nombre de millions de compressions cycliques, dues aux passages des véhicules, vont fragiliser le revêtement et amorcer un petit nid-de-poule. Celui-ci ne cessera de s'agrandir après le passage de plusieurs véhicules, et conduira enfin à poser des problèmes aux dits véhicules; dans ce cas, la route ne sera plus praticable.

Le problème posé par ce phénomène de fatigue est son aspect aléatoire, qui en rend l'étude difficile. En effet, des roulements identiques, fabriqués à partir d'un même lot de matière, ayant des caractéristiques géométriques identiques, soumis à des conditions de fonctionnement identiques (charges, vitesse, lubrification) se détériorent après des durées de fonctionnement très différentes (il en va de même pour l'état des routes). Cet aspect étant connu, il s'agit donc d'établir la probabilité de fatigue d'un lot de roulements. Cette étude est celle d'un phénomène aléatoire: la durée de vie n'est pas une donnée de précision, mais une notion statistique.

2. Les autres contraintes de dimensionnement

Ce mécanisme de fatigue n'est pas le seul mécanisme à prendre en compte dans le cadre du dimensionnement d'un roulement. Si la rotation du roulement s'effectue à basse vitesse, si le mouvement est oscillant ou si le roulement est chargé à l'arrêt, il peut se produire une déformation du roulement (élément roulant et chemin de roulement) préjudiciable à son bon fonctionnement si la pression de contact est supérieure à la pression admissible de matage (environ 4000 MPa, d'après SKF). On doit alors vérifier que la charge du roulement reste inférieure à la charge statique de base entraînant une déformation permanente non préjudiciable pour le fonctionnement du roulement.

Le dimensionnement d'un montage de roulement passe aussi par les notions de rotulage admissible, de vitesse maximale admissible, de rigidité du montage, etc.

B. Éléments de dimensionnement

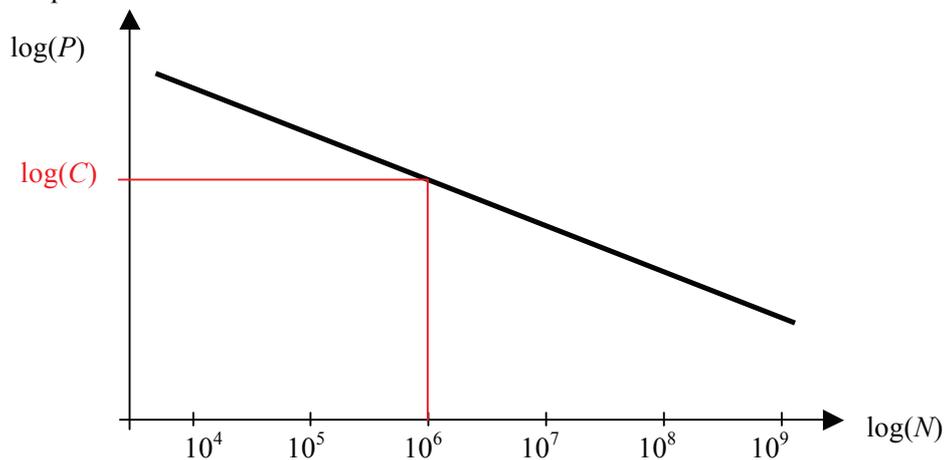
1. Durée de vie nominale

La durée de vie en fatigue d'un roulement est limitée conventionnellement par l'apparition des premières traces visibles de fatigue (moment où la première petite fissure atteint généralement la surface du chemin de roulement de la bague intérieure).

On appelle *durée de vie nominale avant fatigue* ou *durée de vie normalisée*, pour une série de roulements considérée, et on note L_{10} le nombre de révolutions, exprimé en millions de tours, atteint pour une charge donnée P , par 90% des roulements de la série.

Le choix arbitraire, comme référence de calcul, d'une survie de 90% des roulements, plutôt que de la durée de vie moyenne, a été fait par les constructeurs et normalisé par l'I.S.O., pour des raisons de sécurité. La durée de vie moyenne, atteinte ou dépassée par 50% des roulements est d'environ cinq fois la durée de vie nominale⁶.

On détermine cette durée de vie nominale grâce à un grand nombre d'essais en faisant varier la charge appliquée P et en relevant le nombre de cycle N atteint par 90% des roulements pour cette charge. On trace alors la courbe $P=f(N)$ en échelle logarithmique.



Cette courbe correspond à une droite décroissante, la relation reliant la durée de vie nominale L_{10} à la charge P est directement issue du tracé de cette courbe.

2. Capacité de charge dynamique

Le type de roulement choisi, les dimensions du roulement sont déterminées en fonction des charges appliquées aux roulements. Le calcul de la durée de vie est directement associé à la notion de charge de base. *Les valeurs de la charge dynamique de base C sont données dans les tableaux des constructeurs.*

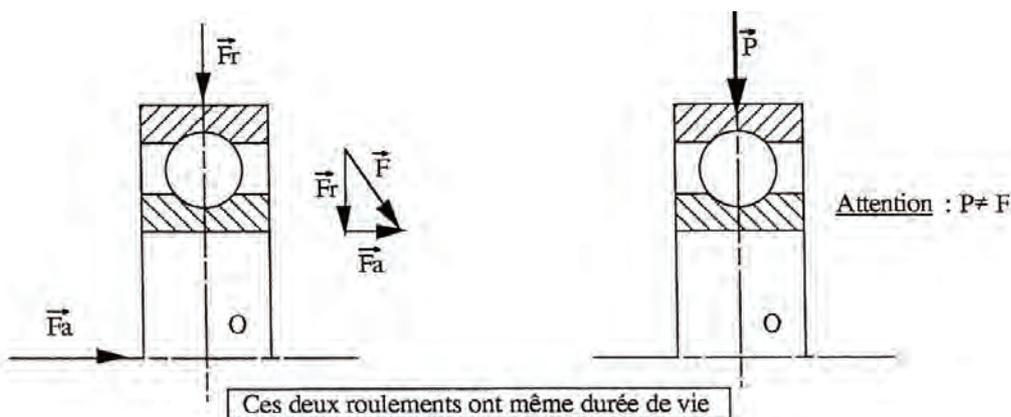
⁶ D'après catalogue SKF.

On appelle C , la **capacité de charge dynamique** d'un roulement, la charge sous laquelle au moins 90 % des roulements atteignent une durée de vie de 10^6 révolutions.

Les conditions d'essais sont importantes : charge constante en intensité et purement radiale pour les roulements et purement axiale pour les butées.

3. Charge dynamique équivalente

La charge dynamique équivalente P est une charge radiale pure, donnant exactement la même durée de vie que la combinaison charge axiale F_a et charge radiale F_r réellement exercée sur le roulement. P ne correspond pas à la charge combinée F .



Dans le cas d'un chargement purement axial (butée) ou purement radial (roulement à rouleaux), la charge dynamique équivalente est égale à cette charge.

Dans le cas plus général d'une charge combinée, on calcule P en fonction de F_r et F_a à partir de la relation ci-dessous :

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

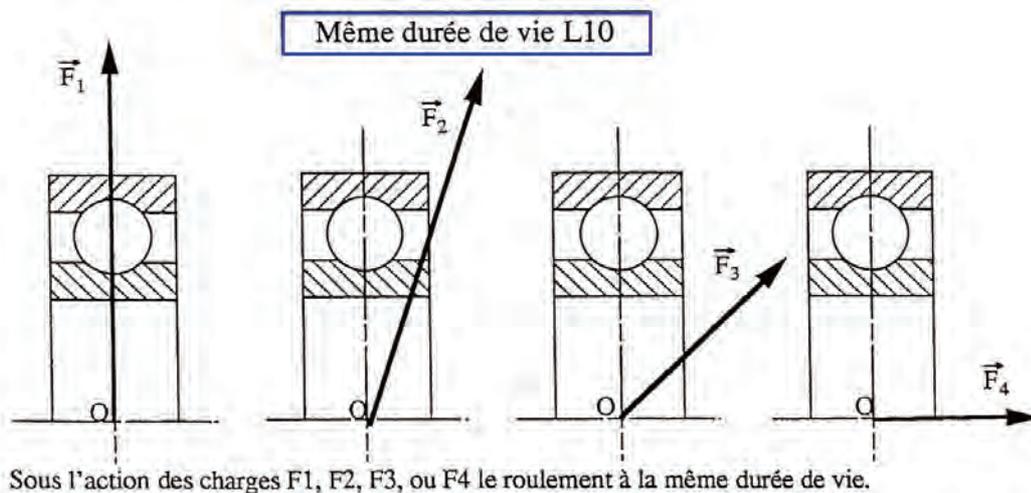
X et Y sont des coefficients normalisés liés à la nature du roulement et à ses dimensions (donnés dans les catalogues constructeurs ou dans votre Fanchon préféré).

Remarque :

Si la bague extérieure tourne par rapport à la direction de la charge, la valeur de P est ajustée grâce à la relation suivante :

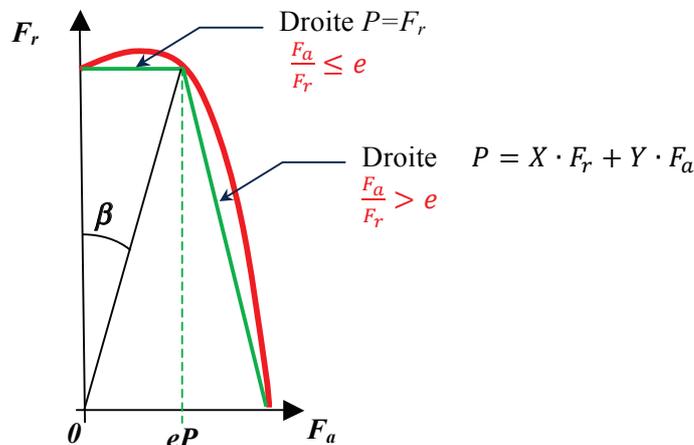
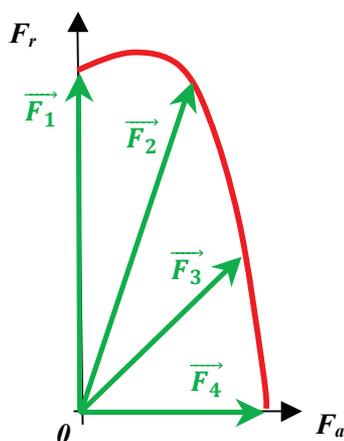
$$P = 1,2 \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

On obtient les relations précédentes grâce à des courbes expérimentales d'équidurée.



Courbe d'équidurée expérimentale

Courbe d'équidurée simplifiée



Sous l'action des charges F_1 , F_2 , F_3 ou F_4 , le roulement à la même durée de vie. On approxime cette courbe par 2 droites afin d'en déduire les coefficients X , Y et e .

Remarque :

Dans le cas des roulements à billes à contact oblique ou à rouleaux coniques, pour le calcul de la charge axiale F_a , il faut tenir compte de la charge axiale induite F_{ai} , produite par le contact oblique dans le roulement soumis à la charge radiale F_r .

$$F_{ai} = \frac{F_r}{2Y}$$

Cette charge induite F_{ai} se rajoute (ou se retranche en fonction du sens de ces deux charges et de l'étude comparative des deux charges induites sur le montage complet⁷) à la charge axiale provenant de l'extérieur du roulement F_{ae} .

Dans le cas où $\frac{F_a}{F_r} \leq e$, on prend comme coefficient $X=1$ et $Y=0$, ce qui donne :

$$P = F_r$$

Dans le cas où $\frac{F_a}{F_r} > e$, on prend alors la relation générale :

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Les coefficients X et Y sont donnés dans les documents des fabricants de roulement pour un roulement donné. Pour des roulements rigide à billes, les coefficients sont donnés dans le tableau ci-dessous et dépendent du rapport $\frac{F_a}{C_0}$.

| $\frac{F_a}{C_0}$ | | 0,014 | 0,028 | 0,056 | 0,084 | 0,110 | 0,170 | 0,283 | 0,42 | 0,5 |
|--------------------------|-----|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|------|------|
| $\frac{F_a}{F_r} \leq e$ | X | 1 | | | | | | | | |
| | Y | 0 | | | | | | | | |
| $\frac{F_a}{F_r} > e$ | X | 0,56 | 0,56 | 0,56 | 0,56 | 0,56 | 0,56 | 0,56 | 0,56 | 0,56 |
| | Y | 2,3 | 1,99 | 1,71 | 1,55 | 1,45 | 1,31 | 1,15 | 1,04 | 1,00 |
| e | | 0,19 | 0,22 | 0,26 | 0,28 | 0,30 | 0,34 | 0,38 | 0,42 | 0,44 |

Remarque :

⁷ Confus... Voir exemple et Fanchon pour la méthode ISO. C'est du bon sens !

A chaque valeur de $\frac{F_a}{C_0}$, correspond une valeur de e ou de Y . Si la valeur du rapport $\frac{F_a}{C_0}$ n'est pas donnée dans le tableau ci-dessus, on suppose que e et Y évoluent de manière linéaire et on les détermine alors par interpolation linéaire.

4. Capacité de charge statique et charge statique équivalente

La **capacité de charge statique** C_0 d'un roulement est utilisée pour le calcul de roulements, soit à l'arrêt, soit en rotation à basse vitesse ou animés d'un mouvement de faibles mouvements d'oscillation. La capacité de charge statique est définie suivant la norme ISO 76 : 1987 comme étant la charge qui produit une déformation permanente au totale (élément et chemin) d'environ 0,0001 du diamètre moyen de l'élément roulant. C'est une charge limite à ne pas dépasser ! Au-delà de cette charge, les déformations seraient trop importantes...

Comme la capacité de charge statique C_0 est une charge purement radiale, si le roulement sollicité de manière statique est soumis à une charge combinée, il est nécessaire de calculer la charge statique équivalente P_0 avant de la comparer avec C_0 . Par analogie à la charge dynamique équivalente, on définit P_0 grâce à la relation suivante :

$$P_0 = \max(F_r, X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a)$$

Les coefficients X_0 et Y_0 sont définis dans les documentations constructeur. Dans le cas des roulements rigides à billes à contact radial, $X_0=0,6$ et $Y_0=0,5$.

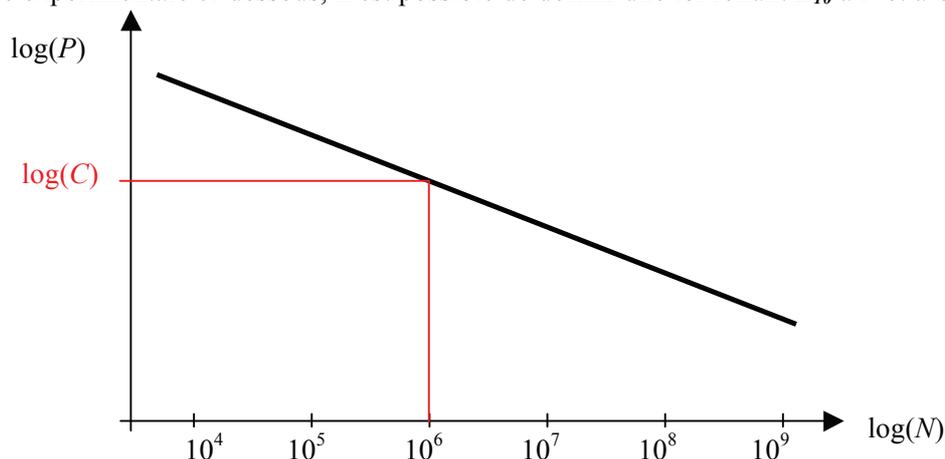
Afin de vérifier si le roulement choisi permet de résister à la charge statique équivalente, on vérifie que la charge statique équivalente reste inférieure à la capacité de charge statique, on utilise pour cela un coefficient de sécurité s_0 .

$$P_0 \cdot s_0 \leq C_0$$

Ce coefficient de sécurité dépend du type de roulement et du mode de fonctionnement (roulement à l'arrêt, chocs, etc.).

5. Calcul de la durée de vie

A partir de la courbe expérimentale ci-dessous, il est possible de définir une loi reliant L_{10} à P et à C .



On en déduit que :

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

Le coefficient n est directement issu de la pente de la droite ci-dessus, on remarque sur les courbes expérimentales que :

- $n = 3$ pour les roulements à billes,
- $n = \frac{10}{3}$ pour les roulements à rouleaux.

Cette durée de vie est aussi couramment utilisée en heures de fonctionnement :

$$L_{10H} = \left(\frac{C}{P}\right)^n \cdot \frac{10^6}{60N}$$

Avec N la fréquence de rotation en tour/min.

C. Calcul des roulements

Il existe deux grands cas de figure de calculs de roulements, soit on cherche à vérifier que la durée de vie des roulements utilisés est suffisante, soit on cherche à choisir un roulement et les dimensions associées afin de tenir une durée de vie spécifiée dans un cahier des charges.

1. Calcul de vérification

Hypothèses :

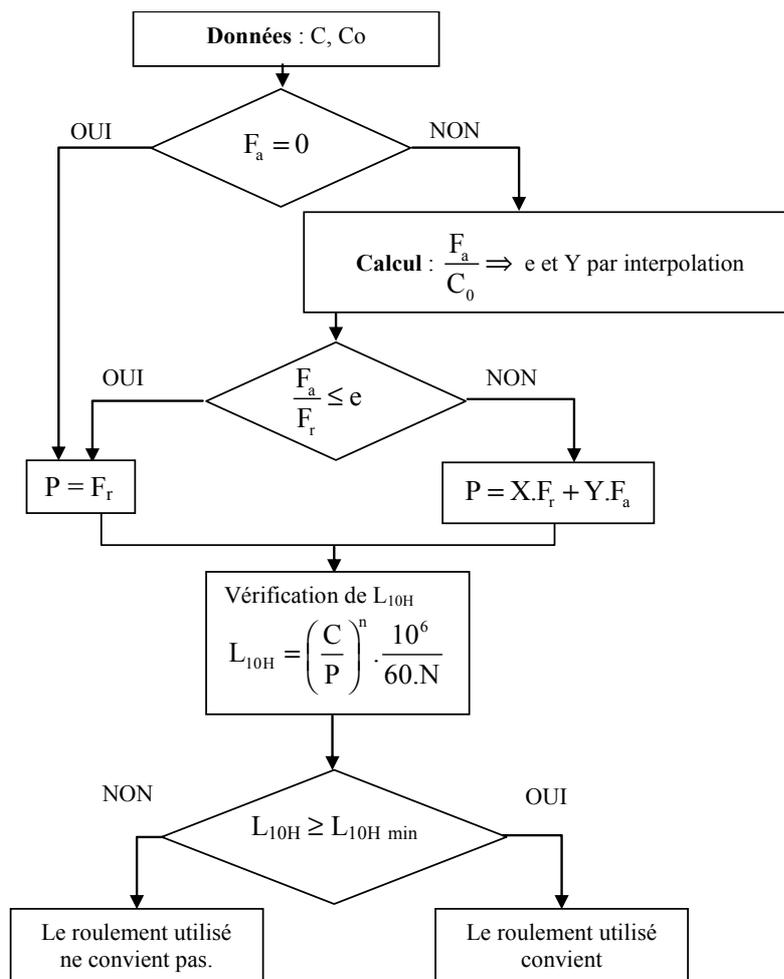
On connaît totalement le roulement utilisé et donc toutes ses dimensions et les coefficients de dimensionnement associés (e, X, Y).

On connaît la fréquence de rotation de l'arbre N .

On connaît le chargement du roulement F_a et F_r .

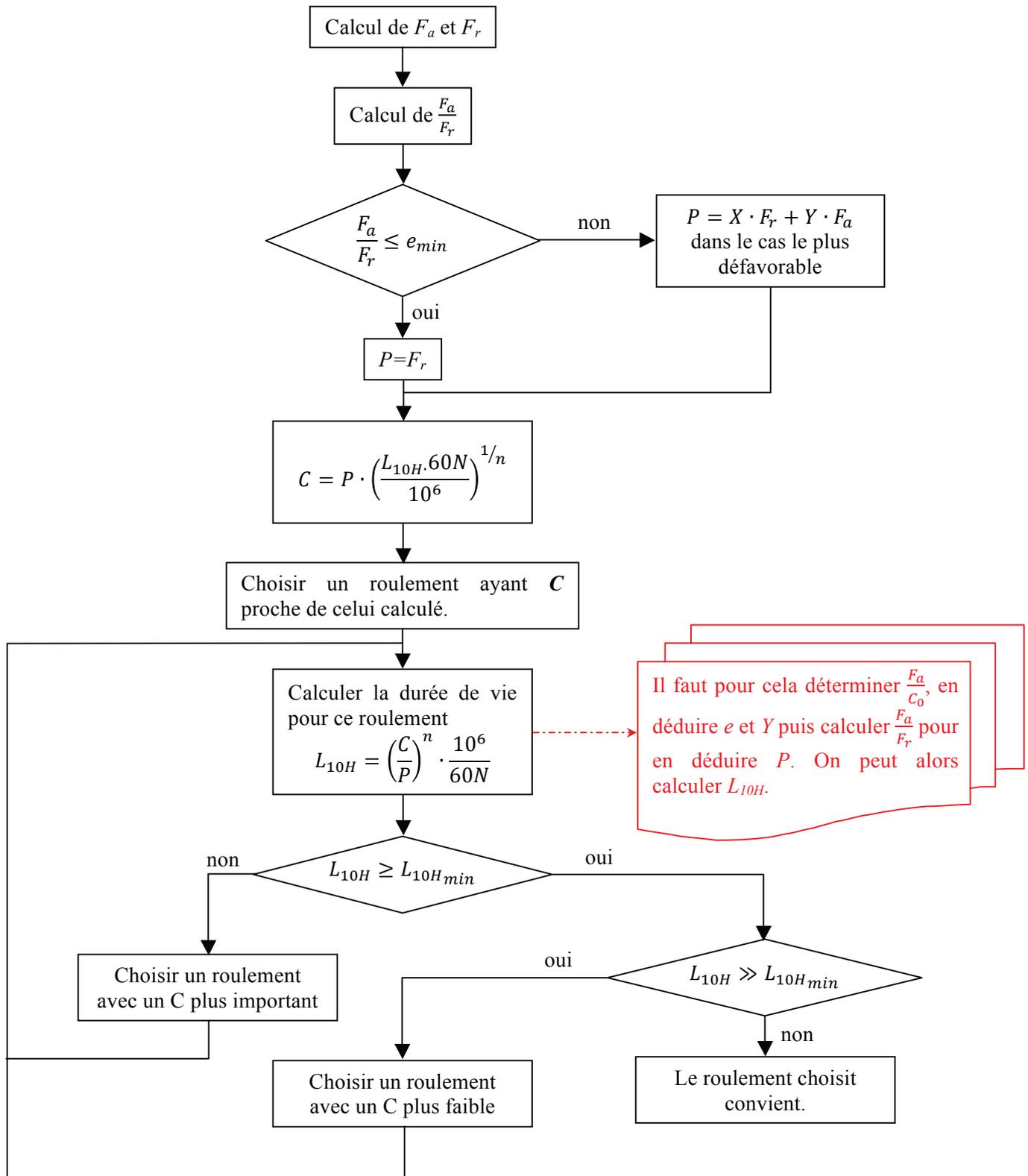
On vérifie tout d'abord que la fréquence de rotation de l'arbre N est inférieure à la vitesse maximale donnée pour le roulement considéré.

On utilise ensuite la méthode décrite dans l'algorithme ci-dessous.



2. Calcul de dimensionnement

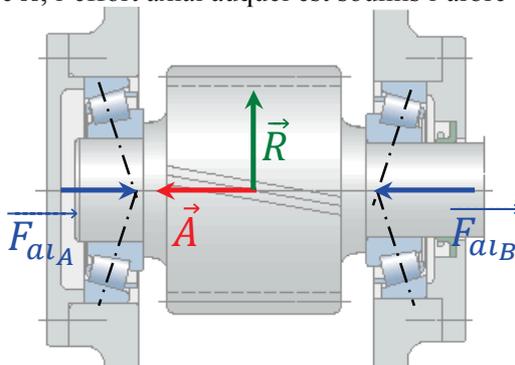
Dans le cas du dimensionnement, le problème vient du fait que C_0 et C sont inconnus, il faut donc travailler par itérations successives afin de pouvoir choisir de manière pertinente le roulement le plus adapté. Le cahier des charges impose souvent un type de roulement, des dimensions minimales et/ou maximales...



3. Cas des roulements à contact oblique

Dans le cas des roulements à billes à contact oblique ou des roulements à rouleaux, il faut tenir compte des efforts induits dans les roulements (cette méthode est valable pour les montages en X ou en O sans précharge).

Il faut commencer par réaliser l'étude statique du montage et plus particulièrement de l'élément (arbre ou alésage) auquel est soumis la charge extérieure. On note \vec{A} , l'effort axial auquel est soumis l'arbre et \vec{R} , l'effort radial.



On note A le roulement qui permet de contrer l'effort axial \vec{A} .

Par application du PFS à l'arbre, on peut déterminer les charges radiales \vec{F}_{RA} et \vec{F}_{RB} auxquels sont soumis les deux roulements A et B.

On peut en déduire les efforts axiaux induits par la charge radiale :

$$F_{aiA} = \frac{F_{RA}}{2 \cdot Y_A} \text{ et } F_{aiB} = \frac{F_{RB}}{2 \cdot Y_B}$$

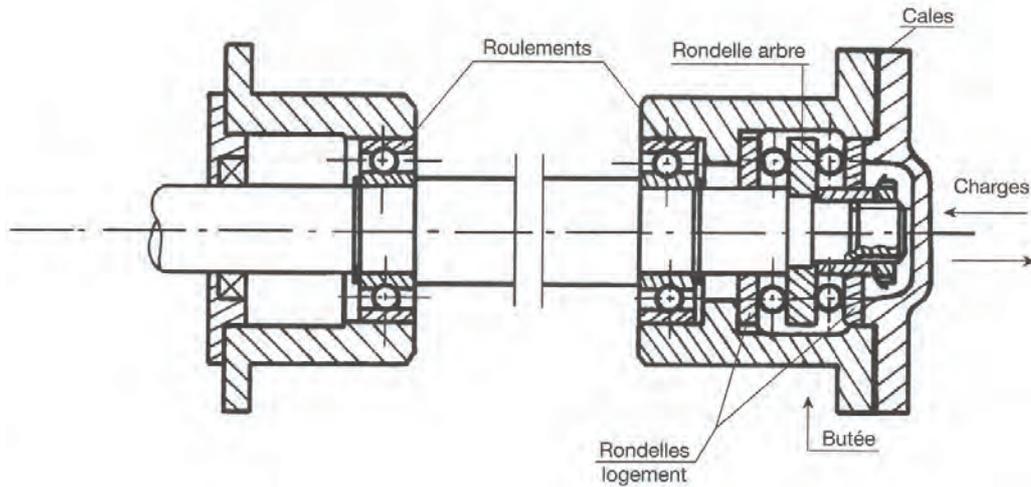
On regarde alors quel est le roulement qui transmettra les efforts axiaux, pour cela, il faut étudier le signe de la relation caractérisant la somme des efforts axiaux :

$$F_{aiA} - A - F_{aiB} > \text{ou} < 0$$

| Condition | Roulement transmettant les efforts | \vec{F}_{aA} | \vec{F}_{aB} |
|-------------------------|---|--|--|
| $A + F_{aiB} > F_{aiA}$ | Le roulement A équilibre les efforts axiaux | $\ \vec{F}_{aA}\ = A + F_{aiB}$ $= A + \frac{F_{RB}}{2 \cdot Y_B}$ | $\ \vec{F}_{aB}\ = \frac{F_{RB}}{2 \cdot Y_B}$ |
| $F_{aiA} > A + F_{aiB}$ | Le roulement B équilibre les efforts axiaux | $\ \vec{F}_{aA}\ = \frac{F_{RA}}{2 \cdot Y_A}$ | $\ \vec{F}_{aB}\ = F_{aiA} - A$ $= \frac{F_{RA}}{2 \cdot Y_A} - A$ |

Le calcul de la charge dynamique équivalente P et de la durée de vie L_{10} s'effectue alors de la même manière que pour les autres montages de roulement.

D. Exemple de montage de butées



E. Tableau complet des ajustements (Fanchon)

| Ajustements usuels des roulements (fabricants) | | | | | | | | | | | | |
|--|--|-------------------------------|---------------|---------|--|--------------|---------------|-------------------------|--|---------------|---------------|--|
| particularités de la charge | charge tournante par rapport à la bague intérieure | roulements à billes (tous) | | | roulements à rotule sur rouleaux | | | | roulements à rouleaux coniques | | | roulements à aiguilles sans bague intérieure |
| | | d ≤ 100 | 100 < d ≤ 200 | | d ≤ 40 | 40 < d ≤ 100 | 100 < d ≤ 140 | 140 < d ≤ 400 | d ≤ 120 | 120 < d ≤ 180 | 180 < d ≤ 400 | |
| | | | | | d ≤ 40 | 40 < d ≤ 140 | 140 < d ≤ 200 | 200 < d ≤ 400 | | | | |
| tolérance des arbres | faible $\frac{C}{P} > 10$ | j6 | k6 | j6 | k6 | m6 | | m6 | n6 | n6 | | h5 (h6) si d ≤ 80 g5 (d > 80) |
| | normale $5 < \frac{C}{P} \leq 10$ | k6 (k5) | m6 (m5) | k6 (k5) | m6 (m5) | n6 | p6 | m6 | n6 | p6 | | |
| | forte $\frac{C}{P} \leq 5$ | k6 | m6 (d > 200) | - | n6 | p6 | r6 | n6 | p6 | r6 | | |
| | charge fixe par rapport à la bague intérieure | g6 (BC) h6 (BNC) | | | g6 (BC) h6 (bague intérieure non coulissante) | | | | g6 (BC) h6 (BNC) | | | g5 |
| tolérance des logements | faible $\frac{C}{P} > 10$ | M7 | | | M7 | | | | | | | M7 |
| | normale $5 < \frac{C}{P} \leq 10$ | N7 | | | N7 | | | P7 ou R7 (forte charge) | | | | N7 |
| | forte $\frac{C}{P} \leq 5$ | P7 | | | P7 | | | | | | | P7 |
| | charge fixe par rapport à la bague extérieure | H7 (BC) K6 (PR) G7 (EA) | | | H7 (bague coulissante) K6 (PR) G7 (EA) | | | | bague ext. réglable bague ext. non réglable | J7 P7 (R7) | | |

BNC : bague non coulissante ; BC : bague coulissante ; PR : précision de rotation ; EA : si échauffement de l'arbre.

| Ajustements : cas des butées ou roulements axiaux | | | | |
|---|--|--|-------------------------------------|---------------------------------|
| particularités de la charge | tolérance des arbres | | tolérance des logements | |
| | butées à billes et à rouleaux cylindriques | à rotule sur rouleaux | à billes et à rouleaux cylindriques | à rotule sur rouleaux |
| axiale pure (centrée) | h6 | h6 | H8 (billes) H7 (rouleaux) | E8 G7 (charge forte) |
| charge fixe sur rondelle arbre (tourne % logement) | | j6 | | K7 (usuel) M7 (forte charge) |
| charge tournante sur rondelle arbre ou indéterminée | | k6 d ≤ 200 m6 200 < d ≤ 400 n6 d > 400 | | J7 ou H7 |