

Durée de vie

Durée de vie nominale	56
■ Types de détériorations	56
■ Formules de base	58
■ Charge dynamique de base du roulement	59
■ Charge dynamique équivalente P	60
■ Définition	61
<i>Facteur de charge axiale Y</i>	61
■ Définition de la capacité statique	61
■ Charge statique équivalente	63
■ Charges ou vitesses variables	64
■ Calcul d'un arbre monté sur 2 roulements à contact angulaire	65
<i>Équilibre radial de l'arbre</i>	65
<i>Équilibre axial de l'arbre</i>	66
■ Durée de vie requise	67
Durée de vie nominale corrigée	68
■ Fiabilité des roulements	74
<i>Définition du coefficient a_1</i>	74
<i>Fiabilité pour une durée de fonctionnement choisie</i>	75
<i>Détermination de a_1 et de la fiabilité pour une durée choisie</i>	75
<i>Durée et fiabilité d'un ensemble de roulements</i>	76
■ Influence de la lubrification	77
<i>Pouvoir séparateur du lubrifiant</i>	77
<i>Théorie élasto-hydrodynamique (EHD)</i>	77
<i>Détermination de la viscosité minimale nécessaire</i>	78
Paramètres influents sur la durée de vie	80
■ Influence de la température	80
<i>Températures de fonctionnement normales</i>	80
■ Influence du jeu de fonctionnement	81
<i>Roulements à contact radial sous charge radiale</i>	81
<i>Roulements à contact oblique sous charge radiale et axiale</i>	81
■ Influence d'une charge excessive	82
■ Influence des défauts de forme et de position des portées	82
<i>Défaut de forme</i>	82
<i>Défaut d'alignement</i>	82
Frottement et vitesse des roulements	84
■ Frottement	84
■ Vitesse des roulements	85
<i>Théorie de la norme ISO 15312</i>	85
<i>Théorie SNR</i>	87

Durée de vie nominale

Types de détériorations

La mesure principale de la performance d'un roulement est sa durée de vie, c'est-à-dire le nombre de tours qu'il peut effectuer avant le premier signe d'écaillage.

En dehors des détériorations du type "grippage" pouvant être la conséquence d'une lubrification insuffisante en termes de débit, les principales détériorations rencontrées peuvent être classées en 3 catégories :

- écaillage profond initié en profondeur (EPIP)
- écaillage superficiel initié en surface (ESIS)
- écaillage profond initié en surface (EPIS)

■ Ecaillage profond initié en profondeur (EPIP)

Il s'agit de la détérioration "conventionnelle" d'un roulement fonctionnant dans des conditions normales, c'est-à-dire en présence d'un film d'huile séparateur des surfaces en contact (corps roulant/chemin de bague).

Le principe de construction du roulement conduit à des contacts entre corps roulants et bagues qui sont le siège de très fortes charges spécifiques.

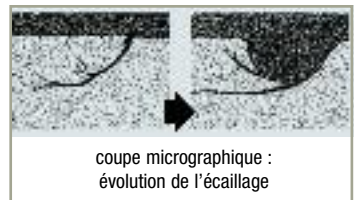
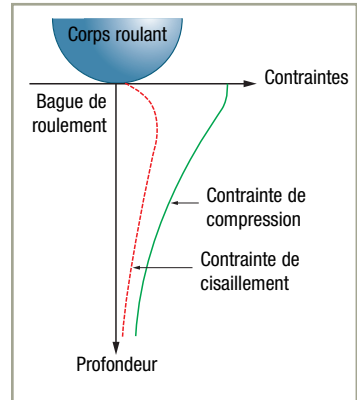
Les pressions de Hertz (figure ci-contre) à ce niveau ont pour conséquence :

- des contraintes de compression, maximales en surface dont la valeur peut atteindre 3500 N/mm^2
- des contraintes de cisaillement, maximales en sous-couche dont la valeur peut atteindre 1000 N/mm^2

Si le niveau de charge est suffisant et dans des conditions de milieu lubrifié propre, (voir page 77) type EHD, les contraintes alternées auxquelles sont soumises les pistes de roulement conduisent à plus ou moins long terme à une fissure au sein du matériau. Celle-ci s'amorce à partir d'inclusions situées en sous couche dans la zone où les contraintes de Hertz sont maximales.

La fissure apparaît dans la matrice au voisinage d'une inclusion.

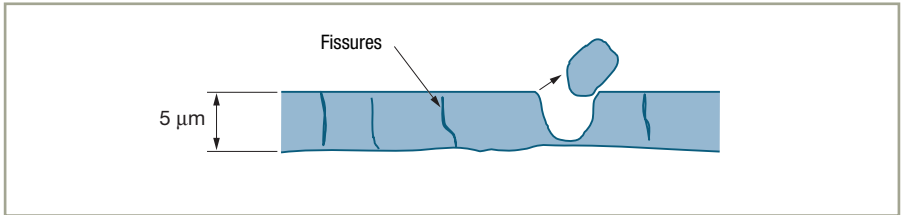
La fissure se propage vers la surface jusqu'à provoquer le détachement d'une particule d'acier, première manifestation de l'avarie par écaillage.



■ Ecaillage superficiel initié en surface (ESIS)

En présence de petites particules (de quelques μm à $50 \mu\text{m}$) dures (supérieure à la dureté des éléments du roulement soit 700 HV_{10}), on constate une usure des éléments du roulement due au contact métal/métal, conséquence d'une lubrification hétérogène à cet endroit sensible.

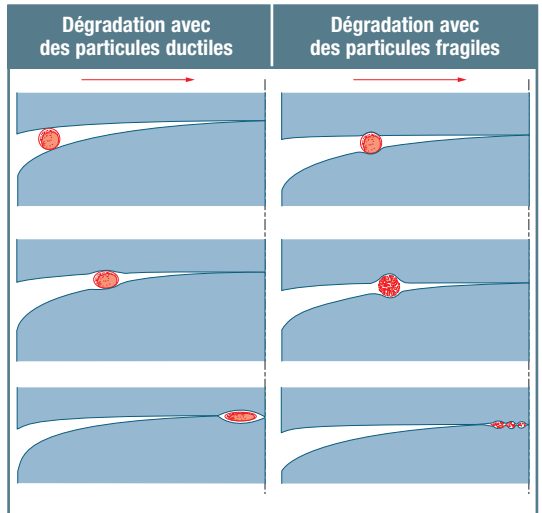
Ceci entraîne la détérioration des surfaces actives sous une forme d'écaillage très superficiel appelé aussi "pelade" de quelques dizaines de microns de profondeur et affectant une large surface des pistes de roulement. Ce processus de dégradation est lent. Il est de même nature que celui occasionné par un film d'huile insuffisant du fait d'une viscosité trop faible.



■ Ecaillage profond initié en surface (EPIS)

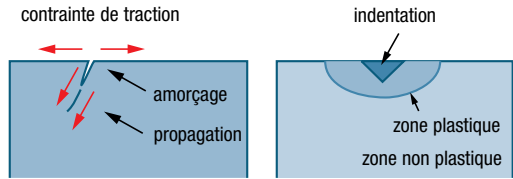
Lorsque la pollution est composée de particules plus grossières (de $20 \mu\text{m}$ à $300 \mu\text{m}$, à fortiori au-delà), le passage de la particule entre le corps roulant et la bague entraîne une déformation plastique locale de la piste du roulement. L'effet de cette pollution est différent suivant sa dureté.

Si la particule est suffisamment ductile, elle peut se déformer plastiquement sous forme de galette sans se casser. Par contre, si cette pollution est fragile, elle se brise en passant au sein du contact tout en déformant plastiquement les éléments du roulement. Ces nouveaux fragments se comportent alors selon le 2^{ème} mécanisme ESIS décrit précédemment. On assiste ensuite à une compétition entre la dégradation causée par la déformation plastique locale due à l'indentation et celle causée par l'usure abrasive engendrée par les fragments de particule.



Durée de vie nominale (suite)

Dans le cas d'une indentation, l'écaillage ne s'initie pas directement au périmètre de celle-ci. On constate une zone protégée dans le volume déformé plastiquement et la fissure naît au-delà de cette zone et conduit à un écaillage profond initié en surface (EPIS).



Compte-tenu de la diversité des particules constitutives de la pollution rencontrée dans une huile d'organe mécanique et de son évolution granulométrique à l'état neuf et après rodage, et en considérant également la nature du corps roulant (rouleaux ou billes), qui est plus ou moins affecté par le phénomène de glissement, la détérioration rencontrée est bien souvent un mixte entre type ESIS et EPIS.

Formules de base

La durée de vie d'un roulement peut être calculée de façon plus ou moins précise selon les conditions de fonctionnement définies.

La méthode la plus simple, préconisée par la norme ISO 281, permet de calculer la durée de vie atteinte par 90% des roulements travaillant sous charge dynamique.

➔ La méthode de calcul simplifiée ci-dessous s'appuie sur la fatigue de la matière comme cause de défaillance (Ecaillage type EPIS)

■ Pour déterminer la durée de vie simplifiée suivant la norme ISO 281, on calcule :

▶ La charge radiale dynamique équivalente P

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

▶ La durée nominale L_{10}

$$L_{10} = (C / P)^n \cdot 10^6 \text{ en tours}$$

ou

$$L_{10} = (C / P)^n \cdot 10^6 / 60N \text{ en heures}$$

n : 3 pour les roulements ou butées à billes

n : 10/3 pour les roulements ou butées à rouleaux

On voit que : si $P = C$, $L_{10} = 1$ million de tours

C'est donc la charge sous laquelle les roulements ont une durée de vie nominale d'un million de tours.

On l'appelle aussi capacité de charge dynamique.

Charge dynamique de base du roulement

■ La charge dynamique de base du roulement, définie dans le chapitre correspondant à chaque famille, se calcule selon la norme ISO 281 suivant les formules ci-dessous :

Roulements à billes (pour un diamètre de billes < 25,4 mm)	$C = f_c(i \cdot \cos\alpha)^{0,7} Z^{2/3} \cdot D_w^{1,8}$
--	---

Roulements à rouleaux	$C = f_c(i \cdot l \cdot \cos\alpha)^{7/9} Z^{3/4} \cdot D_w^{29/27}$
-----------------------	---

Butées à billes (pour diamètre de bille < 25,4 et $\alpha = 90^\circ$)	$C = f_c \cdot Z^{2/3} \cdot D_w^{1,8}$
---	---

■ Remarque

► On notera que l'exposant qui affecte le diamètre D_w du corps roulant est supérieur à celui concernant leur nombre Z . On ne peut donc pas comparer la capacité de deux roulements de même symbole mais de définition interne différente en tenant compte seulement du nombre de corps roulants. Il faut aussi faire intervenir les autres paramètres entrant dans la formule de calcul.

► Capacité de charge des roulements doubles

Concernant les roulements à deux rangées de corps roulants ($i = 2$) ou bien les ensembles constitués de deux roulements identiques, la capacité (C_e) de l'ensemble est celle (C) d'une rangée multipliée par :

pour les ensembles à billes	$2^{0,7} = 1,625$
-----------------------------	-------------------

pour les ensembles à rouleaux	$2^{7/9} = 1,715$
-------------------------------	-------------------

On voit alors que le fait de doubler un roulement améliore la capacité de charge du palier de 62,5 ou 71,5% selon le type utilisé. La capacité de charge et donc la durée de vie ne sont pas doublées.

Durée de vie nominale (suite)

Charge dynamique équivalente P

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

X et Y = facteurs de charge définis dans le tableau ci-dessous
 F_a et F_r = efforts axial et radial appliqués au roulement

Type	Coupe	Série	Angle de contact	F_a/C_0	e	$F_a / F_r \leq e$		$F_a / F_r > e$	
						X	Y	X	Y
Roulements à billes à contact radial à 1 ou 2 rangées de billes		60-62-63-64 160-618-619 622-623 42-43		0,014	0,19	1	0	0,56	2,30
				0,028	0,22				1,99
				0,056	0,26				1,71
				0,084	0,28				1,55
				0,110	0,30				1,45
				0,170	0,34				1,31
				0,280	0,38				1,15
				0,420	0,42				1,04
0,560	0,44	1,00							
Roulements à billes à contact radial à 1 rangée de billes jeu résiduel supérieur au jeu normal		60-62-63-64 160-618-619 622-623		0,014	0,29	1	0	0,46	1,88
				0,029	0,32				1,71
				0,057	0,36				1,52
				0,086	0,38				1,41
				0,110	0,40				1,34
				0,170	0,44				1,23
				0,280	0,49				1,10
				0,430	0,52				1,01
0,570	0,54	1,00							
Roulements à billes à contact oblique à 1 rangée de billes		72-73 QJ2-QJ3	40°	1,14	1	0	0,35	0,57	
			30°	0,80	1	0	0,39	0,76	
			35°	0,95	1	0	0,37	0,66	
Roulements à billes à contact oblique à 2 rangées de billes		32-33 32..A-33..A 52-53 32..B-33..B	35°	0,95	1	0,66	0,60	1,07	
			25°	0,68	1	0,92	0,67	1,41	
			32°	0,86	1	0,73	0,62	1,17	
Roulements à rotule sur billes		12-13 22-23 112-113			voir liste des Roulements	1	voir liste des Roulements	0,65	voir liste des Roulements
Roulements à rouleaux coniques		302-303-313 320-322-322..B 323-323..B 330-331-332			voir liste des Roulements	1	0	0,40	voir liste des Roulements
Roulements à rotule sur rouleaux		213-222-223 230-231-232 240-241			voir liste des Roulements	1	voir liste des Roulements	0,67	voir liste des Roulements
Roulements à rouleaux cylindriques		N..2-N..3-N..4 N..10 N..22-N..23			-	1	-	1,00	-
Butée à billes à simple ou double effet		511-512-513 514			-	-	-	-	1,00
Butée à rotule sur rouleaux		293-294			1,82	-	-	1,20	1,00

Définition

→ Facteur de charge axiale Y

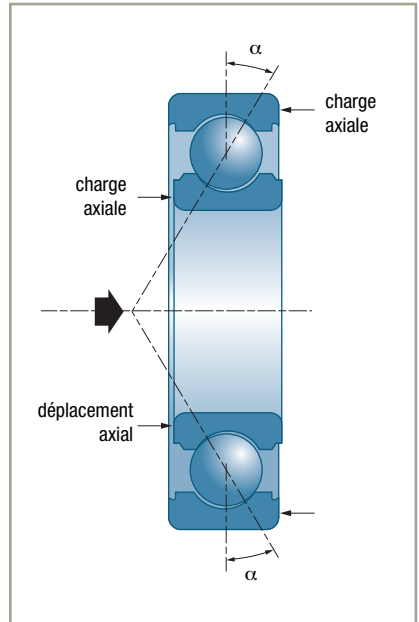
Le facteur de charge axiale Y qui dépend de l'angle de contact du roulement, est calculé d'une manière différente selon le type de roulement :

■ Roulements à billes à contact radial

L'angle de contact est nul avec une charge radiale seule. Sous l'action d'une charge axiale, les déformations locales de contact entre billes et chemins de roulement entraînent un déplacement axial relatif des deux bagues. L'angle de contact (α) augmente donc en fonction de l'effort axial appliqué. Le rapport F_a/C_0 est utilisé pour déterminer la valeur de Y et donc tenir compte de la modification de l'angle de contact due à l'effort axial.

■ Roulements à contact angulaire

L'angle de contact est donné par construction et varie peu en fonction des charges combinées. Le facteur de charge axiale Y pour un angle de contact donné est donc considéré en première approximation comme constant. Les roulements à billes à contact oblique, avec un angle de contact identique pour tous les roulements, sont calculés avec le même facteur de charge Y . Pour les roulements à rouleaux coniques, Y varie suivant la série et la dimension.



Définition de la capacité statique

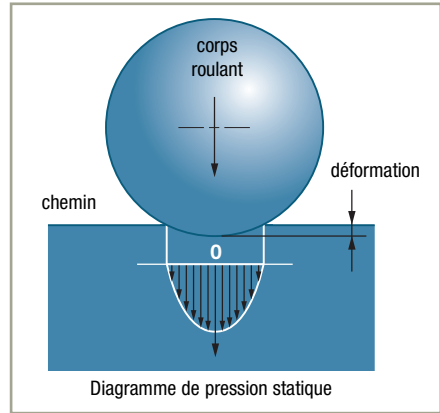
- Les dimensions du roulement doivent être choisies à partir de la charge statique lorsque :
 - le roulement est à l'arrêt ou effectue de faibles mouvements d'oscillation et supporte des charges continues ou intermittentes
 - le roulement est soumis à des chocs pendant une rotation normale

Durée de vie nominale (suite)

Une charge statique appliquée à un roulement peut, du fait des contraintes au niveau des contacts des corps roulants avec les chemins, engendrer des déformations permanentes nuisibles au bon fonctionnement du roulement lorsqu'il est en rotation.

On définit donc une charge radiale maximale admissible telle que la contrainte qui en résulte dans le roulement immobile puisse être tolérée dans la majorité des applications sans que sa durée de vie et sa rotation n'en soit altérée.

La valeur C_0 de cette charge maximale admissible est appelée capacité statique de base du roulement (ou charge statique).



■ Capacité statique de base d'un roulement C_0

Elle a été définie par la Norme ISO 76 comme la charge radiale (axiale pour les butées) qui crée au niveau du contact (corps roulant et chemin) le plus chargé une pression de Hertz de :

- 4200 MPa pour les roulements et butées à billes (tous types, sauf roulements à rotule sur billes)
- 4600 MPa pour les roulements à rotule sur billes
- 4000 MPa pour les roulements et butées à rouleaux (tous types)

$$1\text{MPa} = 1\text{Mégapascal} = 1 \text{ N/mm}^2$$

■ Charge statique équivalente P_0

Dans le cas où le roulement est soumis à des charges statiques combinées telles que F_r en soit la composante radiale et F_a la composante axiale, on calcule une charge statique équivalente afin de la comparer à la capacité statique du roulement.

La capacité de charge statique du roulement est à considérer plus comme un ordre de grandeur qu'une limite précise à ne pas dépasser.

Le facteur de sécurité

$$f_s = C_0 / P_0$$

C_0 est la capacité statique de base définie dans les tableaux de caractéristiques des roulements.

Valeurs de principe minimales pour le coefficient de sécurité f_s :

- 1,5 à 3 pour des exigences sévères
- 1,0 à 1,5 pour des conditions normales
- 0,5 à 1 pour des fonctionnements sans exigences de bruit ou précision

Si on désire un roulement tournant avec des exigences de silence de fonctionnement sévères, le coefficient de sécurité f_s doit être important.

Charge statique équivalente

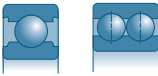








La charge statique équivalente est la plus grande des deux valeurs

$$P_0 = F_r$$

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a$$

F_r et F_a sont les efforts statiques appliqués.

■ Les coefficients X_0 et Y_0 sont définis dans le tableau ci-dessous :

Type	Coupe	Série	Angle de contact	X_0	Y_0
Roulements à billes à contact radial à 1 ou 2 rangées de billes		60-62-63-64 160-618-619-622 623 42-43		0,6	0,5
Roulements à billes à contact oblique à 1 rangée de billes		72 - 73	40°	0,5	0,26
		QJ2 - QJ3	35°	0,5	0,29
Roulements à billes à contact oblique à 2 rangées de billes		32 - 33	35°	1,0	0,58
		32..A - 33..A	25°	1,0	0,76
		52 - 53 32B - 33B	32°	1,0	0,63
Roulements à rotule sur billes		12 - 13 22 - 23 112 - 113		0,5	voir liste des Roulements
Roulements à rouleaux coniques		302 - 303 - 313 320 - 322 - 322..B 323 - 323..B - 330 331 - 332		1,0	
Roulements à rotule sur rouleaux		213 - 222 - 223 230 - 231 - 232 240 - 241		1,0	
Roulements à rouleaux cylindriques		N..2 - N..3 - N..4 N..10 N..22 - N..23		1,0	0
Butée à billes à simple effet		511 - 512 - 513 514		0	1
Butée à rotule sur rouleaux		293 - 294		2,7 si $F_r / F_a < 0,55$	1

Durée de vie nominale (suite)

Charges ou vitesses variables

■ Lorsqu'un roulement fonctionne sous charges ou vitesses variables, une charge et une vitesse équivalente sont déterminées pour calculer la durée de vie.

► Charge constante et vitesse de rotation variable

Vitesse équivalente $N_e = t_1 \cdot N_1 + t_2 \cdot N_2 + \dots + t_z \cdot N_z$ avec $\sum_{i=1}^z t_i = 1$

► Charge variable et vitesse de rotation constante

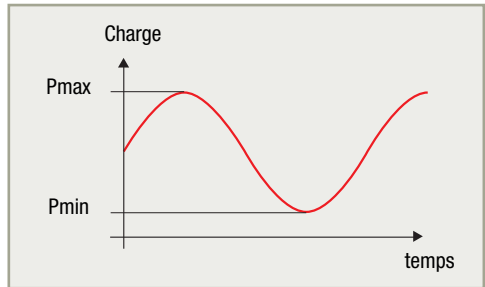
Charge équivalente $P_e = (t_1 \cdot P_1^n + t_2 \cdot P_2^n + \dots + t_z \cdot P_z^n)^{1/n}$ avec $\sum_{i=1}^z t_i = 1$

► Charge périodique et vitesse de rotation constante

Charge équivalente

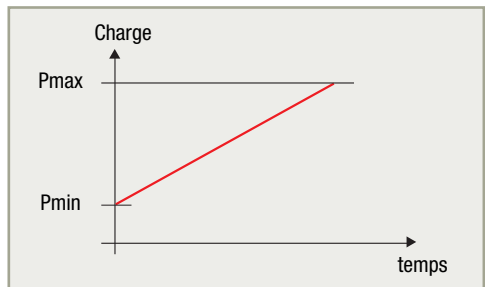
- Charge sinusoïdale

$$P_e = 0,32 P_{min} + 0,68 P_{max}$$



- Charge linéaire

$$P_e = 1 / 3 (P_{min} + 2 P_{max})$$



■ Si la vitesse et la charge sont variables, on calcule la durée de vie pour chaque taux d'utilisation puis la durée pondérée pour l'ensemble du cycle.

► Charge et vitesse de rotation variables

Durée pondérée $L = (t_1 / L_1 + t_2 / L_2 + \dots + t_z / L_z)^{-1}$ avec $\sum_{i=1}^z t_i = 1$

avec :

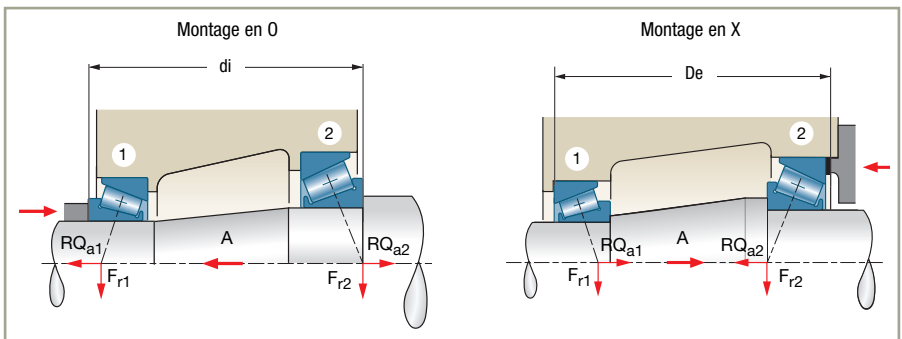
- t_i Taux d'utilisation
- N_i Vitesse de rotation pour le taux d'utilisation t_i
- P_i Charge pour le taux d'utilisation t_i
- L_i Durée de vie pour le taux d'utilisation t_i
- n 3 pour les roulements et butées à billes
- n 10/3 pour les roulements et butées à rouleaux

Calcul d'un arbre monté sur 2 roulements à contact angulaire

Arbre monté sur 2 roulements simples non préchargés soumis à des efforts axiaux et radiaux.

→ **Equilibre radial de l'arbre**

■ Calcul des efforts radiaux F_{r1} et F_{r2} appliqués aux points d'applications des charges des roulements par équilibre radial statique de l'arbre.



Durée de vie nominale (suite)

→ Equilibre axial de l'arbre

■ Les chemins de roulements à contact angulaire étant inclinés, les charges radiales F_{r1} et F_{r2} produisent une force de réaction axiale dite force axiale induite.

Si le roulement 1 est celui dont la force axiale induite a le sens de la force axiale extérieure A , l'équilibre de l'arbre est :

$$A + RQ_{a1} = RQ_{a2}$$

Avec RQ_{a1} et RQ_{a2} : charges axiales appliquées aux roulements calculées dans les tableaux ci-dessous :

► Cas de charge :

$$A + (F_{r1} / 2 Y_1) > (F_{r2} / 2 Y_2)$$

le roulement 1 fonctionne avec du jeu

	Roulement 1	Roulement 2
Charge axiale appliquée	$RQ_{a1} = F_{r1} / 2 Y_1$	$RQ_{a2} = A + (F_{r1} / 2 Y_1)$
Charge axiale utilisée dans le calcul de la charge dynamique équivalente	$F_{a1} = 0$	$F_{a2} = RQ_{a2}$

► Cas de charge :

$$A + (F_{r1} / 2 Y_1) < (F_{r2} / 2 Y_2)$$

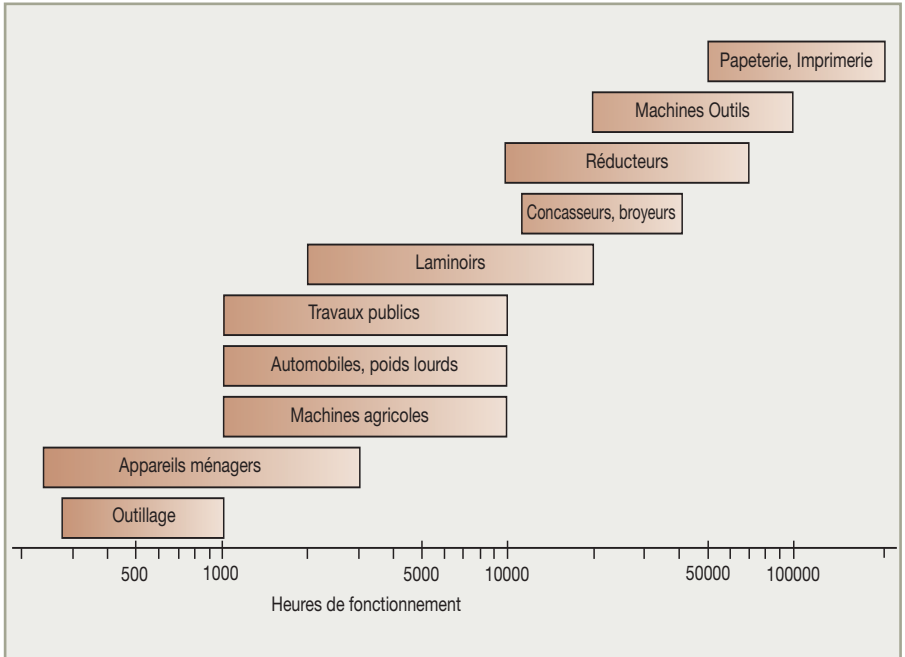
le roulement 2 fonctionne avec du jeu

	Roulement 1	Roulement 2
Charge axiale appliquée	$RQ_{a1} = (F_{r2} / 2 Y_2) - A$	$RQ_{a2} = F_{r2} / 2 Y_2$
Charge axiale utilisée dans le calcul de la charge dynamique équivalente	$F_{a1} = RQ_{a1}$	$F_{a2} = 0$

Durée de vie requise

■ La durée de vie requise du roulement est fixée par le constructeur de l'équipement où il se trouve inclus.

A titre d'exemple, on trouvera ci-dessous des ordres de grandeur des durées de vie communément retenues pour des machines travaillant dans des domaines mécaniques divers :



Durée de vie nominale corrigée

■ La durée nominale de base L_{10} est souvent une estimation satisfaisante des performances d'un roulement. Cette durée s'entend pour une fiabilité de 90 %, et des conditions de fonctionnement conventionnelles. Il peut être nécessaire dans certaines applications de calculer la durée pour un niveau de fiabilité différent ou pour des conditions de lubrification et de contamination.

Avec les aciers pour roulements modernes de haute qualité, il est possible, sous une charge faible et dans des conditions de fonctionnement favorables, d'obtenir des durées très longues comparées à la durée L_{10} . Une durée plus courte que L_{10} peut apparaître dans des conditions de fonctionnement défavorables.

Au-dessous d'une certaine charge C_U , un roulement moderne de haute qualité peut atteindre une durée infinie, si les conditions de lubrification, la propreté et d'autres conditions de fonctionnement sont favorables.

Cette charge C_U peut être déterminée précisément en fonction des types de roulement et des formes internes du roulement, du profil des éléments roulants et des chemins, et de la limite de fatigue du matériau du chemin. Une approximation suffisante peut être faite à partir de la capacité statique du roulement.

■ La Norme internationale ISO 281 introduit un facteur de correction de durée, a_{ISO} qui permet de calculer une durée de vie nominale corrigée selon la formule :

$$L_{mm} = a_1 a_{ISO} L_{10}$$

Ce coefficient permet d'estimer l'influence de la lubrification et de la contamination sur la durée du roulement. Il tient compte de la limite de fatigue de l'acier du roulement.

La méthode d'évaluation de a_{ISO} définie par ISO281 étant assez difficile à appliquer par un utilisateur non spécialisé, SNR a cherché la meilleure façon de fournir à ses clients un moyen simple de détermination de a_{ISO} en faisant l'hypothèse que la charge de fatigue C_U dépend directement de la capacité statique du roulement et que le facteur de contamination est constant quelles que soient les conditions de lubrification et le diamètre moyen du roulement.

La méthode proposée par SNR permet une évaluation rapide, de manière graphique, du coefficient a_{ISO} .

Nos ingénieurs sont à votre disposition pour déterminer de façon plus précise ce coefficient si nécessaire.

Les 4 diagrammes dans les pages suivantes permettent de déterminer a_{ISO} pour les roulements à billes, les roulements à rouleaux, les butées à billes et les butées à rouleaux suivant la méthode ci-après :

■ Méthode de détermination de a_{ISO} (Norme ISO 281)

1. Définir la viscosité du lubrifiant à la température de fonctionnement à partir du diagramme page 78.

Prendre la viscosité de l'huile de base pour les roulements graissés.

2. Définir le niveau de pollution :

► **Propreté élevée**

Huile filtrée à travers un filtre extrêmement fin ; conditions habituelles des roulements graissés à vie et étanches.

► **Propreté normale**

Huile filtrée à travers un filtre fin ; conditions habituelles des roulements graissés à vie et avec déflecteur.

► **Légère contamination**

Légère contamination dans le lubrifiant.

► **Contamination typique**

Huile avec filtration grossière ; particules d'usure ou particules provenant du milieu ambiant.

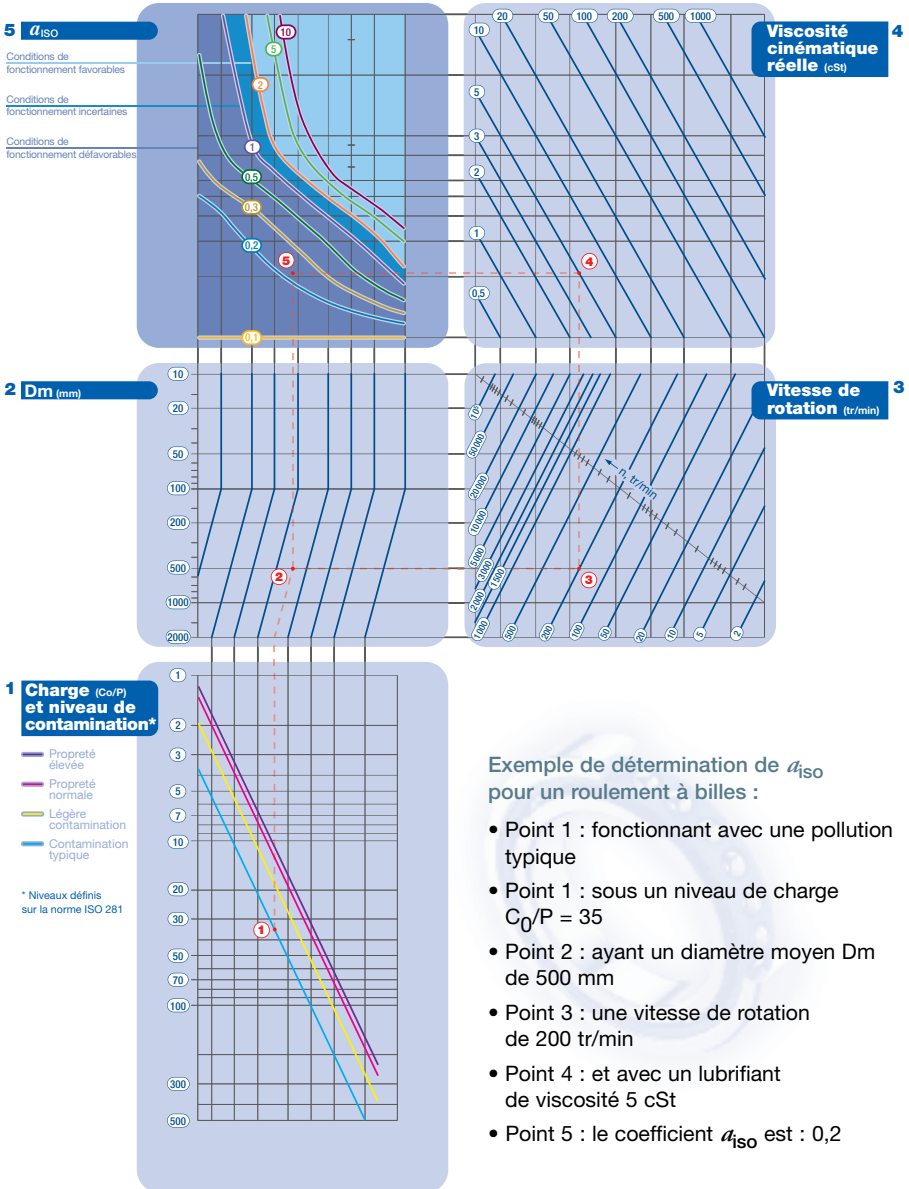
Conditions habituelles des roulements graissés sans joints d'étanchéité intégrés.

► Pour une **grave contamination**, considérer que a_{ISO} sera inférieur à 0.1.

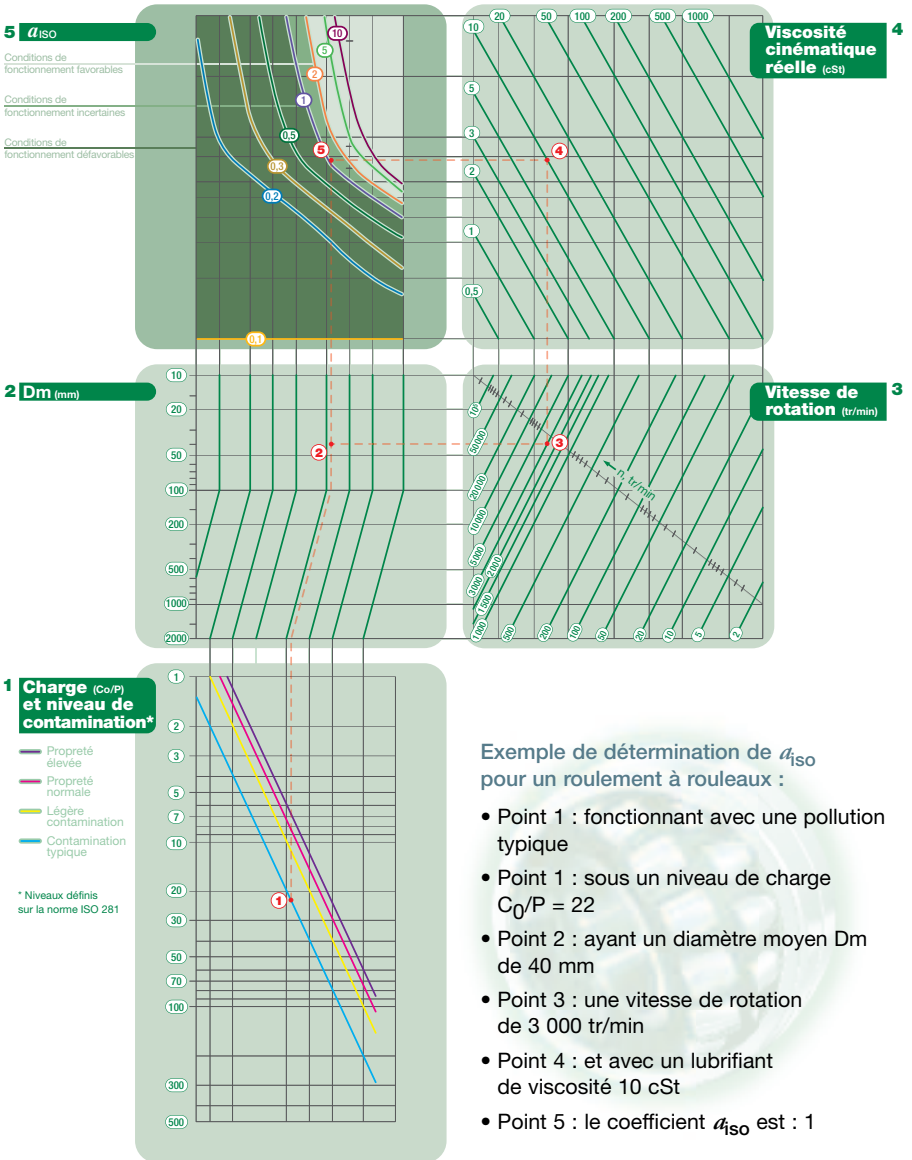
3. A partir des charges appliquées sur le roulement, calculer la charge équivalente P et le rapport Capacité statique / charge équivalente : C_0 / P .
4. Sur le graphique correspondant au type de roulement ou butée à calculer, définir le point A en fonction du niveau de pollution et de la valeur C_0/P .
5. Définir le point B à partir du diamètre moyen du roulement :
 $d_m = (\text{alésage} + \text{diamètre extérieur}) / 2$
6. Définir le point C en fonction de la vitesse de rotation du roulement.
7. Définir le point D en fonction de la viscosité du lubrifiant à la température de fonctionnement.
8. Le point E intersection entre les droites issues des points B et D définit la zone de valeur de a_{ISO} .

Durée de vie nominale corrigée (suite)

■ Roulements à billes : estimation du coefficient a_{ISO}

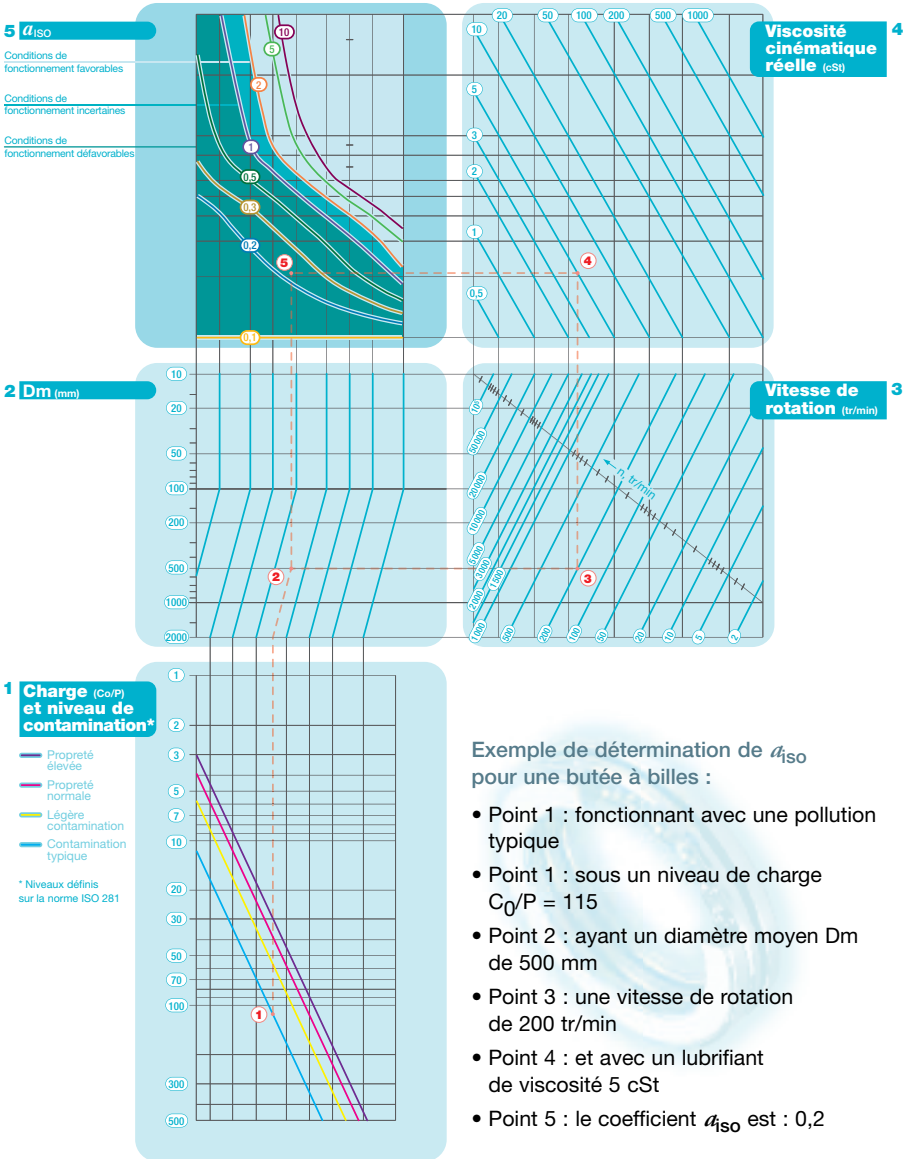


Roulements à rouleaux : estimation du coefficient a_{ISO}

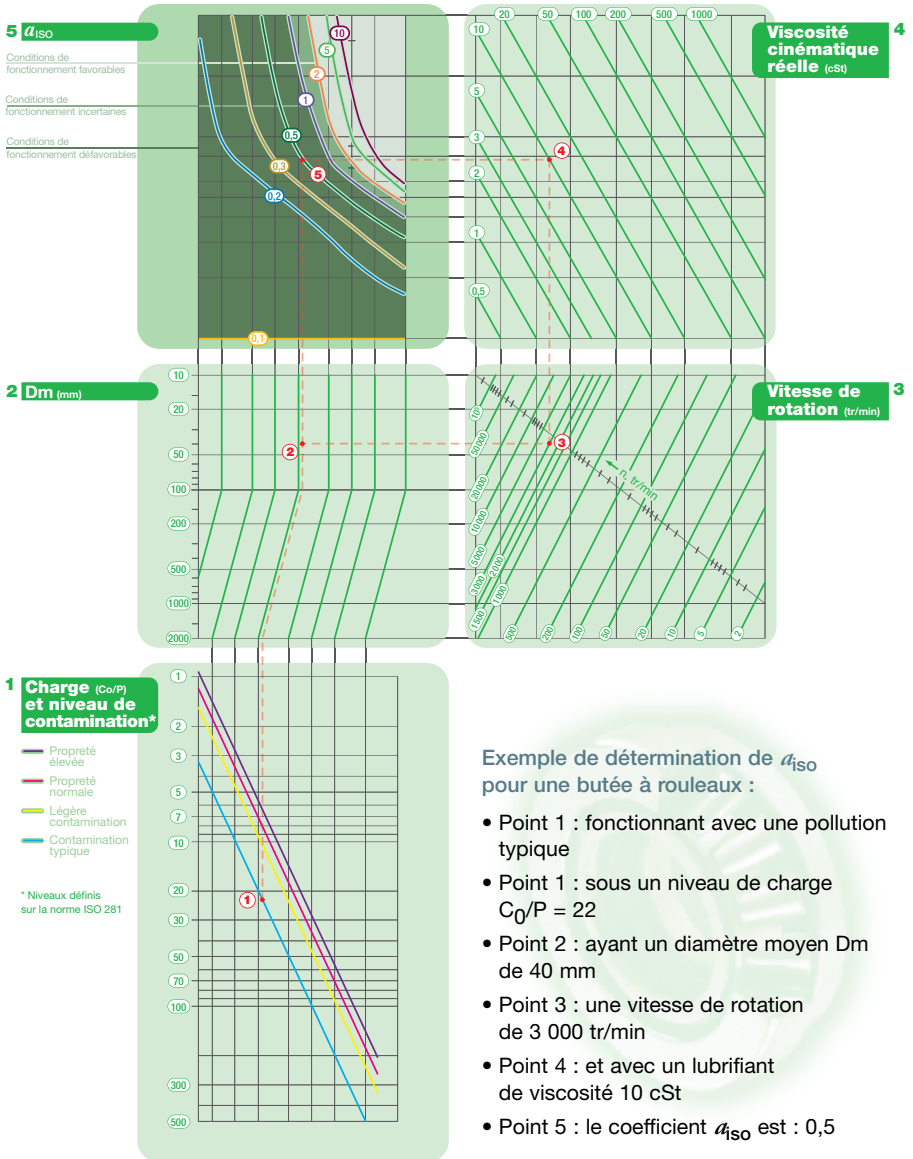


Durée de vie nominale corrigée (suite)

■ Butées à billes : estimation du coefficient a_{ISO}



Butées à rouleaux : estimation du coefficient a_{ISO}

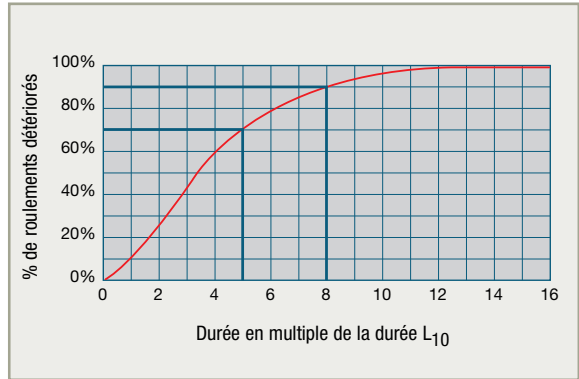


Durée de vie nominale corrigée (suite)

Fiabilité des roulements

■ Comme tout phénomène de fatigue de matériau, l'apparition d'une détérioration de roulement présente un caractère aléatoire.

Ainsi, des roulements identiques fabriqués à partir d'un même lot de matière, ayant des caractéristiques géométriques identiques, soumis à des conditions de fonctionnement identiques (charge, vitesse, lubrification...) se détériorent après des durées de fonctionnement très différentes.



La référence de durée de vie des roulements est la durée L_{10} qui correspond à une fiabilité de 90% ou bien, à l'inverse, à une probabilité de défaillance de 10%. On peut, soit définir une durée de vie pour une fiabilité différente grâce au coefficient a_1 , soit calculer la fiabilité F pour une durée de fonctionnement choisie.

→ Définition du coefficient a_1

■ La valeur de fiabilité F pour une durée de fonctionnement L s'exprime sous forme mathématique en fonction de la durée de référence L_{10}

$$F = \exp \left(\ln 0,9 \left(L / L_{10} \right)^\beta \right)$$

d'où

$$a_1 = (L / L_{10}) = (\ln F / \ln 0,9)^{1/\beta}$$

Le coefficient correcteur a_1 a été calculé avec une pente de la droite de Weibull (voir graphique page suivante) $\beta = 1,5$ (valeur moyenne pour tous les roulements et butées).

■ Ces valeurs de fiabilité montrent la grande dispersion caractéristique de la durée de vie des roulements :

- 30% environ des roulements d'un même lot atteignent une durée égale à 5 fois la durée nominale L_{10}
- 10 % environ une durée égale à 8 fois la durée nominale L_{10} (voir graphique ci-dessus)

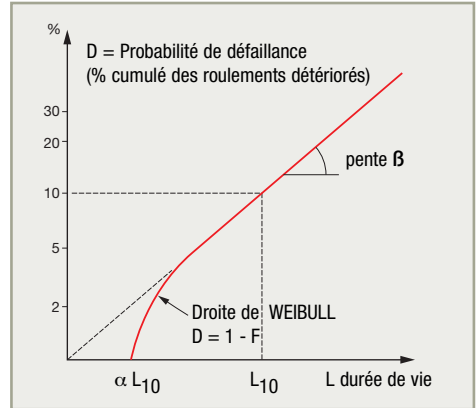
Compte tenu de cet aspect, l'analyse des performances des roulements ne peut se faire qu'à la suite de plusieurs essais identiques et seule l'exploitation statistique des résultats permet de tirer des conclusions valables.

→ Fiabilité pour une durée de fonctionnement choisie

■ Il est souvent utile de calculer la fiabilité d'un roulement pour des périodes relativement courtes de son fonctionnement, par exemple, la fiabilité d'un organe pour sa période de garantie L en connaissant la durée de vie calculée L_{10}

L'exploitation des résultats d'essais effectués par SNR a permis d'affiner le tracé de la droite de Weibull au niveau des courtes durées de fonctionnement.

Contrairement à ce qu'expriment les formules précédentes (prises en compte dans la Norme ISO 281 pour le calcul du coefficient a_1) il existe une certaine valeur de la durée de fonctionnement en dessous de laquelle les roulements ne présentent aucun risque de défaillance (fiabilité 100%). Cette valeur est sensiblement égale à 5 % de la durée de vie L_{10} (figure ci-dessus : αL_{10}).



■ Pour tenir compte de cette réalité dans les calculs de la fiabilité au niveau des courtes durées de fonctionnement, SNR utilise la formule précédente corrigée par un facteur $\alpha = 0,05$

$$F = \exp \left(\ln 0,9 \left(\left(\frac{L}{L_{10}} - \alpha \right)^\beta (1 - \alpha)^{-\beta} \right) \right)$$

A toute fiabilité F correspond une probabilité de défaillance $D = 1 - F$

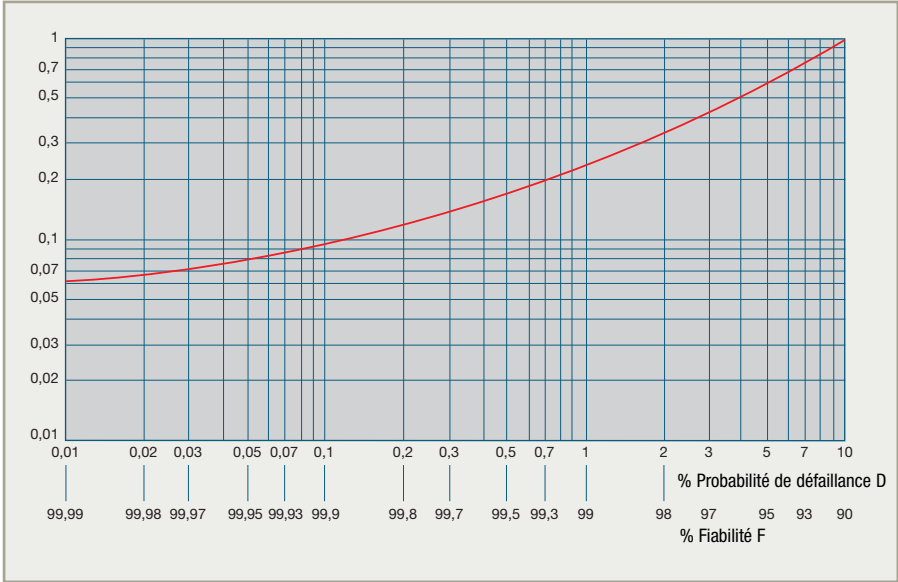
Celle-ci se transcrit sur un diagramme de Weibull (en coordonnées logarithmiques composées) par une droite de pente β .

→ Détermination de a_1 et de la fiabilité pour une durée choisie

Fiabilité 100 %	L_{nm}	a_1
90	L_{10m}	1
95	L_{5m}	0,64
96	L_{4m}	0,55
97	L_{3m}	0,47
98	L_{2m}	0,37
99	L_{1m}	0,25
99,2	$L_{0,8m}$	0,22
99,4	$L_{0,6m}$	0,19
99,6	$L_{0,4m}$	0,16
99,8	$L_{0,2m}$	0,12
99,9	$L_{0,1m}$	0,093
99,92	$L_{0,08m}$	0,087
99,94	$L_{0,06m}$	0,080
99,95	$L_{0,05m}$	0,077

Durée de vie nominale corrigée (suite)

■ Fiabilité et probabilité de défaillance pour une durée choisie L



➔ Durée et fiabilité d'un ensemble de roulements

■ D'après la théorie des probabilités composées, la fiabilité d'un ensemble de roulements est le produit des fiabilités de ses composants.

$$F = F_1 \times F_2 \times \dots$$

■ Des formules précédentes, on déduit la durée L_{10} d'un ensemble en fonction de la durée L_{10} de chacun des roulements.

$$L_e = (1 / L_1^{1,5} + 1 / L_2^{1,5} + \dots)^{-1/1,5}$$

■ De même, la probabilité de défaillance d'un ensemble est, en première approximation, la somme des probabilités de défaillance de chaque roulement (pour des valeurs de défaillance très faibles).

$$D = D_1 + D_2 + \dots$$

➔ On voit qu'un ensemble mécanique aura une fiabilité d'autant meilleure au niveau des roulements que leur durée de vie individuelle sera élevée.

Influence de la lubrification

Le lubrifiant a pour fonction principale de séparer les surfaces métalliques actives du roulement en maintenant un film d'huile entre les corps roulants et leurs chemins afin d'éviter l'usure et de limiter les contraintes anormales et les échauffements qui peuvent résulter du contact métal sur métal des éléments en rotation.

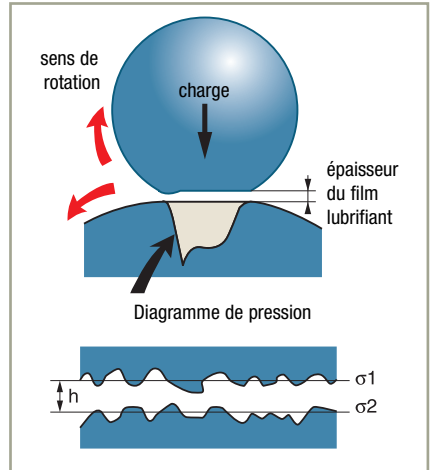
Le lubrifiant a également deux fonctions secondaires: refroidir le roulement dans le cas de la lubrification à l'huile et éviter l'oxydation.

→ Pouvoir séparateur du lubrifiant

■ Dans la zone de contact entre corps roulant et piste de roulement, la théorie de Hertz permet d'analyser les déformations élastiques résultant des pressions de contact. Malgré ces pressions, il est possible de créer un film d'huile séparant les surfaces en contact. On caractérise alors le régime de lubrification du roulement par le rapport de l'épaisseur h du film d'huile sur la rugosité équivalente σ des surfaces en contact.

$$\sigma = (\sigma_1^2 + \sigma_2^2)^{1/2}$$

σ_1 : rugosité moyenne des pistes de roulement
 σ_2 : rugosité moyenne des corps roulants



→ Théorie élasto-hydrodynamique (EHD)

■ La théorie élasto-hydrodynamique prend en compte tous les paramètres entrant dans le calcul des déformations élastiques de l'acier et des pressions hydrodynamiques du lubrifiant et permet une évaluation de l'épaisseur du film d'huile.

Ces paramètres sont les suivants :

- nature du lubrifiant définie par la viscosité dynamique de l'huile à la température de fonctionnement et son coefficient piézo-visqueux qui caractérise l'augmentation de sa viscosité en fonction de la pression de contact,
- nature des matériaux en contact définie par leur module d'élasticité et leur coefficient de Poisson, lesquels caractérisent l'amplitude des déformations au niveau des contacts sous charge,
- la charge sur le corps roulant le plus sollicité,
- la vitesse,
- la forme des surfaces en contact définie par leurs rayons de courbure principaux, lesquels caractérisent le type de roulement utilisé.



Appliquée au roulement, la théorie EHD permet d'aboutir à des hypothèses simplificatrices qui font constater que l'épaisseur du film d'huile ne dépend presque exclusivement que de la viscosité de l'huile et de la vitesse.

Durée de vie nominale corrigée (suite)

■ Lubrification à l'huile

Les essais ont montré que l'efficacité de la lubrification définie par le rapport h/σ influe grandement sur la durée de vie effective des roulements. Par application de la théorie EHD, on peut vérifier l'incidence du régime de lubrification sur la durée de vie du roulement sur le diagramme de la page suivante.

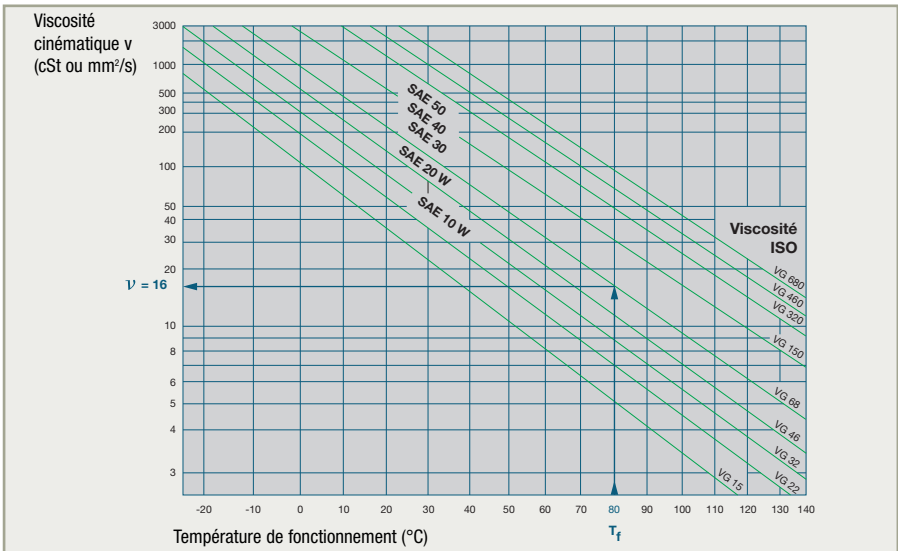
■ Lubrification à la graisse

L'application de la théorie EHD à la lubrification à la graisse est plus complexe du fait des nombreux constituants de celle-ci. Les résultats expérimentaux présentent rarement une corrélation entre leurs performances et les caractéristiques de leurs composants. Il en résulte que toute préconisation de graisse repose sur des essais visant à évaluer de manière comparative les produits offerts sur le marché. Le Centre de Recherche et d'Essais SNR travaille en étroite collaboration avec les Centres de Recherche des Pétroliers afin de sélectionner et de développer les graisses les plus performantes.

→ Détermination de la viscosité minimale nécessaire

■ Diagramme Viscosité-Température

Les huiles utilisées pour la lubrification des roulements sont généralement des huiles minérales à indice de viscosité voisin de 90. Les fournisseurs de ces huiles donnent les caractéristiques précises de leurs produits en particulier le diagramme viscosité-température. A défaut de celui-ci, on utilisera le diagramme général ci-dessous.

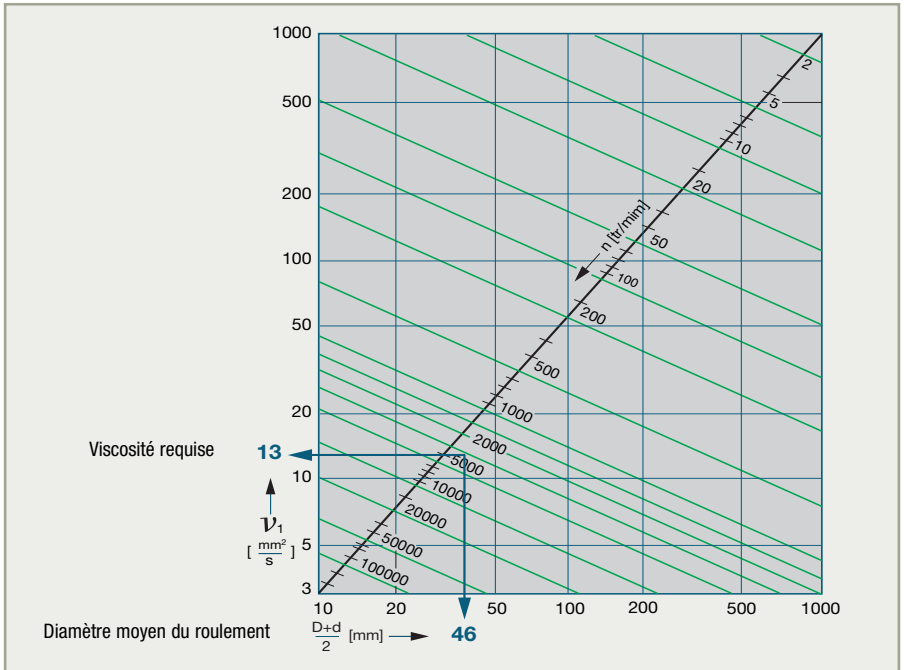


L'huile étant définie par sa viscosité nominale (en centistokes) à la température nominale de 40°C , on en déduit la viscosité à la température de fonctionnement.

■ Diagramme de viscosité minimale nécessaire

Le diagramme ci-dessous permet de déterminer la viscosité minimale nécessaire (en cSt) à partir:

- du diamètre moyen du roulement $D_m = (D+d)/2$
- de la vitesse de rotation n



► Exemple :

Roulement 6206 à la vitesse de 3000 tr/min dans une huile VG68 à 80°C.

Le diagramme, ci-contre, indique que la viscosité réelle de l'huile à 80°C est 16 cSt.

Le diagramme ci-dessus indique que la viscosité requise pour un 6206 de diamètre moyen $D_m = (D + d)/2 = 46$ mm à 3000 tr/mn est de 13 cSt.

Paramètres influents sur la durée de vie

Influence de la température

→ Températures de fonctionnement normales

■ La température normale de fonctionnement du roulement est comprise entre -20°C et $+120^{\circ}\text{C}$

Une température en dehors de ces limites de fonctionnement a une incidence sur :

- les caractéristiques de l'acier,
- le jeu interne de fonctionnement,
- les propriétés du lubrifiant,
- la tenue des joints,
- la tenue des cages en matériau synthétique.

■ Conditions pour le fonctionnement des roulements hors des limites de température "normales"

Température de fonctionnement en continu en $^{\circ}\text{C}$

	-40	-20	0	40	80	120	160	200	240
Acier 100 Cr6	Standard					<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; display: inline-block; transform: rotate(-15deg);">diminution de la résistance à la fatigue</div> Traitement thermique spécial			
Jeu de fonctionnement	Normal					<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; display: inline-block; transform: rotate(15deg);">jeu augmenté</div>			
Graisse	Spéciale basse temp.	Standard			<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; display: inline-block; transform: rotate(-15deg);">chute des performances</div>		Spéciale haute température	Lubrification sèche	
Joint	Standard (nitrite acrylique)								
	Spécial (élastomère fluoré)								
Cage	Polyamide 6/6								
	Métallique								

Influence du jeu de fonctionnement

→ Roulement à contact radial sous charge radiale

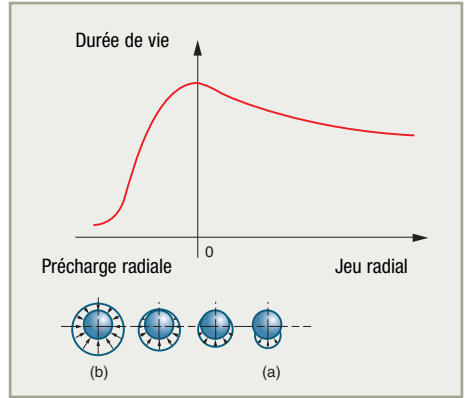
■ La charge dynamique de base d'un roulement est définie en supposant que le jeu radial de fonctionnement (jeu du roulement après montage) est nul c'est-à-dire que la moitié des corps roulants est chargée.



■ Dans la pratique, le jeu de fonctionnement n'est jamais nul.

- Un jeu important (Zone a) fait supporter la charge par un secteur réduit du roulement.
- Une précharge excessive (Zone b) fait supporter aux corps roulants une forte charge venant s'ajouter à la charge de fonctionnement.

Dans les 2 cas, la durée de vie est minorée mais une précharge est plus pénalisante qu'un jeu.



→ Roulement à contact oblique sous charge radiale et axiale

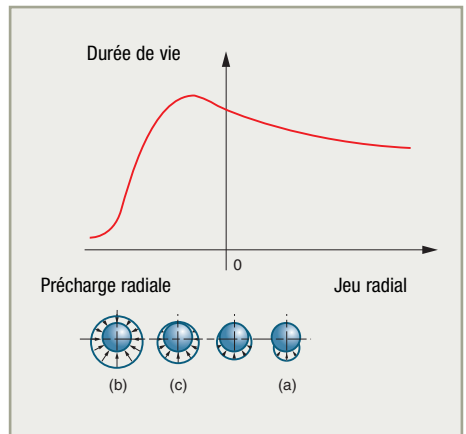
■ La zone de charge varie suivant le niveau de jeu ou de précharge.

Une légère précharge axiale (Zone c) apporte une meilleure distribution de la charge sur les corps roulants et améliore la durée de vie.

On notera qu'un jeu axial normal (Zone a) est peu pénalisant pour les durées de vie, alors qu'une précharge excessive (Zone b) les diminuera fortement créant en plus des contraintes anormales, un couple de frottement élevé, et une élévation de température.

C'est pourquoi la plupart des montages qui ne nécessitent pas de précharge possèdent un certain jeu pour éliminer ces risques et faciliter le réglage et la lubrification.

L'influence du jeu sur la durée de vie se calcule à partir du jeu résiduel, de l'intensité des charges appliquées et de leur direction. Consulter SNR.



Paramètres influents sur la durée de vie (suite)

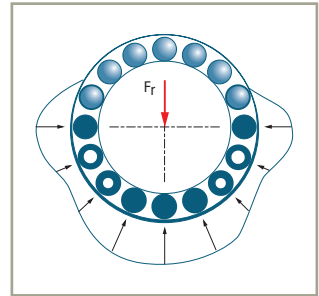
Influence d'une charge excessive

Pour des charges très élevées, correspondant approximativement à des valeurs $P \geq C / 2$, le niveau des contraintes de l'acier standard est tel que la formule ne représente plus correctement la durée nominale avec une fiabilité de 90%. Ces cas de charge nécessitent une étude d'application particulière sur nos moyens de calculs.

Influence des défauts de forme et de position des portées

→ Défaut de forme

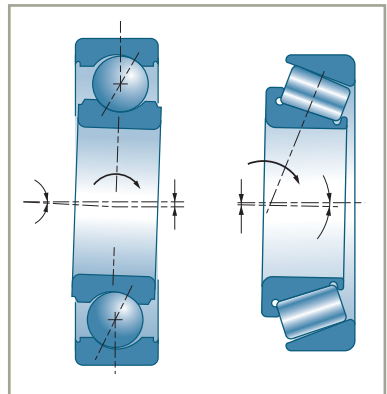
■ Le roulement est une pièce de précision et le calcul de sa résistance à la fatigue suppose une répartition homogène et continue de la charge entre les corps roulants. Il est nécessaire de calculer les contraintes par éléments finis lorsque la répartition est non homogène.



➔ Il est important que les portées de roulements soient usinées avec un niveau de précision compatible. Les défauts de forme des portées (ovalité, défaut de cylindricité...) créent des contraintes localisées qui diminuent de façon significative la durée de vie réelle des roulements. Les tableaux de la page 108 donnent certaines spécifications de tolérances des appuis et portées de roulements.

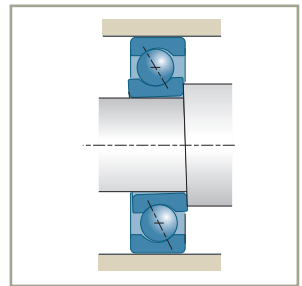
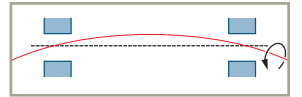
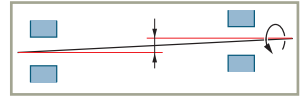
→ Défaut d'alignement

■ Les défauts d'alignement sur roulements rigides (non à rotule) se traduisent par un angle entre l'axe de la bague intérieure et celui de la bague extérieure.

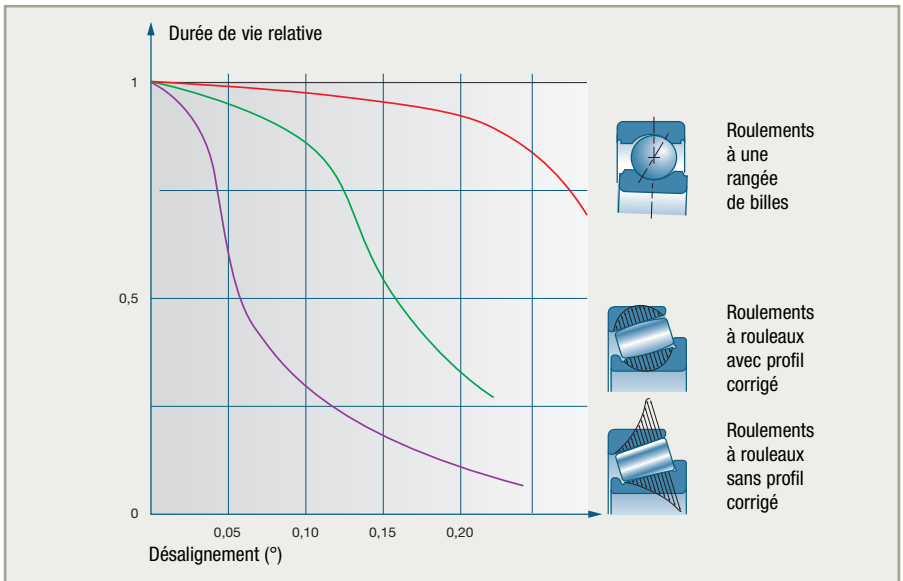


■ De tels défauts peuvent provenir :

- ▶ d'un défaut de concentricité entre les deux portées de l'arbre ou des logements
- ▶ d'un défaut d'alignement entre l'axe de l'arbre et l'axe du logement correspondant d'un même roulement
- ▶ d'un défaut de linéarité de l'arbre
- ▶ d'un défaut de perpendicularité entre les épaulements et les portées



■ La valeur de ces défauts d'alignement et son influence sur la durée de vie des roulements se détermine par calcul. Le diagramme ci-dessous en montre les résultats. On voit que la chute de la durée de vie est très rapide et qu'on doit maintenir les défauts d'alignement dans des limites très étroites.



Paramètres influents sur la durée de vie (suite)

■ Valeur maximale des défauts d'alignement admissibles sans pénalisation significative de la durée de vie pour un jeu de fonctionnement normal.

	$F_a / F_r < e$	$F_a / F_r > e$
Roulement à 1 rangée de billes	0,17°	0,09°
Roulement rigide à 2 rangées de billes, Roulement à rouleaux cylindriques ou coniques	0,06°	0,06°

Pour atténuer l'influence du désalignement, on peut employer un jeu augmenté (catégorie 3) pour les roulements à une rangée de billes. Pour les roulements à rouleaux cylindriques ou coniques, SNR réalise un bombé de la génératrice des rouleaux qui améliore la répartition des contraintes en cas de désalignement.

Frottement et vitesse des roulements

Frottement

■ Le frottement d'un roulement et son échauffement dépendent de divers paramètres : charge appliquée, frottement de la cage, définition interne du roulement, lubrification ...

Pour la plupart des applications en dessous de la vitesse limite et avec une quantité de lubrification non excessive, le frottement dans les roulements peut être calculé de manière suffisamment précise avec les formules suivantes :

M_R	Moment résistant (N.mm)	$M_R = \mu \cdot F \cdot D_m / 2$
P_R	Puissance absorbée (W)	$P_R = M_R \cdot n / 9550$
F	Charge radiale pour les roulements, charge axiale pour les butées (N)	
D_m	Diamètre moyen du roulement $D_m = (d + D) / 2$ (mm)	
n	Vitesse de rotation (min ⁻¹)	
μ	Coefficient de frottement	

Roulements sans joints d'étanchéité :

Coefficient de frottement	μ
Roulement à billes à contact radial	0,0015
Roulement à rotule sur billes	0,0010
Roulement à billes à contact oblique	
• à une rangée de billes	0,0020
• à deux rangées de billes	0,0024
Butée à billes	0,0013
Roulement à rouleaux cylindriques	0,0050
Roulement à rouleaux coniques	0,0018
Roulement à rotule sur rouleaux	0,0018

Vitesse des roulements

→ Théorie de la norme ISO 15312

La Norme ISO 15312 introduit de nouveaux concepts sur les vitesses des roulements :

- Vitesse de référence thermique
- Vitesse thermique maxi admissible
- Vitesse limite

■ Vitesse de référence thermique. Définition

C'est la vitesse de rotation de la bague intérieure pour laquelle un **équilibre thermique** est atteint **entre la chaleur produite par le frottement dans le roulement (N_r) et le flux thermique émis à travers le siège** (arbre et logement) du roulement (Φ_r). Celui-ci fonctionne dans des conditions de référence ci-dessous.

$$N_r = \Phi_r$$

■ Conditions de référence déterminant la formation de chaleur par frottement

Température

- Température de la bague extérieure fixe $\theta_r = 70^\circ\text{C}$
- Température ambiante $\theta_{Ar} = 20^\circ\text{C}$

Charge

- Roulements radiaux : charge radiale pure correspondant à 5 % de la charge radiale statique de base.
- Butées à rouleaux : charge axiale correspondant à 2 % de la charge axiale statique de base.

Lubrifiant : huile minérale sans additifs extrême pression ayant, à $\theta_r = 70^\circ\text{C}$, la viscosité cinématique suivante :

- Roulements radiaux : $\nu_r = 12 \text{ mm}^2 / \text{s}$ (ISO VG 32)
- Butées à rouleaux : $\nu_r = 24 \text{ mm}^2 / \text{s}$ (ISO VG 68)

Méthode de lubrification : bain d'huile avec un niveau d'huile jusqu'à et y compris le centre du corps roulant dans la position la plus basse.

Autres

- Dimensions du roulement : jusqu'à et y compris un diamètre d'alésage de 1.000 mm
- Jeu interne : groupe « N »
- Joints : roulement sans joints
- Axe de rotation du roulement : horizontal
(Pour les butées à rouleaux cylindriques et les butées à aiguilles, il convient de prendre la précaution d'alimenter en huile les éléments roulants supérieurs.)
- Bague extérieure : fixe
- Réglage de la précharge d'un roulement à contact oblique : aucun jeu en fonctionnement

Frottement et vitesse des roulements *(suite)*

- Chaleur par frottement N_r d'un roulement fonctionnant à la vitesse de référence thermique dans les conditions de référence :

$$N_r = [(\pi \times n_{\theta r}) / (30 \times 10^3)] \times (M_{0r} + M_{1r})$$

M_{0r} : Moment de frottement indépendant de la charge

M_{1r} : Moment de frottement dépendant de la charge

$$N_r = [(\pi \times n_{\theta r}) / (30 \times 10^3)] \times [10^{-7} \times f_{0r} \times (v_r \times n_{\theta r})^{2/3} \times d_m^3 + f_{1r} \times P_{1r} \times d_m]$$

f_{0r} : Facteur de correction pour le moment de frottement indépendant de la charge mais dépendant de la vitesse dans les conditions de référence (valeurs informatives dans Annexe A de la Norme)

d_m : Diamètre moyen du roulement $d_m = 0,5 \times (D + d)$

f_{1r} : Facteur de correction pour le moment de frottement dépendant de la charge

P_{1r} : Charge de référence

- Conditions de référence déterminant l'émission de chaleur

Aire de la surface de référence A_r : somme des surfaces de contact entre les bagues et l'arbre et le logement, à travers lesquelles le flux thermique est émis.

Flux thermique de référence Φ_r : flux thermique émis par le roulement en fonctionnement et transmis par conduction thermique à travers l'aire de la surface de référence.

Densité de référence de flux thermique q_r : quotient du flux thermique de référence par l'aire de la surface de référence.

- Flux thermique émis à travers le siège

$$\Phi_r = q_r \times A_r$$

- Vitesse thermique maxi admissible. Définition

Un roulement en fonctionnement peut atteindre une vitesse thermique maxi admissible qui dépend de la vitesse thermique de référence. La Norme ISO 15312 donne la méthode pour trouver les valeurs de cette vitesse.

- Vitesse limite ISO 15312. Définition

La norme ISO 15312 définit la vitesse limite d'un roulement comme celle à laquelle les éléments le composant ne résistent plus mécaniquement.

→ Théorie SNR

La grande majorité des applications des roulements correspondent à de conditions de vitesses éloignées des valeurs critiques. Elle ne nécessite pas de calculs très précis ; une indication sur la limite à ne pas dépasser est amplement suffisante. Les définitions et les méthodes de calcul développées par la Norme ISO 15312 sont à employer par des spécialistes avec des moyens de calcul puissants, lorsque les conditions de vitesses élevées rendent ce calcul incontournable.

C'est pourquoi, SNR a décidé de conserver sur les tableaux de caractéristiques des roulements le concept éprouvé de vitesse limite.

■ Vitesse limite SNR. Définition



C'est la Vitesse maximale, en conditions normales de fonctionnement, pour laquelle l'échauffement interne du roulement est considéré comme acceptable.














Cette vitesse limite, définie suivant les concepts classiques, est indiquée sur les tableaux de caractéristiques produits en différenciant une utilisation à la graisse ou à l'huile.

La vitesse maximale est un indicateur clé pour l'utilisateur du roulement. Cependant, si vous arrivez à une zone de valeurs proches de celle indiquée sur nos tableaux, prenez contact avec votre interlocuteur SNR.

Si vous le souhaitez, SNR peut faire pour vous le calcul conformément à la norme ISO 15312 afin de vous donner des informations plus précises.

Frottement et vitesse des roulements (suite)

Le tableau ci-dessous, permet de comparer l'aptitude des différents types de roulements en vitesse.

N.Dm à la graisse	Types de roulements	N.Dm à l'huile	
	 Roulements spéciaux avec lubrification adaptée		Roulements spéciaux
1 100 000	 Roulements à billes de haute précision sans précharge	+ 55%	
650 000	 Roulements à billes de haute précision en précharge légère	+ 55%	
600 000			Roulements standards
550 000	 Roulements à une rangée de billes à contact radial	+ 25%	
500 000	 Roulements à rotule sur billes	+ 20%	
450 000	 Roulements à rouleaux cylindriques	+ 25%	
400 000	 Roulements à une rangée de billes à contact oblique	+ 30%	
350 000	 Roulements à deux rangées de billes à contact radial	+ 30%	
	 Roulements à deux rangées de billes à contact oblique	+ 40%	
300 000	 Roulements à rotule sur rouleaux	+ 35%	
	 Roulements à rouleaux coniques	+ 35%	
250 000	 Butées à rotule sur rouleaux (à l'huile uniquement)		
200 000		+ 40%	
150 000	 Butées à billes		