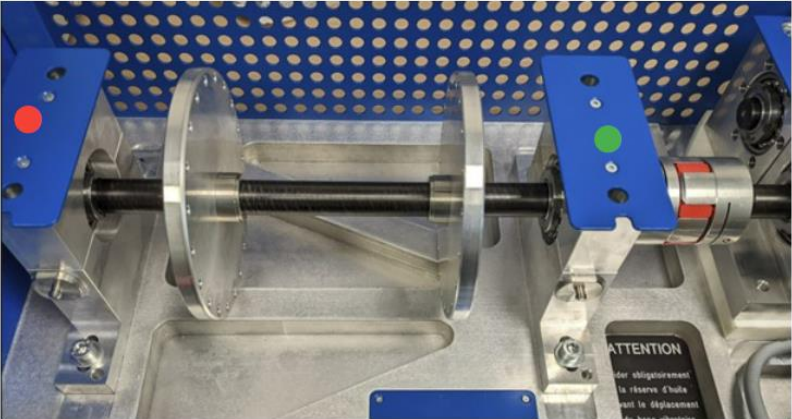


# Etude de cas

## ETUDE VIBRATOIRE ROULEMENTS



3AV 30V Surveillance arbre de sortie - Metric Expert

**PROBLEMATIQUE**

Nom

Vitesse de rotation moteur (tr/minute)

Réf rlt mot côté opp acc

Réf rlt mot côté acc

[VOIR PLUS...](#)

Notes

### PROBLEMATIQUE

Dans le cadre d'une action de maintenance prévisionnelle, vous êtes chargé de faire un relevé de mesures vibratoires

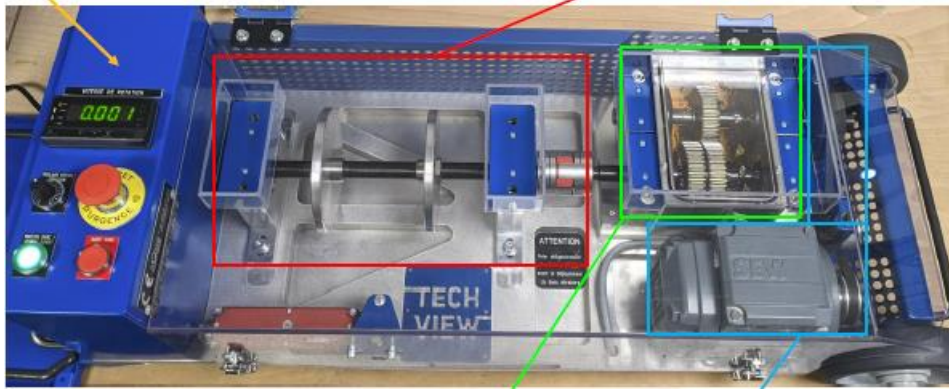
Ce banc vibratoire se décompose en quatre parties :

- Un moteur asynchrone à fréquence de rotation variable de 0 à 2825 tr/min
- Un réducteur de vitesse type poulies et courroie
- Un réducteur de vitesse à engrenage droit.
- Un accouplement entraîne une charge à faible inertie.

Objectif : Etude théorique de la vibration sur une solution mécanique type palier avec comme support technologique le roulement à billes.

## Présentation

Le banc vibratoire est composé de différentes solutions techniques



- Zone Rouge Transmission par accouplement avec paliers la charge est symbolisée par les disques.

Dans un palier, 4 composants peuvent poser problème : la cage, la bague interne, la bague externe, et les rouleaux ou les billes. Un défaut sur chacun de ces composants génère un modèle de vibration propre. Quand une fissuration se forme dans une bague extérieure, **des signaux hautes fréquences** sont générés à chaque passage d'une bille ou d'un rouleau dans le défaut de la bague. Ce stade prématuré n'est cependant pas dangereux. Ces microfissures vont cependant s'élargir suite aux passages répétitifs des billes. Ces petits creux provoquent à chaque passage un choc ou un impact. Ce train d'impacts est alors visible dans le spectre à une fréquence déterminée (fréquence de passage des éléments roulants). Les fréquences de défaut pour les différents composants d'un palier peuvent être calculées comme suit ou on peut utiliser une ressource numérique en ligne.

### Partie1 Recherche des fréquences de défauts sur un roulement.

$$BPFO = \frac{N_b}{2} * S * \left( 1 - \frac{B_d}{P_d} * \cos \Theta \right)$$

$$BPFI = \frac{N_b}{2} * S * \left( 1 + \frac{B_d}{P_d} * \cos \Theta \right)$$

$$FTF = \frac{S}{2} * \left( 1 - \frac{B_d}{P_d} * \cos \Theta \right)$$

$$BSF = \frac{P_d}{2 B_d} * S * \left( 1 - \left( \frac{B_d}{P_d} * \cos \Theta \right)^2 \right)$$

Où : BPFO : *Ball pass frequency outer race* en Hz (fréquence de passage des billes sur la bague extérieure)

BPFI : *Ball pass frequency inner race* en Hz (fréquence de passage des billes sur la bague intérieure)

FTF : *Fundamental train frequency* en Hz (fréquence de la cage)

BSF : *Ball spin frequency* in Hz (fréquence de défaut des billes)

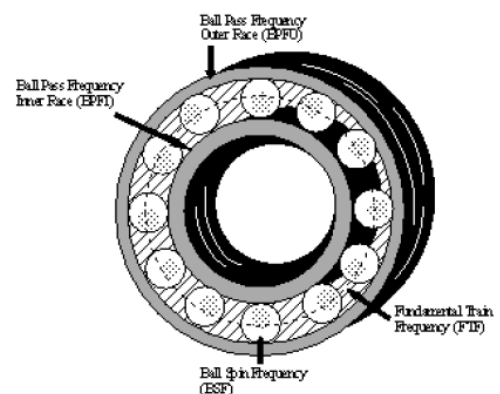
$N_b$  : Nombre de billes ou de rouleaux par bande de roulement

$S$  : Vitesse de rotation de l'arbre CPS

$B_d$  : Diamètre du rouleau en mm

$P_d$  : Pitch diameter en mm

$\Theta$  : Angle de contact en radians

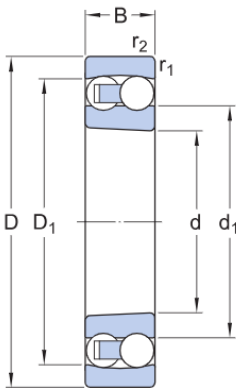


Il est possible de calculer les différentes fréquences à des relations avec l'angle de contact (0.17rad).

1. A partir du site <https://www.skf.com/fr> avec le login et le mot de passe attribué. Il est possible d'utiliser un simulateur numérique avec soit la référence du roulement ou la mesure des grandeurs caractéristiques.



2. A partir du roulement à votre disposition, indiquer le type de roulement à billes
3. Effectuer les mesures des cotes suivantes avec un pied à coulisse : bague intérieure, bague extérieure, largeur des bagues, nombre de billes. Vérifier si on retrouve les côtes (d, D ;B)



Dimensions

d	25 mm	Diamètre d'alésage
D	52 mm	Diamètre extérieur
B	15 mm	Largeur
d <sub>1</sub>	≈ 33.3 mm	Diamètre de l'épaulement de la bague intérieure
D <sub>1</sub>	≈ 44.6 mm	Diamètre de l'épaulement de la bague extérieure
r <sub>1,2</sub>	min. 1 mm	Dimension d'arrondi

4. A partir du calculateur en ligne déterminer les fréquences de défauts avec la fréquence de rotation de 1469 tr/min.

Données d'entrée requises

Sélectionner les calculs

- Fréquences de défaut

Vitesse  
r/min  
1469

+ Ajouter un cas de charge

Calculer

Résultats

Tout développer ■ = SKF Explorer - Des niveaux de charge plus élevés et une durée de service accrue avec les avantages qui y sont associés

- Caractéristiques du roulement 1205 EKTN9
- Fréquences Déplier pour voir les résultats

## Caractéristiques du roulement 1205 EKTN9

Désignation	Type de roulement	Dimensions principales			Charges de base			Vitesses	
		Alésage	Diamètre extérieur	Largeur	Dynamique	Statique	Charge limite de fatigue	Limitant	Catalogue
		d (mm)	D (mm)	B (mm)	C (kN)	C <sub>0</sub> (kN)	P <sub>u</sub> (kN)	n <sub>lim</sub> (r/min)	
1205 EKTN9	Roulement à rotule sur billes	25	52	15	14.3	4	0.204	18000	<a href="#">Open in catalogue</a>

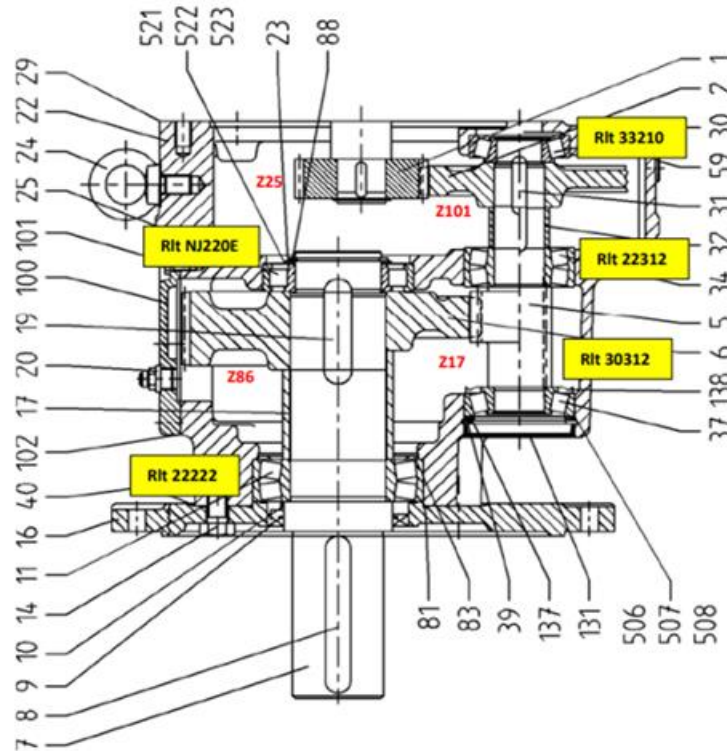
## Fréquences

Désignation	Fréquence de rotation				Fréquences synonymes de défauts		
	Bague intérieure	Bague extérieure	Ensemble éléments roulants et cage	Élément roulant sur son axe de rotation	Sur la bague intérieure	Sur la bague extérieure	Élément roulant
	f <sub>i</sub> (Hz)	f <sub>e</sub> (Hz)	f <sub>c</sub> (Hz)	f <sub>r</sub> (Hz)	f <sub>ip</sub> (Hz)	f <sub>ep</sub> (Hz)	f <sub>rp</sub> (Hz)
1205 EKTN9	24.483	0	9.89	60.326	189.714	128.569	120.653

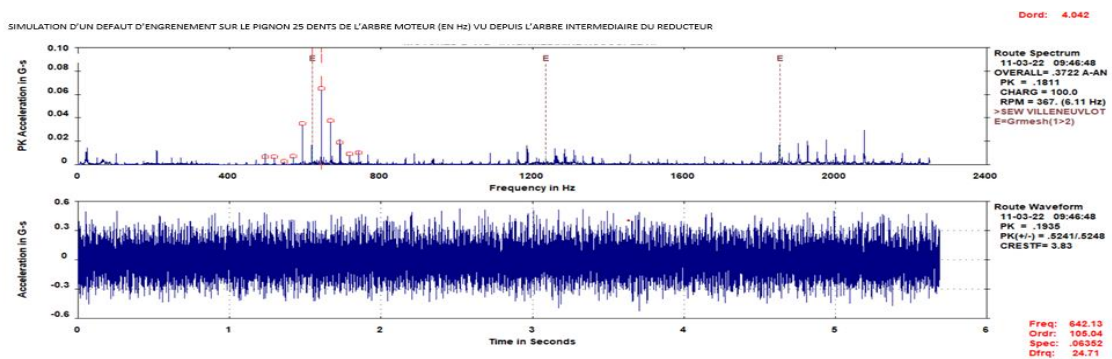
On constate que nous avons les différentes fréquences et nous pouvons régler en haute fréquences les capteurs pour la mesure par la suite. Il est possible de passer les fréquences sous le changement d'unité l'ordre, sachant que l'ordre 1 est  $\frac{1469}{60} = 24.48 \text{ Hz} = \text{Ordre 1}$  soit la fréquence de la bague intérieure.

## Partie 2 Etude d'un réducteur à plusieurs étages

Voici un dessin d'ensemble d'un réducteur à deux étages, le pignon menant (1) avec son premier étage de réduction avec son pignon menée (2). Ensuite un arbre (5) transmet la puissance sur un pignon menant (5) vers un pignon mené (6) et une sortie d'arbre (7).



1. L'arbre menant (1) entraîne un premier rapport, calculer ce rapport à partir des informations.
2. Calculer la fréquence de rotation sur l'arbre intermédiaire, si au départ nous avons une fréquence de rotation de 1489 tr/min.
3. Calculer ensuite l'autre rapport et déterminer la fréquence de rotation en sortie d'arbre et justifier la valeur de
4. A partir de la lecture du graphique et ses indications, on vous demande de déterminer à partir des informations



5. A partir des références des roulements on vous demande de rechercher via le site numérique, les fréquences des différents roulements. Etablir un tableau récapitulatif des fréquences synonyme de défauts.

- Il faut savoir qu'en vibration nous parlons souvent en « ordre » pour les raisons suivantes :

- Repérer rapidement dans le spectre une information sub-synchrone, synchrone ou non synchrone
- Pouvoir échanger avec d'autres spécialistes de la vibration des phénomènes observés sur les spectres enregistrés. En effet, en fonction de la cinématique mesurée (ex : moteur accouplé par poulie/courroie à une turbine) il est possible de connaître directement son origine.

Exemple, je vois un pic sub-synchrone à l'ordre 0.22X. Il y a de forte chance pour que ce soit une fréquence en lien avec le fonctionnement des courroies.

**Définition de sub-synchrone** : information vibratoire inférieure à l'ordre 1 de l'arbre mesuré.

Exemple : Si moteur tourne à 1500 tr/min (25 Hz), alors 25Hz=ordre 1. Tout ce qui sera en-dessous de cet ordre sera dit « sub-synchrone »

**Définition de synchrone** : information vibratoire en lien avec des multiples entiers de la vitesse de fonctionnement de l'arbre mesuré. Exemple : Si moteur à 1500 tr/min (25 Hz), alors 25Hz=ordre 1. L'ordre 1 et ses multiples entiers (1X, 2X, 3X, ....., 74X etc...) seront considérés comme de l'information synchrone

**Définition de non synchrone** : information vibratoire en lien avec des multiples non entiers de la vitesse de fonctionnement de l'arbre mesuré. Exemple :

Si le moteur tourne à 1500 tr/min (25 Hz), alors 25Hz=ordre 1. L'ordre 1,1X, 1,2X, 9,6X etc sont considérés comme de l'information non synchrone car chiffre à virgule et multiple non entier de la vitesse de fonctionnement de l'arbre mesuré.

**TABLEAU DE RECONNAISSANCE DES AVARIES.**

CAUSE	VIBRATION		REMARQUES
	FREQUENCE	DIRECTION	
Tourbillon d'huile	De 0,42 à 0,48 RPM	Radiale	Uniquement sur paliers lisses hydrodynamique à grande vitesse.
Balourd	1 x RPM	Radiale	Intensité proportionnelle à la vitesse de rotation.
Défaut de fixation	1x2x3x4x RPM	Radiale	Vibration axiale en général plus importante si le défaut d'alignement comporte un écart angulaire.
Défaut d'alignement	2 x RPM	Axiale et radiale	Disparaît dès la coupure de l'alimentation.
Excitation électrique	1x2x3x4x 50Hz	Radiale	Disparaît dès la coupure de l'alimentation.
Vitesse critique de rotation	Fréquence critique du rotor	Radiale	Apparaît en régime transitoire et s'atténue ensuite. Ne pas maintenir à la vitesse critique de rotation.
Courroies en mauvais état	1x2x3x4x RPM	Radiale	
Désalignements des poulies	1 x RPM	Radiale	
Engrenages endommagés	Fréquence d'engrènement F  F = Nbre dents x Rpm arbre	Axiale et radiale	Etat des dentures.
Faux rond pignon	F +/- RPM pignon	Axiale et radiale	Bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement dues au faux-rond.
Détérioration de roulement	Hautes fréquences	Axiale et radiale	Ondes de chocs dues aux écaillages.