

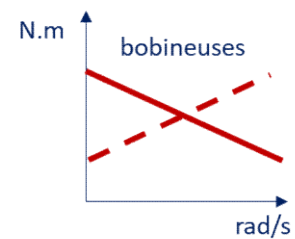
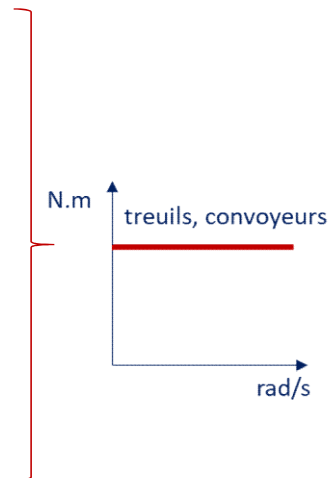


Mécanique des systèmes

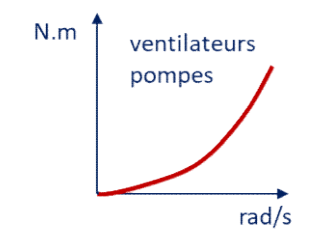
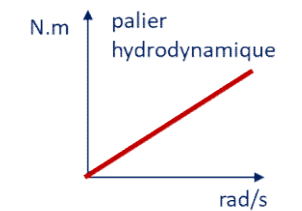
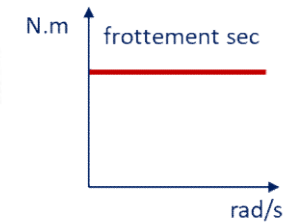
Version 2021

Etude 6a

$$C_m = C_{cr} + C_{fr} + J_t \cdot \frac{d\omega}{dt}$$



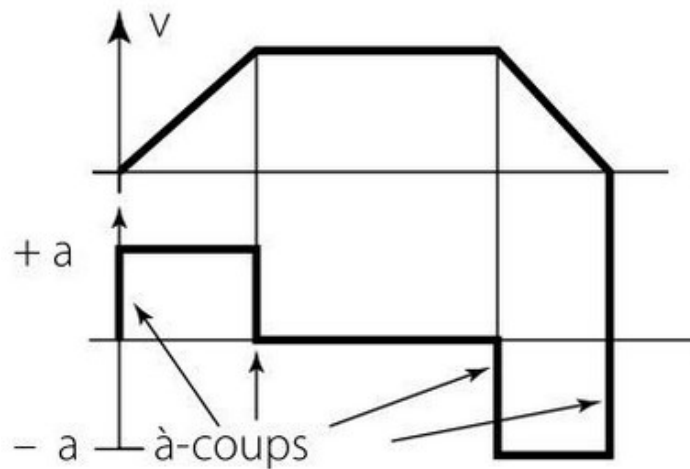
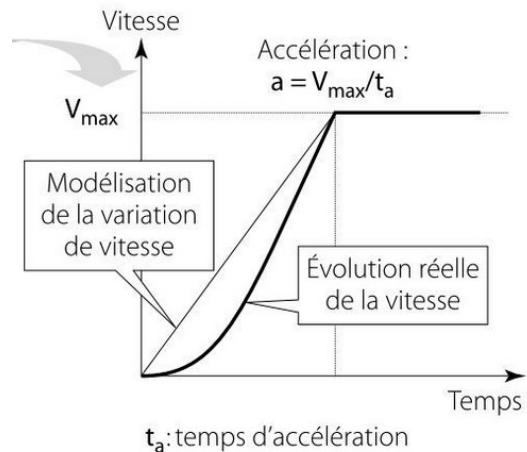
Exemples de charges C_{cr}



Exemples de frictions C_{fr}

Etude 6a

Système non asservi

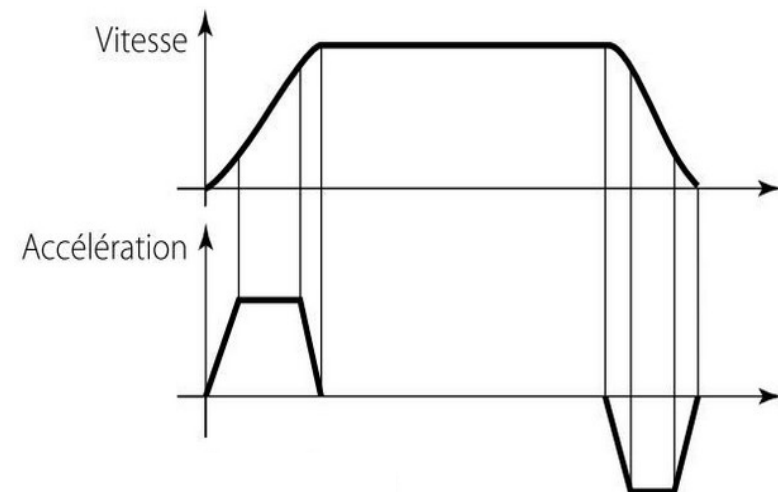
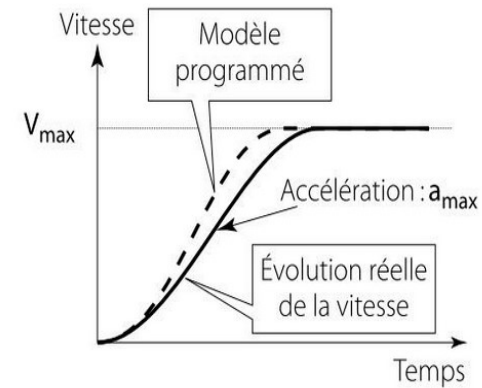


Exemples d'accélération

Exemple de loi trapézoïdale

$$X = a.t^2/2$$

Système asservi



Exemples d'accélération

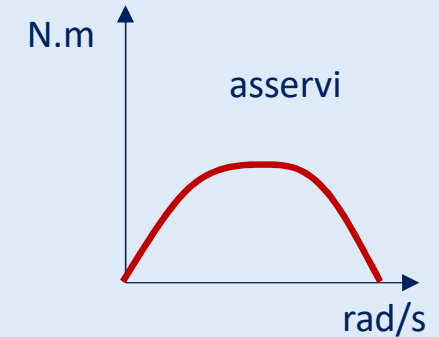
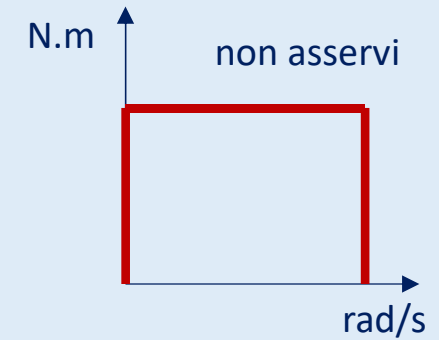
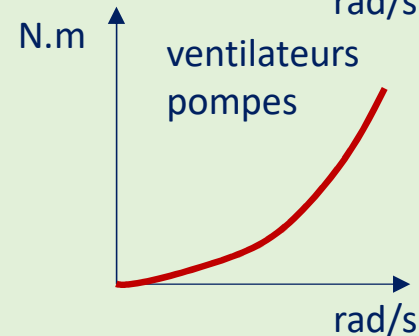
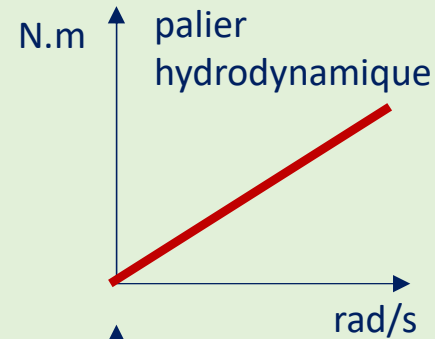
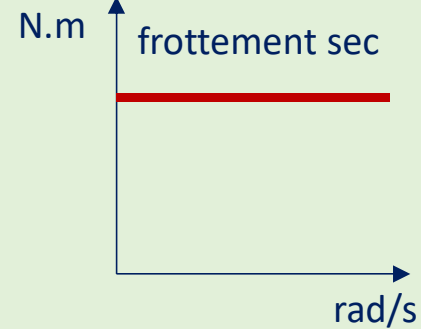
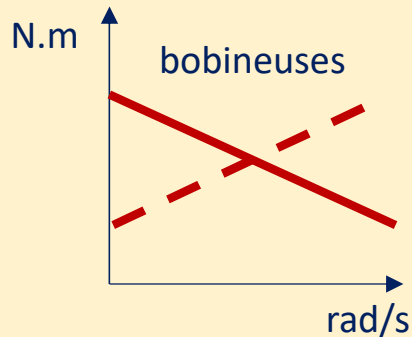
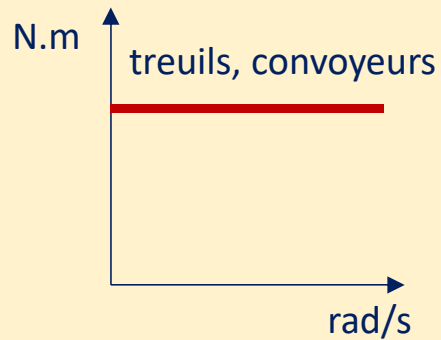
Exemple de loi cubique

$$X = a.t^3/6$$

Etude 6a

De nombreux systèmes et de multiples combinaisons...

$$C_m = C_{cr} + C_{fr} + J \epsilon_q \cdot d\Omega/dt$$



Etude 6a

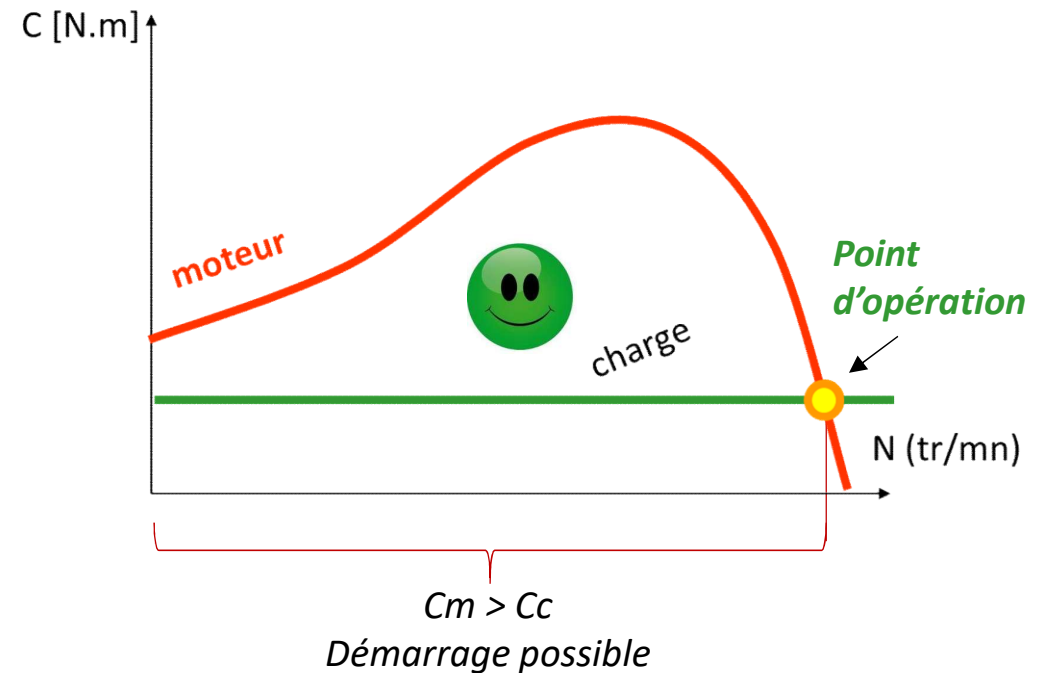
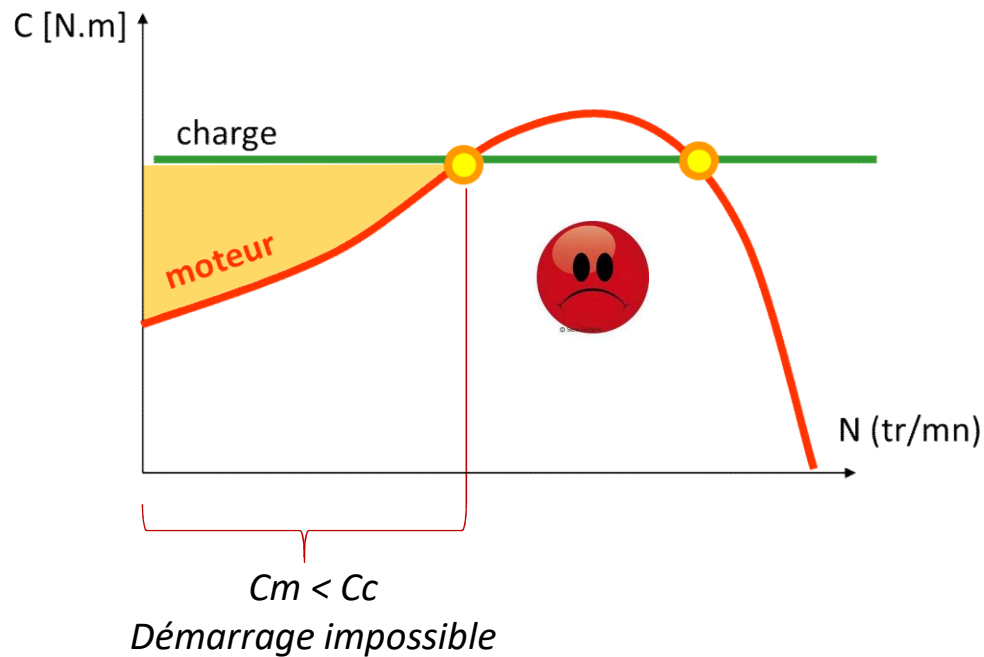
Compte tenue des très nombreux paramètres, parfois contradictoires, qui interviennent dans l'établissement de la valeur d'un couple moteur, **il n'existe pas de méthode unique et infaillible de dimensionnement de cet actionneur.**

Aussi, c'est souvent l'appel à l'expérience qui est mis en œuvre.

Toutefois, certaines règles doivent être respectées, pour que les coûts d'investissement et d'exploitation soient justifiés, sans aucune dépense inutile...

Etude 6a

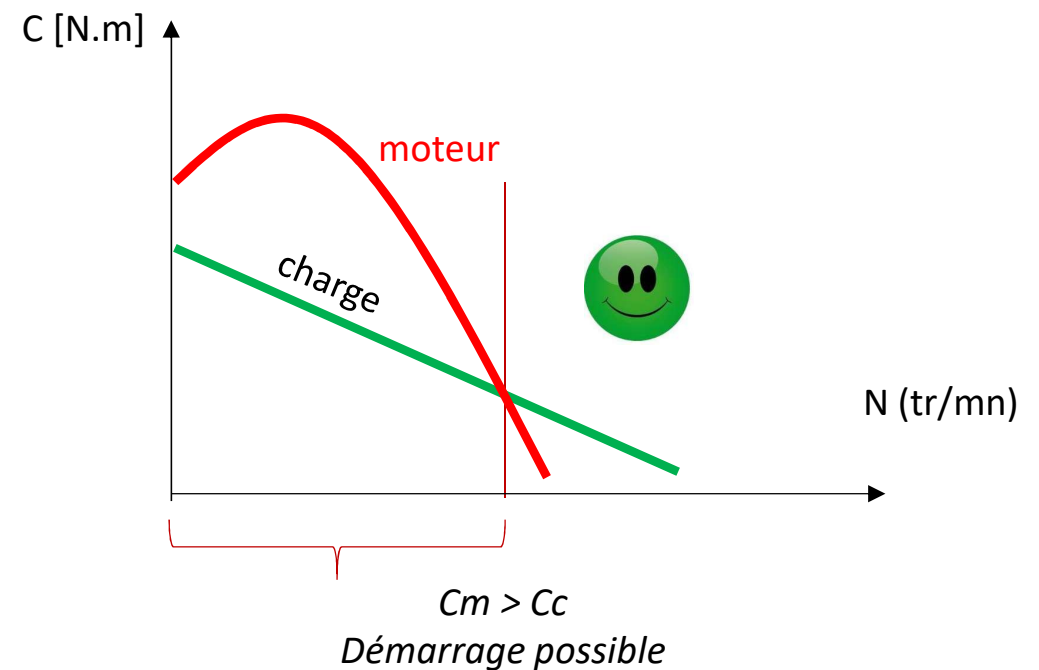
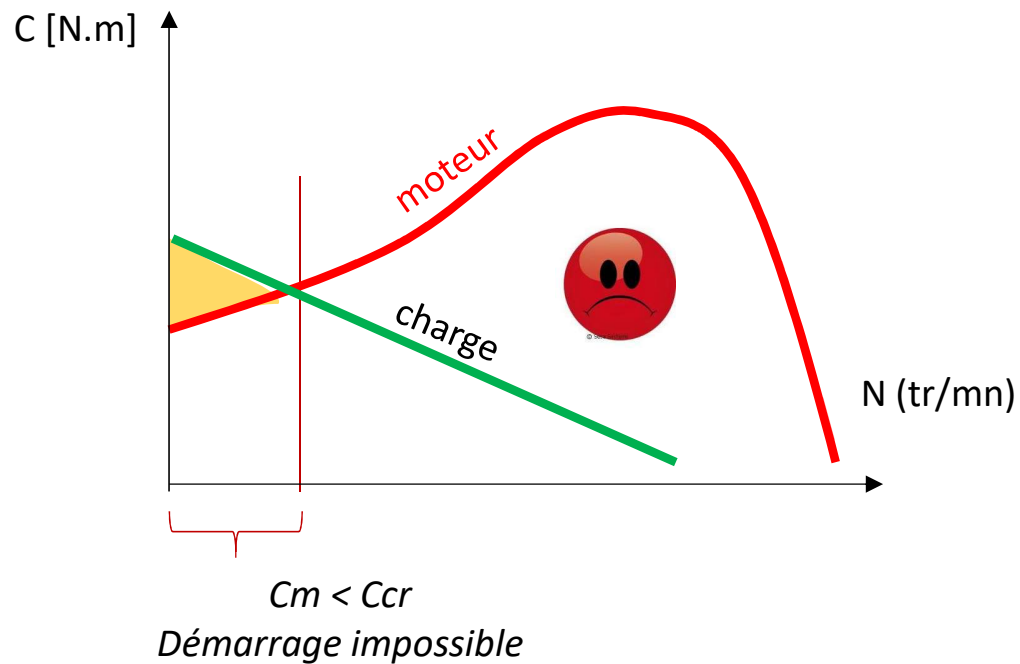
4 règles à respecter.



- ➡ 1/ La courbe de la capacité du moteur et celle de la charge ne doivent se couper qu'en un seul point, appelé point d'opération.

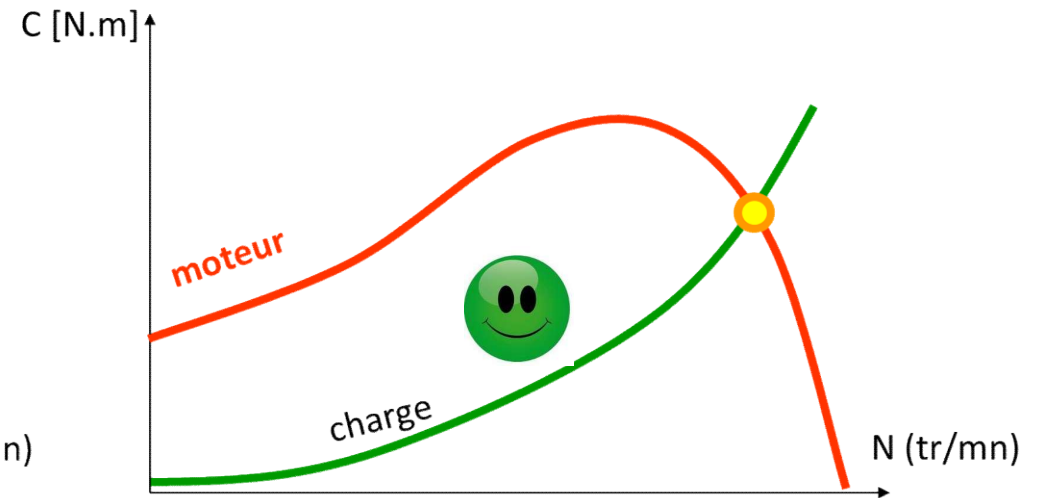
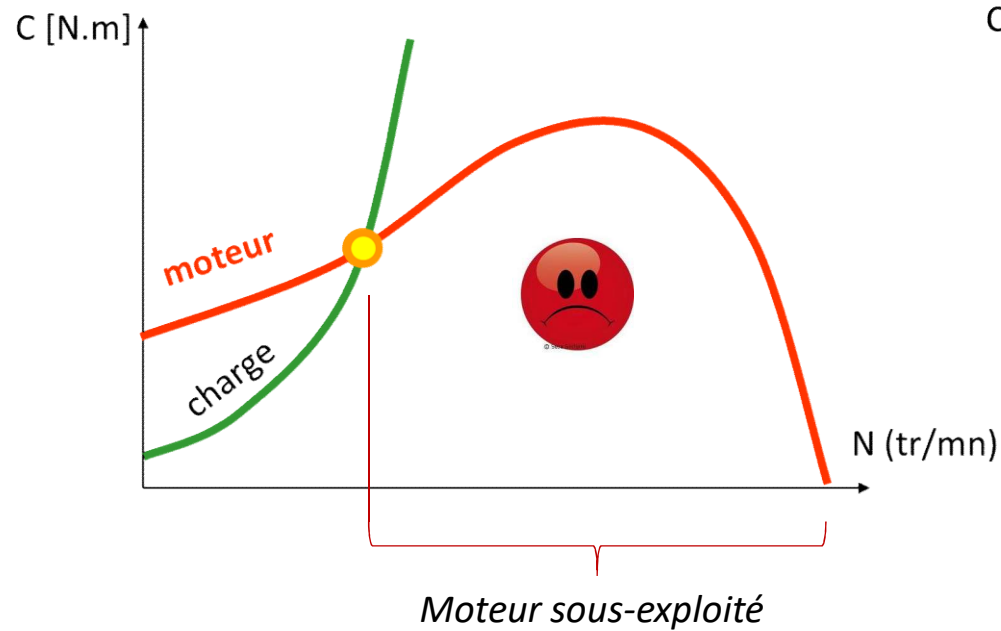
Etude 6a

4 règles à respecter.



- ➡ 2/ La capacité du moteur doit être supérieure à la charge pour les vitesses plus petites que celle du point d'opération et inférieure pour les vitesses plus grandes.

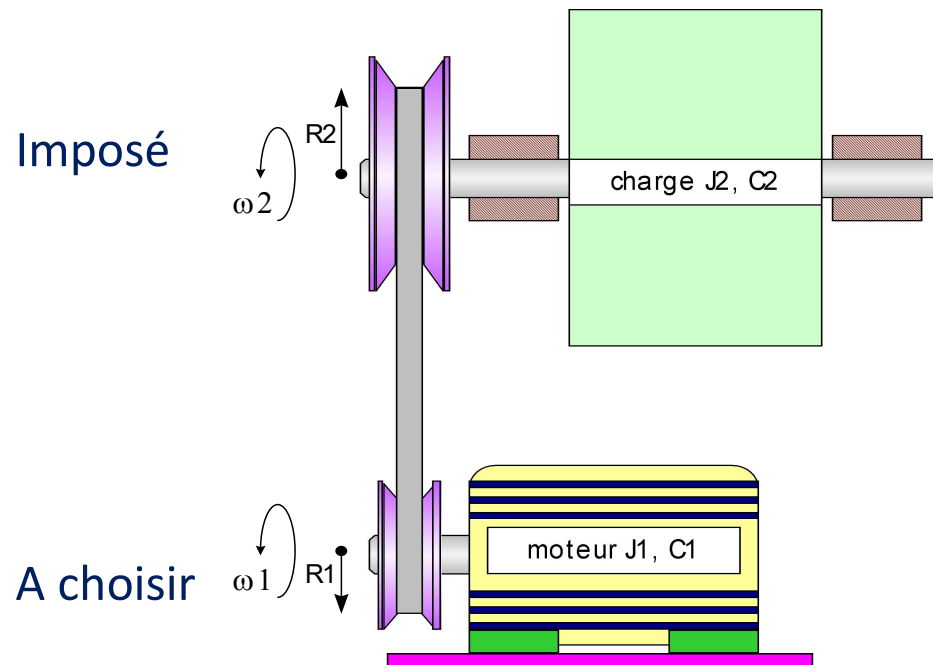
Etude 6a



- ➡ 3/ Garder les courbes de la capacité du moteur et de la charge les plus proches possibles pour toute la plage des vitesses, tout en respectant les deux règles précédentes.

Etude 6a

- ➔ 4/ Parmi différents moteurs qui conviennent, le meilleur choix est celui du moteur offrant une **accélération maximale de la charge**.



Hypothèses $\eta = 1$,

$$\Omega_1 = n.\Omega_2$$

$$(n > 1, n = 1/k)$$

Etude 6a

Accélération de la charge

Inerties ramenées sur la charge

$$J_{eq}.\Omega_2^2 = J_2.\Omega_2^2 + J_1.\Omega_1^2 = (J_2 + J_1.n^2). \Omega_2^2$$

Couple moteur ramené sur la charge

$$C_1.\Omega_1 = C_{1r}.\Omega_2 \text{ donc } C_{1r} = C_1.n$$

PFD appliqué à la charge

$$C_1.n - C_2 = (J_2 + J_1.n^2).\theta_2''$$

$$\theta_2'' = \frac{C_1.n - C_2}{(J_2 + J_1.n^2)}$$

Etude 6a

Accélération maxi des maxi

$$\frac{d\theta_2''}{dn} = \frac{-n^2.J1.C1 + 2.n.J1.C2 + J2.C1}{(J2 + J1.n^2)^2}$$

L'accélération maxi de la charge est obtenu pour n vérifiant :

$$-n^2.J1.C1 + 2.n.J1.C2 + J2.C1 = 0$$

→ $n_{opt} < 0$ contraire aux hypothèses

$$\rightarrow n_{opt} = \frac{C2}{C1} + \sqrt{\left(\frac{C2}{C1}\right)^2 + \frac{J2}{J1}}$$

Après calculs on trouve :

$$\theta_2''_{max} = \frac{C1}{2.J1.n_{opt}}$$

Etude 6a

Charge de forte inertie, $J_2 \rightarrow \infty$

$\theta''_{2\max} \#$

$$\frac{C_1}{2 \cdot \sqrt{J_1 \cdot J_2}}$$

$$n_{\text{opt}} \# \sqrt{\frac{J_2}{J_1}}$$

Charge de faible inertie, $J_2 \rightarrow 0$

$\theta''_{2\max} \#$

$$\frac{C_1^2}{2 \cdot J_1 \cdot C_2}$$

$$n_{\text{opt}} \# \frac{2 \cdot C_2}{C_1}$$

Toujours choisir le moteur pour lequel R est maximal.

$$R = \frac{C_1}{\sqrt{J_1}}$$



Mécanique des systèmes

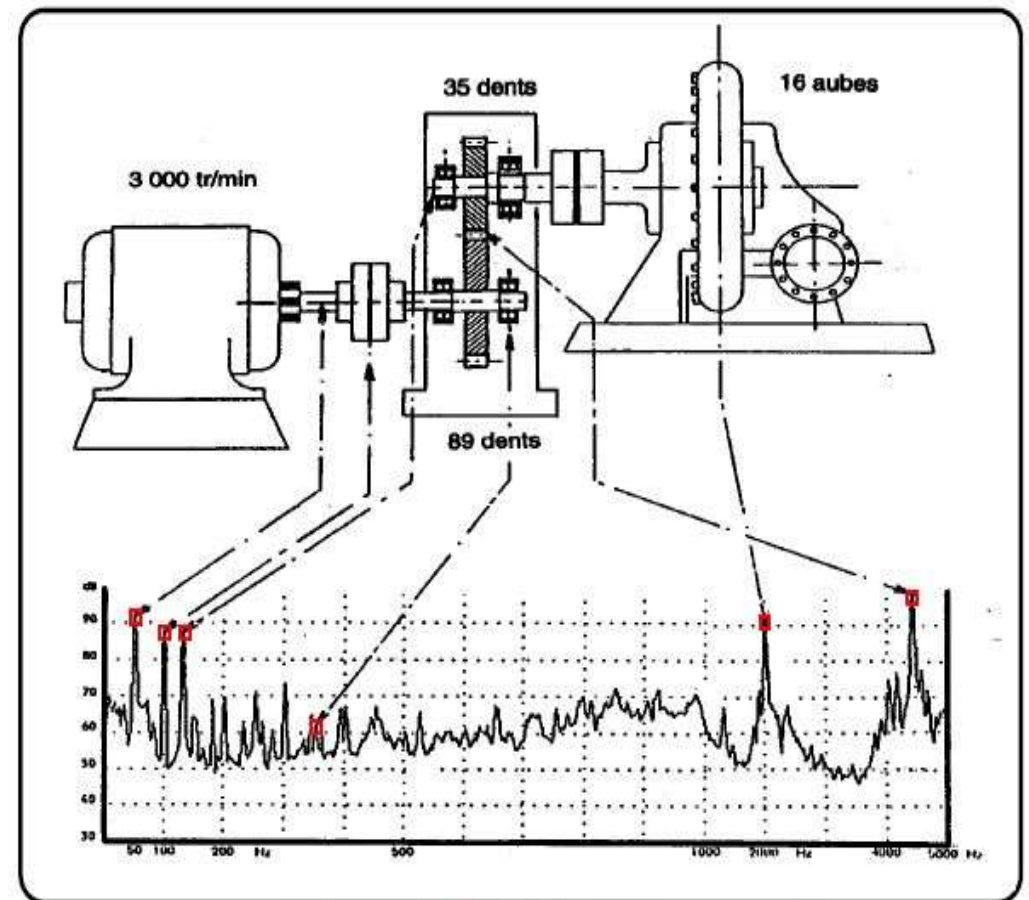
Version 2021

Etude 6b

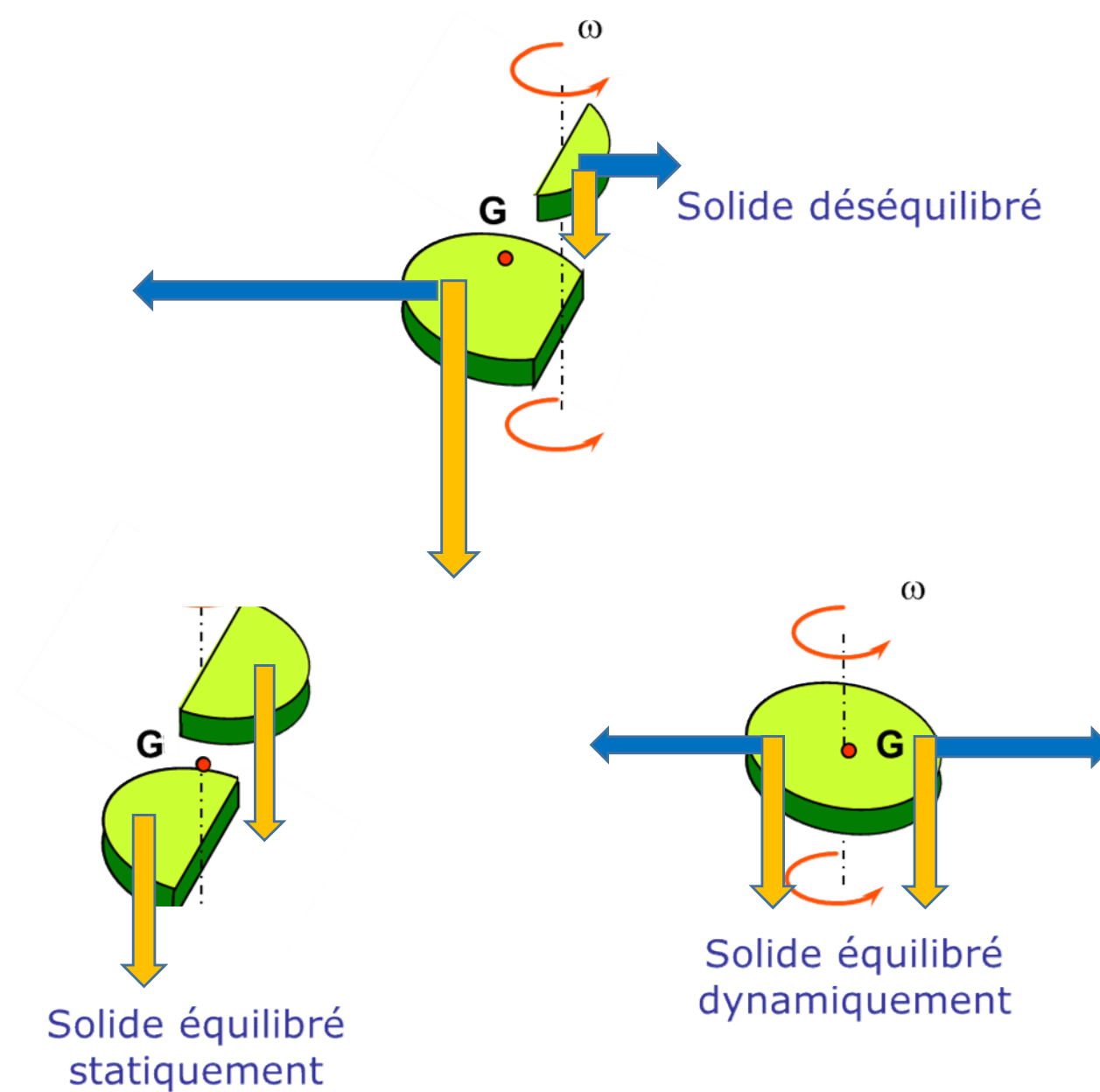
L'analyse spectrale permet de formaliser les signatures des défauts et devient une alliée précieuse dans la maintenance préventive des machines. La vibration n'est plus alors considérée uniquement comme un risque, mais aussi comme un symptôme, une alerte.

Les 3 règles du diagnostic vibratoire :

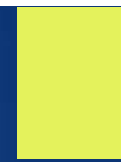
- 1 - Chaque machine génère une vibration spécifique.
- 2 - Les fréquences des vibrations sont déterminées par la cinématique de la machine et sa vitesse.
- 3 - Une mesure vibratoire cumule des informations en provenance de plusieurs composants.



Etude 6b



Etude 6b



En résumé, le phénomène de balourd mécanique est lié à une répartition non homogène de la masse autour de l'axe de rotation : l'axe d'inertie de l'arbre n'est pas confondu avec l'axe de rotation.

Balourd statique

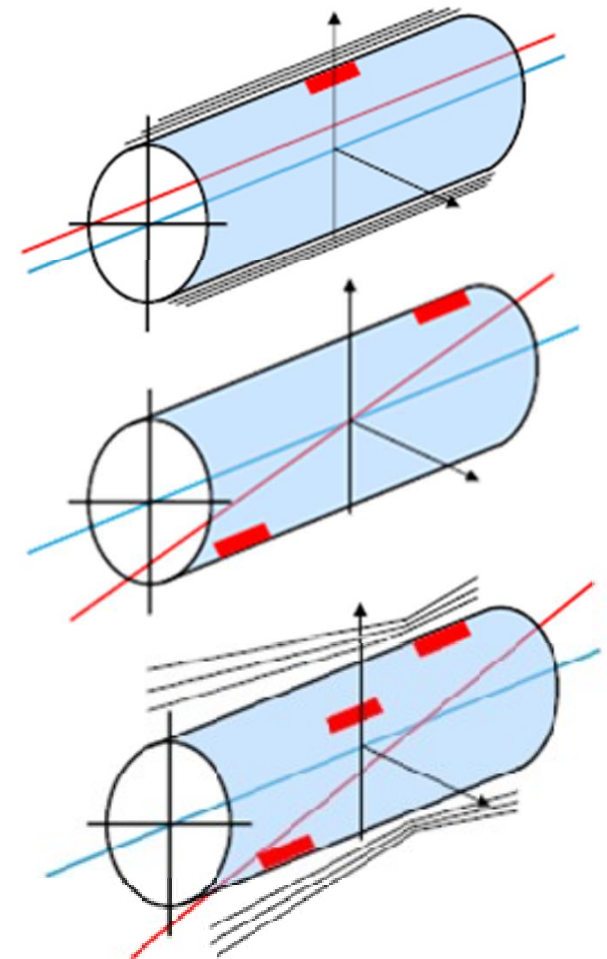
L'axe d'inertie de l'arbre est parallèle à l'axe de rotation

Balourd dynamique

L'axe d'inertie n'est plus colinéaire à l'axe de rotation

Balourd mixte

Il s'agit d'une combinaison des deux premiers et correspond au cas le plus courant



Etude 6b

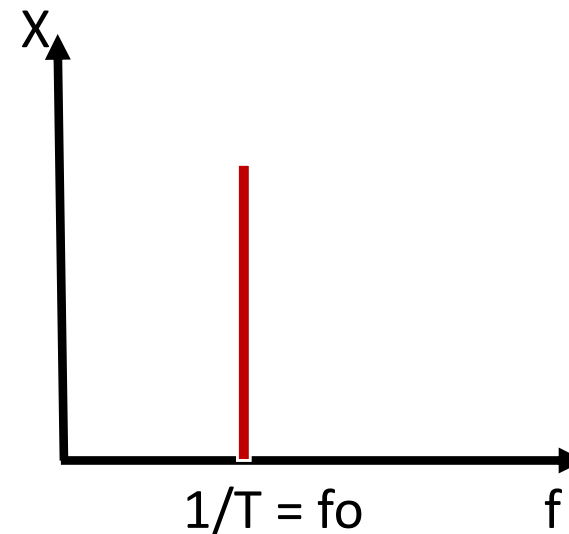
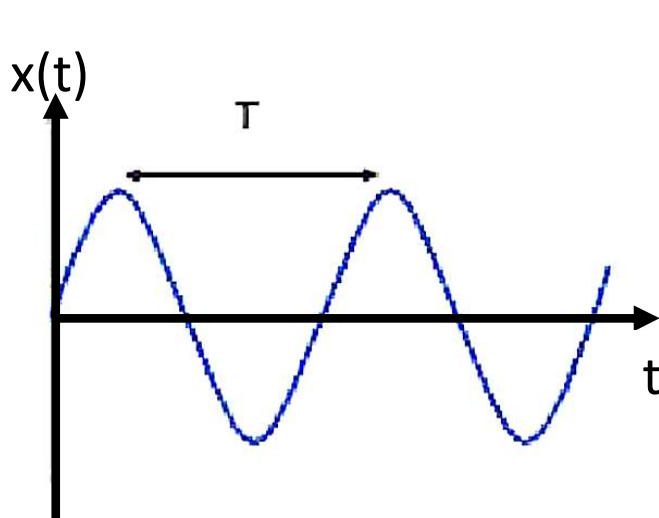
Balourd d'origine mécanique

Matière qui se détache ou bien qui se dépose, érosion. Vibration présente en régime transitoire **ET** permanent

Balourd d'origine thermique

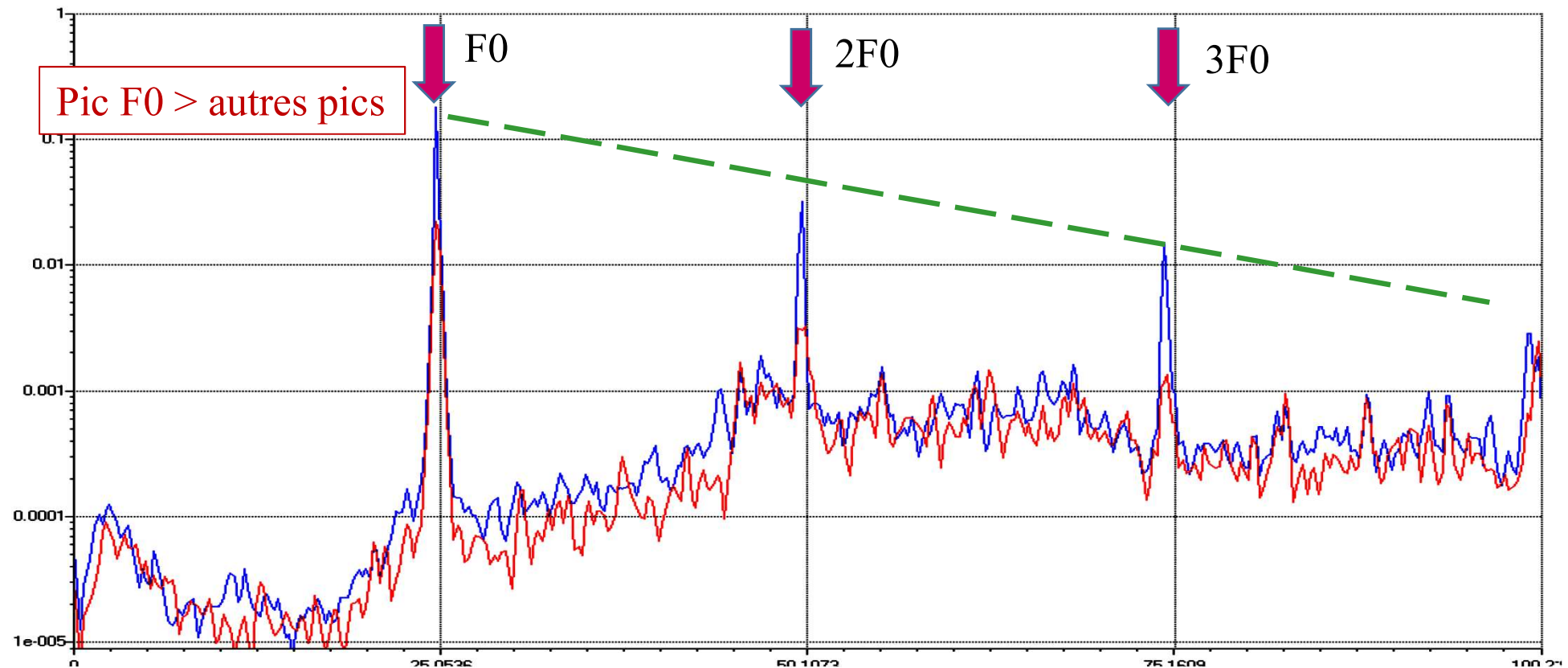
Dilatation hétérogène, échauffement dissymétrique fluage. Vibration présente en régime transitoire **OU** permanent

Idéalement un balourd provoque une force sinusoïdale qui se traduit dans le domaine fréquentiel par **une raie unique à la fréquence de rotation de l'arbre.**



Etude 6b

En pratique l'évolution du balourd se manifeste par **une augmentation de la raie à F_0 prédominante** et des harmoniques $2F_0$, $3F_0$...

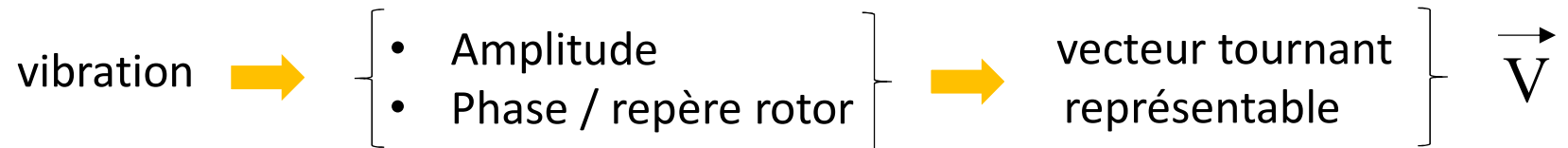


D'autres phénomènes sont susceptibles de générer de l'énergie à la fréquence de rotation F_0 sans pour autant **être liés à un déséquilibre de masse**...

Enfin, il existe toujours un balourd résiduel sur une machine tournante.

Etude 6b

Equilibrage dynamique in situ : principe général



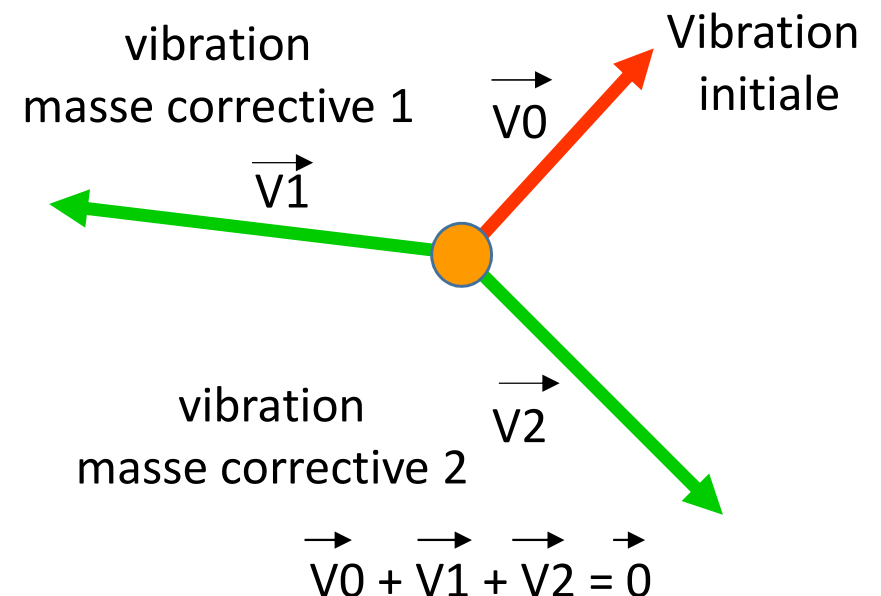
1/ Essai 1 : on mesure la vibration initiale \vec{V}_0 .

2/ Essai 2 : on place ensuite une masse test et on mesure la vibration résultante \vec{V}_r .

On en déduit l'influence de la seule masse test $\vec{V}_t = \vec{V}_r - \vec{V}_0$.

3/ On cherche alors les 2 masses et les positions (amplitudes et phases) qui vont ajouter au vecteur initial \vec{V}_0 , 2 vecteurs \vec{V}_1 et \vec{V}_2 tels que la somme de l'ensemble soit nulle...

Pour les rotors courts, une seule masse suffit...



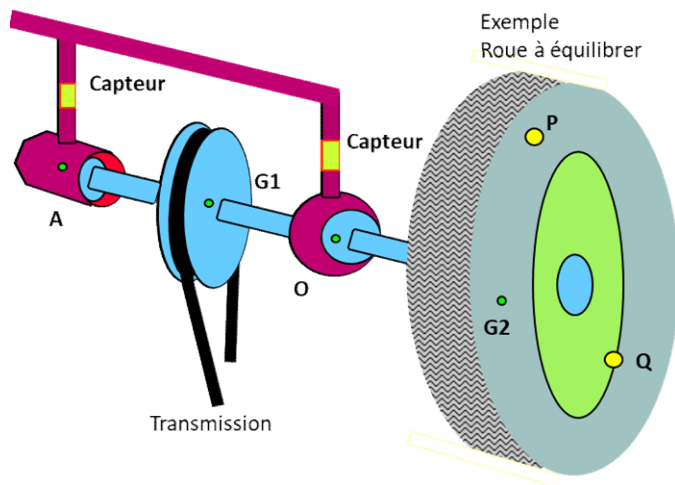
Etude 6b

Equilibrage dynamique sur équilibreuse

Les arbres de petites dimensions sont montés sur des machine à équilibrer.

Un essai permet d'enregistrer les balourds (forces) grâce à deux capteurs.

Ce relevé et la géométrie permettent de calculer les masselottes d'équilibrage (P et Q) ainsi que leurs positions...



Petits rotors



Vilebrequins



Arbres de transmission



Etude 6b

Equilibrage dynamique in situ

Les arbres de grandes dimensions ne peuvent pas être montés sur des équilibreuses. On procède à l'équilibrage in situ en équipant les paliers du rotor de capteurs.

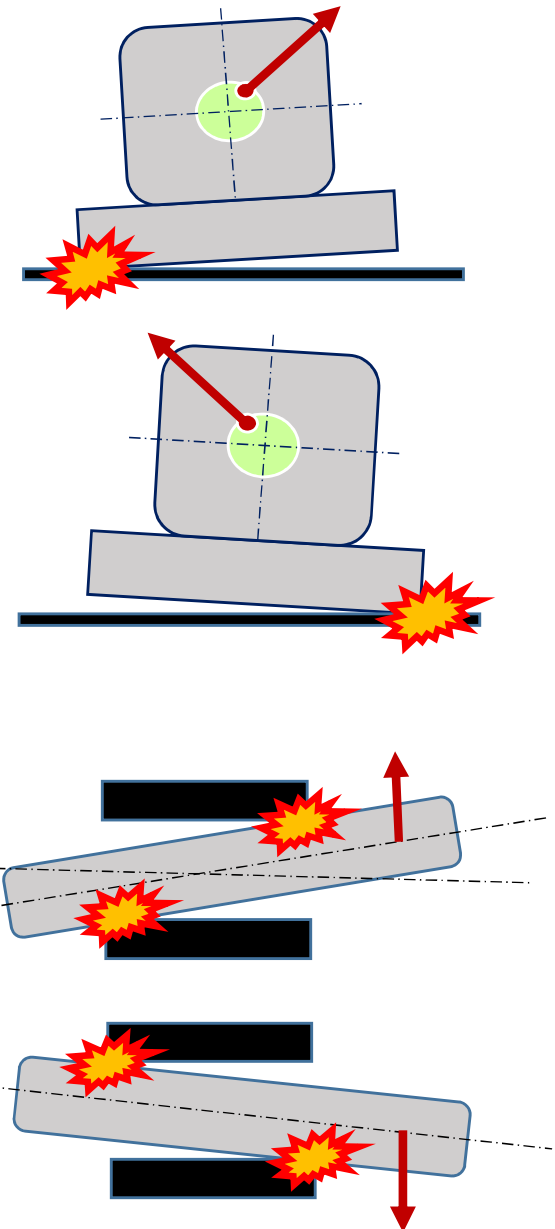
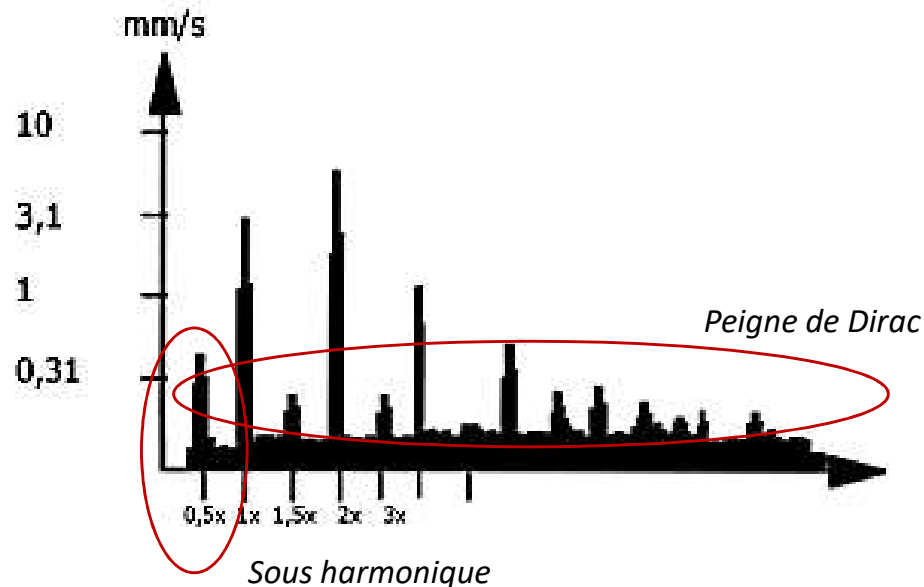


Etude 6b

Choc externe : la machine se désolidarise de la structure par desserrage de boulons ou par fissurations initiées par les vibrations dues à un balourd.

Choc interne : un jeu d'arbre excessif peut apparaître au niveau des liaisons (paliers, roulements) entre le rotor et le stator.

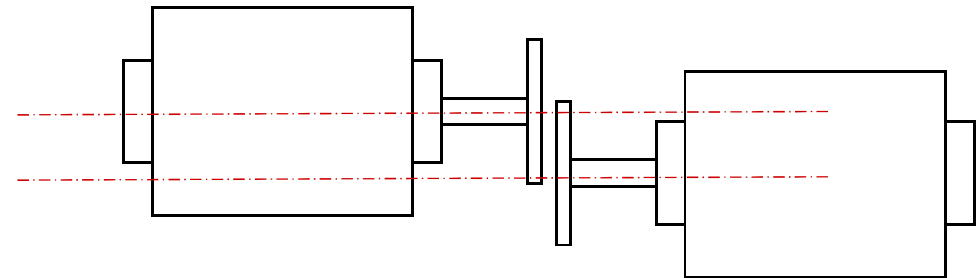
La signature vibratoire montre l'apparition de **sous-harmonique**, d'ordre $f_0/2$ notamment et d'un **peigne de raies** (propre au Dirac issu des chocs)



Etude 6b

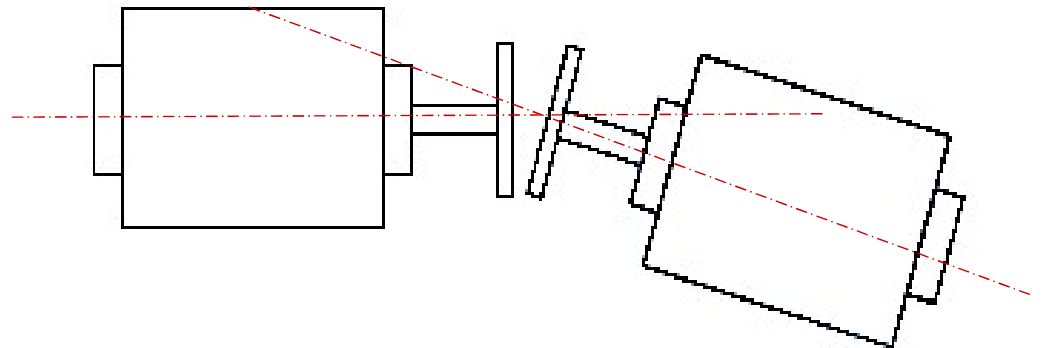
Déalignement parallèle :

défaut de concentricité des deux arbres



Déalignement angulaire :

défaut de parallélisme des deux arbres

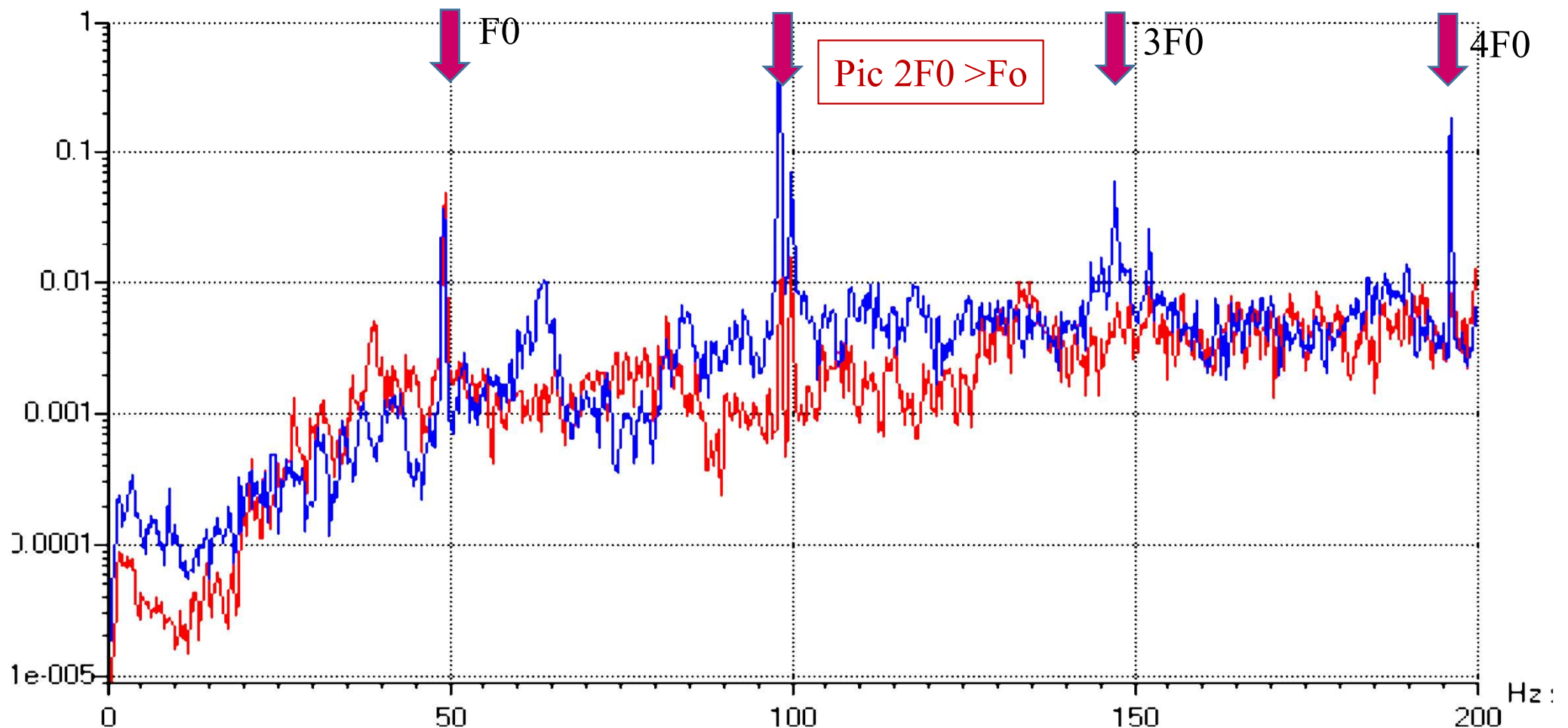


Déalignement mixte:

combinaison des deux précédents déalignages ...

Etude 6b

L'écrêtage de la vibration se traduit dans le spectre par l'apparition d'harmoniques $2F_0$, $3F_0$, $4F_0$, avec $2F_0$ souvent prédominant (délignage //).
Un délignage angulaire fait apparaître une vibration axiale à F_0 .



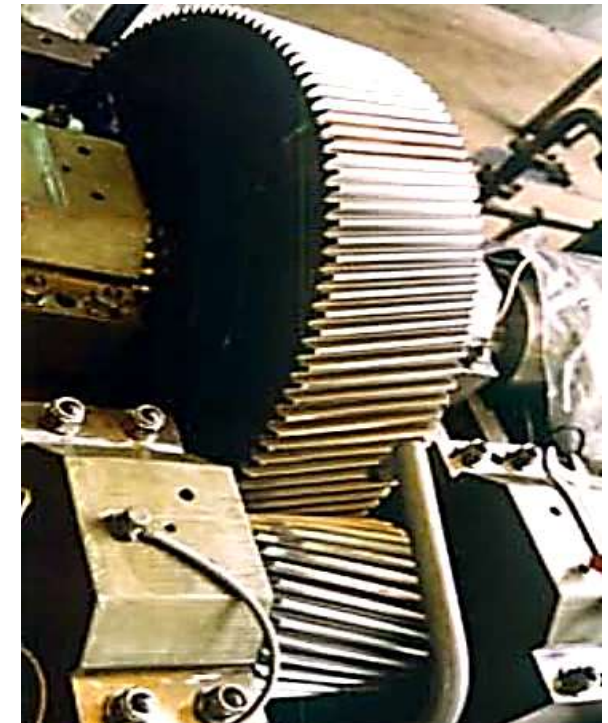
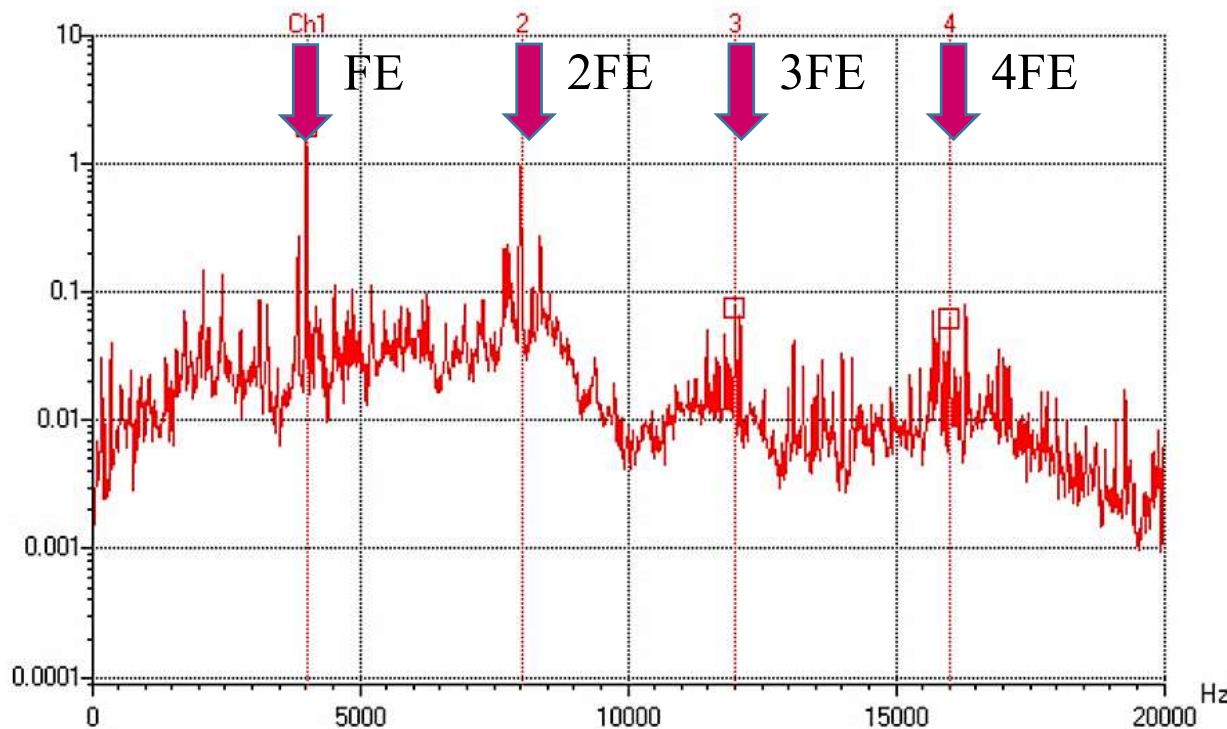
Etude 6b

Fréquence d'engrènement

Elle correspond au rythme d'engagement des dents.

$$FE = F1.Z1 = F2.Z2 \gg Fo$$

L'amplitude vibratoire de la raie d'engrènement FE est très dépendante de la charge de la machine puisque l'engrènement assure la transmission du couple.



Etude 6b

Les problèmes liés aux courroies résident dans l'existence de déformations locales, point dur, crevasse, qui génèrent des vibrations à la fréquence de passage FP correspondante.

FP correspond au nombre de fois qu'un point donnée de la courroie passe au même endroit sur la poulie du rotor étudié.



$$Fp = \frac{N1.F1}{N} = \frac{N2.F2}{N}$$

N = nb de dents courroie
N1 = nb de dents poulie 1
N2 = nb de dents poulie 2



$$Fp = \frac{\pi.D1.F1}{L} = \frac{\pi.D2.F2}{L}$$

L = longueur courroie
D1 = diamètre poulie 1
D2 = diamètre poulie 2

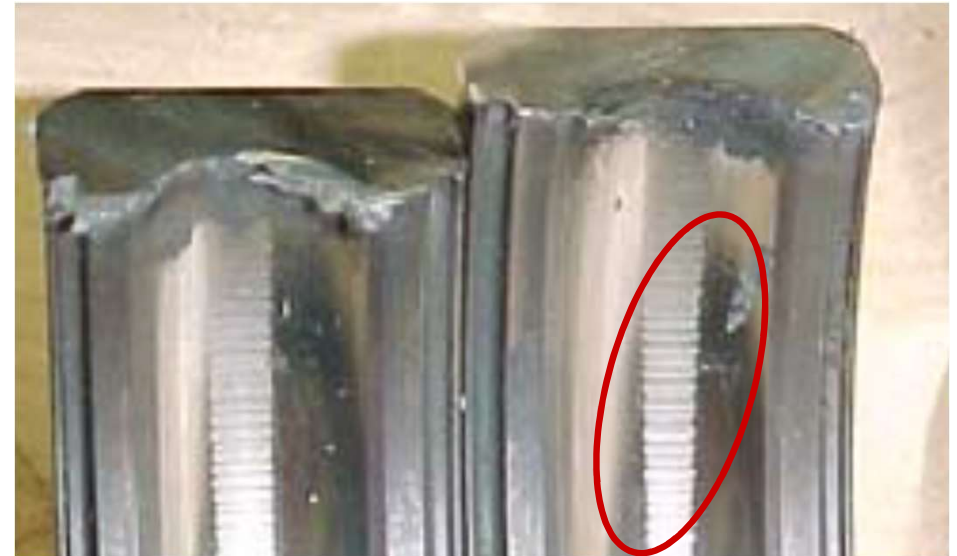
Etude 6b

Les causes de dégradation de roulements sont nombreuses :

- usure normale (durée de vie statistique du roulement),
- nature et valeur de la charge,
- défaut de graissage,
- défaut de montage,
- agents extérieurs...

La dégradation d'un roulement se traduit généralement par un **écaillage** des surfaces en contact (bagues et éléments roulants) qui s'étend et évolue dans le temps.

La dégradation peut être localisée ou généralisée.



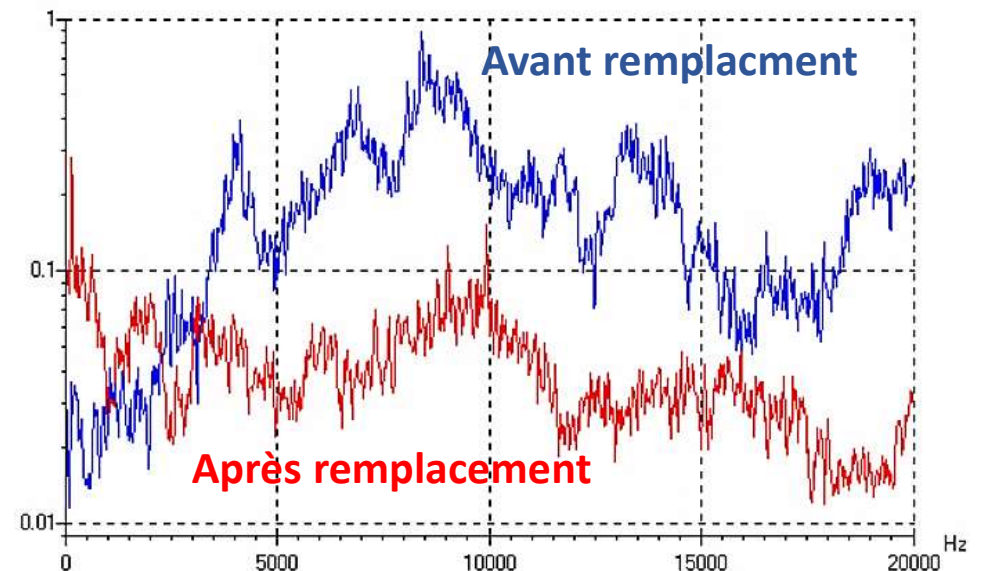
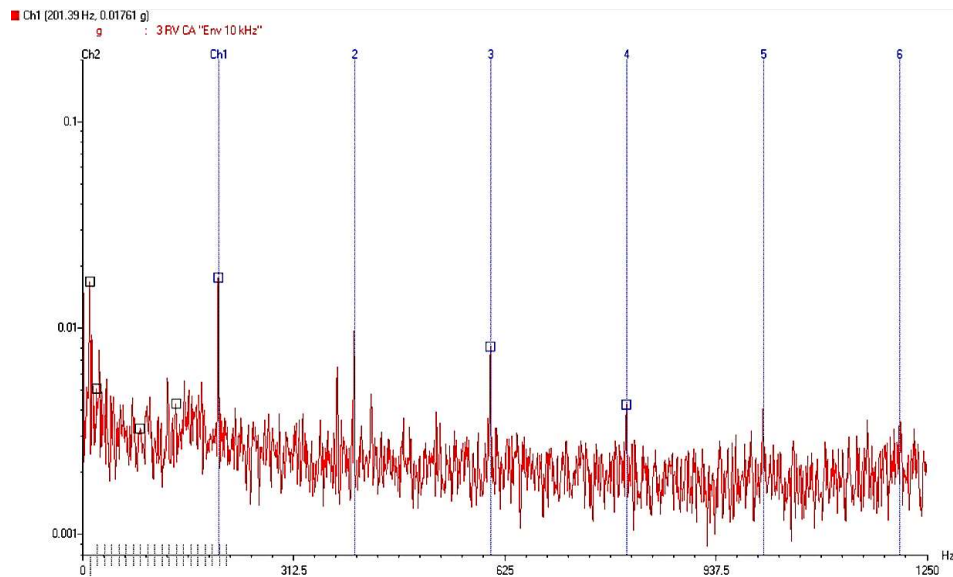
Etude 6b

Un défaut localisé sur un des éléments se manifestera par un choc dur à la fréquence de contact de la détérioration.

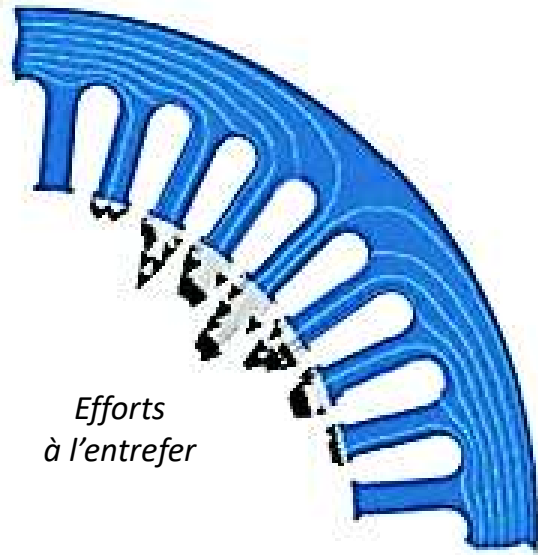
- Défaut sur bague externe → choc à FBE
- Défaut sur bague interne → choc à FBI
- Défaut sur élément roulant → choc à 2.FB

L'écaillage se généralise ensuite et gagne l'ensemble des éléments en contact. Cette évolution anarchique entraîne l'apparition de nombreux chocs durs qui excitent les fréquences de résonances (hautes) du roulement.

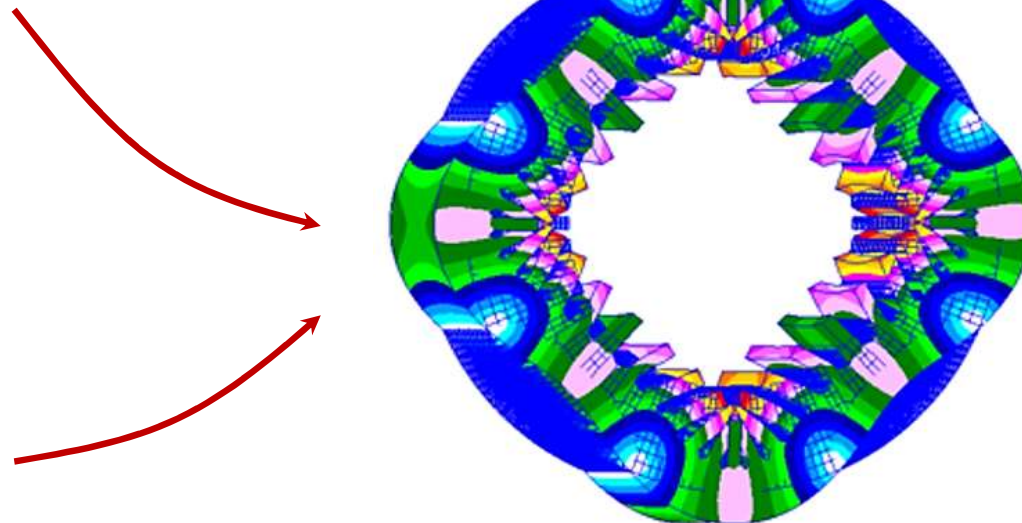
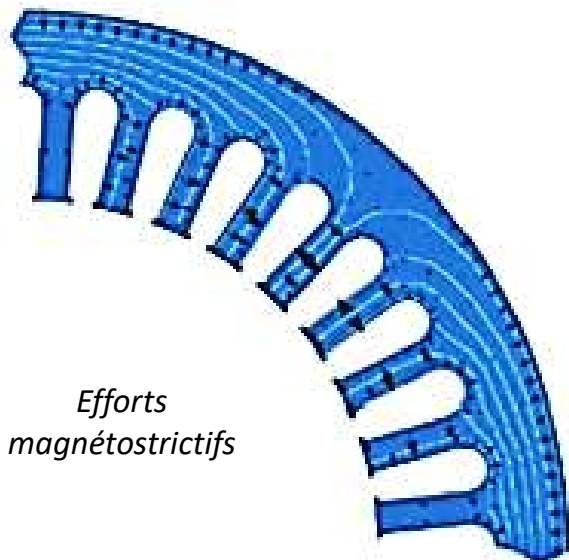
→ Le spectre associé présente un «dôme» dont l'aire (représentative de l'énergie) augmente avec la dégradation...



Etude 6b



Le champ magnétique créé dans la machine électrique génère une distribution de pressions magnétiques dans l'entrefer. Elle est appliquée sur les pièces magnétiques. La combinaison de pôles et d'encoches impacte directement et fortement le contenu harmonique de l'induction magnétique et la réponse vibratoire de la structure.

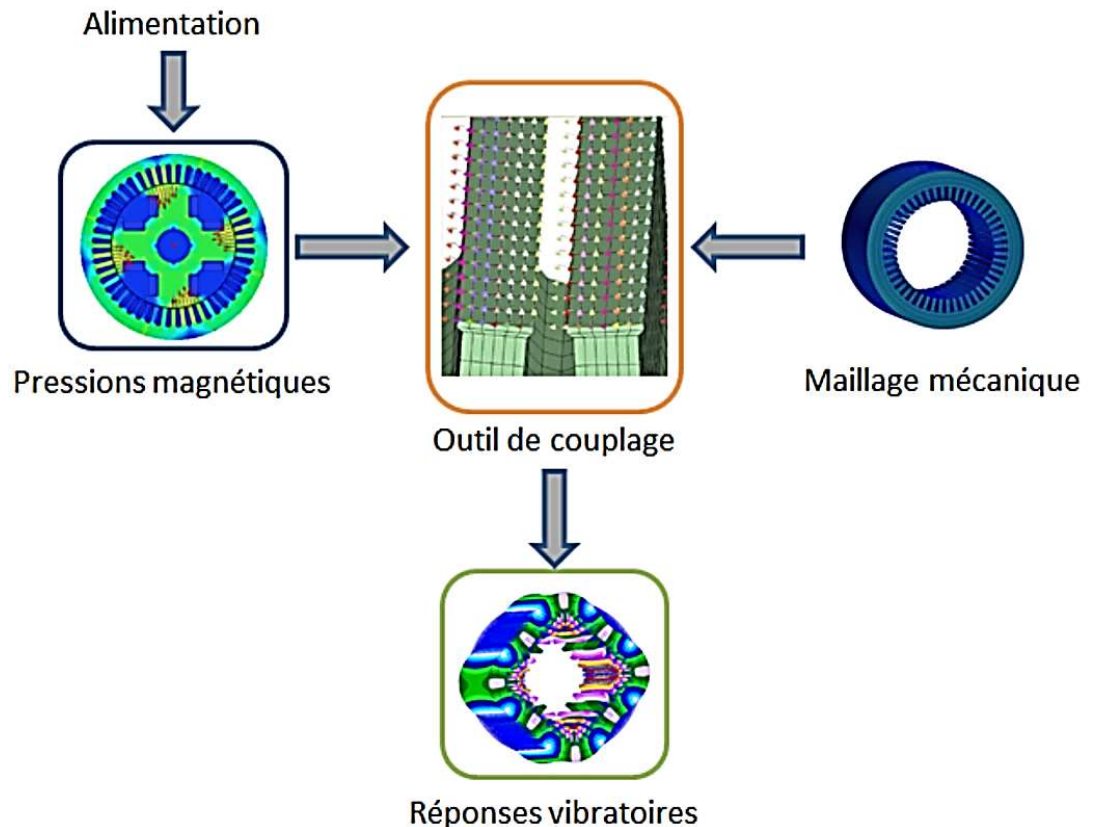


Un mode propre de vibration d'un stator

Etude 6b

La prédiction des vibrations d'origine magnétique relève donc de la modélisation **multi-physique** qui nécessite alors :

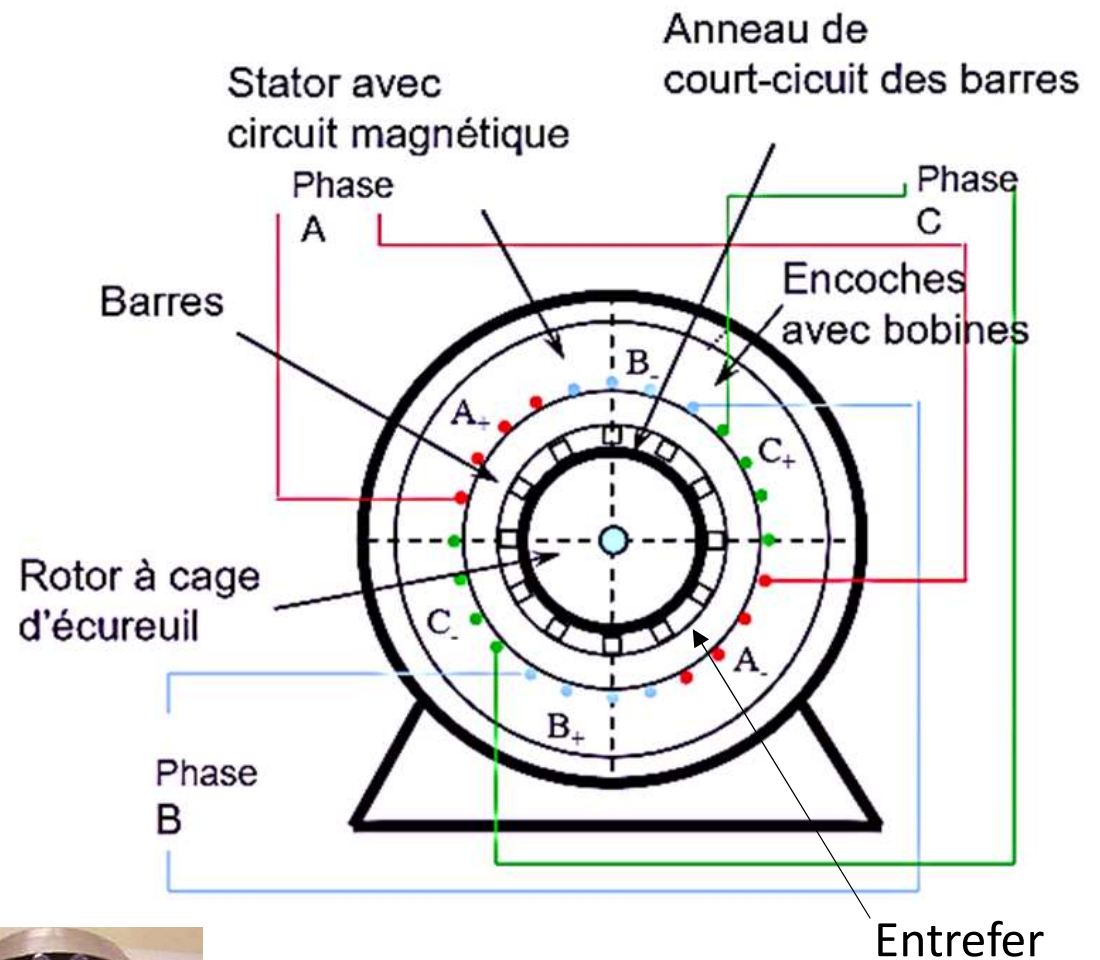
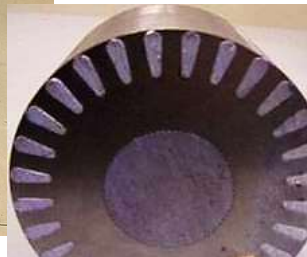
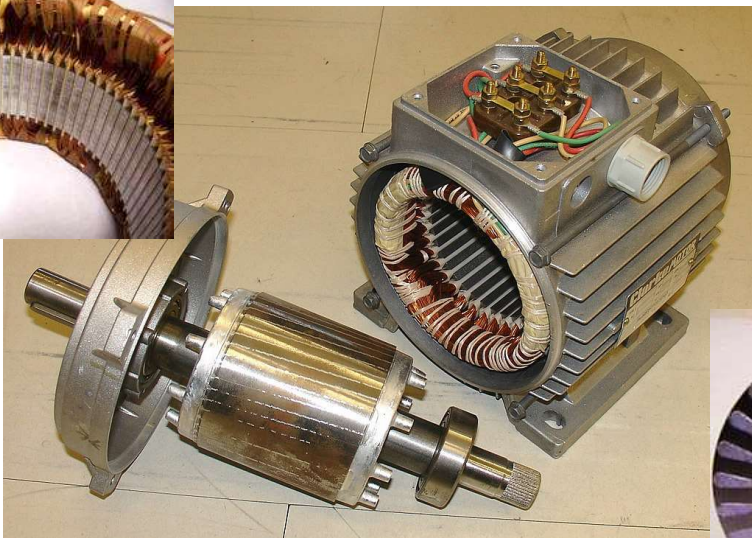
- un **modèle électromagnétique** de l'excitation,
- un **modèle mécanique** de la structure excitée,
- un **outil de couplage** (logiciel) permettant de lier les deux comportements et de prévoir les vibrations de la structure



Etude 6b

Moteur asynchrone (le plus utilisé dans l'industrie)

- Le stator a la forme d'un anneau ferromagnétique avec des encoches
- Des enroulements sont placés dans ces encoches
- Le rotor a la forme d'un anneau ferromagnétique avec des encoches et un arbre central
- Rotor à cage: les conducteurs sont placés dans les encoches et court-circuités aux extrémités par des anneaux



Principe du moteur à cage

Etude 6b

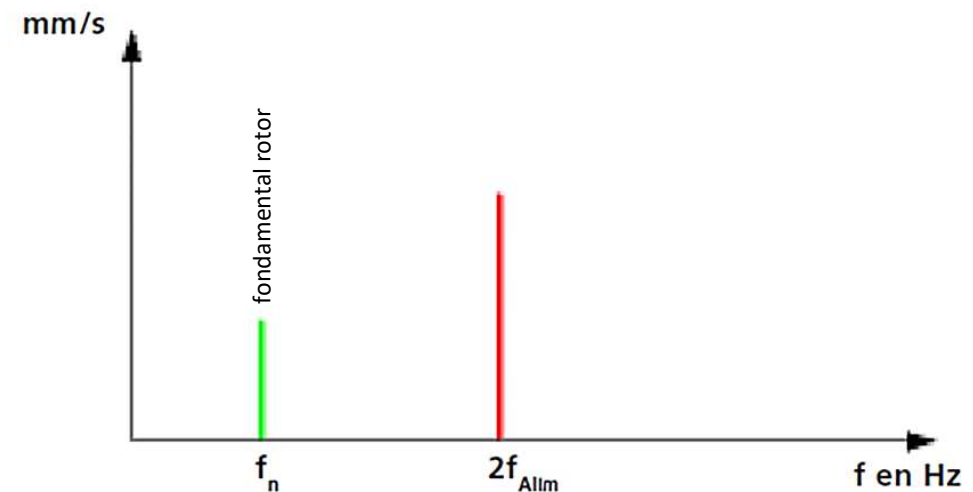
Défauts STATORIQUES

L'asymétrie du champ magnétique peut être la conséquence de défauts sur le stator, dont les plus répandus sont :

- entrefer non constant,
- déséquilibre de phase,
- défaut d'isolement,
- spires en court-circuit...

Sur le spectre vibratoire, l'asymétrie du champ est mise en évidence par un **pic à 2x la fréquence d'alimentation**, sans bande latérale.

En effet la force électromagnétique est issu du carré du champ magnétique, lui-même issu du courant électrique ($f \rightarrow 2f$)...



Etude 6b

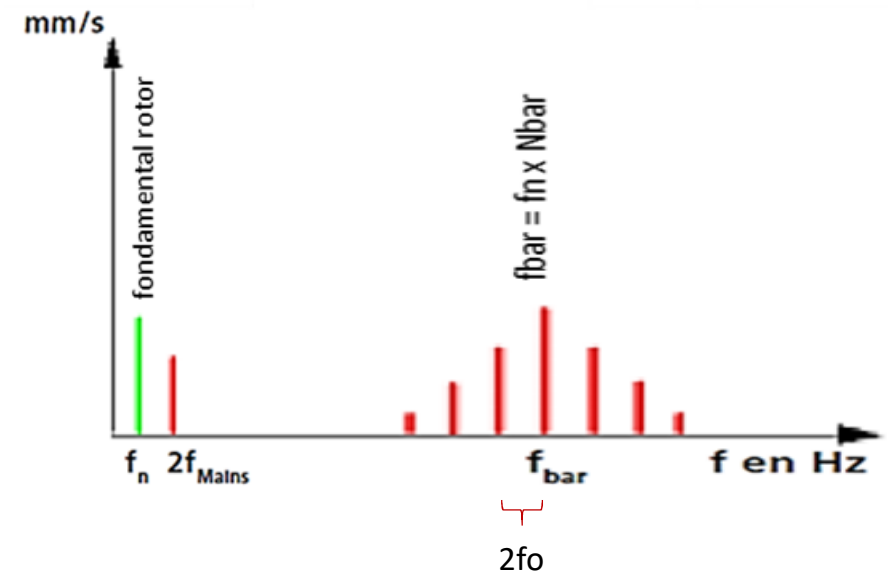
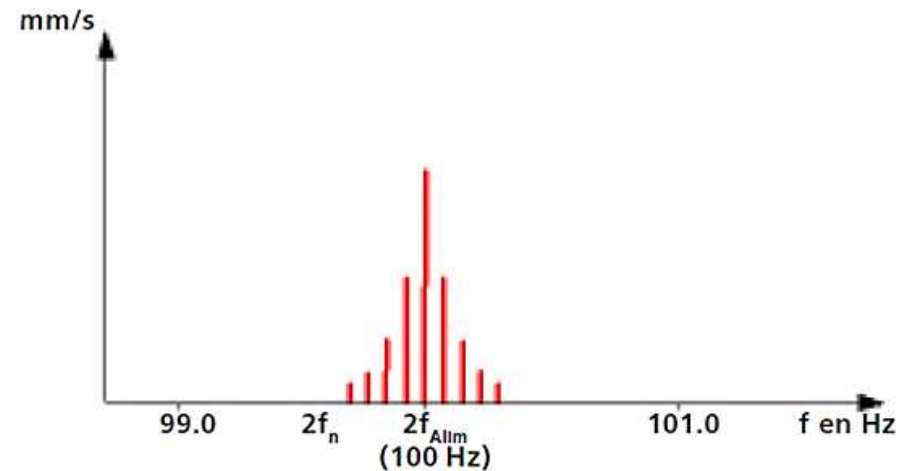
Défauts ROTORIQUES

L'asymétrie du champ rotorique peut être la conséquence de défauts sur le rotor, dont les plus répandus sont :

- barres rotoriques cassées, fissurées ou desserrées,
- spires de rotor en court-circuit,
- défauts résistifs sur les liaisons barres-anneaux,
- anneaux défectueux...

Sur le spectre, l'asymétrie du champ rotorique est mise en évidence par :

- un **pic à 2x la fréquence d'alimentation**, avec bandes latérales,
- un **pic à la fréquence des barres** avec des bandes latérales espacées de deux fois la fréquence d'alimentation ...



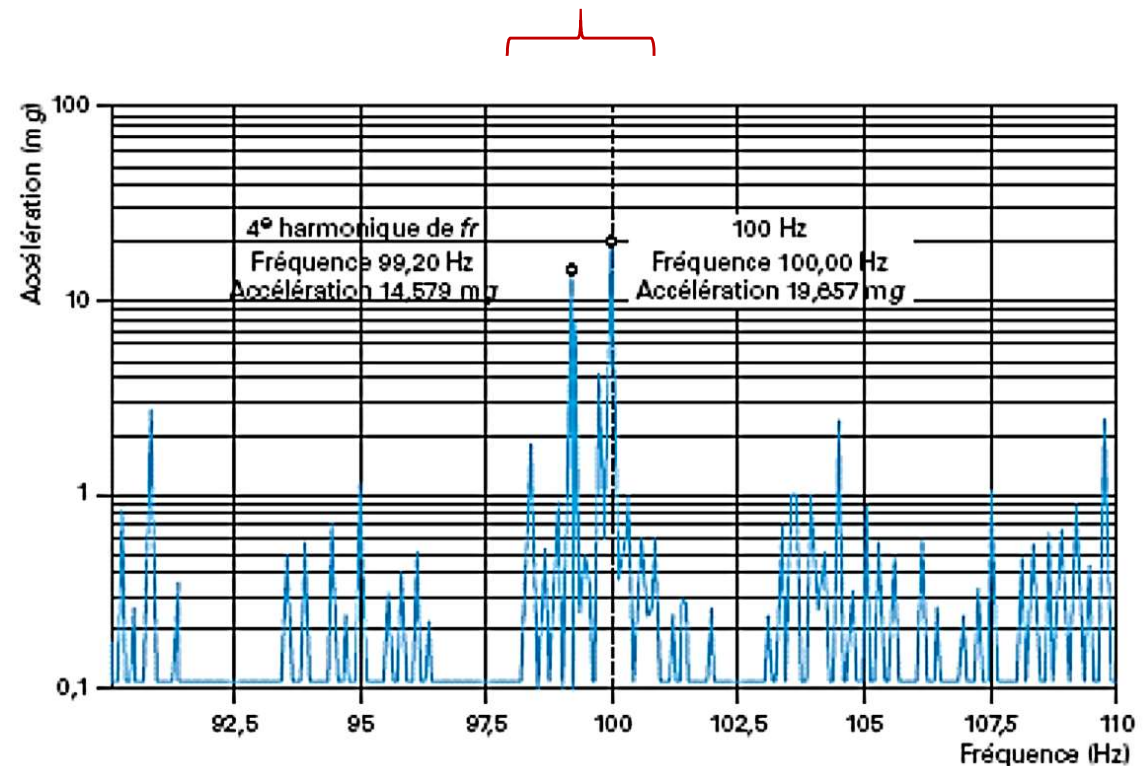
Etude 6b

Pour de nombreuses machines électriques les anomalies électromagnétiques se traduisent par des pics à des fréquences multiples de la fréquence d'alimentation, et notamment à 2 fois cette fréquence (par exemple 50Hz donne un pic à 100 Hz).

La difficulté consiste alors à différencier cette anomalie avec un défaut mécanique et son harmonique d'ordre n.

Un **zoom** du spectre autour des 100 Hz devient utile.

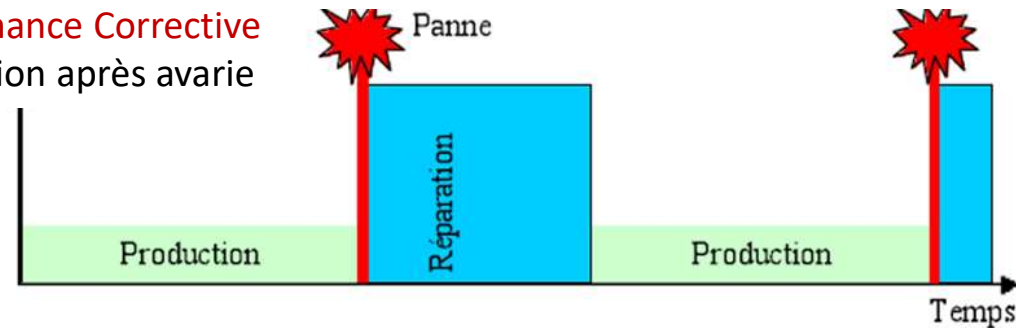
Séparation du 4^{ème} harmonique de la fréquence de rotation d'un rotor tournant à 24,8 Hz et un défaut électromagnétique dans le moteur alimenté sous 50Hz.



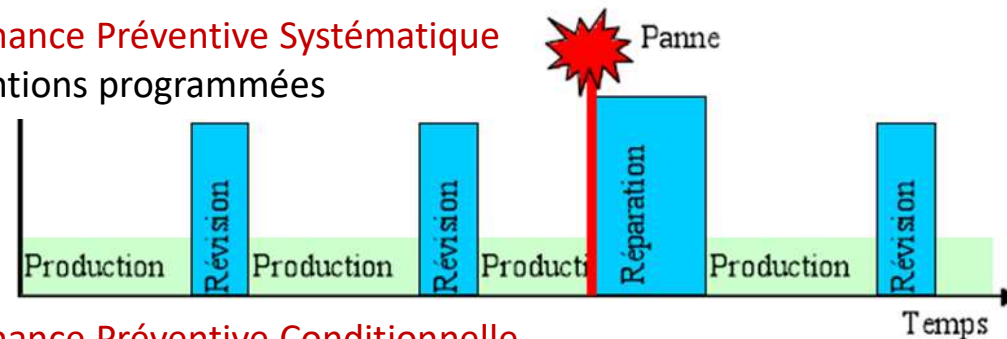
Zoom FFT 90 à 110 Hz

Etude 6b

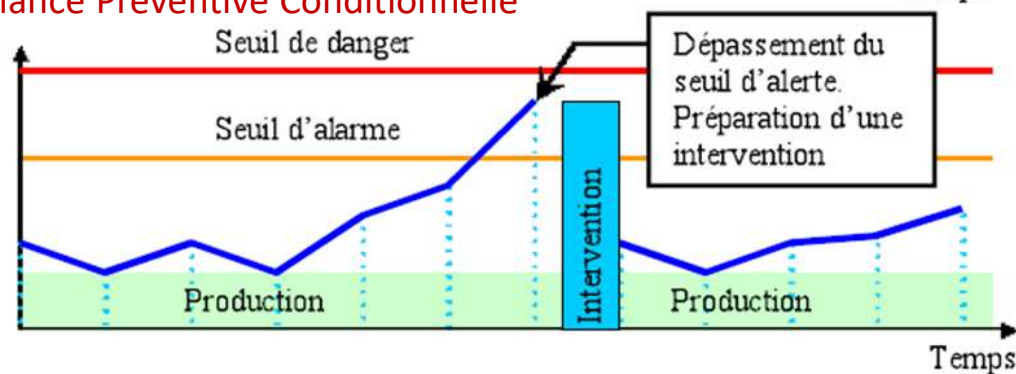
Maintenance Corrective
Réparation après avarie



Maintenance Préventive Systématique
Interventions programmées



Maintenance Préventive Conditionnelle



Mesures régulières programmées et détection des avaries futures par franchissement de seuils de différents **indicateurs**

Etude 6b

La MPC a pour objectifs de :

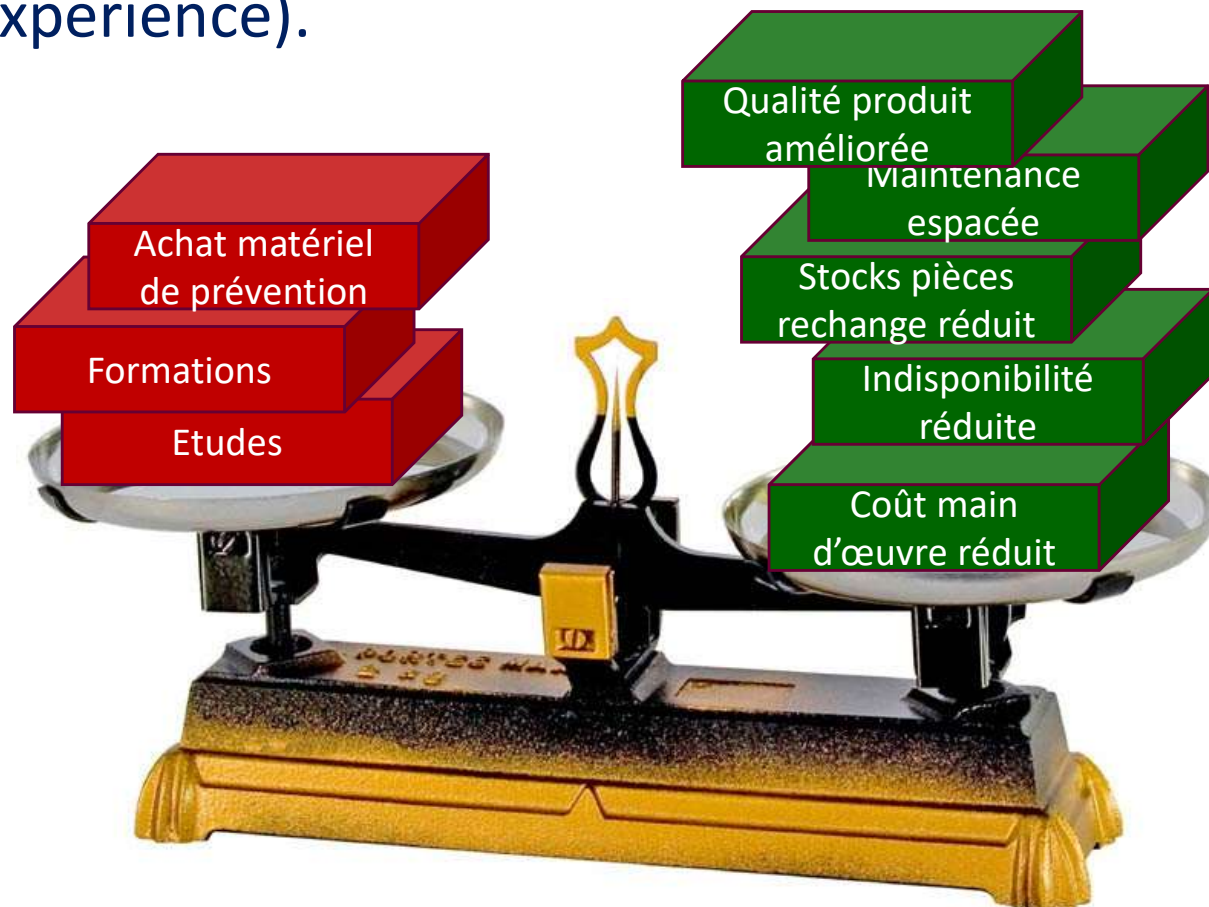
- surveiller le fonctionnement de la machine et prévoir quand elle va défaillir,
- anticiper la maintenance et réduire les coûts,
- réparer seulement quand c'est nécessaire,
- optimiser les révisions sur les seuls défaillances.

MPC versus MC → réduction jusqu'à 60% des coûts de production essentiellement représentés par les indisponibilités.

MPC versus MPS → éviter des interventions et changements de pièces programmés mais finalement non nécessaires.

Etude 6b

Il faut entre 12 et 36 mois pour établir un plan de maintenance adéquat (définition des bons indicateurs et seuils d'alerte puis retour d'expérience).



Le choix de la mise en place d'une maintenance prédictive doit être bien pesé.

Etude 6b

Classement **VIS** :

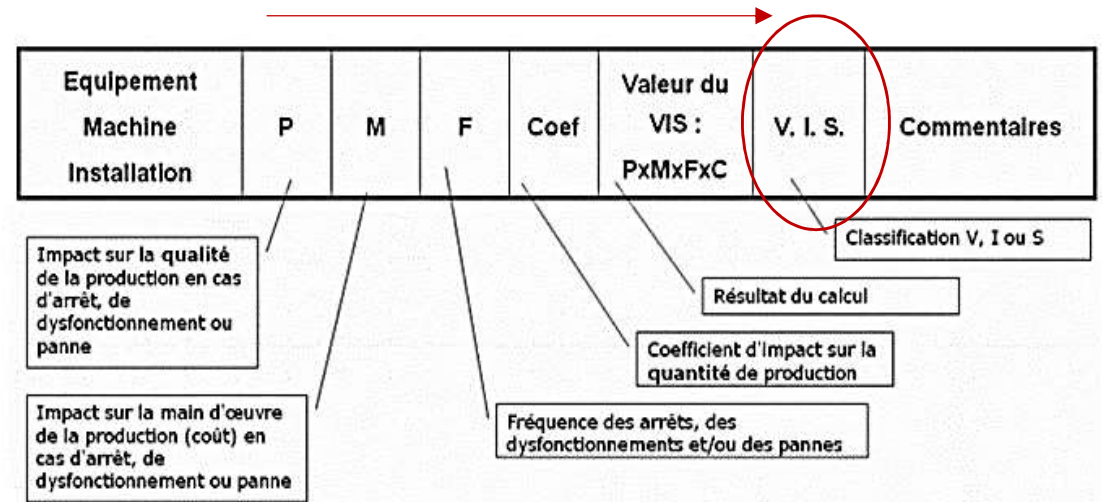
Machines **V**itales : machines non doublées dont la panne entraîne l'arrêt de la production. Les frais et les délais de remise en état sont importants. **Les pertes de production sont inacceptables.**

Machines **I**mportantes : machines doublées ou non dont la panne entraîne une baisse sensible de la production. Les frais et les délais de remise en état sont importants, les pertes de production aussi.

Machines **S**econdaires : machines doublées ou dont une panne ne remet pas en cause les capacités de production.

Etude 6b

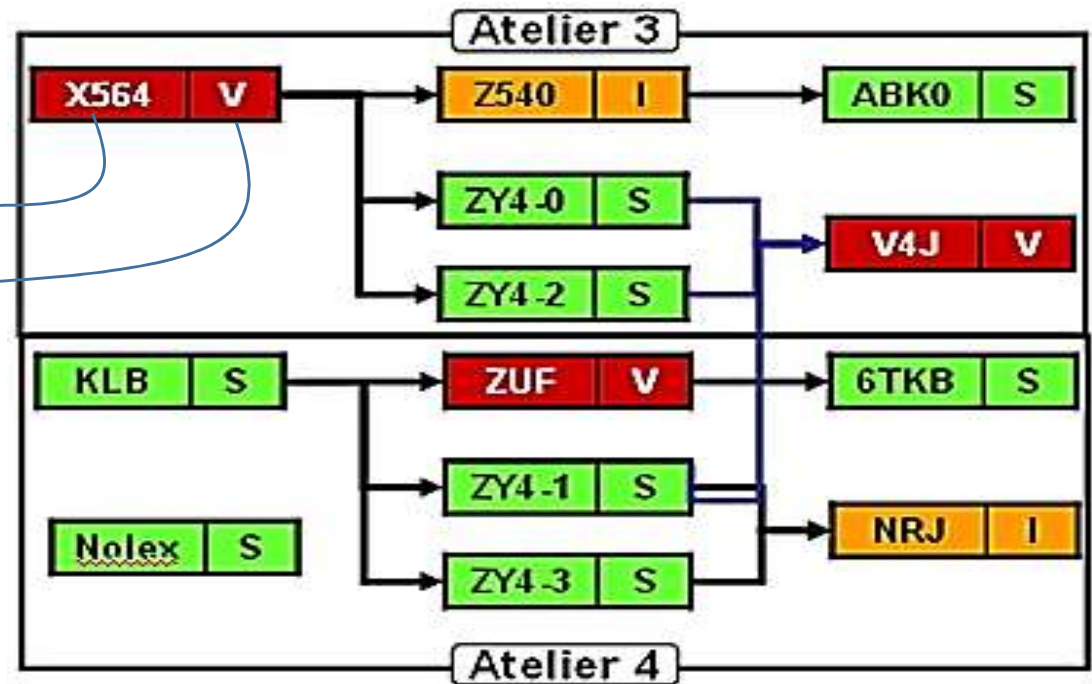
Etiquette de classification VIS détaillée



Cartographie VIS des machines dans des ateliers

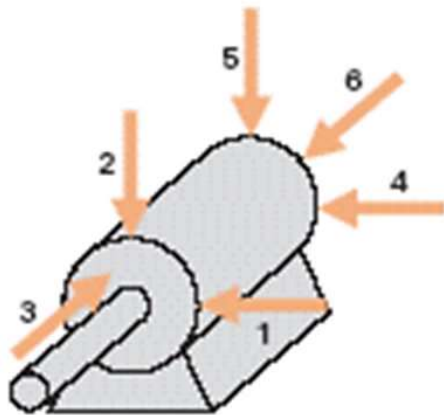
Code machine

Classement VIS



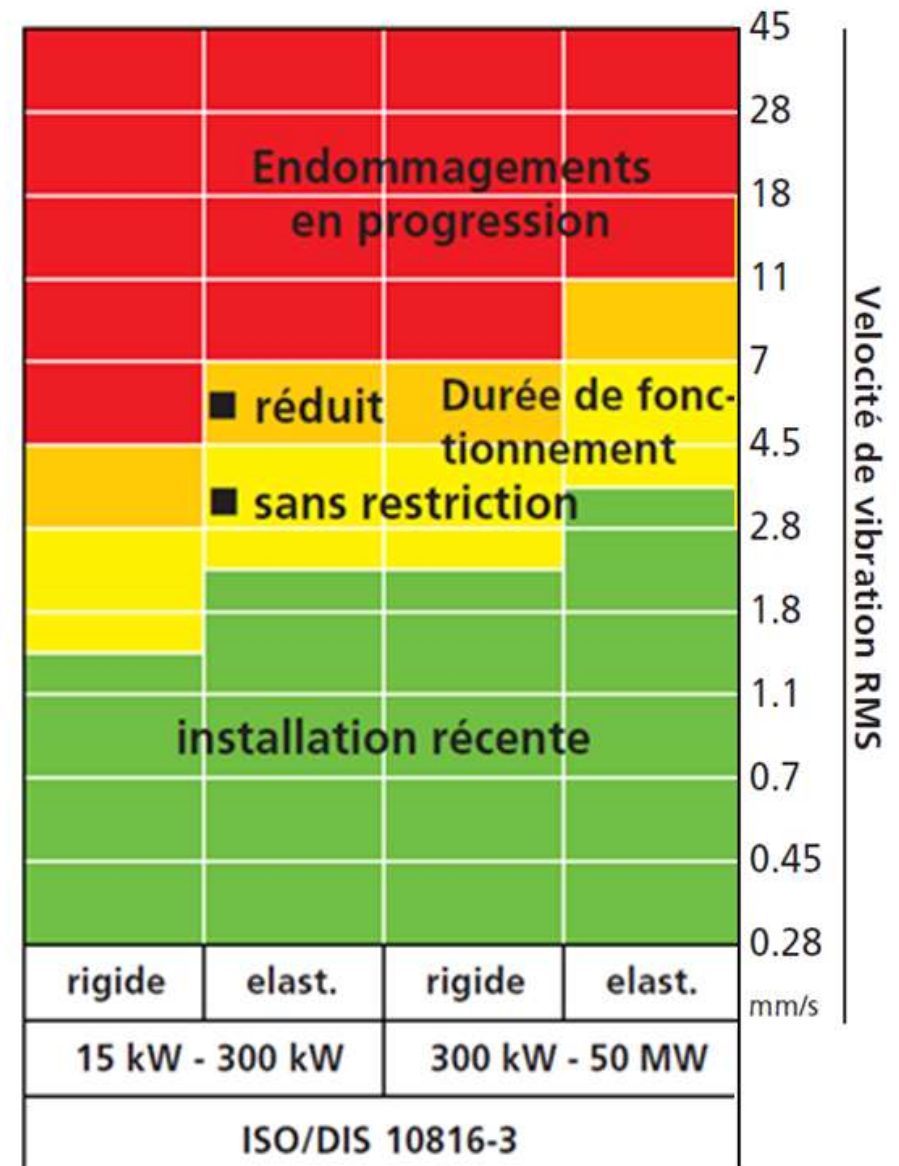
Etude 6b

Evaluation de niveaux vibratoires mécaniques de machines par mesure sur des parties non rotatives et emplacement typiques des accéléromètres selon la norme ISO 10816.



Support élastique : la fréquence naturelle fondamentale du système machine/support est inférieure à sa fréquence d'excitation principale.

Support rigide : la fréquence naturelle fondamentale du système machine/support est supérieure à sa fréquence d'excitation principale.



Etude 6b

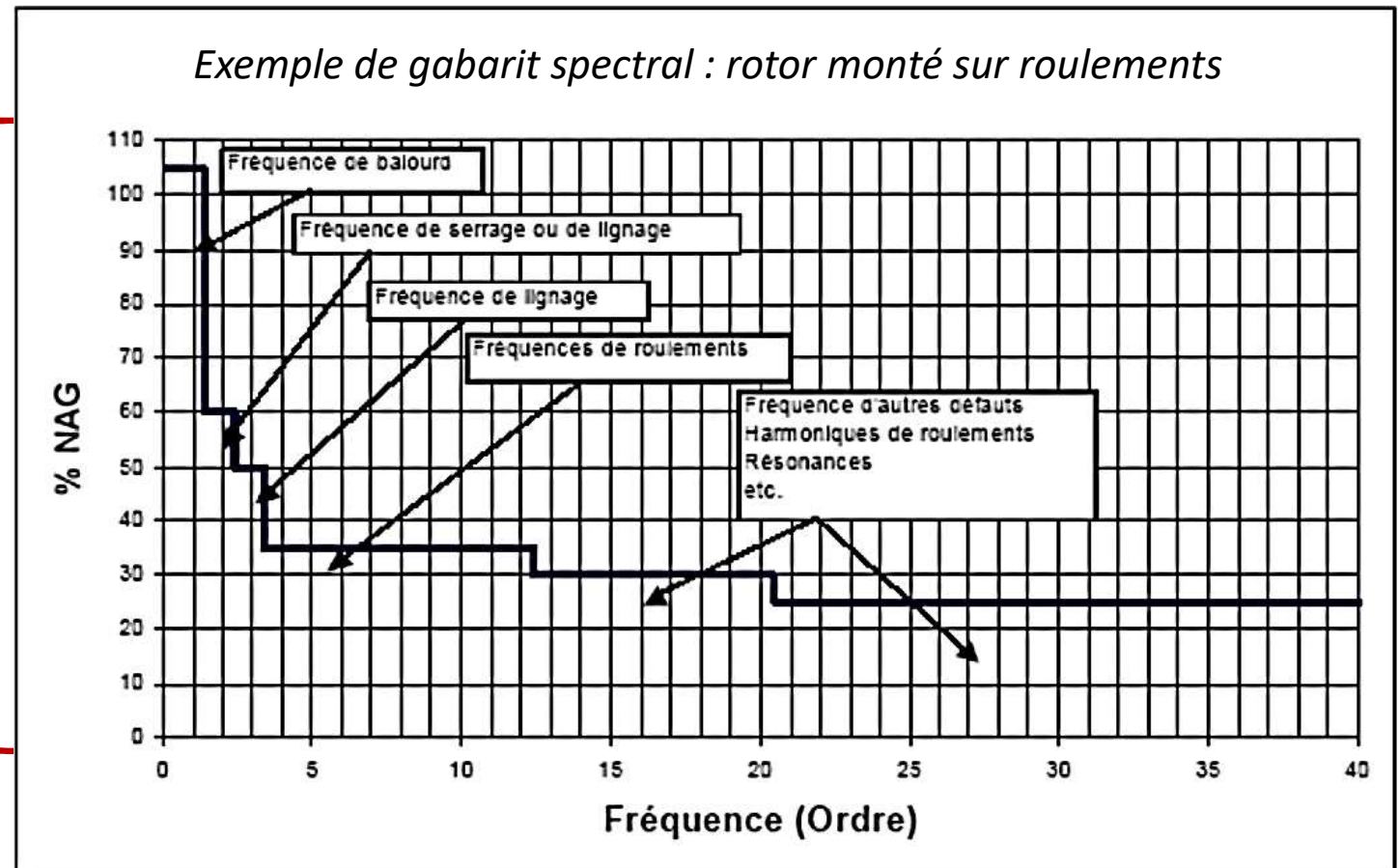
Pour chaque machine, il existe un **gabarit spectral**, découpant la gamme fréquentielle en 6 bandes dont les largeurs dépendent des défauts attendus et les hauteurs sont connues selon le type de machine.

Valeur connue
selon type de machine

Niveau d'alarme global

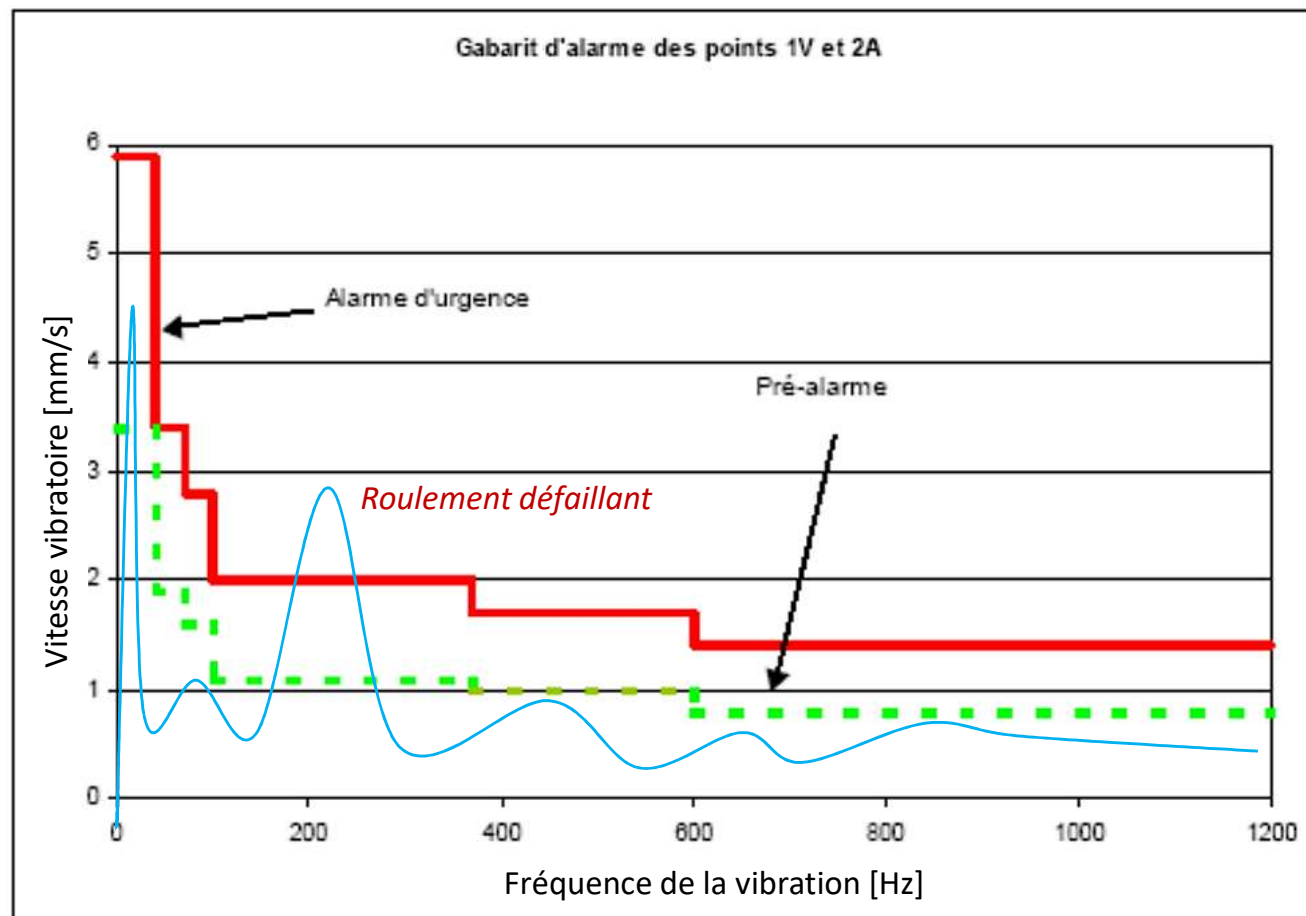
$$NAG = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot \sum_{i=1}^6 Al_i^2}$$

Al_i = niveau d'alarme pour une bande i



Etude 6b

Connaissant le NAG et la fréquence fondamentale de la machine, on déduit du gabarit spectral, le gabarit d'alarme des points de mesures.



Exemple de gabarit d'alarme : rotor monté sur roulements