Chapitre IV Calcul et vérification d'accouplement

IV .1 Introduction

Les sécurités contre la surcharge dans la chaîne cinématique des machines sont en premier lieu destinées à protéger de précieux biens d'investissement contre les dommages causés par des surcharges survenant de manière inattendue. Le danger de tels dommages n'a pas diminué malgré la modernisation continue et la poursuite du développement technique de telles installations, mais a, au contraire, plutôt augmenté. La raison en est la pression croissante de la concurrence sur les constructeurs de machines et d'installations ainsi que la nécessité qui en résulte d'optimiser toujours davantage leurs produits. On renonce actuellement en grande partie au sur dimensionnement autrefois habituel des pièces vitales pour le fonctionnement. Des procédés modernes de calcul donnent toutes les possibilités de dimensionner les parties importantes en fonction d'une sécurité durable.

Malgré cela, les pannes de machine soudaines, survenant en raison d'une surcharge imprévisible, ne peuvent jamais être complètement exclue. Un seul dommage peut dépasser largement le coût d'une protection efficace contre la surcharge. Pour sécuriser de telles installations, les dispositifs de sécurité correspondants demeurent tout aussi nécessaires que par le passé. Au niveau de la chaîne cinématique, l'accouplement de sécurité flexacier peut encore être rangé parmi eux. À la différence de l'accouplement à ressort de cisaillement également décrit dans ce fascicule, il travaille selon un tout autre principe de fonctionnement. Le couple de rotation est uniquement transmis par le ressort entre les surfaces de l'arbre et du moyeu. Il travaille sans glissement, aussi longtemps que le couple de rotation préréglé n'est pas dépassé. Lorsque le couple de rotation dépasse cette valeur, un rupture à ressort. Les accouplements à ressort de cisaillement font partie des dispositifs de sécurité les plus connus. Les tailles d'accouplement sont fournies avec un jeu de fixations de couvercle de type impérial et un autre jeu de type métrique. Utiliser au choix l'un ou l'autre jeu de fixations. Ils remplissent leur fonction de sécurité par le fait que la distance de cisaillement utilisés pour la transmission du couple de rotation sont cisaillés à un point de rupture défini, aussitôt que le couple de rotation limite est dépassé. [10]

IV.2 Les joints d'accouplement élastiques

Les joints d'accouplement dits « élastiques » ou « semi-rigides » réalisent la liaison de deux arbres de transmission avec un alignement moins rigoureux qu' un joint d'accouplement rigide , permettant ainsi un certain débattement.

Les joints d'accouplement élastiques ne sont pas homocinétiques Le joint d'accouplement peut être situé soit « en extérieur », soit en « intérieur ».

IV.3 Principale de fonction et domaine d'emploi

L'accouplement élastique peut permettre de résoudre certains problèmes de liaison de deux arbres. Différentes fonctions de l'accouplement peuvent être utilisées dans un même montage, ces fonctions conditionnant son choix :

- ✓ Fonction statique.
- ✓ Fonction dynamique
- ✓ Fonction amortissement du couple transmis lors de l'accélération ou du freinage.
- ✓ Fonction montage et démontage.
- ✓ Fonction sécurité.

IV.3.1 Fonction statique

Les arbres à assembler pour un accouplement sont des arbres de deux machines autonomes . Respectivement, chacun de ces arbres fait l'objet de liaisons pivots isostatiques dans leurs carters. Après assemblage , une liaison de type « encastrement » conférerait au montage une hyperstaticité pouvant entraîner rapidement la rupture de certains organes. L'utilisation d'un joint d'accouplement élastique dans ce cas supprime ce risque.

Le prix des joints mécaniques (flexacier T…) et leurs difficultés de mise en œuvre limitent leurs emplois à des montages où des mobilités accessoires sont fonctionnelles et non pas issues de défauts d'alignement.

Aux actions nominales dans les liaisons ses superposent alors les actions mécaniques internes générées par :

- ✓ Les défauts d'alignement du montage.
- ✓ Les déformations des arbres et des liaisons pendant le fonctionnement sous charge.

- ✓ Les modifications dimensionnelles liées aux évolutions thermiques .

Afin de minimiser ces actions dans les arbres et dans les liaisons (pour améliorer la durée de vie du montage), il est nécessaire que l'accouplement transmette le moment de torsion (couple sur l'arbre moteur ou récepteur) en limitant les autres actions mécaniques.

Il convient donc que de petits mouvements soient rendus possibles dans un accouplement afin de garantir un montage isostatique du récepteur et du moteur.

IV.3.2 Fonction dynamique

Toute ligne d'arbres présente des vitesses critiques dues à la dynamique du mouvement de rotation . Les joints d'accouplement élastiques repoussent la zone des fréquences de rotation critiques au-delà de la plage de fonctionnement normal de l'installation. Ainsi évitent ils aux matériaux de subir la conséquence nuisible des vibrations qui apparaissent dans la zone de résonance . La zone de résonance correspond à une fréquence de rotation de l'ensemble tournant qui , voisine de la fréquence propre de ce dernier , peut en entraîner la détérioration (rupture possible d'un des éléments) par une augmentation incontrôlée de l'amplitude du mouvement oscillatoire.

Des déformations peuvent se matérialiser par de la flexion , de la torsion , une combinaison des sollicitations de torsion et de flexion.

Avertissement : La combinaison de composants d'accouplements à ressort de différents fabricants peut causer une défaillance prématurée et des dommages corporels ou dégâts matériels à cause des projections de débris.

IV.4 Mode de fonctionnement de l'accouplement à couple contrôlé.

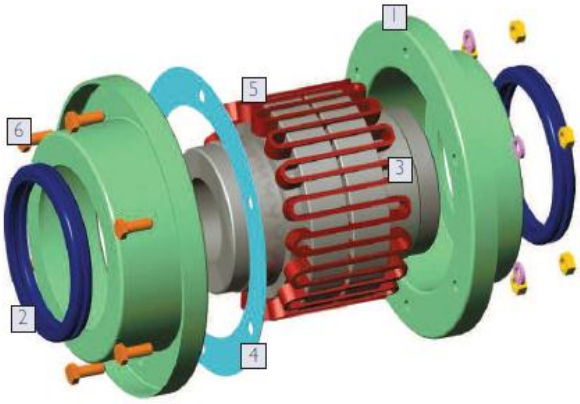
Sur les dessins ci-dessous, la pression des vis engendre l'enclenchement de la plaque d'entraînement et du moyeu T43 dans la garniture de friction sur le manchon T43 avec une force prédéterminée.

Lorsque le moyeu T43 est le moyeu d'entrainement, la charge est transmise de la section ombrée à la section non ombrée des pièces, par le ressort et le moyeu jusque dans l'arbre entraîné, par la roue à gorge ou la roue dentée. Lorsque la machine entraînée est chargée au-delà du réglage du ressort, la partie non ombrée de l'accouplement ou de l'embrayage cale tandis que le reste de l'assemblage (ombré) tourne sur les roulements . Dès que les exigences

de couple reviennent dans les limites définies, l'accouplement transmettent de nouveau la charge. Lorsque la garniture de friction s'use, la charge régulant le réglage du ressort peut être ajustée . [10]



a : photo



b : schéma

Repère	Désignation
1	Demi boîtier
2	Bague d'étanchéité
3	Moyeu
4	Joint d'étanchéité
5	Ressort
6	Ecrous et vis

Figure IV.1 . *accouplement élastique à ressort type TL2-43 [10]*

IV.5 L'accouplement flexacier TL2-43

Le meilleur rapport efficacité-prix. Ont contribué à parfaire cet accouplement. 100% acier, il permet une utilisation en condition sévère (-20°C/+110°C).

IV.5.1 Le moyeu

- Grâce au profil de ses rainures, la pression entre le ressort et le moyeu reste constante. La surface de contact entre le ressort et le moyeu augmente proportionnellement avec la charge. La raideur torsionnelle est progressive.
- Le grand nombre de dents et l'élasticité du ressort permettent d'absorber efficacement tout sur couple ou choc, sans endommagement.

- Pas de réactions notables sur les paliers grâce au montage flottant de l'ensemble boîtier ressort.



Figure IV.2 cas d'accouplement en charge [10]

IV.5.2 Le ressort

Le ressort est en acier trempé à haute résistance. Ils contribuent à absorber les vibrations et les chocs.

- Le ressort est toujours sollicité dans le sens des fibres de la matière et dans son domaine élastique.
- Un traitement de surface prévient de toute oxydation, améliore le frottement et réduit l'usure.
- Celui-ci a été conçu afin de répondre aux exigences industrielles.



Figure IV.3. *Ressort d'accouplement* [10]

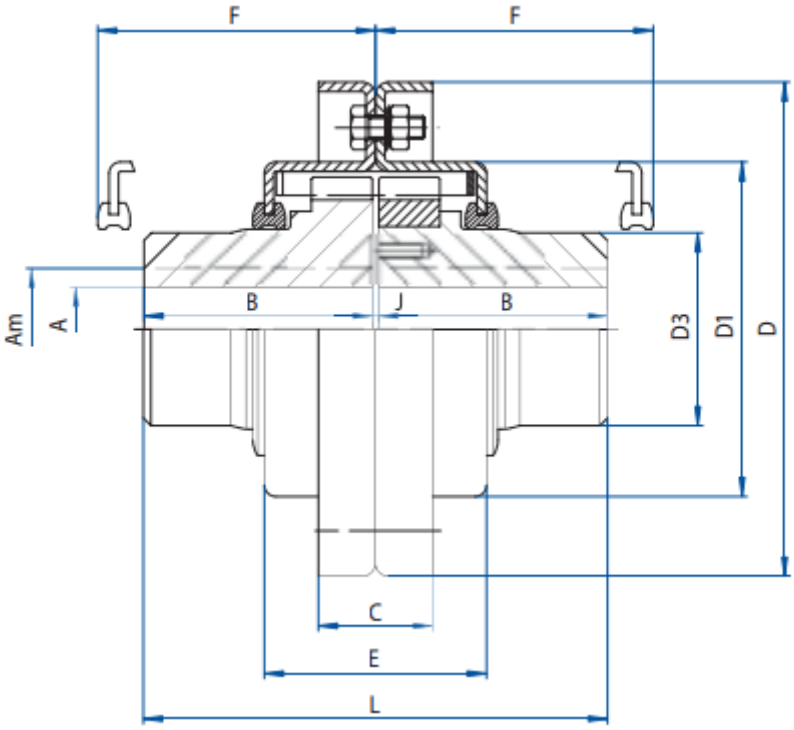
TYPE		TL2- 43
Couple nominale (Nm)		70000
Am ;Am1 clavetage		230
Am frettage pour moyeu non flasque		220
		
A		85
B	T	180
	TL2	260
C		50
D		595
D1		522
D3		330
E		125
F		126
G		45
H		80,7
L		364
Masse accouplement T complet (kg)		327
I(inertie du moyeu en Kgm^2)		8,25
Vitesse max (tr /min)		750

Tableau IV.1 : *Correspondent des dimensionnement d'accouplement* [10]

Les dimensions (en mm) sont données pour référence et peuvent être modifiées sans préavis.

IV.5.3 Installation d'accouplements de type T43

Installation Seuls des outils mécaniques standard, des clés, une règle de précision et des jauges d'épaisseur sont nécessaires pour installer les accouplements à couple contrôlé. Nettoyer toutes les pièces avec un solvant ininflammable. Vérifier que les moyeux, arbres et rainures de clavette sont exempts de bavures. Ne pas mettre de graisse sur les segments de friction.



1. Enfiler ½ boîtier avec bague d'étanchéité, puis moyeu
2. Contrôle de l'alignement en 4 points (r)
3. Contrôle de l'écartement en 4 points avec jeu de cales (a)

Figure IV.4 : *Contrôle d'alignement [10]*

IV.6.4 Tolérance d'alignement

Pour toutes exécutions équilibrées dynamiquement, ou à jeu axial limité, prendre le tiers des valeurs (r et a = 0 ,51 mm).

Pendant l'opération d'alignement, tenir compte des éventuelles déviations qui pourraient survenir en cours de fonctionnement. Chaque moyeu doit être arrêté axialement sur son arbre. Chaque arbre doit avoir sa propre butée.



Fixer machines – Placer joint papier



Graisser rainures – Placer ressorts



Remplir de graisse – Graisser moyeux pour glisser bagues d'étanchéité



Assembler les demi- boîtiers (couple de serrage, cf. tableau)

Figure IV.5 *Assemblage d'accouplement*

- ✓ Températures limites utilisation T° (relevées sur accouplement) :

T^o= -20ºC +100ºC

- ✓ Masse de graisse par accouplement 2 jusqu'à 4 Kg.

Montage

Nettoyer toutes les pièces de l'accouplement. Pour les tailles d'accouplements de 28 à 480, il existe une notice de démontage remontage de frette.

Boulons d'assemblage des demi-boîtiers

Nbre	Longueur	Diameter ø	Couple de serrage Nm
24	25	10	40

IV.5.5 Entretien

Après 15 000 heures de marche continue ou 3 ans par intermittence, ouvrir le boîtier. Suivant constatation, compléter ou remplacer la graisse. Pour marche réversible ou température ambiante élevée, faire une première visite après 3000 heures ou 6 mois de fonctionnement. Compléter ou remplacer la graisse et déterminer la fréquence des visites. Les

ressorts ne doivent être remplacés qu'après usure de plusieurs dixièmes gênant le glissement sur les dentures.

Maintenance annuelle

Dans des conditions d'utilisation extrêmes ou inhabituelles, vérifier l'accouplement plus fréquemment.

1. Vérifier le serrage de toutes les fixations.

2. Inspecter l'anneau et le joint d'étanchéité pour déterminer s'ils doivent être remplacés. En cas de fuite, les remplacer.

3. Lors de la maintenance de l'équipement raccordé, démonter l'accouplement et nettoyer la graisse. Vérifier l'état d'usure. Remplacer les pièces usées. Vérifier l'alignement conformément

IV.6 Calcul d'un cas réel

calcul cinématique :

Puissance et couple transmissibles par les accouplements

Ils sont liés par la formule : $$P = C.w = \frac{C.\pi.N}{30} \quad (1)$$

P =(75): puissance transmise en KW

N : vitesse de rotation en tr/min

N_1 = 22,5 tr/min

C : couple transmis en N.m

ω : vitesse de rotation en rad/s

$$C = \frac{9950 \times 75}{22,5} = 33166Nm$$

$$C_0 = C \times K_f = 68323Nm$$

La vitesse angulaire de rotation correspondante :

$$W_1 = \pi .N_1/30 = \pi . 22,5/30 = 2.356 \text{ rd/s}$$

Le rayon du moyen : $R = D_{moy}/2 = 502 \times 10^{-3} / 2 = 0,251$ m

La vitesse linéaire du accouplement est :

$$V = w \cdot R = w \cdot D/2 = 2{,}356 \cdot 0{,}251 = 0{,}6 \text{ m/s}$$

La présence d'un joint d'accouplement élastique entre deux arbres moteur et récepteur donne naissance à des vibrations de torsion qui proviennent de la variation dans le temps des couples moteur et résistant.

A. Loi de variation des couples en régime établi

Soit $\vec{C}_0$ le couple nominal transmis par un arbre tournant à la vitesse angulaire w_0.

Soit $\vec{C}$ le couple instantané correspondant à $\vec{C}_0$. La variation de $\vec{C}$ en fonction de $\vec{C}_0$ est modélisable par la fonction harmonique suivante :

$$C = C_0 + \lambda \cos(\frac{2\pi}{T'}t + \varphi) \qquad (2)$$

$$\lambda = \frac{1}{2}(C_{\max i} - C_{\min i}) \qquad (3)$$

T' : Période des perturbations

φ : déphasage

Pour chacune des machines (motrices ou réceptrices) couramment mises en œuvre dans une installation, il est défini un **facteur de service k_f** , tel que :

$$k_f = \frac{C_0 + \lambda}{C_0} \qquad (4)$$

D'autre part, $T = \frac{2\pi}{\omega_0}$ est la période du mouvement de rotation. L'égalité T'=T est rarement vérifié. Aussi définit-on **un nombre de perturbations n par cycle de révolution** tel que :

$$n = \frac{T}{T'} \qquad (5)$$

B. Equations du mouvement

1) Paramétrage

I_1 et I_2 Sont respectivement les moments d'inertie des éléments moteurs et récepteurs ramenés sur les axes Δ_1 et Δ_2.

C_1 et C_2 sont respectivement les couples appliqués aux arbres moteur et récepteur, suivant les axes Δ_1 et Δ_2.

α_1 et α_2 sont les abscisses angulaires instantanées respectivement des arbres (1) et (2).

L'angle de torsion α du joint d'accouplement est tel que $\alpha = \alpha_1 - \alpha_2$.

K est la raideur torsionnelle du joint d'accouplement tel que $K = \frac{C}{\alpha}$

C : Couple appliqué au joint d'accouplement en Nm

α : Angle de torsion en rad

K : Raideur torsionnelle en Nm / rad

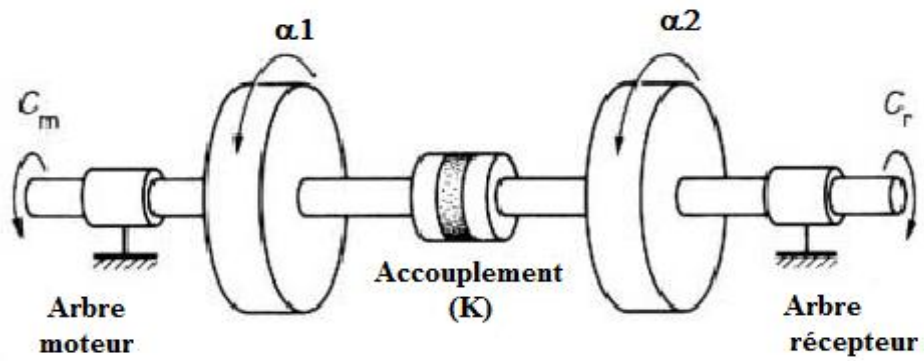


Figure IV.6. *Modèle d'accouplement élastique*[11]

2) Etude dynamique

Nous appliquons le théorème du moment dynamique aux arbres (1) et (2)

Sur l'arbre 1 :

$$C_1 - C(3 \to 1) = I_1 \ddot{\alpha}_1 \qquad \text{avec} \qquad C(3 \to 1) = K\alpha$$

d'où $I_1 \ddot{\alpha}_1 + K\alpha = C_1$

Sur l'arbre 2 :

$$C(3 \to 2) - C_2 = I_2 \ddot{\alpha}_2$$

avec $C(3 \to 2) = K\alpha$

d'où $I_2 \ddot{\alpha}_2 - K\alpha = C_2$

En soustrayant membre à membre les relations après les avoir respectivement multipliés par $\frac{I_2}{I_1 + I_2}$ et $\frac{I_1}{I_1 + I_2}$, nous obtenons facilement l'équation différentielle régissant le comportement du joint d'accouplement (3) : [11]

$$\frac{I_1 I_2}{I_1 + I_2} \ddot{\alpha} + K\alpha = \frac{C_1 I_2 + C_2 I_1}{I_1 + I_2}$$

Cette relation peut s'écrire sous la forme :

$$A \ddot{\alpha} + K\alpha = f(t)$$

$A = \frac{I_1 I_2}{I_1 + I_2}$ =constante

$$f(t) = \frac{C_1 I_2 + C_2 I_1}{I_1 + I_2}$$

Rappelons que C_1 et C_2 représentent respectivement les couples moteur et résistant dont on a expliqué qu'ils variaient dans le temps.

C. Vitesses de rotation critiques

La solution de l'équation différentielle est la somme :
- de la solution de l'équation homogène (sans second membre)
- et d'une solution particulière de l'équation avec second membre.

La solution de l'équation homogène est une fonction harmonique dont la pulsation est

$$\omega_{c0} = \sqrt{\frac{K}{A}}$$

ω_{c0} représente la première vitesse angulaire critique.

La solution particulière de l'équation avec second membre diffère selon le type d'installation (les paramètres λ et n revêtent des valeurs spécifiques dans les expressions de C_1 et C_2).

Soit n_i le nombre de perturbations par cycle pour les fonctions harmoniques modélisant la variation des couples C_1 et C_2, alors les autres vitesses de rotation critiques sont définies par la relation: $\omega_{ci} = \frac{1}{n_i}\omega_{c0}$

Le fonctionnement de l'installation autour des vitesses critiques occasionne de grandes déformations de torsion, pouvant entraîner une rupture de l'accouplement ou d'autres organes. C'est le phénomène de résonance mécanique qui est à l'origine de ces grandes déformations.

D. Amplitude des mouvements vibratoires

Nous nommerons n_{mi}, k_{mi} et n_{ri}, k_{ri} respectivement les nombres de perturbations par cycle et les facteurs de service pour le moteur m et le récepteur r.
En dehors des vitesses critiques pour lesquelles l'amplitude du mouvement vibratoire tend vers l'infini, il existe des plages de vitesses donnant lieu à des amplitudes acceptables que l'on peut calculer d'après la relation suivante :

$$A_{mi} = \frac{\lambda_{mi} I_2}{K(I_1 + I_2)} \quad \text{avec} \quad \lambda_{mi} = (k_{mi} - 1)C_0$$

$$A_{ri} = \frac{\lambda_{ri} I_2}{K(I_1 + I_2)} \quad \text{avec} \quad \lambda_{ri} = (k_{ri} - 1)C_0$$

En réalité, pour connaître les amplitudes entre les vitesses critiques, il faut additionner celles trouvées avec les calculs précédents suivant ce système (pour un exemple avec 3 vitesses critiques) :

Jusqu'à la vitesse 1 : A = $A_1 + A_2 + A_3$

Entre la vitesse 1 et la vitesse 2 : A = $A_2 + A_3$

Entre la vitesse 2 et la vitesse 3 : A = A_3

Après la vitesse 3, l'amplitude tend vers 0.

E. Amortissement

Dans l'étude dynamique, l'élément déformable du joint d'accouplement a été considéré comme parfaitement élastique. En réalité, la nature même du matériau déformé confère à la liaison un certain amortissement dû aux frottements internes du matériau. Ceux-ci sont à l'origine d'une dépense d'énergie qui se traduit par une élévation de température du joint d'accouplement. Tenir compte de cet amortissement revient à limiter l'amplitude des déformations obtenue par le calcul précédent.

F. Etude d'un cas réel d'accouplement d'un malaxeur

Une ligne d'arbres est constituée des éléments suivants : un moteur réducteur avec volant d'inertie, un accouplement, un malaxeur.

Caractéristiques mécaniques :

Point de fonctionnement nominal : ω_0 = N = 22,50 tr/min

$C_0 = C \times K_f$ avec K_f facteur de service

C_0 : Couple nominale d'accouplement

C_0 = 68323,3 N.m

Inertie des parties mobiles du moteur et de son volant d'inertie : I_m = 27,47 kg. m^2

Rigidité torsionnelle de l'accouplement : K = 24200 N.m/rad

Rapport r = 2,8

Inertie des parties mobiles du malaxeur : I_c = 31,55 kg. m^2

Coefficients de service :

Les perturbations sont liées à 2 excitations motrices et une excitation réceptrice :

Moteur : k_{m1} = 1,1 n_{m1} = 1 (fréquence de démarrage)

k_{m2} = 1,1 n_{m2} = 0,5 (2 révolutions pour 1 temps moteur)

Récepteur : k_{r1} = 1,7 n_{r1} = 1

Facteur de service $k_f = K_{m1} \times K_{m2} \times K_{r1} = 2,06$

Détermination des inerties de part et d'autre de l'accouplement :

$I_r = 8,25 \text{ kg}.m^2$

I_r est l'inertie d'un arbre fictif en aval de l'accouplement, le modèle devant avoir la même énergie cinétique que le système réel.

Détermination des vitesses critiques :

$\omega_{ci} = \frac{1}{n_i}\sqrt{\frac{K}{A}}$ avec A= $\frac{I_r I_m}{I_r + I_m} = 6,34 \text{ kg}.m^2$

Ici n_{m1} = 1 , n_{m2} = 0,5 et n_{r1} = 2,8 car une perturbation par cycle 2,8 perturbations par cycle de révolution de l'accouplement.

D'où :

ω_{c1} = 6,47 rad/s soit 61,78 tr/min

ω_{c2} = 12,94 rad/s soit 123,56 tr/min

ω_{c3} = 2,31 rad/s soit 22,06 tr/min

Détermination des amplitudes des mouvements vibratoires :

$A_1 = \frac{\lambda_{m1} I_r}{K(I_m + I_r)}$ avec $\lambda_{m1} = (k_{m1} - 1)C_0$

$A_2 = \frac{\lambda_{m2} I_r}{K(I_m + I_r)}$ avec $\lambda_{m2} = (k_{m2} - 1)C_0$

$$A_3 = \frac{\lambda_3 I_r}{K(I_m + I_r)} \text{ avec } \lambda_{m3} = (k_{m3} - 1)C_0$$

Soit $A_1 = 6{,}47 \times 10^{-2}$ rad

$A_2 = 1{,}30 \times 10^{-1}$ rad

$A_3 = 4{,}56 \times 10^{-1}$ rad

Le fonctionnement nominal se situe donc entre la première et la seconde vitesse critique. Celui-ci se caractérise par une demi-amplitude vibratoire à ω_{c3} . A cette déformation dynamique s'ajoute la torsion relative nominale sous couple nominal, soit ω_{c2}. La déformation réelle maximale est donc de ω_{c1}. Il convient de vérifier si l'accouplement choisi est capable de supporter cette torsion, correspondant à un chargement instantané de 68000 N.m. On voit donc sur cet exemple que les effets dynamiques ne sont pas à négliger (ils augmentent de 58 % le chargement nominal prévu).

Lors des phases transitoires (mise en marche et arrêt), il faut dans la disposition retenue passer la première vitesse critique de 22,06 tr/min. La résonance correspondante risque d'entraîner une rupture dans la ligne d'arbres. Pour éviter ce phénomène, plusieurs solutions sont envisageables :

- passer la vitesse critique sans couple sur l'arbre de transmission (n'utiliser l'organe récepteur que lorsque la vitesse nominale est atteinte) ;

- modifier l'allure du comportement dynamique ; ici, une augmentation de la rigidité torsionnelle permet un fonctionnement sous les vitesses critiques car le franchissement d'une vitesse critique n'existe plus ;

- rendre la transmission caduque à partir d'un seuil protégeant l'accouplement, mais permettant la transmission de puissance au point de fonctionnement nominal. Un limiteur de couple taré à permet un passage sans problème de la première vitesse critique.

Il existe également des accouplements qui réagissent aux variations du mouvement de façon à modifier continuellement sa raideur et de même la fréquence propre du système.[11]

Calcul la distance sécurité qui permet de cisaillée l'accouplement :

On propose les lames d'accouplement est un élément poutre en flexion :

$f = \frac{Fl^3}{3EI}$ (Une poutre en castre)

$f_1 = \frac{Fl_1^3}{3EI}$ (pour engrenage cylindrique)

La flexion à la limite du cisaillement.

$F = F_{t\max} = F_t.K_c.K_P$

$\rightarrow f_2 = \frac{F_t.F_C.F_P.l_2^3}{3EI} = \frac{60P}{\pi.d_{p\min}.\eta}.K_c.K_P\ \frac{l_2^3}{3EI}$

$\rightarrow f_2 = \frac{60P}{\pi.d_{p\min}.\eta}.K_c.K_P\ \frac{l_2^3}{3EI}$

On a m $\geq 2.34\sqrt{\frac{F_t}{K.\sigma_{adm}}}$ avec $l_2 = K.m$

$\Rightarrow$ k.m$\geq 2.34\sqrt{\frac{F_t}{K.\sigma_{adm}}}$.K $\rightarrow l_2 \geq 2.34\sqrt{\frac{F_t}{K.\sigma_{adm}}}$

$\Rightarrow \frac{f_1}{f_2} = \frac{\frac{Fl_1^3}{3EI}}{\left(\frac{60P}{\pi.d_{adm}.n}K_C K_p\right)\frac{l_2^3}{3EI}} \rightarrow \frac{f_1}{f_2} = \frac{Fl_1^3}{\left(\frac{60P}{\pi.d_{adm}.n}K_C K_p.\right)l_2^3}$

$\Rightarrow$avec $K_P = K_C = (1.05 \ldots 1.3)$

$F = \frac{60P}{\pi.d_{adm}.n} \rightarrow \frac{f_1}{f_2} = \frac{l_1^3}{K_c.K_p.l_2^3} \rightarrow f_2 = \frac{f_1.K_c.K_p.l_2^3}{l_1^3} \rightarrow f_2 = \frac{F}{3EI} = k_c.K_p.l_2^3$

$\frac{f_1}{f_2} = \frac{1}{k_c.K_p} = \frac{1}{1,2.1,15} = 0,725 \rightarrow f_1 = 0,725.f_2$

$\Rightarrow f_2 = \frac{f_1}{0,725}$ $\Rightarrow$ $f_2 = 1.38 f_1$

Alors la distance qui permet de cisaillement est équivalent le rapport $f_2 = 1.38 f_1$

Calcul et vérifier de clavette

Fonction : assurent la liaison en rotation entre un arbre et moyeu(poulier, volant, roue dentée).

Faire le croquis à main levée de la section cisaillée et coter ses dimensions

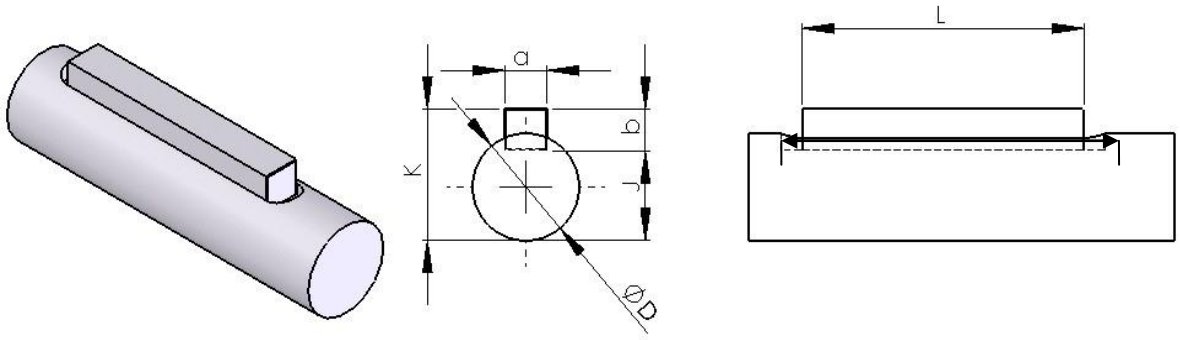


Figure IV.7. clavette parallèle

Dimensionnement : a et b sont déterminées par le diamètre de l'arbre (voir le tableau ci-dessous). La longueur / est calculée au montage :

Donnée :

clavette	Re (MPa)	d	L	a	b	s	k
E 295	295	190mm	235mm	45mm	25mm	1,6	6

Calcul pression et la force appliqué :

P = F / s avec $P = \frac{F_T}{l.b/2} < P_a$

$F_T = \frac{couple}{d/2}$ avec couple = 33166 Nm

F_T= 349122,8 N

Et S= a×L = 1057,5 mm^2

Alors P = 118,8 MPa

Vérification de l au cisaillement :

$$\tau = \frac{F_T}{l.a} < R_{pg} \qquad \text{avec} \qquad F_T = \frac{couple}{d/2}$$

Rpg résistance pratique au cisaillement en N/mm²

$$\tau = 33MPa < R_{pg}$$

$$R_{pg} = \frac{R_g}{K} \text{ avec} \qquad R_g = R_e \times 0{,}7$$

$$R_{pg} = 34{,}42MPa > \tau$$

On choisir la valeur de l directement supérieure.

Matière : acier P ≥ 600 N/mm^2

CHOIX ET VERIFICATION DES CLAVETTES

L'assemblage d'accouplement sur l'arbre est réalisé d'habitude à l'aide de clavette à face parallèle. On utilise parfois d'autres types d'assemblages (assemblages à serrage propre, assemblages par cannelures, assemblages par des clavettes à faces inclinées ou par serrage par cône). D'habitude les pignons ont des diamètres proches des diamètres des arbres de manière à les exécuter dans un même bloc que l'arbre. On choisit cette solution si le diamètre de pied de la roue dentée *d f* satisfait la condition $d f \leq (5{,}1...4{,}1)\ da$ où *da* est le diamètre de l'arbre au voisinage de la roue dentée.

Après avoir estimé le diamètre de l'arbre $d_{assemblage}$ dans la zone d'assemblage par clavette à faces parallèles, on choisit les dimensions $a \times b$ de la section de la clavette dans norme. On détermine ensuite la longueur de la clavette et on vérifie sa résistance pour des sollicitations en pression et en cisaillement:

$$\sigma_s = \frac{4M_t}{h \cdot l_c \cdot d_a} \leq \sigma_{a_s} \qquad (\sigma_{a_s} = 90 - 120 \text{ N/mm}^2)$$

$$\tau_f = \frac{2M_t}{b \cdot l \cdot d_a} \leq \tau_{a_f} \qquad (\tau_{a_f} = 60 - 80 \text{ N/mm}^2)$$

où l_c est la longueur de contact de la clavette avec la rainure dans le moyeu. Elle est fonction de la forme et de la longueur de la clavette :

$lc = b - l$ pour une clavette de type *A* (les deux têtes arrondies)

donnée

Diamètre D	Section a*b		Couple C	$C*a_b*a_d*a_t$	Pression
en mm	a (mm)	b (mm)	transmis (Nm)	(C pondéré)	admissible (Mpa)
190,0	25,0	45,0	33166,6	49749,9	600,0

Longueur calculée

L_{mini} (Pa) (mm)	1,5 * D / L_{maxi} (mm)	L_{mini} cisaillement (mm)	L_{mini} effectif (mm)
235,0	285,0	184,5	235,0

Validation de l'arbre pour la clavette choisie

		il faut vérifier $\sigma_n<\sigma_e$		il faut vérifier $Kt*\sigma_n<\sigma_r$	
K	σ_{VM} (Mpa)	$\sigma_n=\sigma_{VM}*a_h*a_f*a_q$ (Mpa)	σ_e (Mpa)	$Kt*\sigma_n$ (Mpa)	σ_r (Mpa)
6,0	64,0	70,4	295,0	422,3	

IV.8 *Conclusion*

Dans ce chapitre on à étudie cinématique d'élément l'accouplement à sécurité, présente des vitesses critiques dues à la dynamique du mouvement de rotation . Les joints d'accouplement élastiques repoussent la zone des fréquences de rotation critiques au-delà de la plage de fonctionnement normal de l'installation .

Et on voit clairement l'influence de tous les paramètres sur l'accouplement sa flexion et son cisaillement , et cela se traduit directement en dépèces lorsqu'il s'agit d'une chaine industrielle ce qui nous pousse à étudier l'accouplement de la société de notre stage parceque ils ont subit au cisaillement de l'axe moteur du malaxeur deux fois.