

Consignes

La durée de l'épreuve est de **3 heures**. Le poids des parties est donné à titre indicatif. Il est conseillé de lire intégralement l'énoncé et les annexes, puis de traiter le sujet dans l'ordre des questions. Chaque partie est toutefois indépendante.

Sont autorisés : le polycopié, les impressions des présentations et les notes personnelles de cours et TD, calculatrice.

Toute réponse se doit d'être justifiée et concise.

Le sujet est composé d'un document de 4 pages A4 regroupant l'énoncé et les annexes, et d'un document réponse de 4 pages A4. Le **document réponse ne doit pas être dégrafé**.

Toutes les réponses sont à apporter sur le document réponse uniquement.

EFFEUILLEUSE PELLENC



Figure 1 : Effeuillement d'une vigne

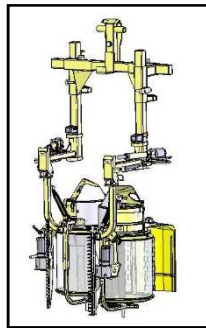


Figure 2 : Système d'effeuillage Pellenç



Avant la taille

Après la taille

Figure 3 : Vigne avant et après effeuillage

1. Présentation

L'effeuillage est nécessaire pour permettre à la grappe cachée par les feuilles d'arriver à maturité en recevant directement les rayons du soleil. Ce travail de taille peut être manuel (long et fastidieux), ou réalisé par une machine.

S'il est réalisé mécaniquement, par des machines non adaptées, les feuilles sont éparpillées en petits morceaux à travers la végétation ce qui engendre plusieurs problèmes :

- Elles sont un vecteur de souches de champignon.
- Des feuilles coupées se collent également sur la vigne, créant des blessures et engendrant des maladies.

Avec l'effeuilleuse à tambour rotatif PELLENC (**figure 1**), la coupe des feuilles au pétiole donne un résultat comparable à l'effeuillage manuel.

Avec son système de tambour rotatif (**figure 2**), et son système d'ameneur l'effeuilleuse PELLENC permet un très bon tirage.

L'effeuillage se fait autour des grappes sans créer de blessures sur la vendange (**figure 3**).

Notre étude portera sur le mécanisme de transmission de l'ameneur et de l'écarteur des feuilles situé en parallèle de l'aspirateur de feuilles (**figure 4**).

Le plan d'ensemble et une nomenclature des pièces du système sont donnés en annexe.

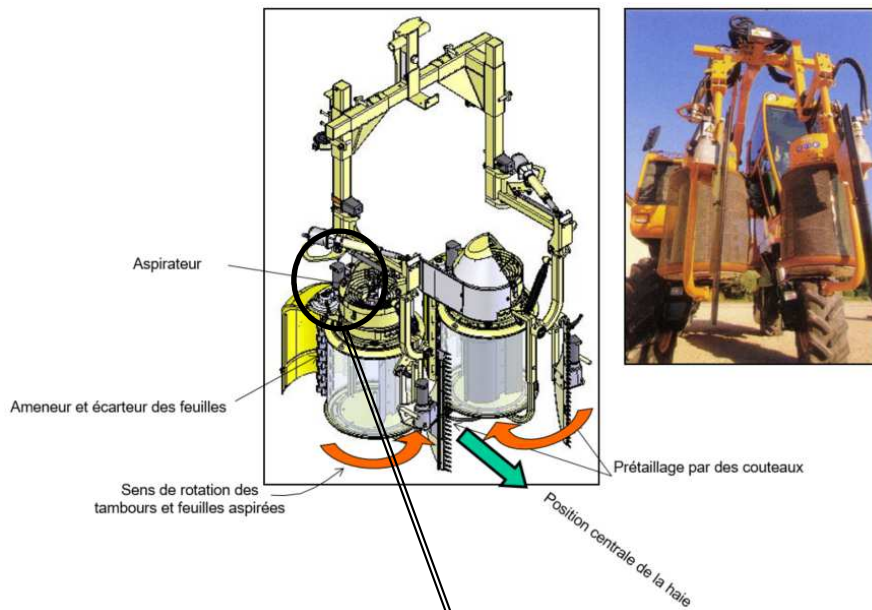
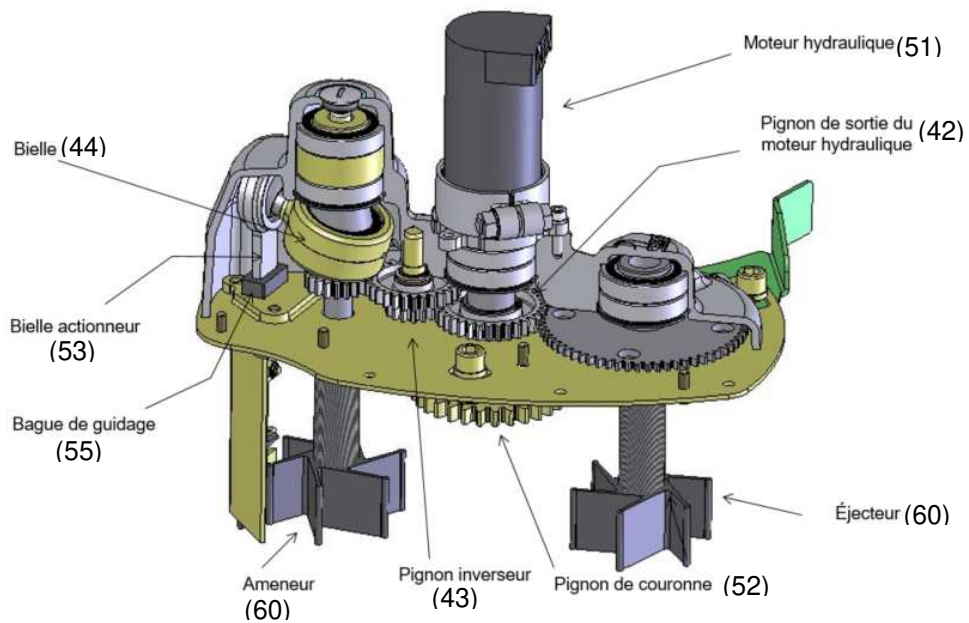


Figure 4 : Mécanisme de transmission



REMARQUES : Vous utiliserez pour répondre aux questions du sujet, les repères et les points (encadrés) présents sur le dessin d'ensemble. Les repères R4, R6 et R6' sont définis dans le schéma cinématique en annexe.

2. Compréhension du système/Technologie (22%)

1. L'axe pignon moteur (39) tourne selon le sens positif autour de l'axe $(U; \vec{y})$. Quel est le sens de rotation de l'axe excentrique et ameneur (46), du pignon inverseur (43) et de l'axe profil éjecteur (61)?
2. Un degré de liberté en translation entre la bielle (44) et la bague int rotule (5) est autorisé (suivant \vec{x}_6). A partir d'un tracé d'épure sur le document réponse, donner le débattement de ce degré de liberté. Vérifier que la portée cylindrique de la bielle est suffisamment longue pour assurer cette fonction.
3. Préciser la Mise en Position MIP et le Maintien en Position MAP de l'excentrique (45) sur l'axe excentrique et ameneur (46).
4. Définir la liaison entre l'axe pignon inverseur (40) et le carter (01) et justifier.
5. Quelle est la fonction de la bague bielle actionneur (55) ? Donner son matériau.
6. Quelle est le nom de la liaison entre l'axe pignon moteur (39) et le pignon d'entraînement couronne (52)? Comment est assurée l'étanchéité entre le bâti et ce pignon (donner le nom du composant) ? Quelle est l'utilité de la rainure sur l'axe pignon moteur ?
7. Quel composant bloque la translation suivant l'axe \vec{x} de la bague extérieure rotule (4) ?
8. Calculer le rapport de réduction pour chaque étage de la chaîne de transmission.
9. Montrer que pour une vitesse de rotation de l'arbre moteur de 3000 tr/min, les vitesses de rotation des arbres 59 et 61 sont respectivement de 8582 tr/min et 1571 tr/min et que la cadence du lamier mobile est de 8582 coups/min.

3. Analyse du mécanisme / Modélisation (14%)

A partir du schéma cinématique et du graphe des liaisons en annexe :

10. Compléter les classes d'équivalences avec les repères des pièces suivantes : 5;10;34;39;40;41;42;43;44;45;47;52.
11. Justifier les modèles retenus pour les liaisons entre les classes d'équivalences suivantes : CE1/CE4, CE4/CE6 et CE6/CE7.
12. Définir l'hyperstatisme de la boucle A.
13. Par une fermeture cinématique de la boucle B, montrer que le degré de liberté de la liaison entre CE2 et CE3 est nul. Quelle simplification peut-on proposer sur le graphe des liaisons ?

4. Statique/ Résistance des Matériaux (30%)

L'étude suivante se déroule sur la phase de vie « utilisation normale » du système.

Les efforts (couple sur les deux pièces 60) + effort lamier mobile (lorsque la vitesse du lamier est maxi) sont donnés sur le schéma bloc en annexe.

On considère le paramétrage fourni en annexe (schéma cinématique et schéma filaire).

14. Calculer en considérant les rendements indiqués, la puissance moteur utile.

Dans un premier temps, nous souhaitons effectuer un pré-dimensionnement en statique de l'ensemble CE4. On propose en annexe un modèle simplifié de ce sous-ensemble sous la forme d'un schéma filaire.

L'objectif de la question suivante est de déterminer l'action mécanique de CE6 sur CE4.

Le modèle d'action mécanique de l'effort extérieur sur CE5 est :

$$\{T_{F \rightarrow 5}\} = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ F & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_{V,R}$$

Une étude statique préalable montre que le modèle d'action mécanique de CE7 sur CE6 est :

$$\{T_{7 \rightarrow 6}\} = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ Y_{76} = F \cdot \cos(\alpha) & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_{V,R_6}$$

15. Réaliser le bilan des actions mécaniques extérieures à CE6 (écrire les torseurs complets avec points et base). On négligera l'action due à la pesanteur.
16. En appliquant le PFS à la CE6, déterminer algébriquement (en fonction des paramètres fournis dans le schéma cinématique en annexe : F , u , α et β), les composantes de l'action de CE4 sur CE6 **exprimée dans la base 4** :

$$\{T_{4 \rightarrow 6}\} = \begin{Bmatrix} X_{46} & L_{46} \\ Y_{46} & M_{46} \\ Z_{46} & N_{46} \end{Bmatrix}_{X,R_4}$$

On adoptera un modèle de poutre cylindrique pleine du diamètre de l'axe ameneur ($\varnothing = 18mm$) ainsi que les torseurs d'efforts aux points Q, X, S et P donnés dans l'annexe « Schéma filaire ». Pour information, les valeurs du torseur $\{T_{6 \rightarrow 4}\}$ sont prises dans la configuration d'effort maximum, c'est-à-dire pour $\beta = 1.68 \text{ rad}$.

17. Combien de tronçons sont nécessaires au calcul du torseur de cohésion le long de la poutre considérée ?
18. Déterminer littéralement le torseur de cohésion dans le tronçon entre pignon (point S') et le point X. On l'exprimera dans la base locale (Bl) définie sur le schéma filaire.

Le matériau utilisé est un acier S235 (limite élastique $Re=235MPa$). Nous retiendrons pour la suite le torseur de cohésion calculé au point X :

$$\{T_{coh}\} = \begin{Bmatrix} 0 & 27,8 \\ 534 & -69 \\ -1466 & 16 \end{Bmatrix}_{X,Bl} \quad \text{unité en N et N.m}$$

Une étude préliminaire a montré que le point le plus sollicité de la section en X correspond à $\gamma = 4,4 \text{ rad}$, avec γ défini dans l'annexe « Paramétrage de la section sollicitée ».

19. Compléter le tableau du document réponse et vérifier que l'axe résiste aux efforts en ce point particulier.
20. Sans développer les calculs, proposer une méthode pour améliorer ce modèle et prendre en compte la géométrie réelle, notamment la présence de la rainure de clavette ?

5. Eco conception (8%)

On s'intéresse à l'axe creux 59 sollicité en torsion. Le calcul de RDM permet de trouver la contrainte équivalente de Von Misès maximale suivante :

$$\sigma_{VM_max} = \frac{16\sqrt{3}CD}{\pi(D^4 - d^4)}$$

Où D est le diamètre extérieur, d le diamètre intérieur et C le couple de torsion supposé constant sur l'arbre. Par ailleurs, l'énergie grise de cet axe s'exprime par :

$$Q_j = \rho V q_j = \frac{\pi \rho}{4} L(D^2 - d^2) q_j$$

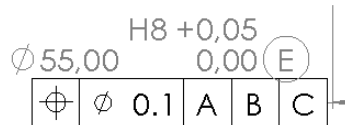
Où q_j est l'énergie grise massique et L la longueur de l'arbre.

21. Pour calculer l'indice de performance permettant de minimiser l'énergie grise de l'axe tout en assurant que la contrainte de Von Misès ne dépasse pas la limite élastique, on réalise un choix de conception qui est $d = D/2$. Déterminer alors l'expression de cet indice de performance.
22. Sur le graphique fourni, dans lequel l'énergie grise est bien l'énergie massique, réaliser le tracé permettant de proposer des matériaux alternatifs équivalents à un acier faiblement allié.

6. Cotation (8%)

Un dessin de définition du carter est proposé sur le document réponse.

- 23. Surligner sur le document réponse, les surfaces fonctionnelles qui permettent de réaliser les guidages en rotation entre les arbres et le carter.
- 24. Indiquer sur le document réponse la valeur du gabarit de contrôle des 3 cotes Ø55
- 25. Compléter sur le document réponse, le tableau d'interprétation de la spécification (entourée sur le plan du document réponses) :

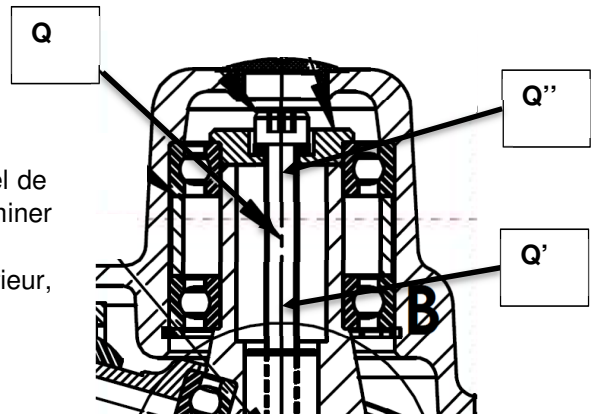


7. Guidage en rotation (18%)

On s'intéresse au guidage en rotation de la pièce (45). Une étude préliminaire a permis de déterminer que la liaison pivot entre (45) et (1) est soumise à une charge dont la direction varie au cours du temps. L'objectif de l'étude suivante est d'améliorer la fiabilité du guidage.

- 26. Proposer un modèle pour l'architecture du montage actuel de roulements de cette liaison. Ce modèle permet-il de déterminer simplement les efforts dans chacun des roulements ?
- 27. On donne le torseur d'efforts pour le roulement inférieur, exprimé au point Q', centre du roulement :

$$\{\tau_{r\text{tmt inf}}\} = \begin{Bmatrix} 1750 & 0 \\ 200 & 0 \\ 5700 & 0 \end{Bmatrix}_{Q',R}$$

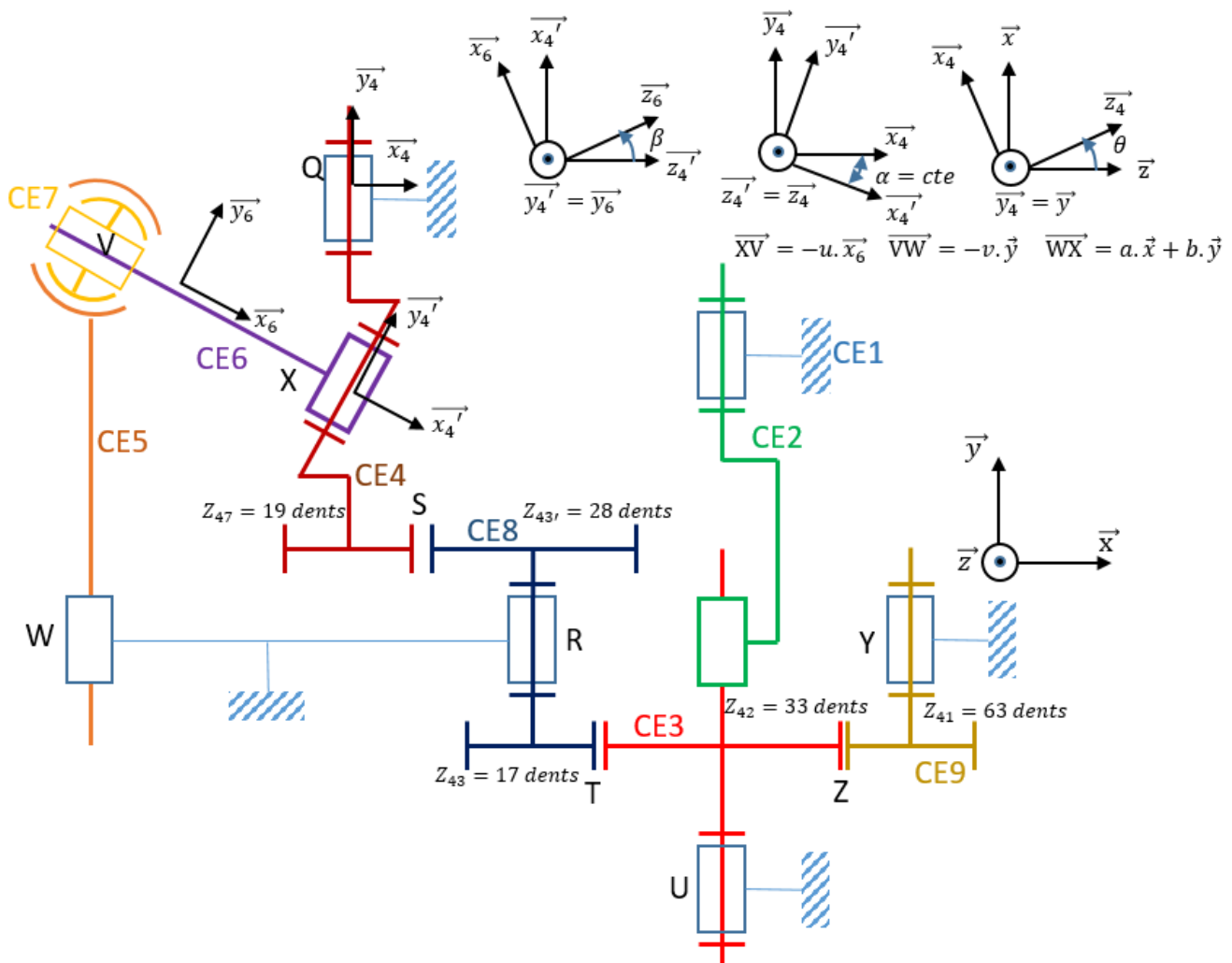


Déterminer en millions de tours, la durée de vie de ce roulement.

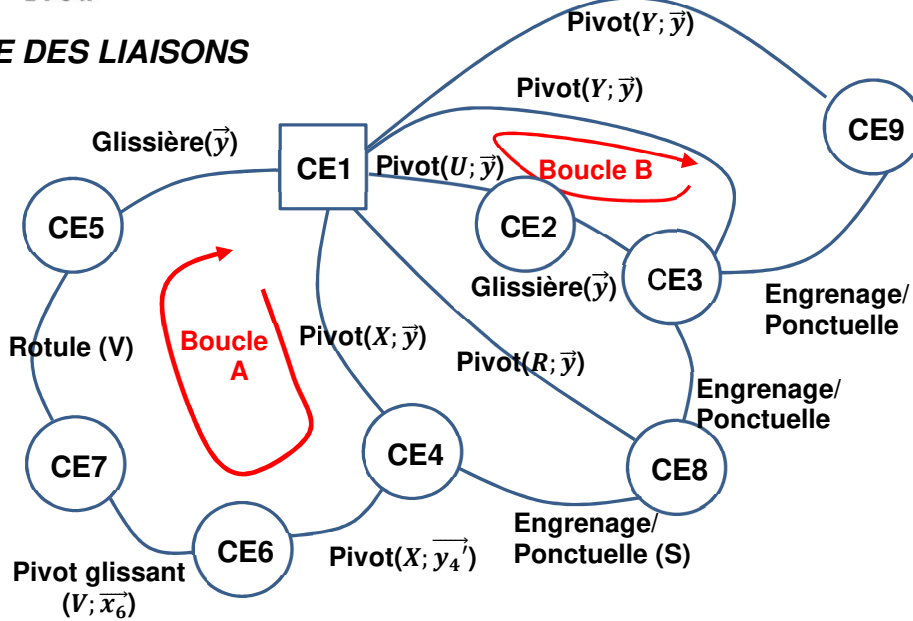
28. Une évolution du cahier des charges impose les points suivants :

- Pour des raisons de fiabilité, de durée de vie, on souhaite faire évoluer la solution technique vers un montage moins contraint (modèle isostatique) ;
 - Les **bagues extérieures** des roulements seront **montées serrées** ;
 - Le nouveau guidage sera réalisé avec deux roulements à billes avec des diamètres intérieurs différents ($\phi_{intQ''} < \phi_{intQ'}$) ;
 - Le diamètre extérieur reste identique pour les deux roulements ;
 - Pour des raisons de maintenance du montage, on souhaite pouvoir accéder au montage de roulement depuis l'extérieur du système (par le haut). Cela implique l'utilisation d'un « chapeau » encastré sur le carter :
 - L'étanchéité entre les deux pièces doit être assurée ;
 - La fixation des deux pièces doit se faire dans les règles de l'art avec une mise en position et un maintien en position correctement définis !
- a. Proposer un modèle architectural assurant l'isostatisme de cette liaison pivot.
 - b. Sur le document réponse, indiquer dans le tableau les arrêts nécessaires à la réalisation de ce modèle architectural et proposer une solution technique pour chaque arrêt nécessaire, en s'assurant de la montabilité de la solution proposée.
 - c. Dessiner la nouvelle liaison pivot (forme de l'arbre, du bâti et arrêts axiaux) sur l'épure fournie en document réponse.

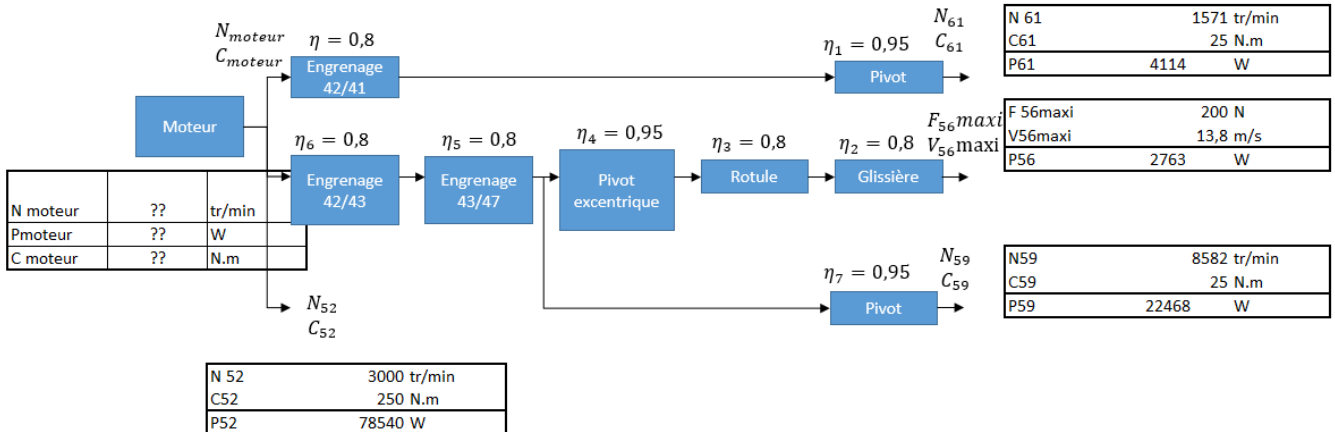
ANNEXES :
SCHEMA CINEMATIQUE



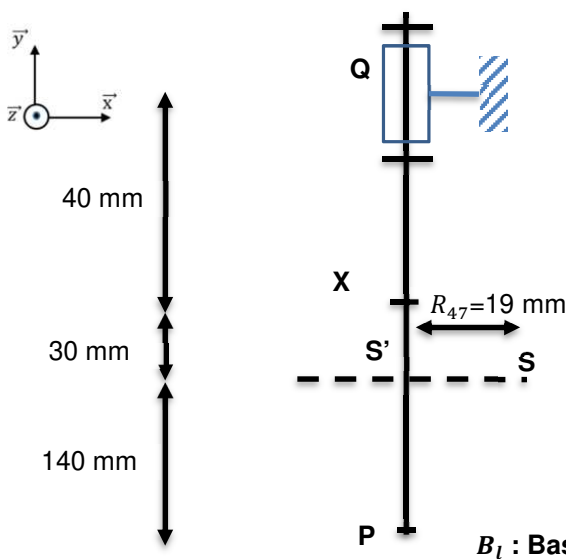
GRAPHE DES LIAISONS



SCHEMA BLOC (CHAINE DE PUISSANCE)



SCHEMA FILAIRE (MODELE POUTRE $\Sigma = \{46 + 45 + 47 + 60\}$)



Unités en N et N.m

$$\{T_{1 \rightarrow 4}\} = \begin{Bmatrix} X_{14} & L_{14} \\ Y_{14} & 0 \\ Z_{14} & N_{14} \end{Bmatrix}_{Q,R}$$

$$\{T_{6 \rightarrow 4}\} = \begin{Bmatrix} X_{64} = -6 & L_{64} = 2,16 \\ Y_{64} = 185 & M_{64} = 2,85 \\ Z_{64} = -53 & N_{64} = 9,75 \end{Bmatrix}_{X,R}$$

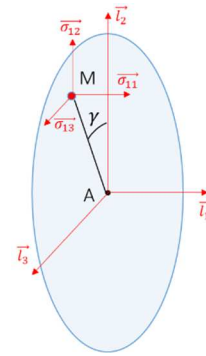
$$\{T_{8 \rightarrow 4}\} = \begin{Bmatrix} F_{R 84} = 534 & 0 \\ F_{a 84} = 0 & 0 \\ F_{T 84} = 1466 & 0 \end{Bmatrix}_{S,R}$$

$$\{T_{air \rightarrow 4}\} = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & M_{air} = 25 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_{P,R}$$

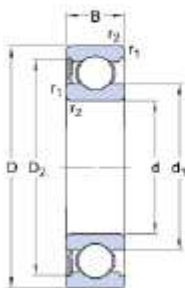
B_l : Base locale pour le calcul de RDM

Paramétrage de la section sollicitée

$$\vec{AM} = x_1 \cdot \vec{l}_1 + x_2 \cdot \vec{l}_2 + x_3 \cdot \vec{l}_3$$



Données roulement Q'



DIMENSIONS

d	30 mm
D	55 mm
B	13 mm
d ₁	= 38,2 mm
D ₂	= 49 mm
r _{1,2}	min. 1 mm

DONNÉES DE CALCUL

Charge dynamique de base	C	13.8 kN
Charge statique de base	C ₀	8.3 kN
Limite de fatigue	P _u	0.355 kN
Vitesse limite:		8000 r/min
Coefficient de calcul	k _r	0.025
Coefficient de calcul	f ₀	15

Fa/C0	e	X	Y	
0,014	0,19	0,56	2,3	
0,028	0,22	0,56	1,99	
0,056	0,26	0,56	1,71	
0,084	0,28	0,56	1,55	
0,11	0,3	0,56	1,45	
0,17	0,34	0,56	1,31	
0,28	0,38	0,56	1,15	
0,42	0,42	0,56	1,04	
0,56	0,44	0,56	1	