Broche de fraisage ★

[redacted]

Pas de corrigé pour cet exercice.

Question 1 Proposer une méthode permettant de déterminer l'expression du torseur des efforts intérieurs au centre d'inertie de chaque section droite.

Question 2 Mettre en œuvre cette méthode pour déterminer le torseur de cohésion.

Question 3 Tracer les diagrammes des sollicitations en fonction de l'abscisse du centre d'inertie de la section droite.

Torsion de l'arbre intermédiaire 2

Le module de Coulomb du matériau utilisé est : $G = 80\,000$ MPa.

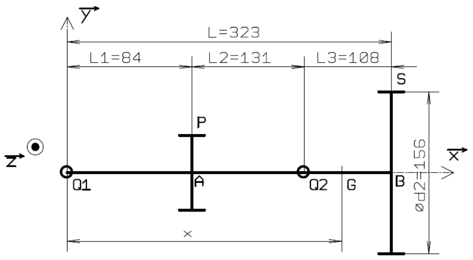
Question 4 Déterminer l'expression, en fonction de T_{12}, d_2, G, L_2, L_3 et θ_{lim}, du diamètre minimum D_{min} de l'arbre 2, pour que le déphasage θ des sections passant par le point P et par le point S soit inférieur à la valeur limite θ_{lim}.

Question 5 Dans le système étudié, le constructeur souhaite $\theta_{\text{lim}} = 0,1°$. Donner la valeur numérique de D_{min}.

Question 6 Du fait de l'existence de ce déphasage de sections et vis-à-vis du système étudié, quelle est le meilleur emplacement pour positionner le capteur de position. Doit-on le positionner sur le moteur ou sur la broche elle-même ? Justifier brièvement votre réponse.

<u>**Réponse 19**</u>

On considère l'action de la partie droite sur la partie gauche



⇒ Tronçon Q_2B

$\{\mathcal{T}_{coh(d\to g)}\} = \{\mathcal{T}_{(1\to 2)}\}$ et $\vec{\mathcal{M}}_{G,1\to 2} = \vec{\mathcal{M}}_{S,1\to 2} + \overrightarrow{GS} \wedge \vec{\mathcal{R}}_{1\to 2}$

$$\vec{\mathcal{M}}_{G,1\to 2} = \begin{pmatrix} L-x \\ d_2/2 \\ 0 \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} 0 \\ -R_{12} \\ -T_{12} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\frac{d_2}{2}.T_{12} \\ (L-x).T_{12} \\ -(L-x).R_{12} \end{pmatrix}$$

Donc $$\boxed{\{\mathcal{T}_{coh(d\to g)}\} = \left\{\begin{matrix} 0 & -\frac{d_2}{2}.T_{12} \\ -R_{12} & (L-x).T_{12} \\ -T_{12} & -(L-x).R_{12} \end{matrix}\right\}_G}$$

⇒ Tronçon AQ_2

$\{\mathcal{T}_{coh(d\to g)}\} = \{\mathcal{T}_{(1\to 2)}\} + \{\mathcal{T}^{**}_{(4\to 2)}\}$

$$\vec{\mathcal{M}}^{**}_{G,4\to 2} = \vec{\mathcal{M}}^{**}_{Q_2,4\to 2} + \overrightarrow{GQ_2} \wedge \vec{\mathcal{R}}^{**}_{4\to 2} = \begin{pmatrix} (L_1+L_2)-x \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} X_{Q_2} \\ Y_{Q_2} \\ Z_{Q_2} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ -((L_1+L_2)-x).Z_{Q_2} \\ ((L_1+L_2)-x).Y_{Q_2} \end{pmatrix}$$

$$\boxed{\{\mathcal{T}_{coh(d\to g)}\} = \left\{\begin{matrix} X_{Q_2} & -\frac{d_2}{2}.T_{12} \\ -R_{12}+Y_{Q_2} & (L-x).T_{12}-((L_1+L_2)-x).Z_{Q_2} \\ -T_{12}+Z_{Q_2} & -(L-x).R_{12}+((L_1+L_2)-x).Y_{Q_2} \end{matrix}\right\}_G}$$

Réponse 20

Diagramme du moment de torsion M_t

Sur le tronçon AB le moment de torsion est constant : $M_t = -\frac{d_2}{2}.T_{12} \leq 0$

C'est la figure 4 qui correspond au diagramme de moment de torsion M_t

Diagramme du moment de flexion M_{f_y}

Sur le tronçon Q_2B le moment de flexion est représenté par une droite de pente négative $M_{f_y} = (L - x).T_{12}$

Sur le tronçon AQ_2 on ajoute un terme dont la représentation est une droite de pente positive : $+(x-(L_1+L_2)).Z_{Q_2}$

D'autre part, au point Q_1 : $\vec{\mathcal{M}}_{Q_1,d\to g} = -\vec{\mathcal{M}}_{Q_1,g\to d} = \vec{0}$

C'est la figure 3 qui correspond au diagramme de moment de flexion M_{f_y}

C.2.6.1 – Torsion de l'arbre intermédiaire (2)

Réponse 21

1 - Diamètre minimum de l'arbre (2)

Remarques : « déphasage θ des sections passants par le point P et par le point S » : déphasage θ (déformation angulaire θ ?) entre les sections de centres A et B ?

En général θ est l'angle de déformation relative.

Étant donné la nature des sollicitations composées, torsion, traction, flexion et cisaillement, la détermination des déformations n'est absolument pas aisée, voire irréaliste.

Si l'on fait l'hypothèse que l'arbre est soumis à une sollicitation de torsion pure et que les autres sollicitations ont une influence négligeable, c'est-à-dire que :

$$\left\{\mathcal{T}_{coh(d\to g)}\right\} \approx \begin{Bmatrix} 0 & M_t = -\frac{d_2}{2}.T_{12} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_G$$

Alors l'angle de déformation relatif α s'exprime par $\alpha = \frac{M_t}{G.I_0}$ avec $I_0 = \frac{\pi.D^4}{32}$

Alors $|\theta| = \int_{x=L_1}^{x=L} \alpha(x).dx = \frac{16.d_2.T_{12}}{G.\pi.D^2}.(L_2+L_3)$

Le cahier des charges impose $\theta \leq \theta_{lim}$, c'est-à-dire $\frac{16.d_2.T_{12}}{G.\pi.D^4}.(L_2+L_3) \leq \theta_{lim}$ donc $D \geq D_{min} = \sqrt[4]{\frac{16.d_2.T_{12}.(L_2+L_3)}{G.\pi.\theta_{lim}}}$

2 - Application numérique $\theta_{lim} = 0{,}1° \approx 1{,}75.10^{-3}$rad donc $\boxed{D_{min} = \sqrt{\frac{16 * 156 * 1800 * (131+108)}{80000 * \pi * 1{,}75.10^{-3}}} = 39{,}52 \approx 40mm}$

Réponse 22

Remarques concernant la résolution du capteur

La position angulaire de la broche doit être mesurée avec une précision de $0{,}0001° \approx 1{,}74533.10^{-6}$rad

Notons qu'une résolution angulaire de $1{,}74533.10^{-6}$rad revient à distinguer un oeuf de 5 centimètres à une distance approximative de 28 647mètres ou encore que $1{,}74533.10^{-6} * \text{distance}(\text{axe B}, \text{centre de la fraise}) = 1{,}74533 * 0{,}4 \approx 0{,}7\mu m$

Si l'on mesure la position angulaire directement sur la broche il faut utiliser un capteur délivrant $\frac{360}{0{,}0001} = 36.10^5 = 3\,600\,000$ impulsions par tour. Cela nécessite presque obligatoirement un multiplicateur de vitesse entre la broche et le capteur avec les jeux, vibrations qu'un tel mécanisme engendre.

Si l'on place le capteur sur le moteur il suffit d'un capteur délivrant 50 000 impulsions par tour.

Les moteurs Mitsubishi HC-RFS153 sont équipés en standard d'un codeur délivrant 131072 impulsions par tour (voir document à la fin de la correction). Il serait dommage de s'en priver. **On place donc le capteur sur le moteur.**

Cependant :

Étant donné les questions précédentes et les seuls éléments quantifiés à notre disposition il peut sembler que le montage du capteur directement sur la broche permette une mesure plus précise.

Pour répondre à cette question il faudrait d'autres éléments du cahier de charge et d'autres éléments de modélisation.

On doit également étudier l'incidence du placement de la transmission avec ses déformations, ses jeux et les vibrations dans la boucle d'asservissement. Cela augmente l'ordre de la FTBO et génère des retards préjudiciables à la stabilité de l'asservissement. Si l'on place la transmission dans la boucle d'asservissement il faut diminuer le gain en boucle ouverte pour assurer une stabilité suffisante, et finalement diminuer les performances de la boucle tant en précision qu'en temps de réponse et bande passante.