

ÉLÉMENTS DE CORRECTION

ÉTUDE PRELIMINAIRE

$\mathcal{R}1.$ Expression du couple C_e

On applique le théorème de l'énergie-puissance à l'ensemble $\Sigma =$ moteur + vis 1 + chariot 2 :

$$2 T_{\Sigma R} = m_2 \dot{x}^2 + (I_v + I_m) \dot{\theta}_{10}^2$$

Pour une liaison hélicoïdale, nous avons la relation : $\mathcal{V}'(2/1) = \mathcal{V}'(2/0) + \mathcal{V}'(0/1)$

Qui se traduit au point O, par :

$$\begin{cases} p_{21} \vec{x} \\ u_{21} \vec{x} \end{cases}_O = \begin{cases} 0 \\ u_{20} \vec{x} \end{cases}_O + \begin{cases} -p_{10} \vec{x} \\ 0 \end{cases} \quad \text{avec} \quad p_{10} = \dot{\theta}_{10} \quad \text{et} \quad u_{20} = \dot{x}_{20}$$

Pour une liaison hélicoïdale (pas à droite) nous avons également la relation : $u_{21} = \frac{p_v}{2\pi} p_{21}$.

On en déduit que : $\dot{x}_{20} = -\frac{p_v}{2\pi} \dot{\theta}_{10}$ d'où $2 T_{\Sigma R} = [m_2 \frac{p_v^2}{4\pi^2} + I_v + I_m] \dot{\theta}_{10}^2$

La puissance développée par les actions extérieures est obtenue par la relation : $P(\Sigma/\Sigma) = C_e \dot{\theta}_{10}$

L'application du théorème de l'énergie puissance permet de déterminer le couple C_e .

$$C_e = [m_2 \frac{p_v^2}{4\pi^2} + I_v + I_m] \ddot{\theta}_{10}$$

Si on note Γ_e l'accélération du chariot 2, on obtient : $C_e = \frac{-2\pi \Gamma_e}{p_v} [m_2 \frac{p_v^2}{4\pi^2} + I_v + I_m]$

$\mathcal{R}2.$ Expression du couple C_e

On considère maintenant que la vis est déformable. Dans ce cas, l'énergie cinétique pour l'ensemble s'écrit :

$$2 T_{\Sigma R} = I_m \dot{\theta}_m^2 + m_2 \frac{p_v^2}{4\pi^2} \dot{\theta}_v^2$$

La fonction de force associée aux efforts extérieurs et intérieurs pour le système isolé s'écrit :

$$U = -\frac{K}{2} (\theta_v - \theta_m)^2$$

Puissance développée : $C_m \dot{\theta}_m$

Dans cette équation K représente la raideur de la vis qui s'exprime par la relation : $K = \frac{G I_o}{L_v}$.

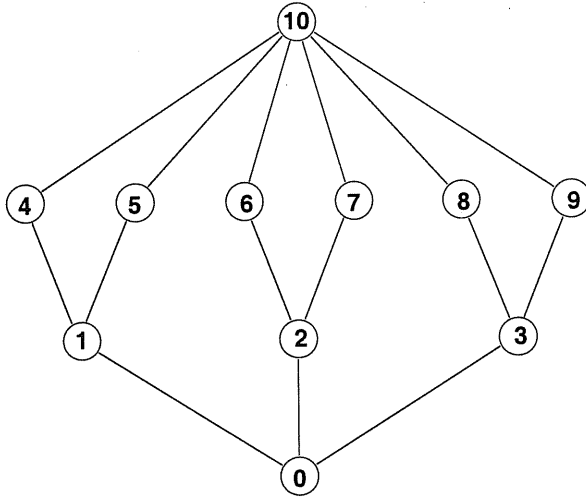
Utilisons le formalisme de Lagrange, on obtient les deux équations suivantes :

$$I_m \ddot{\theta}_m = K (\theta_v - \theta_m) + C_e \quad \text{et} \quad m_2 \frac{p_v^2}{4\pi^2} \ddot{\theta}_v = -K(\theta_v - \theta_m) \quad \text{avec} \quad \ddot{\theta}_v = \frac{-2\pi \Gamma_e}{p_v}$$

D'où la relation cherchée : $\Delta\theta = (\theta_v - \theta_m) = \frac{m_2 p_v \Gamma_e}{2\pi K}$

Application numérique : $K = 4,9 \cdot 10^4 \text{ Nm/rad}$ et $\Delta\theta = 6,48 \cdot 10^{-5} \text{ rad}$

R3. Graphe du mécanisme



Le graphe comporte : 11 sommets (solides) et 15 arcs (liaisons).

Le nombre de cycles indépendants est donc égal à :

$$v = a - s + 1 = 5$$

R4. Mobilité cinématique du mécanisme

Nombre d'inconnues cinématiques

D'après le schéma de la figure 5, on constate que les 15 liaisons se répartissent en : 3 liaisons glissière (3 inconnues cinématiques) et 12 liaisons rotule (36 inconnues cinématiques). Soit au total 39 inconnues cinématiques.

Nombre d'équations de la cinématique

Si on écrit la fermeture de la chaîne 0-1-4-10-6-2-0 au point A_1 par exemple, il est évident que l'équation vectorielle associée à la résultante du torseur cinématique exprimé dans la base R_0 donnera 3 équations scalaires indépendantes. De même pour l'équation vectorielle associée au moment du torseur cinématique. En conséquence pour les 5 cycles indépendants nous obtiendrons 30 équations scalaires indépendantes. Le rang de ces équations de la cinématique sera donc égal à $r_c = 30$.

La mobilité cinématique globale du mécanisme $m_c = N_c - r_c \Rightarrow m_c = 9$.

R5. Mobilité cinématique utile du mécanisme

Une barre i est liée au primaire du moteur par une liaison rotule et à la platine porte électro-broche également par une liaison rotule. Il est évident que le paramètre cinématique traduisant la rotation de la barre i autour de son axe est un paramètre identité (il n'influence pas la loi entrée-sortie). Le mécanisme comportant 6 barres numérotées de 4 à 9, aura donc 6 paramètres identité correspondant aux rotations des barres autour de leur propre axe.

La mobilité cinématique utile est donc $m_{cu} = m_c - \sum P_{p,i} \Rightarrow m_{cu} = 3$.

Pour connaître, à tout instant, la position de la platine porte électro-broche il suffit de se donner par conséquent l'ensemble des trois valeurs ξ_k .

R6. Nature du mouvement de la platine 10

Le mécanisme est tel que les vecteurs $\overrightarrow{A_{2k-1}A_{2k}}$ et $\overrightarrow{B_{2k-1}B_{2k}}$ pour $k \in \{1..3\}$ resteront équipollents pour tous mouvements des moteurs. Le mouvement de la platine porte électro-broche est donc un translation plane. Le

torseur cinématique associé peut s'écrire :
$$\mathcal{V}(10/0) = \begin{cases} 0 \\ u_{10/0} \vec{x}_0 + v_{10/0} \vec{y}_0 \end{cases}$$

R7. Détermination du paramètre ξ_1

On souhaite déterminer l'expression du paramètre ξ_1 pour un déplacement du centre O_p de la platine porte électro-broche vers le point O'_p tel que $\overrightarrow{O_p O'_p} = X \vec{x}_0 + Y \vec{y}_0$.

Les points C_1 et D_1 , correspondants à la position centrée de départ viennent, après la translation de vecteur $\overrightarrow{O_p O'_p}$, respectivement en C'_1 et D'_1 .

Pour le paramètre ξ_1 on exploite le fait que les normes des vecteurs $\|\overrightarrow{C_1 D_1}\|$ et $\|\overrightarrow{C'_1 D'_1}\|$ sont égales.

$$\overrightarrow{C'_1 D'_1} = \overrightarrow{C'_1 C_1} + \overrightarrow{C_1 O_1} + \overrightarrow{O_1 O_0} + \overrightarrow{O_0 O_p} + \overrightarrow{O_p O'_p} + \overrightarrow{O'_p D'_1}$$

$$\overrightarrow{C'_1 D'_1} = \xi_1 \vec{z}_0 - a \vec{y}_0 - k \vec{z}_0 + H \vec{z}_0 + X \vec{x}_0 + Y \vec{y}_0 + b \vec{y}_0$$

$$\overrightarrow{C'_1 D'_1} = X \vec{x}_0 + (-a + Y + b) \vec{y}_0 + (\xi_1 - k + H) \vec{z}_0$$

$$\|\overrightarrow{C'_1 D'_1}\|^2 = X^2 + (Y + b - a)^2 + (\xi_1 - k + H)^2$$

$$\|\overrightarrow{C_1 D_1}\|^2 = (b - a)^2 + (H - k)^2$$

On obtient :

$$\xi_1 = k - H \pm \sqrt{(b-a)^2 + (H-k)^2 - X^2 - (Y+b-a)^2}$$

R8. Vitesse des points B_i

Vecteur vitesse \vec{V} (B,10/0)

Le mouvement de la platine porte électro-broche est une translation, tous les points appartenant à la platine ont même vecteur vitesse. Le champ des vecteurs vitesses est uniforme.

Propriété utilisée

On utilisera l'équiprojectivité du champ des vecteurs vitesses.

R9. Sollicitations dans les barres et déplacement du point N

Nature des sollicitations

Le problème est plan, les barres MN et PN sont sollicitées en traction ou compression.

Déplacement du point N

On note N_I et N_{II} les sollicitations normales respectivement dans les barres MN et PN.

Écrivons l'équilibre du nœud N. On obtient en projection sur les axes $\{N, \vec{y}_m\}$ et $\{N, \vec{z}_0\}$ les deux équations :

$$F_1 + N_I \sin \delta - N_{II} \sin \delta = 0 \quad \text{et} \quad F_2 + N_I \cos \delta + N_{II} \cos \delta = 0$$

On en déduit que :

$$N_I = -\frac{F_1}{2 \sin \delta} - \frac{F_2}{2 \cos \delta} \quad \text{et} \quad N_{II} = \frac{F_1}{2 \sin \delta} - \frac{F_2}{2 \cos \delta}$$

Détermination de l'énergie de déformation

$$E_{\text{def}} = \int_0^{L_I} \frac{N_I^2}{2 E S} dl + \int_0^{L_{II}} \frac{N_{II}^2}{2 E S} dl = \frac{L_I}{8 E S} \left[\left(-\frac{F_1}{\sin \delta} - \frac{F_2}{\cos \delta} \right)^2 + \left(\frac{F_1}{\sin \delta} - \frac{F_2}{\cos \delta} \right)^2 \right]$$

La déformation $\vec{u}_N \vec{y}_m$ dans la direction \vec{y}_m , est donnée par $\frac{\partial E_{\text{def}}}{\partial F_1}$.

$$\vec{u}_N \vec{y}_m = \frac{F_1 L_1}{2 E S \sin^2 \delta}$$

La déformation $\vec{u}_N \vec{z}_0$ dans la direction \vec{z}_0 , est donnée par $\frac{\partial E_{\text{def}}}{\partial F_2}$.

$$\vec{u}_N \vec{z}_0 = \frac{F_2 L_1}{2 E S \cos^2 \delta}$$

En définitive on obtient :

$$\vec{u}_N = \frac{L_1}{2 E S} \left[\frac{F_1}{\sin^2 \delta} \vec{y}_m + \frac{F_2}{\cos^2 \delta} \vec{z}_0 \right]$$

R10. Étude de l'hexapode simplifié équivalent

Déplacement du centre O_p de la platine sous l'action de F

La symétrie du problème impose que les six barres soient soumises au même effort normal N . On utilise les

résultats de la question précédente en posant : $F_1 = 0$ et $F_2 = \frac{F}{3 \cos \gamma}$

L'énergie de déformation est donc égale à :

$$E_{\text{def}} = \frac{F^2 L_1}{12 E S \cos^2 \delta \cos^2 \gamma}$$

On en déduit le déplacement suivant l'axe \vec{z}_0 , par la relation :

$$\vec{u}_{O_p} \vec{z}_0 = \frac{\partial E_{\text{def}}}{\partial F} = \frac{F L_1}{6 E S \cos^2 \delta \cos^2 \gamma}$$

Compte tenu des valeurs numériques données, nous obtenons :

$$\delta = 18,833^\circ \quad \gamma = 11,587^\circ \quad N \approx 0,18 F \quad \vec{u}_{O_p} \vec{z}_0 \approx \frac{F L_1}{5,158 E S}$$

Déplacement du centre O_p de la platine sous l'action du couple C

On utilise les résultats de la question précédente en posant : $F_2 = 0$ et $F_1 = \frac{C}{3 R_1}$

L'énergie de déformation est donc égale à :

$$E_{\text{def}} = \frac{C^2 L_1}{12 R_1 E S \sin^2 \delta}$$

On en déduit le déplacement suivant dans la direction \vec{z}_0 , par la relation :

$$\vec{u}_{B_{ij}} \vec{x}_0 = \frac{\partial E_{\text{def}}}{\partial F} = \frac{C L_1}{6 R_1 E S \sin^2 \delta}$$

Si les déplacements sont suffisamment petits, on peut écrire :

$$\Delta \theta = \frac{\vec{u}_{B_{ij}} \vec{x}_0}{R_1} = \frac{C L_1}{6 R_1^2 E S \sin^2 \delta}$$

R11. Équations de mouvement de l'ensemble Σ

Pour cette partie, on suppose que :

- le repère $R_p\{O_p, \vec{x}_p, \vec{y}_p, \vec{z}_0\}$, obtenu par translation du repère $R_0\{O_0, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0\}$ est galiléen ;
- l'ensemble $\Sigma =$ broche + platine porte électro-broche 10 peut être considéré comme un solide.

Étude du mouvement sous l'action de l'effort $F(t) = F_0 + F_1 \sin \omega_c t$

Appliquons le théorème de la résultante dynamique, en projection sur l'axe \vec{z}_0 , à l'ensemble Σ .

$$M_p \Gamma(O_p/R_p) \vec{z}_0 = F_0 + F_1 \sin \omega_c t + \vec{F}_{\text{barres}/10} \vec{z}_0$$

$$\vec{F}_{\text{barres}/10} \vec{z}_0 = -K_1 z$$

Dans cette relation K_1 représente la raideur de la liaison entre les barres et la platine, raideur déterminée dans la

question précédente : $K_1 = \frac{6 E S \cos^2 \delta \cos^2 \gamma}{L_1}$.

$$\text{On obtient la relation : } M_p \ddot{z} + \frac{6 E S \cos^2 \delta \cos^2 \gamma}{L_1} z = F_0 + F_1 \sin \omega_c t$$

Étude du mouvement sous l'action du couple $C(t) = C_0 + C_1 \sin \omega_c t$

Appliquons le théorème du moment dynamique, en projection sur l'axe \vec{z}_0 , à l'ensemble Σ .

$$\vec{\delta}(O_p, \Sigma/R_p) \vec{z}_0 = \vec{M}(O_p, \Sigma/\Sigma) \vec{z}_0$$

Le point O_p est le centre d'inertie de l'ensemble Σ . Nous avons donc : $\vec{\delta}(O_p, \Sigma/R_p) \vec{z}_0 = \left[\frac{d \vec{\sigma}(O_p, \Sigma/R_p) \vec{z}_0}{dt} \right]$

$$\vec{\sigma}(O_p, \Sigma/R_p) = J(O_p, \Sigma) \vec{\Omega}(\Sigma/R_p) = [-E_b \vec{x}_p - D_b \vec{y}_p + C_b \vec{z}_0] \dot{\theta}$$

On obtient l'équation recherchée : $C_b \ddot{\theta} = C_0 + C_1 \sin \omega_c t - K_2 \theta$

Dans cette relation K_2 représente la raideur en torsion de la liaison entre les barres et la platine, raideur

déterminée dans la question précédente : $K_2 = \frac{6 R^2 E S \sin^2 \delta}{L_1}$.

$$\text{D'où l'équation de mouvement : } C_b \ddot{\theta} + \frac{6 R^2 E S \sin^2 \delta}{L_1} \theta = C_0 + C_1 \sin \omega_c t$$

En conclusion, il est préférable de prévoir des raideurs les plus élevées possibles pour réaliser cette liaison.

R12. Raideur dans la direction \vec{x}_0

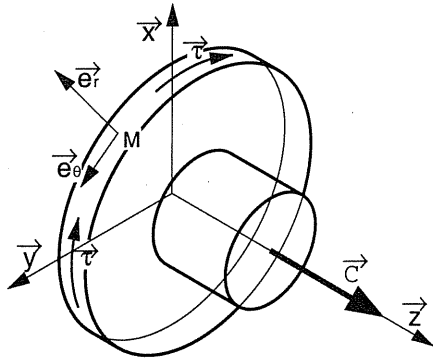
On donne un déplacement unitaire dans la direction \vec{x}_0 , puis on calcule les déplacements de chacun des points B_i , puis la variation de longueur de chacune des barres $\vec{u}_{A_i B_i} \vec{x}_0$.

On peut alors calculer les composantes $N_i = \frac{E S \Delta L_i}{L}$.

L'équilibre de la platine, en projection sur \vec{x}_0 , permet d'écrire : $(-N_i \vec{u}_{A_i B_i}) \vec{x}_0 = \vec{F} \vec{x}_0$.

Le second membre représente la raideur relative dans la direction \vec{x}_0 .

R13. Étude de la platine porte électro-broche



Équilibre d'un élément courant.

L'équation de moment en projection sur l'axe \vec{z}_0 permet d'écrire :

$$C - 2\pi e r^2 \tau = 0$$

D'où l'expression de la contrainte tangentielle $\tau = \frac{C}{2\pi e r^2}$

Pour la partie intérieure du disque, on écrit : $\tau_i = \frac{C}{2\pi e R_i^2}$

Le champ des contraintes est tel que :

$$\sigma_{zz} = \sigma_{rz} = \sigma_{\theta z} = 0 \text{ et } \sigma_{r\theta} = \sigma_{r\theta}(r).$$

On obtient l'expression de la contrainte : $\sigma_{r\theta} = \frac{R_i^2}{r^2} \tau_i$

Le champ des déplacements, pour un point courant, s'écrit : $\vec{u}_{(M)} = u_\theta(r) \vec{e}_\theta$

Les lois de comportement permettent d'écrire : $\sigma_{r\theta} = 2\mu \varepsilon_{r\theta}$

$$\varepsilon_{r\theta} = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} - \frac{u_\theta}{r} + \frac{\partial u_\theta}{\partial r} \right] \text{ mais } \frac{\partial u_r}{\partial \theta} = 0$$

$$\text{d'où } \sigma_{r\theta} = \frac{R_i^2 \tau_i}{\mu r^2} = \frac{\partial u_\theta}{\partial r} - \frac{u_\theta}{r} \Rightarrow \frac{R_i^2 \tau_i}{\mu r^2} = r \frac{d}{dr} \left(\frac{u_\theta}{r} \right)$$

En intégrant, on obtient : $u_\theta = K r - \frac{R_i^2 \tau_i}{2\mu r}$

Mais pour $r = R_e$ on a $u_\theta(R_e) = 0 \Rightarrow K = \frac{\tau_i R_i^2}{2\mu R_e^2}$

$$\text{D'où } u_\theta = \frac{\tau_i R_i^2}{2\mu R_e^2} \left[r - \frac{R_e^2}{r} \right] = \frac{C}{4\pi \mu e R_e^2} \left[r - \frac{R_e^2}{r} \right]$$

Le déplacement angulaire de la broche par rapport à la platine est donné par la relation :

$$\Delta\theta = \frac{u_\theta}{R_i} = \frac{C}{4\pi \mu e R_e^2} \left[1 - \frac{R_e^2}{R_i^2} \right]$$

La raideur en torsion est donnée par la relation $K_T = \frac{C}{\Delta\theta} = \frac{4\pi \mu e R_e^2}{\left[1 - \frac{R_e^2}{R_i^2} \right]}$

R14. Portance dans le cas d'une alimentation par rainure

Nous avons dans ce cas : $\frac{d}{dz} \left[\frac{h^3}{\mu} p \frac{\partial p}{\partial z} \right] = 0 \Rightarrow p \frac{\partial p}{\partial z} = C^{te} \quad \frac{p^2}{2} = C_1 z + C_2$

Si l'origine du repère est telle que le palier soit décrit par la variable $z \in \left[\frac{-\ell}{2}, \frac{\ell}{2} \right]$, on détermine les constantes d'intégration par les conditions initiales.

$$\left. \begin{array}{l} z = 0 \Rightarrow \frac{p_i^2}{2} = C_2 \\ z = \frac{\ell}{2} \Rightarrow \frac{p_a^2}{2} = C_1 \frac{\ell}{2} + C_2 \end{array} \right\} \Rightarrow C_1 = \frac{(p_a^2 - p_i^2)}{\ell}$$

On obtient : $p^2 = \frac{2(p_a^2 - p_i^2)}{\ell} z + p_i^2$

La pression est indépendante de la position angulaire, nous n'avons donc aucun phénomène de portance.

R15. Portance dans le cas d'une alimentation par capillaires

La loi d'évolution est identique, en reportant dans l'expression de Q_f et en traduisant l'égalité des débits, on

obtient :
$$\frac{p_0 - p_i}{R_h} = \frac{R \Delta \theta h^3}{6 \mu} \frac{p_a^2 - p_i^2}{l p_a}$$

Cette dernière relation montre que la pression p_i dépend de la position angulaire du trou d'injection, d'où le phénomène de portance attendu.

R16. Liaison glissière à contact direct

Le torseur cinématique associé au mouvement du moteur par rapport au bâti s'écrit :

$$\mathcal{V}_{(\text{moteur}/0)} = \begin{cases} 0 \\ V \vec{z}_0 \end{cases} \text{ avec } V = 100 \text{ m/mn au maximum}$$

La puissance dissipée est donc égale à :
$$P_f = \begin{Bmatrix} 0 \\ V \vec{z}_0 \end{Bmatrix} \cdot \left\{ \begin{matrix} F_{\text{att}} f \vec{z}_0 + \dots \vec{y}_0 \\ \dots \end{matrix} \right\} = 2200 \text{ W}$$

Cette valeur est obtenue pour chacun des moteurs.

R17. Dispositions constructives

Pour éviter que l'effort d'attraction induit par la poussée du moteur linéaire ne vienne limiter la durée de vie des patins à rouleaux, il convient d'exercer une force antagoniste de même amplitude. Pour cela on peut placer deux moteurs en parallèle liés entre eux par un même support. Avec cette configuration, les rails de guidage et les patins à rouleaux ne seront que faiblement sollicités.

R18. Réalisation de la liaison de centre A_i

Du fait des débattements réalisés lors des différents déplacements, plusieurs solutions sont possibles :

- un roulement à billes ou à rouleaux à comportement rotule ;
- une rotule lisse référence E ou ES ;
- une liaison type cardan réalisée à partir de roulements à billes à gorges profondes ;
- une liaison type cardan réalisée à partir de roulements à rouleaux coniques ou à billes à contact oblique.

R19. Étude comparative des différentes solutions

Nature du composant	Avantages	Inconvénients
Roulements à rotule à billes ou à rouleaux	• facilité de réalisation	• jeu radial • marquage des pistes • débattement angulaire trop faible
Rotule lisse type E ou ES	• facilité de réalisation	• frottement important • usure • apparition d'un jeu radial • débattement angulaire limite par rapport à l'application
Liaison type cardan, réalisée par des roulements à billes à gorges profondes	• frottement très faible • possibilité d'utiliser des roulements étanches	• pas de réglage du jeu radial, risque de marquage des pistes
Liaison type cardan, réalisée par des roulements à rouleaux coniques ou à billes à contact oblique	• frottement faible • réglage du jeu radial aisé	• difficulté pour assurer une lubrification des roulements

RAPPORT 3EME EPREUVE : AVANT-PROJET DE MECANISME

Commentaire général

L'épreuve d'avant-projet de mécanisme avait pour support une machine à structure Δ conçue par la société RENAULT AUTOMATION, et comportait deux parties complémentaires. La première permettait de s'assurer que les candidats maîtrisent les notions de base de la mécanique physique (Mécanique du solide indéformable, Statique, Résistance des matériaux, Dynamique des vibrations, Mécanique des fluides, ...) et la seconde leurs compétences à imaginer une solution technologique compte tenu d'un cahier des charges.

Par cette épreuve nous avons voulu tester deux niveaux de compétences du professeur de génie mécanique. Dans un premier temps vérifier que le candidat maîtrise les connaissances de base qu'il sera amené à enseigner cela se traduisait par les huit questions signalées en tête de sujet, puis dans une seconde étape de déterminer les potentialités d'évolution du candidat.

On doit constater que :

- Les candidats ont souvent une lecture linéaire des sujets. Il ne faut surtout pas déroger à la loi : « la question $i+1$ après la question i » ;
- Nombre de copies se contentent que du premier niveau d'investigation.

Commentaires sur la correction

Question 1

Question classique des cours de mécanique du solide, traitée avec plus ou moins de bonheur par une majorité des candidats. Une analyse dimensionnelle de la relation obtenue aurait permis aux candidats d'éviter des résultats aberrants.

Question 2

On tenait compte maintenant de la déformabilité de la vis, les copies traitant cette question sont moins nombreuses et parmi celles-ci peu proposent une solution valable

Questions 3 – 4 et 5

Ces questions de cinématique sont relativement bien abordées par un grand nombre de candidats. Les démarches utilisées par certains candidats pour arriver aux résultats attendus empruntent souvent des chemins buissonniers.

Question 6

Dans cette question, le qualificatif de "translation" est très rarement cité, c'est pourtant la propriété qui facilite la commande de ces machines.

Question 7

On pourrait croire que cette question était cachée dans le texte, vu très petit nombre de candidats qui l'on abordée.

Question 8

Cette question a été relativement bien traitée.

Question 9

Une question de base de statique qui, il y a encore peu de temps, ne posait aucun problème à des élèves de STS, semble maintenant poser d'énormes difficultés à de trop nombreux candidats. Un solide en équilibre sous l'action de deux glisseurs semble relever du mystérieux pour certains candidats, et quand il s'agit de définir le torseur des efforts intérieurs dans une poutre l'imagination des candidats est très fertile. Pour

une poutre sollicitée par deux glisseurs, les réponses ont évolué entre des sollicitations de flexion pure et/ou simple, voire de torsion.

Question 10

Cette question demandait que la question précédente ait trouvé une réponse. Quelques candidats ayant traité la question ont abordé, mais pas forcément avec succès cette question.

Question 11

Cette question de dynamique reprenait la même démarche que les deux questions précédentes, à savoir :

- On énonce l'objectif ;
- On isole tout ou partie du système ;
- On procède au un bilan des actions extérieures sur le système isolé ;
- On choisit l'outil le plus adapté pour atteindre l'objectif fixé.

Sur de nombreuses copies, les actions dues aux barres de liaison ne figurent même pas dans les actions extérieures, alors !!!!

Pour beaucoup des candidats qui avaient le bon isolement et un bilan correct, le simple fait que la fréquence la broche était constante cela imposait que le torseur associé aux quantités d'accélération de la platine était nul. Il était dans ce cas difficile d'envisager une étude de vibrations.

Question 12

Cette question n'a jamais été traitée.

Question 13

Cette question de mécanique des milieux continus pouvait se traiter très rapidement si on procédait à l'isolement d'une couronne. L'étude locale en partant de la condition d'équilibre était certainement plus délicate. La plupart des candidats qui ont abordé cette question se sont contentés de la première partie de la question, peu d'entre eux ont abordé la détermination de la raideur.

Questions 14 et 15

La correction de ces deux questions montre que le bon sens physique n'est plus à l'honneur dans les formations.

Question 16

Les réponses apportées à cette question montrent que les notions de base sur le frottement ne sont plus connues des candidats. Des valeurs numériques de 200 kW, pour la puissance dissipée par frottement dans la glissière, n'étaient pas exceptionnelles.

Question 17

Le texte du sujet devait en principe permettre aux candidats de donner une réponse correcte, cela n'a été le cas que sur un petit nombre de copies. Par contre les solutions plus que fantaisistes étaient légion. Exemple de réponse trouvée sur de nombreuses copies : Injecter un fluide sous pression entre les galets des roulements RUE ? .

Questions 18 et 19

Les réponses à cette question montrent une nouvelle fois que le bon sens fait défaut aux candidats.

Question 20

L'activité dessin comportait deux parties. La première s'intéressait à la conception de la liaison glissière et la seconde à la liaison d'une barre avec la partie primaire de l'un des moteurs.

Liaison glissière

Trop de propositions n'utilisaient qu'un seul rail de guidage. Compte tenu des efforts répercutés par les barres de liaison et malgré que les galets RUE admettent des couples de renversements cette solution rendait problématique le fonctionnement dans le temps de cette liaison.

Lorsqu'un candidat n'installait qu'un seul rail, il était évident qu'il n'installait qu'un seul moteur, ce qui augmentait les effets du couple de renversement sur les galets RUE dus aux forces attractives développées entre les parties primaire et secondaire du moteur. Alors qu'un montage en parallèle de deux moteurs, solution qui était suggérée par la question 17, permettait d'annihiler les effets de ces forces induites par le moteur.

Barres de liaison

Les réponses aux questions 18 et 19, devaient permettre de choisir une solution satisfaisante pour ces liaisons. De nombreux candidats arrivaient à une solution utilisant des roulements à rouleaux coniques pour une liaison de type cardan. Et souvent au niveau de l'avant-projet les candidats représentaient une tout autre solution (rotule acier-acier SKF par exemple) dont ils avaient montré la non conformité au cahier des charges. Est-ce pour se simplifier les tracés ?

Conclusions générales

La correction des 194 copies nous a convaincu de la nécessité de réaffirmer avec conviction que le professeur de génie mécanique doit avoir une culture minimale dans les sciences de la mécanique. Statique, Cinématique, Mécanique des milieux continus, Mécanique des fluides, Éléments de thermique,, sont autant de Sciences qui doivent lui permettre de comprendre la spécificité à laquelle il s'intéresse.

Histogramme des notes

Moyenne 6,9/20

