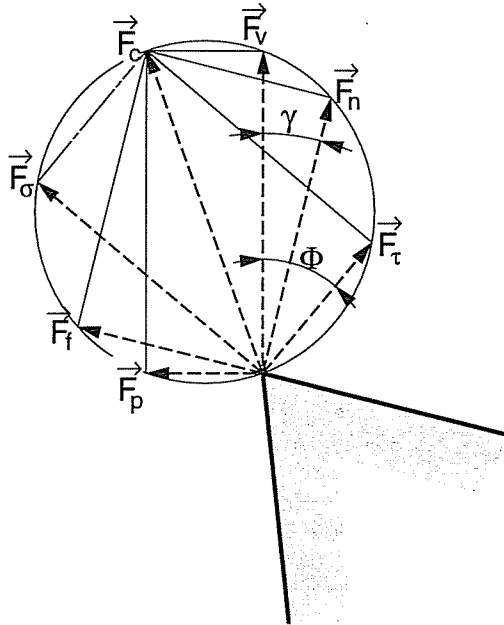


ÉLÉMENTS DE CORRECTION

R1 Efforts sur le copeau

Nous avons la représentation ci-dessous :



\vec{F}_c : Résultante des actions de coupe outil/copeaux

\vec{F}_n : Effort normal à la face de coupe orientée par l'angle γ

\vec{F}_t : Effort tangent à la face de coupe orientée par l'angle γ

\vec{F}_σ : Effort normal au plan de glissement orienté par l'angle Φ

\vec{F}_τ : Effort tangent au plan de glissement orienté par l'angle Φ

\vec{F}_v : Effort mesuré suivant la direction de la vitesse de coupe

\vec{F}_p : Effort mesuré suivant la perpendiculaire à la direction de la vitesse de coupe

R2 Relations entre efforts sur l'outil et effort de coupe

La résultante des actions de coupe est obtenue par la relation :

$$\|\vec{F}_v\| = \|\vec{F}_n\| \cos \gamma + \|\vec{F}_t\| \sin \gamma$$

R3 Effort de coupe \vec{F}_v et puissance nécessaire à l'entraînement du disque

Posons $\vec{F}_v = F_v \vec{v}$

$F_v = K_s S$ où K_s représente la pression spécifique de coupe et S la section du copeau

Compte tenu des hypothèses sur le matériau, de la section du copeau, on obtient :

$$F_v = 3 \cdot 10^3 \times 8 \times 0,5 = 12 \cdot 10^3 \text{ N}$$

La puissance nécessaire à l'entraînement de l'outil est égale à :

$$P_{ou} = F_v R_{ou} \omega_{ou} = 12 \cdot 10^3 \times 0,406 \times 2\pi \times \frac{2}{3 \times 60} = 340 \text{ W}$$

Le couple d'entraînement de l'outil est égal à :

$$C_{ou} = F_v R_{ou} = 12 \cdot 10^3 \times 0,406 = 4872 \text{ Nm}$$

R4 Puissance à fournir pour l'entraînement du vilebrequin

$$P_{vil} = F_v V_{ou}$$

$$P_{vil} = \frac{12 \cdot 10^3 \times \pi \times 58 \cdot 10^{-3} \times 870}{60} = 31705 \text{ W}$$

R5 Solutions technologiques pour le montage du vilebrequin sur la machine

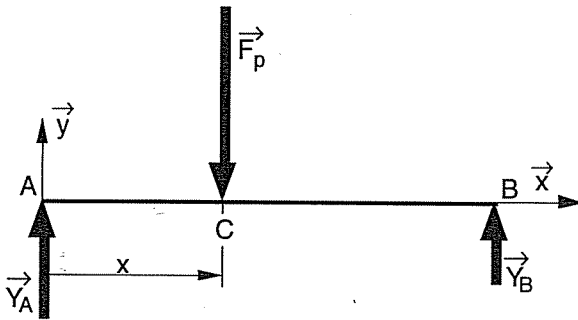
Les deux solutions suivantes peuvent être envisagées :

- mandrin + pointe tournante ;
- un mandrin à chacune des extrémités du vilebrequin.

R6 Solutions technologiques pour l'entraînement du vilebrequin

Pour minimiser les déflexions dues à l'entraînement du vilebrequin, on peut utiliser deux pointes tournantes pour le centrage et deux mandrins hydrauliques pour la transmission du couple.

R7 Déflexion du vilebrequin



On pose $\vec{F}_p = -F_p \vec{y}$

$$Y_B = \frac{x}{L} F_p \quad Y_A = \frac{L-x}{L} F_p$$

Moment des efforts intérieurs

$$\text{si } 0 < \xi < x \quad Mf(\xi) = F_p \xi \left(1 - \frac{x}{L}\right)$$

$$\text{si } x < \xi < L \quad Mf(\xi) = F_p \frac{x}{L} (L - \xi)$$

Théorème de CASTIGLIANO

$$E I_{Gxx} y(\xi) = \frac{\partial}{\partial F_p} \left[\frac{1}{2} \int_0^x (F_p \xi \left(1 - \frac{x}{L}\right))^2 d\xi + \frac{1}{2} \int_x^L (F_p \frac{x}{L} (L - \xi))^2 d\xi \right]$$

$$E I_{Gxx} y(\xi) = F_p \left(1 - \frac{x}{L}\right)^2 \frac{x^3}{3} + F_p \left(\frac{x}{L}\right)^2 \frac{(L-x)^3}{3}$$

$$E I_{Gxx} y(\xi) = \frac{F_p L^3}{3} \left[\left(1 - \frac{x}{L}\right) \frac{x^3}{L} \right]$$

$$\text{L'écart maxi a lieu pour } x = L/2 \Rightarrow E I_{Gxx} y_{\text{maxi}} = \frac{F_p L^3}{48}$$

Application numérique : $y_{\text{maxi}} = 2 \cdot 10^{-4} \text{ m}$

R8 Séquences d'usinages

Il est souhaitable d'usiner les cinq portées dans l'ordre suivant :

portée 1 – portée 3 – portée 2 – portée 4 – portée 5

R.9 Raideur de la liaison bâti-platine

Les deux tubes sont encastres à l'une des extrémités dans un bâti rigide et à l'autre dans une platine indéformable, donc les extrémités des deux tubes tournent d'un même angle α .

L'isolement de la platine permet d'écrire :

$$M_T + M_{T1} + M_{T2} = 0$$

Chacun des deux couples de torsion est relié aux caractéristiques, mécaniques et géométriques, du tube par la relation :

$$M_{Ti} = \frac{G I_{Gxx_i} \alpha}{L} \quad \text{avec } I_{Gxx_i} = \frac{\pi (R^4 - r^4)}{2}$$

Si l'épaisseur du tube est faible devant le rayon moyen $I_{Gxx_i} \approx 2 \pi R_i^3 e_i$

$$\text{d'où } M_T = \frac{2 \pi G (R_1^3 e_1 + R_2^3 e_2) \alpha}{L}$$

La raideur de la liaison ainsi réalisée est égale à :

$$K = \frac{2 \pi G (R_1^3 e_1 + R_2^3 e_2)}{L}$$

R.10 Raideur de la liaison entre l'arbre 2 et l'arbre 1

On suppose nulle la rotation de l'arbre 1 par rapport au bâti et l'on note α_2 celle de l'arbre 2 par rapport au bâti. Le potentiel élastique du vilebrequin $W_{vil} = \frac{1}{2} K_v \alpha_2^2$, tandis que celui de l'arbre

$$\text{de liaison } W_B = \frac{1}{2} K_B \left[\frac{R}{R'} \alpha_2 \right]^2$$

$$\text{Le potentiel élastique total } W_T = \frac{1}{2} \left[K_v + K_B \frac{R^2}{R'^2} \right] \alpha_2^2$$

La raideur du système ainsi constitué est donc égale à :

$$K_T = \frac{\partial W_T}{\partial \alpha_2} = \left[K_v + K_B \frac{R^2}{R'^2} \right]$$

R.11 Suppression du jeu dans l'engrenage

La suppression du jeu dans la denture peut être réalisée, en interposant entre deux engrenages identiques, un élément élastique travaillant en torsion et en imposant un déphasage angulaire entre les deux engrenages de manière assurer le contact simultanément sur les deux flancs de la denture.

R12 Détermination de l'effort \vec{F}_{a0}

D'après le modèle de comportement retenu, l'écrasement des surfaces est égal à $\delta = K Q^m$, mais cet écrasement est égal aussi à $y \sin\beta$. On en déduit que :

$$Q = \left[\frac{y \sin\beta}{K} \right]^{1/m}$$

L'effort normal Q au contact de la dent est lié, par l'angle de pression et l'angle d'inclinaison d'hélice, à l'effort axial F_{a0} cherché.

$$F_{a0} = Q \sin\beta \cos\alpha$$

$$\text{d'où le résultat cherché : } F_{a0} = \left[\frac{y \sin\beta}{K} \right]^{1/m} \sin\beta \cos\alpha$$

R13 Solutions technologiques pour l'entraînement de l'outil

Évaluation du couple transmis à l'outil.

$$\omega_{\text{mot}} = \frac{2 \pi 2500}{60} = \frac{250 \pi}{3} \quad \Rightarrow \quad C_m = \frac{600}{\pi}$$

Le rapport de réduction ρ du réducteur sans jeu est égal à $\frac{125}{3}$

$$\text{D'où le couple transmis à l'outil : } C_{\text{ou}} = 3 \rho C_m = \frac{7,5 \cdot 10^4}{\pi} \text{ Nm}$$

Ce couple « donnerait » un effort tangentiel sur un obstacle voisin de 300000 N.

Solution 1 : Par clavetage

Une solution utilisant une clavette semble incompatible avec un tel effort.

Solution 2 : Par arbre cannelé

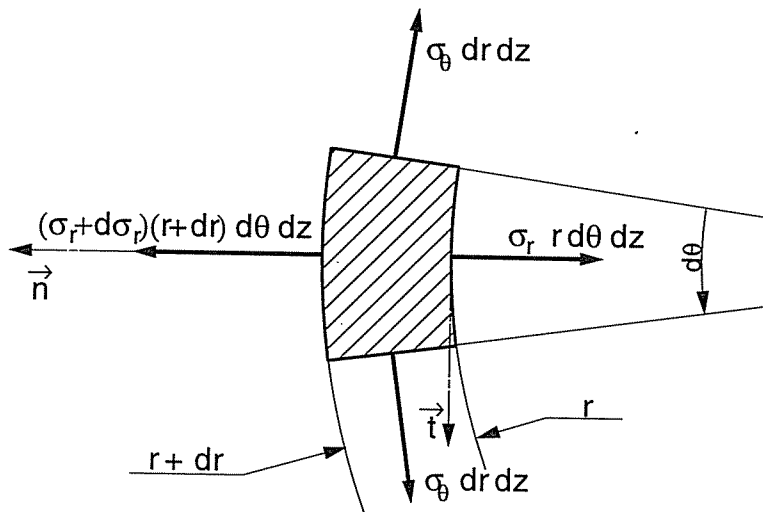
Compte tenu du diamètre de l'arbre (160 mm), on peut envisager de placer 15 cannelures rectilignes à flancs en développante de cercle, de module 10 mm. Si l'on considère que seule 75% de la surface portante est efficace, cela revient à calculer une longueur de cannelures pour une charge globale de 400000 N.

On doit donc assurer la transmission d'une pression de contact d'environ 2600 N par mm de longueur de cannelure. Cette valeur est acceptable pour des matériaux conventionnels.

Solution 3 : Par une denture radiale

Cette solution est souvent utilisée pour positionner et transmettre des couples importants.

R.14 Équation locale d'équilibre



On isole le volume élémentaire, et on utilise le théorème de la résultante en projection sur \vec{n} , on obtient :

$$-\sigma_r r d\theta dz + (\sigma_r + d\sigma_r)(r+dr) d\theta dz - 2 \sigma_\theta \sin\left(\frac{d\theta}{2}\right) dr dz = 0$$

En linéarisant $\sin\left(\frac{d\theta}{2}\right) \approx \frac{d\theta}{2}$ et en négligeant les termes du second ordre, on obtient :

$$(\sigma_r - \sigma_\theta) + r \frac{d\sigma_r}{dr} = 0$$

D'où l'équation locale d'équilibre :
$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} = 0$$

Équation locale en fonction des composantes de déplacements.

On pose : $\vec{u}_{(M)} = u_{(r)} \vec{e}_r + \vec{w}$ avec $\vec{w} \cdot \vec{e}_r = 0$

Les sections droites restent planes, nous avons donc : $\epsilon_r = \frac{d u_{(r)}}{dr}$ et $\epsilon_\theta = \frac{u_{(r)}}{r}$

En faisant l'hypothèse d'un matériau homogène, isotrope et un comportement linéaire, les lois de comportement (en coordonnées cylindriques) s'écrivent :

$$\epsilon_r = \frac{1}{E} (\sigma_r - \nu \sigma_\theta) \quad \text{et} \quad \epsilon_\theta = \frac{1}{E} (\sigma_\theta - \nu \sigma_r)$$

En reportant les expressions de ϵ_r et ϵ_θ , on obtient :

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\nu^2} \left[\frac{d u_{(r)}}{dr} + \nu \frac{u_{(r)}}{r} \right] \quad \text{et} \quad \sigma_\theta = \frac{E}{1-\nu^2} \left[\frac{u_{(r)}}{r} + \nu \frac{d u_{(r)}}{dr} \right]$$

On reporte ces deux expressions dans la loi locale d'équilibre établie précédemment pour obtenir l'équation différentielle traduisant l'équation locale d'équilibre :

$$\frac{d^2 u_{(r)}}{dr^2} + \frac{d u_{(r)}}{dr} - \frac{u_{(r)}}{r^2} = 0$$

Cette équation différentielle s'écrit également sous la forme :
$$\frac{d}{dr} \left[\frac{d u_{(r)}}{dr} + \frac{u_{(r)}}{r} \right] = 0$$

R15 Détermination du champ des contraintes

L'intégration de cette équation différentielle permet d'obtenir l'expression du champ $u(r)$ sous la forme : $u(r) = C_1 r + \frac{C_2}{r}$

En remplaçant $u(r)$ par son expression dans les relations donnant σ_r et σ_θ , on obtient :

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\nu^2} \left[C_1 (1+\nu) - \frac{C_2 (1-\nu)}{r^2} \right] \quad \text{et} \quad \sigma_\theta = \frac{E}{1-\nu^2} \left[C_1 (1+\nu) + \frac{C_2 (1-\nu)}{r^2} \right]$$

Considérons un tube de rayon extérieur r_e et de rayon intérieur r_i soumis respectivement sur l'extérieur à une pression p_e ($\sigma_{r(r_e)} = p_e$) et à l'intérieur à une pression p_i ($\sigma_{r(r_i)} = p_i$).

Le déplacement d'un point M, situé sur un rayon r , est donc donné par la relation :

$$u(r) = \frac{-p_i r_i^2}{E r (r_i^2 - r_e^2)} [(1-\nu) r^2 + (1+\nu) r_e^2] + \frac{p_e r_e^2}{E r (r_i^2 - r_e^2)} [(1-\nu) r^2 + (1+\nu) r_i^2]$$

Conditions aux limites pour le problème posé

- sur le rayon intérieur $r = r_i = d_i / 2$ $\sigma_r = 0$
- sur le rayon extérieur $r = r_e = d_e / 2$ $\sigma_r = 0$
- égalité des composantes radiales σ_r à l'interface.

Le serrage est représenté par la quantité $s = u_2 - u_1$.

Pour un point M appartenant au cylindre intérieur on obtient un déplacement :

$$u_1(r) = \frac{-p r_e^2}{E r (r_e^2 - r_i^2)} [(1-\nu) r^2 + (1+\nu) r_i^2]$$

À l'interface $r = r_m$ le déplacement est égal à : $u_{1(r_m)} = \frac{-p r_e^2}{E r_m (r_e^2 - r_i^2)} [(1-\nu) r_m^2 + (1+\nu) r_i^2]$

Pour un point M appartenant au cylindre extérieur on obtient un déplacement :

$$u_2(r) = \frac{p r_i^2}{E r (r_e^2 - r_i^2)} [(1-\nu) r^2 + (1+\nu) r_e^2]$$

À l'interface $r = r_m$ le déplacement est égal à : $u_{2(r_m)} = \frac{p r_i^2}{E r_m (r_e^2 - r_i^2)} [(1-\nu) r_m^2 + (1+\nu) r_e^2]$

Mais $u_{2(r_m)} - u_{1(r_m)}$ est égal au serrage « s »

On obtient la relation donnant la pression de contact p dans l'interface :

$$p = \frac{s E r_m (r_e^2 - r_i^2)}{2 (1-\nu) r_m^2 + (1+\nu) r_e^2 + (1+\nu) r_i^2}$$

R16 Effort axial nécessaire à la transmission du couple

On souhaite transmettre un couple C_t par une liaison plane. Si l'on suppose une pression uniforme sur la surface plane l'effort axial et le couple transmissible sont liés par la relation :

$$C_t = \frac{2 F_a f (R_e^3 - R_i^3)}{3 (R_e^2 - R_i^2)}$$

L'application numérique donne $F_a \approx 31800 \text{ N}$

$\mathcal{R}17$ Équations différentielles du système isolé

On utilise le formalisme de LAGRANGE.

Énergie cinétique de l'ensemble :

$$2 T(\Sigma/R_0) = I_m \dot{\theta}_m^2 + I_{ou} \dot{\theta}_{ou}^2$$

Les éléments élastiques sont à l'origine de raideur

$$U = -\frac{1}{2} K_{a1} (\theta_m - \theta_1)^2 - \frac{1}{2} K_{a2} (\theta_{ou} - \theta_2)^2$$

La condition de roulement sans glissement entre les pignons impose la relation :

$$R_1 \theta_1 + R_2 \theta_2 = 0$$

La puissance développée par les forces extérieures sur le système isolé, s'écrit :

$$P_{\text{ext}} = C_e \dot{\theta}_m + C_{ou} \dot{\theta}_{ou}$$

Déterminons les expressions de θ_1 et θ_2 en fonction de θ_m et θ_{ou} , pour cela on isole le pignon.

Si l'on note respectivement M_{T1} et M_{T2} les couples s'exerçant sur le pignon 1 et la roue 2, on a la

$$\text{relation : } \frac{M_{T1}}{R_1} = - \frac{M_{T2}}{R_2}$$

Mais $M_{T1} = K_{a1} (\theta_m - \theta_1)$ et $M_{T2} = K_{a2} (\theta_2 - \theta_{ou})$

En combinant ces deux dernières relations, on obtient :

$$\theta_m - \theta_1 = - \frac{R_1 K_{a2}}{R_2 K_{a1}} (\theta_2 - \theta_{ou})$$

L'application numérique donne le résultat suivant :

$$\theta_m - \theta_1 = - \frac{2}{3} (\theta_2 - \theta_{ou})$$

En utilisant la condition de roulement sans glissement dans l'engrenage, on obtient finalement :

$$\theta_2 = - \frac{2}{11} \theta_m + \frac{3}{11} \theta_{ou} \quad \text{et} \quad \theta_1 = \frac{9}{11} \theta_m - \frac{6}{11} \theta_{ou}$$

Nous pouvons donc écrire la fonction de force U sous la forme suivante :

$$U = -\frac{1}{2} K_{a1} \left[\frac{2}{11} \theta_m + \frac{6}{11} \theta_{ou} \right]^2 - \frac{1}{2} K_{a2} \left[\frac{3}{11} \theta_m + \frac{9}{11} \theta_{ou} \right]^2$$

Appliquons les équations de LAGRANGE avec les paramètres θ_m et θ_{ou} , on obtient les deux équations différentielles suivantes :

$$I_m \ddot{\theta}_m = C_e - \frac{2 K_{a1}}{11} \left[\frac{2}{11} \theta_m + \frac{6}{11} \theta_{ou} \right] - \frac{3 K_{a2}}{11} \left[\frac{3}{11} \theta_m + \frac{9}{11} \theta_{ou} \right]$$

$$I_{ou} \ddot{\theta}_{ou} = C_{ou} - \frac{6 K_{a1}}{11} \left[\frac{2}{11} \theta_m + \frac{6}{11} \theta_{ou} \right] - \frac{9 K_{a2}}{11} \left[\frac{3}{11} \theta_m + \frac{9}{11} \theta_{ou} \right]$$

Écrivons ce système différentiel sous forme matricielle :

$$\begin{pmatrix} I_m & 0 \\ 0 & I_{ou} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{\theta}_m \\ \ddot{\theta}_{ou} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} C_e \\ C_{ou} \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} K_I & K_{II} \\ K_{II} & K_{III} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \theta_m \\ \theta_{ou} \end{pmatrix}$$

avec

$$K_I = \frac{4}{121} K_{a1} + \frac{9}{121} K_{a2} \quad K_{II} = \frac{12}{121} K_{a1} + \frac{27}{121} K_{a2} \quad K_{III} = \frac{36}{121} K_{a1} + \frac{81}{121} K_{a2}$$

L'application numérique donne le résultat suivant :

$$\begin{pmatrix} 6 & 0 \\ 0 & 18 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{\theta}_m \\ \ddot{\theta}_{ou} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} C_e \\ C_{ou} \end{pmatrix} - 2 \cdot 10^5 \begin{pmatrix} \frac{2}{11} & \frac{6}{11} \\ \frac{6}{11} & \frac{18}{11} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \theta_m \\ \theta_{ou} \end{pmatrix}$$

On résout le système ci-dessus pour les vibrations libres

$$\begin{pmatrix} \ddot{\theta}_m \\ \ddot{\theta}_{ou} \end{pmatrix} = -2 \cdot 10^5 \begin{pmatrix} \frac{1}{33} & \frac{1}{11} \\ \frac{1}{33} & \frac{1}{11} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \theta_m \\ \theta_{ou} \end{pmatrix}$$

La matrice du second membre admet les deux valeurs propres 0 et 4/33.

La valeur 0 correspond à un mouvement de corps rigide, la seconde valeur donne une pulsation $\omega_p = 155,7 \text{ rd/s}$.

R18 Influence de ω_{en}/ω_p sur l'amplitude des vibrations

On doit avoir $\frac{\omega_{en}}{\omega_p}$ le plus grand possible pour diminuer le facteur d'amplification, ce qui impose d'avoir ω_p le plus petit possible, mais cela conduit à avoir des raideurs K_{a1} et K_{a2} faibles ce qui donne alors des déformations statiques importantes.

On préfère avoir les raideurs K_{a1} et K_{a2} élevées de manière à limiter les déformations statiques, l'amplitude dynamique leur étant équivalente.

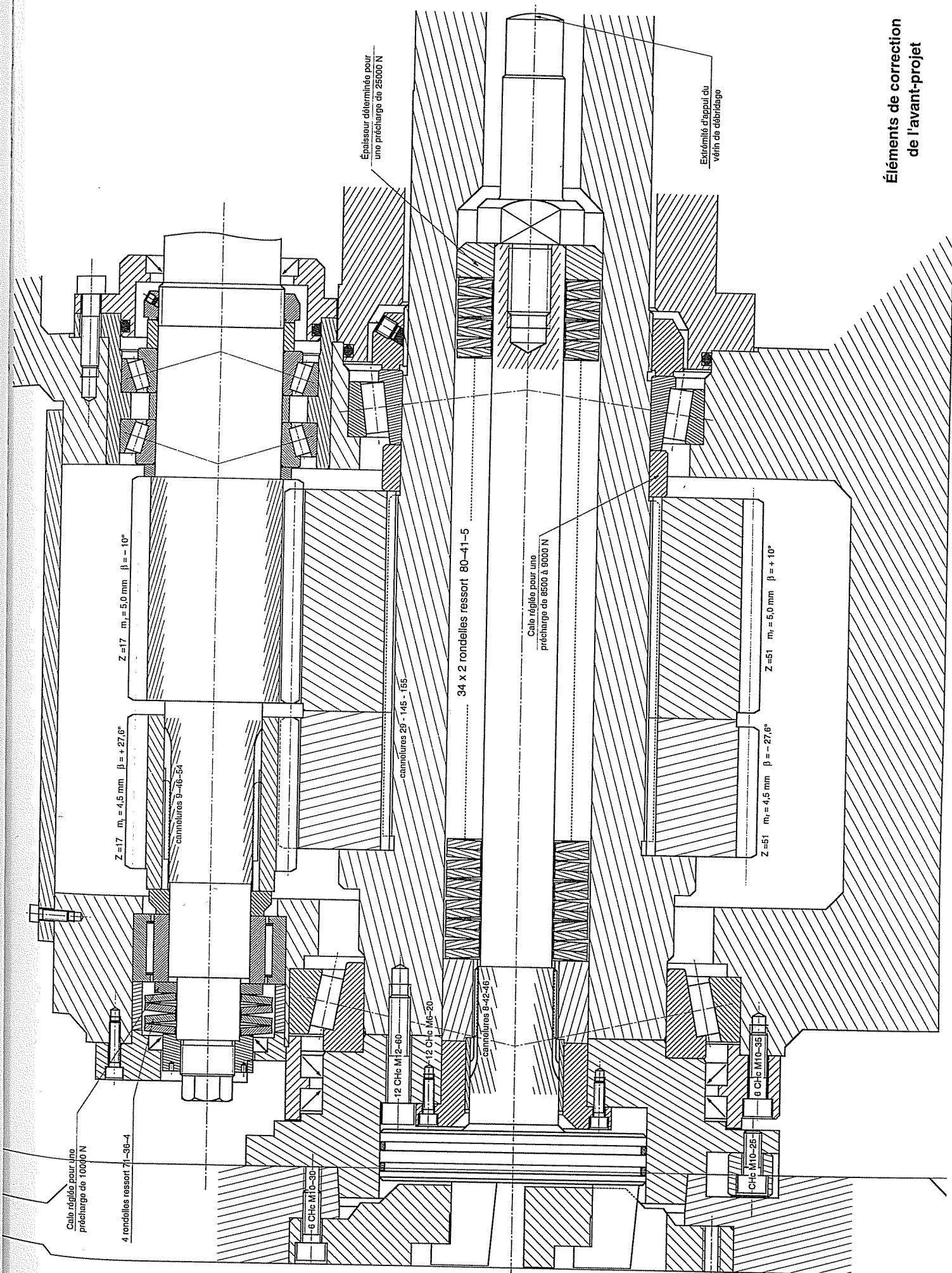
R19 Prise en compte de l'inertie de rotation des arbres 1 et 2, du pignon 1 et de la roue 2

On peut utiliser le modèle de RAYLEIGH, c'est-à-dire prendre une forme propre qui suit la déformée statique, ce qui revient dans le cas présent à considérer un cylindre de moment d'inertie par rapport à son axe I_{a1} .

L'énergie cinétique est donnée par la relation : $2 T_{ar/R0} = \frac{I_{a1}}{L} \int_0^L [\dot{\theta}_1 + (\dot{\theta}_m - \dot{\theta}_1) \frac{x}{L}]^2 dx$

L'intégrale calculée, on obtient le résultat : $2 T_{ar/R0} = \frac{I_{a1}}{6} \frac{(\dot{\theta}_m - \dot{\theta}_1)^3}{(\dot{\theta}_m - \dot{\theta}_1)}$

Ce qui peut s'écrire sous la forme : $2 T_{ar/R0} = \frac{I_{a1}}{6} (\dot{\theta}_m^2 + \dot{\theta}_m \dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_1^2)$



Éléments de correction de l'avant-projet

RAPPORT 3^{ÈME} ÉPREUVE : AVANT-PROJET DE MÉCANISME

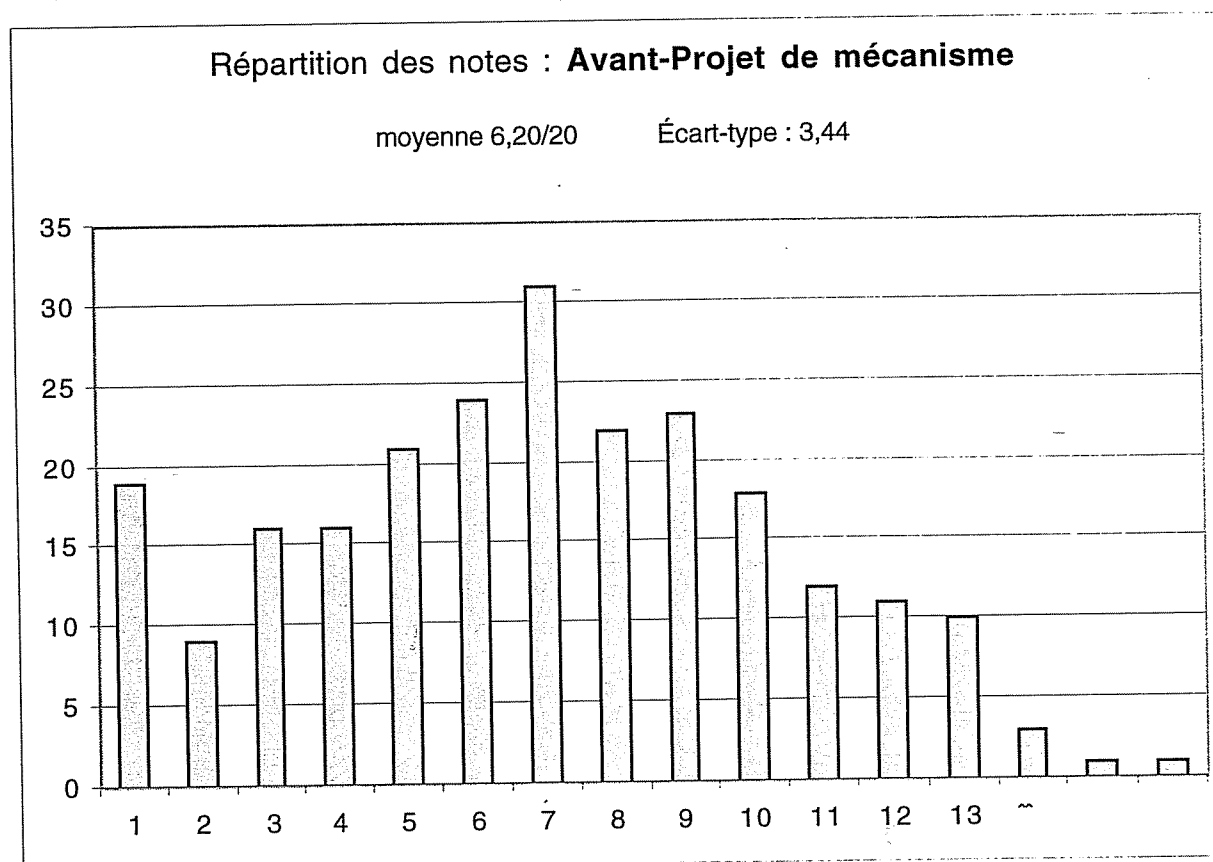
Commentaire général

L'épreuve d'avant-projet comprend deux parties complémentaires.

Dans la première, les candidats sont invités à mobiliser leur attention sur une série d'investigation dont les conclusions servent dans les prises de décisions techniques. L'objectif de cette partie est de s'assurer que les candidats maîtrisent les notions de base de la mécanique physique :

- Mécanique du solide indéformable ;
- Statique des solides ;
- Résistance des matériaux ;
- Dynamique des vibrations ;
- Mécanique des fluides ;
- Thermique, ...

La seconde partie permettait aux candidats de mobiliser leur savoir faire en conception et de montrer qu'ils possédaient les connaissances spécifiques du génie mécanique. Il est évident que les correcteurs ont trouvé des solutions inadmissibles de la part de certains candidats à l'agrégation, mais malgré tout cette partie a permis à plusieurs candidats de montrer de réelles compétences dans le domaine de la conception.



Éléments de correction

Première partie : Étude mécanique

Question 1

La composante tangentielle de l'action de l'outil sur le copeau est trop souvent mal orientée. On peut considérer que près de 50 % des candidats ignorent les lois de frottement.

Question 2

Cette question est généralement bien traitée.

Question 3

L'effort F_C et le couple d'entraînement de l'outil sont calculés correctement, par contre le calcul de la puissance figurait rarement. Si l'outil est immobile la puissance développée pour son entraînement est nulle.

Questions 4 – 5 – 6

Les réponses à ces questions étaient satisfaisantes

Question 7

On pouvait s'attendre à ce que des candidats à l'agrégation connaissent le modèle poutre utilisé en résistance des matériaux. Seuls 5 % des candidats savent calculer la déformée d'une poutre reposant sur deux appuis simples et chargée par une charge ponctuelle. Déterminer les conditions imposées par des appuis simples ou le raccordement de domaines a posé de nombreux problèmes aux candidats. Lorsque l'on intègre une équation différentielle, des constantes d'intégration apparaissent, certains candidats les oublient ce qui facilite les déterminations ultérieures, mais ne conduit pas aux résultats attendus. Il faut prendre conscience que ces calculs figurent dans le référentiel du BTS.

Les méthodes énergétiques qui permettent d'obtenir le résultat rapidement sont complètement ignorées des candidats.

Question 8

Question correctement traitée

Question 9

La STATIQUE est pratiquement méconnue. Les candidats n'isolent pas de solides, ne procèdent pas à des bilans de forces extérieures. Les résultats proposés relèvent plus souvent d'une opération mystérieuse. La mécanique n'est pas une science divinatoire, elle a ses lois, sa rigueur....

Question 10

Seuls 3 candidats arrivent au résultat correct. On peut appliquer les mêmes commentaires qu'à la question précédente.

Question 11

Les réponses sont globalement correctes.

Question 12

Aucune copie ne comportait une réponse correcte complète.

Question 13

Les réponses sont satisfaisantes.

Questions 14 et 15

Un candidat a osé aborder la mise en place des contraintes. Les connaissances en mécanique des milieux continus semblent inadaptées aux problèmes de l'ingénieur.

Question 16

Le calcul du couple transmissible par adhérence a été globalement bien traité. Il est vrai qu'elle est un standard.

Question 17

La dynamique est SABOTÉE. Si les candidats connaissent le principe fondamental de la dynamique, ils en ignorent la méthodologie d'application. Aucun candidat :

- n'isole un solide ou un ensemble de solides ;
- ne procède à un bilan des actions extérieures ;
- ne choisit pas, avec méthode, le théorème à appliquer.

Les notions liées aux pulsations propres sont aussi connues que la langue araméenne à l'aube du XXI^e siècle.

Question 18

La notion de facteur d'amplification n'est jamais évoquée, une seule copie parle de résonance.

Question 19

Les deux questions précédentes n'ayant pas été abordées, cette dernière question ne pouvait donc que laisser les candidats dans l'expectative.

Seconde partie : Avant-Projet

Montage de l'arbre d'entrée

Malgré le caractère suicidaire du montage en porte-à-faux, celui-ci à tenter des candidats, ils omettent de placer un troisième roulement. Les contraintes dimensionnelles imposaient ici d'utiliser un roulement à aiguilles.

Précharge des engrenages

Si le nombre de rondelles à utiliser était correct, le réglage de cette précharge de l'extérieur n'était pas toujours réalisé.

Les erreurs les plus courantes ont été :

- Le placement des rondelles élastiques entre deux surfaces en mouvement relatif (carter et arbre moteur par exemple) ;
- La mise en place d'une entretoise entre les deux pignons de l'arbre d'entrée, ce qui annihilait le réglage du jeu ;
- L'utilisation d'un pignon-arbré, pour le premier pignon de l'arbre d'entrée et de cannelures pour le second (liaison glissière), n'a été que rarement vue simultanément.

Montage de l'arbre porte-outil

Le montage de cet arbre nécessitait l'utilisation de deux roulements à rouleaux coniques placés en « O ». Ce montage a été bien réalisé pour plusieurs copies.

Montage des pignons de sortie

Quelques candidats ont pensé à utiliser des cannelures. Par contre sur plusieurs copies utilisant un clavetage, les dimensions des clavettes montées sur l'arbre d'entrée sont supérieures à celles de l'arbre de sortie !

Quelques candidats ont bloqué les deux bagues d'un roulement avec le même couvercle ou oublié que les roulements à rouleaux coniques n'apprécient pas de fonctionner avec un jeu axial.

Montage de l'outil

Peu de candidats ont déterminé le nombre et l'orientation des rondelles élastiques nécessaires pour une précharge de 25000 N et une course de dégagement de 24 mm. Bien que le sujet aborde à plusieurs reprises le problème du calage angulaire de l'outil, beaucoup de candidats ont omis de placer un positionnement de celui-ci par rapport à l'arbre de sortie.

L'étanchéité

Cette question a été bien abordée.