EPREUVE DE MECANIQUE APPLIQUEE

CORRECTION

René BONCOMPAIN
Emile JEAY

PREMIERE PARTIE: ETUDE MECANIQUE

THEME A

1°) Roulement sans glissement en I

Par composition de mouvement on a:

$$\vec{\Omega}(3/0) = \vec{\Omega}(3/2) + \vec{\Omega}(2/0)$$

$$= \Omega_{32}\,\vec{z_3} + \Omega_{20}\,\vec{z_0}$$

$$\vec{V}(I,3/0) = \vec{V}(O,3/0) + \vec{\Omega}(3/0) \wedge \vec{OI}$$

$$= (\Omega_{32}\,\vec{z_3} + \Omega_{20}\,\vec{z_0}) \wedge (-H_3\,\vec{z_3} + R_3\,\vec{y'_2})$$

$$= -R_3\,\Omega_{32}\,\vec{x_2} - H_3\,\Omega_{20}\sin\alpha\,\vec{x_2} - R_3\,\Omega_{20}\cos\alpha\,\vec{x_2}$$

$$= \vec{x_2}\,(-R_3\,\Omega_{32} - H_3\,\Omega_{20}\sin\alpha - R_3\,\Omega_{20}\cos\alpha)$$

Il vient:

$$R_3\,\Omega_{32} = -\,\Omega_{20}\,(H_3\sin\alpha + R_3\cos\alpha)$$

Soit:

$$\underline{\Omega_{32} = -\,\Omega_{20}\,(H_3\sin\alpha + R_3\cos\alpha)\,/\,R_3}$$

2°) a) Nature du mouvement de 3/0

Compte tenu de la relation de RSG écrite en I, dans le mouvement de 3/0 on met en évidence deux points de vitesse nulle O et I. Le mouvement de 3/0 est donc un mouvement de rotation d'axe instantané $\vec{OI}$. On peut donc écrire:

$$\vec{\Omega}(3/0) = \Omega_{30}\,\vec{u}$$

Le vecteur unitaire $\vec{u}$ étant défini par:

$$\vec{u} = \frac{\overrightarrow{IO}}{\| IO \|}$$

b) Calcul de Ω_{30}

$$\overrightarrow{\Omega(3/0)} = \overrightarrow{\Omega(3/2)} + \overrightarrow{\Omega(2/0)}$$

$$= \Omega(2/0)\ [\vec{z_0} - (H_3 \sin\alpha + R_3 \cos\alpha)/R_3)\ \vec{z_3}\ ]$$

Or $\vec{z_0} = \cos\alpha\ \vec{z_3} + \sin\alpha\ \vec{y'_2}$

$$\overrightarrow{\Omega(3/0)} = \Omega(2/0)\ \{\ [\cos\alpha - (H_3 \sin\alpha + R_3 \cos\alpha)/R_3\ ]\ \vec{z_3} + \sin\alpha\ \vec{y'_2}\ \}$$

$$= \Omega(2/0)\ [-(H_3/R_3)\ \sin\alpha\ \vec{z_3} + \sin\alpha\ \vec{y'_2}\ ]$$

$$= \Omega_{30}\ \vec{u}$$

Elevons la parenthèse au carré:

$$\Omega_{30}^2 = \Omega_{20}^2\ [\ \sin^2\alpha + (H_3/R_3)^2 \sin^2\alpha\ \}$$

Soit:

$$\underline{\Omega_{30} = \Omega_{20}\ \sin\alpha\ \left[1 + (H_3/R_3)^2\right]}$$

c) Application numérique

Compte tenu des données:

$\Omega_{10} = 750$ tr/mn;
$Z_1 = 22$ dents;
$Z_2 = 55$ dents;
$\alpha = 2,3°$;
$H_3 = 520$ mm;
$R_3 = 660$ mm;

Il vient:

$$\underline{\Omega_{30} = 1,6 \text{ rd/s}}$$

3°) Puissance développée par le torseur de broyage

a) Cette puissance s'écrit:

$P = \vec{F} . \vec{V}(B,3/0)$

avec $\vec{F} = - F (\cos \delta \, \vec{y''_2} + \sin \delta \, \vec{z_2})$

et $\vec{V}(B,3/0) = \vec{V}(B,2/0)$

or $\vec{V}(B,2/0) = \vec{\Omega}(2/0) \wedge \vec{OB}$

$= - L_3 \sin \alpha \, \Omega_{20} \, \vec{x_2}$

alors:

$P = F \, L_3 \sin \alpha \, \Omega_{20} (\cos \delta \, \vec{y''_2} + \sin \delta \, \vec{z_2}) . \vec{x_2}$

$P = -F \, L_3 \, \Omega_{20} \sin \alpha \cos \delta \sin \beta$

b) Application numérique

$F = 7 \; 10^5$ N
$\beta = 15°$
$\delta = 30°$
$L_3 = 860$ mm
$\alpha = 2,3°$

$P = - 7 \; 10^5 \; 860 \; 10^{-3} \; 31,42 \sin (2,3°) \cos(30°) \sin(25°)$

$P \approx 170$ kW

THEME B

1°) Calcul de la charge radiale

$$F_R = 7\ 10^5 \cos(30°) = 606220 \text{ N}$$

2°) Etude du contact dans le palier radial

a) Calcul de l'écrasement $\delta(M)$

Ecrivons la fermeture géométrique du triangle BNM:

$$\overrightarrow{BN} + \overrightarrow{NM} + \overrightarrow{MP} + \overrightarrow{PB} = \overrightarrow{0} \quad (1)$$

avec $\overrightarrow{BN} = (J/2 + \delta_{max})\,\overrightarrow{x}$

$\overrightarrow{NM} = d/2\ \overrightarrow{v}$

$\overrightarrow{MP} = -\delta(M)\,\overrightarrow{u}$

$\overrightarrow{PB} = -D/2\ \overrightarrow{u}$

Projetons la relation (1) dans la base $(\overrightarrow{u},\overrightarrow{w},\overrightarrow{z})$. Compte tenu de:

$$\overrightarrow{x} = \cos\theta\,\overrightarrow{u} - \sin\theta\,\overrightarrow{w}$$

$$\overrightarrow{v} = \cos\Phi\,\overrightarrow{u} + \sin\Phi\,\overrightarrow{w}$$

et de ce que Φ reste petit, c'est à dire:

$$\cos\Phi \approx 1$$
$$\sin\Phi = \Phi$$

il vient:

sur $\overrightarrow{u}$: $(J/2 + \delta_{max})\cos\theta + d/2 - \delta(M) - D/2 = 0 \quad (2)$

sur $\overrightarrow{w}$: $-(J/2 + \delta_{max})\sin\theta + (d/2)\,\Phi = 0 \quad (3)$

La relation (2) permet d'écrire:

$$\underline{\delta(M) = 0{,}5\ [\ (J + 2\,\delta_{max})\cos\theta - J\ ]} \quad (4)$$

b) Expression de δ_{max} en fonction de J et de θ_0

Pour $\theta = \theta_0$ on a:

$$\delta(M_0) = 0$$

Portons cette valeur dans (4). On obtient:

$$\delta_{max} = \frac{J\ (1 - \cos\theta_0)}{2 \cos\theta_0} \qquad (5)$$

Cette relation définit l'enfoncement maximal de l'arbre dans la bague en fonction du jeu diamétral J et de l'étendue angulaire de la zône de contact.

c) Calcul de l'effort radial F_R

L'action du palier sur l'arbre s'oppose à l'effort radial.

La loi de comportement de la bague permet de relier la pression radiale à la déformation. Arbre et coussinet étant supposés rester alignés , la pression ne varie que circonférenciellement.

L'équation d'équilibre s'écrit suivant $\vec{x}$:

$$\vec{F_R}.\vec{x} + \int_S -p(M)\ \vec{n(M)}.\vec{x}\ dS = 0 \qquad (6)$$

avec: $p(M) = 0,5\ K\ [\ (J + 2\ \delta_{max})\ \cos\theta - J\ ]$

et $\vec{n} = \cos\theta\ \vec{x} + \sin\theta\ \vec{y}$

Posons: $p(M) = A \cos\theta + B$

avec $A = 0,5\ K\ (\ J + 2\ \delta_{max}\ )$
et $B = -\ 0,5\ K\ J$

La relation (5) devient alors:

$$\vec{F_R}.\vec{x} + \int_S -(A \cos\theta + B) \cos\theta \quad (D/2)\, d\theta\, dz = 0$$

$$\vec{F_R}.\vec{x} + (D/2) \int_0^L dz \int_{-\theta_0}^{\theta_0} -(A \cos\theta + B) \cos\theta \, d\theta = 0$$

Après intégration , il vient:

$$F_R = D\ L\ K\ J/4 \quad \left(\frac{\theta_0}{\cos\theta_0} - \sin\theta_0 \right) \qquad (6)$$

3°) <u>Exploitation de la courbe</u>

a) F_R= 606200 N conduit à:

$\theta_0^* \approx 20°$

b) Pression maximale: p_{MAX}

On a montré:

$$\delta_{max} = \frac{J\ (1 - \cos\theta_0)}{2 \cos\theta_0} \qquad (5)$$

et $\quad p_{MAX} = K\ \delta_{max} \qquad (7)$

Par ailleurs:

$$F_R = D\ L\ K\ J/4 \quad \left(\frac{\theta_0}{\cos\theta_0} - \sin\theta_0 \right) \qquad (6)$$

Cette relation permet de tirer K:

$$K = \frac{8\ F_R\ \cos(\theta_0)}{J\ D\ L\ (\ 2\theta_0 - \sin(2\theta_0)} \qquad (8)$$

Reportant ce résultat dans (7) , il vient:

$$p_{MAX} = \frac{F_R\ (1- \cos(\theta_0))}{D\ L\ (\ 2\theta_0 - \sin(2\theta_0)} \qquad (9)$$

On trouve:

p_{MAX} = 13,2 MPa

c) Le modèle de pression conventionnelle $p_0 = F_R/LD$ conduit à:

p_{MAX} = 4,34 MPa

Cette pression est trois fois inférieure à la pression déterminée en prenant en compte le jeu.

La pression de 13,2 MPa est toutefois acceptable pour une bague lisse en bronze.

THEME C

I) ETUDE PRELIMINAIRE

1°)

a) Charge supportée par une longueur L de butée

Sur les portées, l'intégration de l'équation de Reynolds conduit à:

$$p(x) = Ax + B$$

Les conditions aux limites sont:

$$p(b) = 0$$
$$p(0) = p_a$$

Soit : $p(x) = p_a\ (1 - x/b)$

La charge relative aux portées CD et AB s'écrit:

$$W_1 = \int_S p(x)\ dS = 2\ p_a \int_0^L dz \int_0^b (1 - x/b)\ dx$$

$$= p_a\ L\ b$$

La charge relative à l'alvéole s'écrit:

$$W_2 = 2cL\ p_a$$

La charge totale vaut alors:

$$W = W_1 + W_2 = p_a\ L\ (\ b + 2c\ )$$

$$W = p_a\ L\ (\ b + 2c\ ) \qquad (1)$$

b) Calcul de K_w

La surface projetée vaut: $S = 2L\ (c+b)$

Identifiant (1) avec:

$$W = p_a\ S\ K_w \qquad (2)$$

il vient:

$$K_w = 1 - \frac{b}{2\ (c+b)}$$

c) Calcul du débit de fluide

La vitesse du fluide suivant l'épaisseur du film s'écrit:

$$u(y) = \frac{1}{2\,\mu}\, y\,(y-h)\,\frac{dp}{dx}$$

Dans la section de sortie de l'alvéole:

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{p_a}{b}$$

et $$u\Big|_{x=0} = -\frac{p_a}{2\,\mu\, b}\, y\,(y-h)$$

Le débit Q vaut:

$$Q = 2\,L \int_0^h u\Big|_{x=0}\, dy$$

Soit $$\underline{Q = \frac{L\, h^3\, p_a}{6\,\mu\, b}} \qquad (3)$$

d) Identifions avec :

$$Q = \frac{h^3\, p_a}{\mu}\, K_Q \qquad (4)$$

il vient:

$$\underline{K_Q = \frac{L}{6\, b}}$$

2°)

a) La butée n'est pas stable

D'après la relation (1), la charge W est indépendante de h , donc:

$$\frac{\partial W}{\partial h} = 0$$

la butée n'est donc pas stable.

b) Rigidité de la butée

Le débit dans la butée est:

$$Q_b = \frac{pa\ h^3}{\mu} K_Q$$

Le débit dans le capillaire est:

$$Q_c = \frac{K_c}{\mu} (p_s - p_a)$$

L'égalité de ces deux débits conduit à:

$$p_a = \frac{p_s}{1 + (K_Q/H_c)\ h^3} \qquad (5)$$

Soit $\tau = 1 + (K_Q/K_c)\ h^3$ (6)

c) Calcul de la rigidité Γ

$$\Gamma = \frac{\partial W}{\partial h} = \frac{\partial W}{\partial p_a} \frac{\partial p_a}{\partial h}$$

Or d'après (1): $W = p_a\ S\ K_w$

et (5) compte tenu de (6) conduit à:

$$\Gamma = - \frac{3\ p_s\ S\ K_w}{h} \tau\ (1-\tau)$$

d) La rigidité Γ est maximale pour $\tau = 0,5$ et celle-ci vaut:

$$\Gamma(0,5) = -0,75 \frac{p_s \; S \; K_w}{h}$$

Ce résultat montre qu'il faut que la pression générée par la pompe soit le double de celle nécessaire à la seule sustentation.

II) ETUDE DE LA BUTEE SPHERIQUE

1°) Charge supportée W

Soit dS un élément de surface entourant le point M et $\vec{n}$ la normale à dS:

$$\vec{dF} = p(\Phi)\,\vec{n}\,dS$$

$$\vec{dF}.\vec{z} = p(\Phi)\cos\Phi\,dS$$

avec $dS = 2\pi R^2 \sin\Phi\, d\Phi$

La charge sur une surface S est:

$$W = \int_S p(\Phi)\sin 2\Phi\, d\Phi$$

Appliquons cette formule aux différents secteurs de la butée.

- Secteur BC

La pression y est constante et égale à p_a.

$$W_{BC} = \frac{\pi R^2}{2}\left(\cos 2\Phi_1 - \cos 2\Phi_2\right) p_a$$

- Secteur AB $\Phi_i < \Phi < \Phi_1$

La pression y est linéaire:

$$p(\Phi) = \frac{p_a}{\Phi_1 - \Phi_i}\left(\Phi - \Phi_i\right)$$

et
$$W_{AB} = \frac{\pi R^2 p_a}{\Phi_1 - \Phi_i}\{\, 0{,}5\left(\Phi_i \cos 2\Phi_i - \Phi_1 \cos 2\Phi_1\right) + 0{,}25\left(\sin 2\Phi_1 - \sin 2\Phi_i\right) - 0{,}5\,\Phi_i\left(\cos 2\Phi_i - \cos 2\Phi_1\right)\}$$

- Secteur CD $\Phi_2 < \Phi < \Phi_e$

La pression y est linéaire:

$$p(\Phi) = \frac{p_a}{\Phi_2 - \Phi_e} (\Phi - \Phi_e)$$

$$\text{et} \quad W_{AB} = \frac{\pi R^2 p_a}{\Phi_2 - \Phi_e} \{ 0,5 (\Phi_2 \cos 2\Phi_2 - \Phi_e \cos 2\Phi_e) + 0,25 (\sin 2\Phi_e - \sin 2\Phi_e) - 0,5 \Phi_e (\cos 2\Phi_2 - \cos 2\Phi_2) \}$$

La charge est la somme:

$$W = W_{BC} + W_{AB} + W_{CD}$$

Soit:

$$W = \frac{\pi R^2 p_a}{4} \{ \frac{\sin 2\Phi_1 - \sin 2\Phi_i}{\Phi_1 - \Phi_i} + \frac{\sin 2\Phi_e - \sin 2\Phi_2}{\Phi_2 - \Phi_e} \}$$

Comme la surface projetée de la butée s'écrit:

$$S = \pi R^2 (\sin^2\Phi_e - \sin^2\Phi_i)$$

le coefficient K_w admet pour expression:

$$K_w = \frac{1}{4 (\sin^2\Phi_e - \sin^2\Phi_i)} \{ \frac{\sin 2\Phi_1 - \sin 2\Phi_i}{\Phi_1 - \Phi_i} + \frac{\sin 2\Phi_e - \sin 2\Phi_2}{\Phi_2 - \Phi_e} \}$$

2°) <u>Application numérique</u>

$p_a = 19,65 \; 10^5$ Pa

$p_s = 39,3 \; 10^5$ Pa

$K_w = 0,89$

3°) Calcul du débit

a)

$$u(y) = \frac{1}{2\,\mu}\, y\,(y-h)\,\frac{dp}{dx}$$

Soit: $$u(y) = \frac{1}{2\,\mu R}\, y\,(y-h)\,\frac{dp}{d\Phi}$$

Calculons le débit pour une largeur unité.

Dans la section repérée C:

$$\text{or} \quad p(\Phi) = \frac{p_a}{\Phi_2 - \Phi_e}\,(\Phi - \Phi_e)$$

donc :

$$\frac{dp(\Phi)}{d\Phi} = \frac{p_a}{\Phi_2 - \Phi_e}$$

Soit $$u(y)\Big|_{\Phi=\Phi_2} = \frac{p_a}{2\,\mu R\,(\Phi_2 - \Phi_e)}\, y\,(y-h)$$

$$q(C) = \frac{p_a}{2\,\mu R\,(\Phi_2 - \Phi_e)} \int_0^h y(y-h)\,dy$$

Soit : $$q(C) = \frac{-\,p_a\,h^3}{12\,\mu R\,(\Phi_2 - \Phi_e)}$$

Sur la couronne de longueur $2\pi R\sin\Phi_2$ et de hauteur h le débit est:

$$Q(C) = \frac{-\,\pi\,p_a\,h^3\,\sin\Phi_2}{6\,\mu\,(\Phi_2 - \Phi_e)}$$

On pratique de la même façon au point B, et l'on obtient:

$$Q(B) = \frac{\pi\ p_a\ h^3\ \sin\Phi_1}{6\ \mu\ \ (\Phi_1 - \Phi_i)}$$

Le débit total est $Q_b = Q(B) + Q(C)$ soit:

$$Q_b = \frac{\pi\ p_a\ h^3}{6\ \mu} \left\{ \frac{\sin\Phi_2}{\Phi_e - \Phi_2} + \frac{\sin\Phi_1}{\Phi_1 - \Phi_i} \right\}$$

b)

Soit pour K_Q le coefficient de débit:

$$K_Q = \frac{\pi}{6} \left\{ \frac{\sin\Phi_2}{\Phi_e - \Phi_2} + \frac{\sin\Phi_1}{\Phi_1 - \Phi_i} \right\}$$

4°) Débit en litres/mn

Compte tenu de μ=0,07 Pa.s et de h=0,07 10^{-3} m on obtient:

K_Q= 5,84

Q_b = 3,38 l/mn

5°) Capillaire

a) Diamètre

Le débit dans le capillaire est égal au quart du débit dans la butée calculé précédemment car il y a quatre alvéoles il s'écrit:

$$Q_c = \frac{K_c}{\mu}\ (p_s - p_a) = Q_b/4$$

On a vu précédemment que $p_s = 2\ p_a$ pour avoir une rigidité maximale.

ainsi $K_c = \dfrac{\mu\ Q_b}{4\ p_a}$

avec $K_c = \dfrac{\pi\ d_c^4}{128\ L_c}$ avec $L_c = 40\ d_c$

soit $K_c = \dfrac{\pi\ d_c^3}{128\ \ 40}$

Identifiant les deux expressions de K_c il vient:

$$d_c = \left(\frac{128\ \ 40\ \mu\ Q_b}{4\ \pi\ p_a} \right)^{1/3}$$

On obtient numériquement:

$D_c = 0{,}93$ mm

On prendra: $D_c = 1$ mm

b) Ecoulement laminaire

Le nombre moyen de Reynolds dans le capillaire est:

$$R_{em} = \frac{\rho\ U_m\ D_c}{\mu}$$

Dans cette relation U_m représente la vitesse moyenne dans une section droite du capillaire:

Ainsi: $U_m = \dfrac{Q_b}{4\ \pi\ (D_c)^2}$ (4 alvéoles)

Alors: $R_{em} = \dfrac{\rho\ Q_b}{4\ \pi\ d_c\ \mu}$

Soit :

$\underline{R_{em} = 173}$ si $\rho = 860\ kg/m^3$

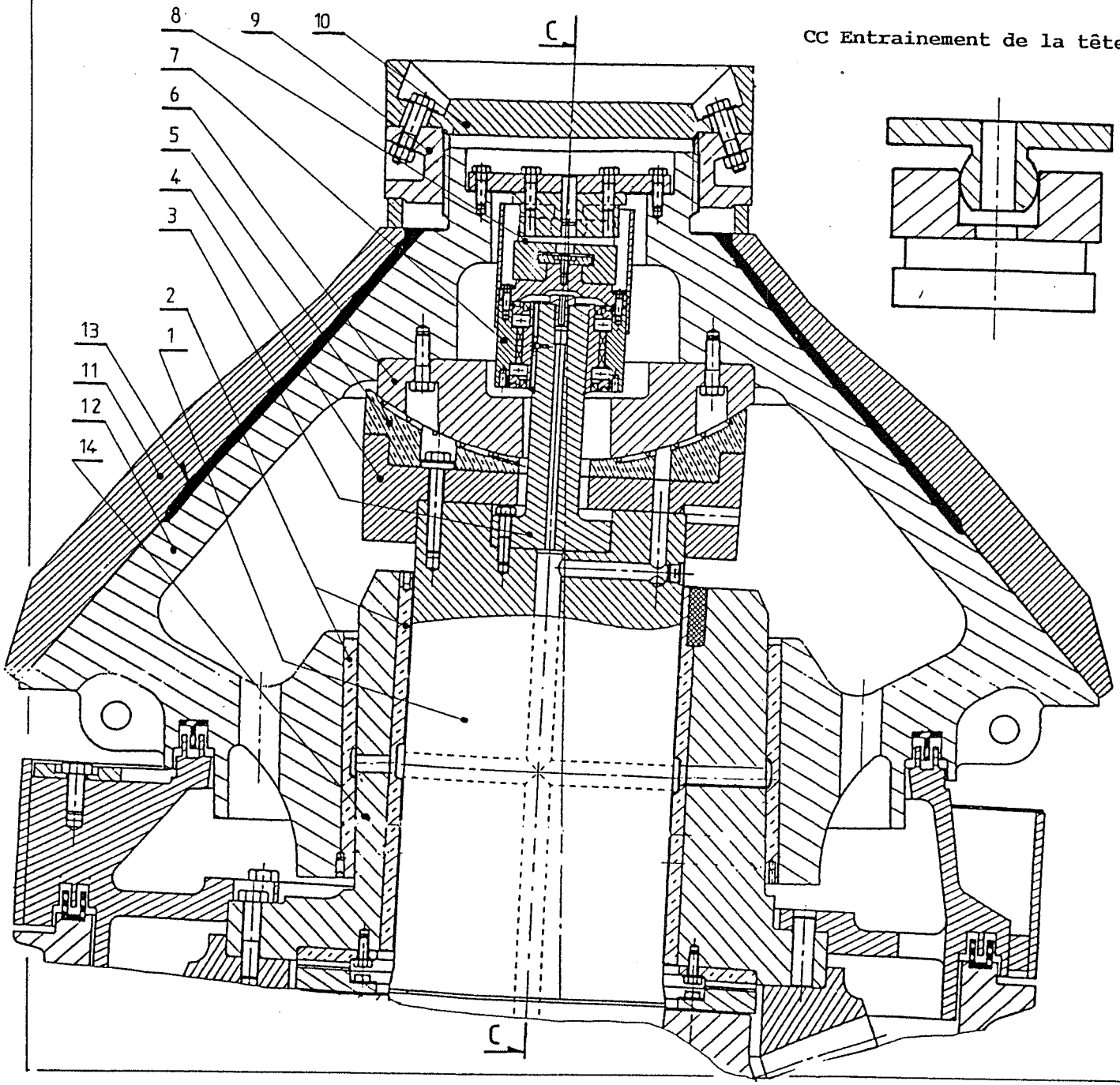
Ce résultat très inférieur à 2000 montre que l'écoulement reste bien laminaire dans le capillaire.

6°) <u>Puissance de la pompe</u>

$$P = \frac{Q_b\ p_s}{\eta}$$

$Q_b = 3,38$ l/mn;
$p_s = 39,3\ 10^5$ Pa;

Soit $\underline{P = 260\ W}$



CC Entrainement de la tête seul

NOTA

1. L'ANTIDEVIREUR (1) PERMET A LA TETE DE TOURNER DANS LE SENS HORAIRE PENDANT LE BROYAGE MAIS EVITE LE PATINAGE DANS LE SENS INVERSE DES AIGUILLES D'UNE MONTRE PENDANT LA MARCHE A VIDE.
2. LORS DE L'ASSEMBLAGE DE L'EMBRAYAGE A L'AXE,S'ASSURER QUE LA BAGUE EXTERIEURE DE L'ANTIDEVIREUR TOURNE DANS LE SENS HORAIRE.VUE DE DESSUS DU BROYEUR.
3. LA BARRE DE BLOCAGE DE TETE EST FIXE A LA TETE AU MOYEN DE 4 VIS (10) QUI DOIVENT SE CASSER EN CAS DE SURCHARGE. AU CAS OU CES VIS CASSENT.EN RECHERCHER LA CAUSE.Y REMEDIER ET REMPLACER LES VIS CASSEES. SERRER LES VIS (10) A 105 MN.
4. PENDANT LE FONCTIONNEMENT VERIFIER LE PLATEAU DISTRIBUTEUR REGULIEREMENT.SI LA TETE DES VIS S'USE.EN FAIRE LE REMPLACEMENT POUR PROTEGER L'INTERIEUR DU BROYEUR.
5. APRES MISE EN PLACE DU COUVERCLE (5) OBSTRUER LE JEU EXISTANT ENTRE LE COUVERCLE ET LA TETE AVEC DE LA PATE A JOINT (13)

1	1	Arbre vertical	20NC6	TT de Refe
2	2	Palier	CuPb10Sn10	
3	1	Axe d'entrainement de roue libre	20CD4	trempe850°
4	1	Contre plaque	16NC6	TT de Refe
5	1	Coussinet de butée sphérique	CuPb10Sn10	
6	1	Butée supérieure	20NC6	250 HB mini
7	1	Roue libre	KWG 600	Cannelé
8	1	Entrainement de la tête	10NC6	250 HB mini
9	1	Ecrou de blocage machoire	16NC6	250 HB mini
10	1	Couvercle protecteur	16NC6	250 HB mini
11	1	Machoire mobile	Z120M12 M	
12	1	Support de machoire mobile	"	
13	1	Support élastique	Perbunan	
14	1	Excentrique	280-480-M	
15		Visserie	42C2	

BROYEUR OMNICONE (corrigé)

COMMENTAIRES SUR L'EPREUVE DE MECANIQUE APPLIQUEE

Le broyeur OMNICONE qui faisait l'objet de l'étude est un type classique de broyeur utilisé pour obtenir des matériaux de granulométrie moyenne à fine.

La première difficulté du sujet résidait dans la compréhension du fonctionnement cinématique du mécanisme.

5 candidats ont rendu copie blanche en étude mécanique; 47 candidats ont rendu copie blanche en étude d'avant projet;

On peut s'étonner de ce deuxième chiffre. Le dessin technique restant à ce jour le mode d'expression privilégié des idées du concepteur.

ETUDE MECANIQUE

Thème A

Ce thème, très classique, permettait de faire une étude cinématique et énergétique du broyeur. La compréhension du mouvement du cône par rapport au bâti était nécessaire pour aborder sérieusement l'étude de conception.

Cette partie a été abordée avec plus ou moins de bonheur par la plupart des candidats qui ont composé en étude mécanique.

Un nombre important de candidats ne savent pas expliciter une condition de roulement sans glissement. Il fallait ici traduire la condition :

$$\overrightarrow{V(I,3/0)} = \vec{0}$$

Le premier membre de cette relation est souvent calculé en écrivant:

$$\overrightarrow{V(I,3/0)} = \frac{\overrightarrow{d(OI)}}{dt\ /Ro}$$

On rappelle que cette dernière expression conduit à la vitesse du point de contact I (point géométrique) par rapport au bâti 0.

Cette confusion est grave et inacceptable dans une copie d'Agrégation.

Il faut aussi rappeler aux candidats qu'ils doivent faire les calculs secondaires sur un brouillon, afin que la feuille de copie ne devienne pas illisible. Les candidats qui rendent de telles copies sont sanctionnés.

Seuls quelques candidats ont identifié le mouvement du cône par rapport au bâti comme étant un mouvement instantané de rotation autour de la droite OI.

Le calcul de la puissance nécessaire au broyage a été assez bien traité . Mais que penser du candidat qui trouve pour cette puissance:

$$P = 5198 \text{ Joules}$$

et qui commente:

" La puissance est positive parce que c'est une puissance qui est créée (les matériaux s'autobroient)" ???

Thème B

Ce thème avait pour objet d'aborder le calcul de la pression de contact dans un palier lisse en dépassant le calcul conventionnel afin de prendre en compte le jeu.

Fort peu de candidats sont parvenus à déterminer le déplacement $\delta(M)$ en fonction des paramètres précisés. La raison principale de cet échec est que les candidats n'ont pas su simplifier les relations brutes déterminées par des considérations géométriques. Les questions suivantes liées à celle-ci étaient dès lors inabordables.

Thème C

L'étude préliminaire était en fait une question de cours. Un nombre important de candidats ont abordé cette partie et l'ont réussie jusqu'au calcul de la rigidité Γ. Peu de réponses correctes pour la détermination de cette caractéristique de fonctionnement.

L'étude de la butée sphérique n'a pratiquement pas été abordée. Les candidats qui s'y sont risqués se sont empêtrés dans des calculs ... sans fin , dénotant par là même, une absence totale de méthode de travail. En effet dans ce type de calculs (charge, débit) , il revient toujours le même type d'intégrales, à calculer par primitivation. Il suffit donc de démontrer une formule et de l'employer avec différents arguments.

ETUDE DE CONCEPTION

Cette partie était consacrée à la conception de la tête mobile du broyeur. Elle s'appuyait simultanément sur l'ensemble du texte et sur un schéma technologique.

Etant donné le caractère vibratoire du phénomène d'attrition, le cahier des charges imposait en particulier des liaisons lisses.

L'ensemble de l'étude n'a été réalisée correctement que par 4% des candidats, pourtant le caractère modulaire de l'architecture du mécanisme aurait dû faciliter la tâche.

Le dessin du palier hydrostatique a été abordé avec plus ou moins de bonheur par 70% des candidats. Certains n'ont pas su exploiter le schéma du document 7 qui en donnait les caractéristiques. Les erreurs les plus fréquemment commises sont:

- l'usinage direct des parties de la butée sphérique dans l'arbre ou dans le support de mâchoire (complexité!..);
- la non représentation des alvéoles, et de leur alimentation qui étaient complètement définies dans le thème C.

Le palier radial entre le cône et l'excentrique est représenté par de nombreux candidats. Malheureusement, trop rares sont les dessins qui font apparaître la lubrification, les conditions fonctionnelles et la désignation des matériaux.

La roue libre est montée correctement par 25% des candidats. Le dessin, souvent à la mauvaise échelle, ne fait pas apparaître les arrêts en rotation des bagues avec les pièces auxquelles elles sont liées.

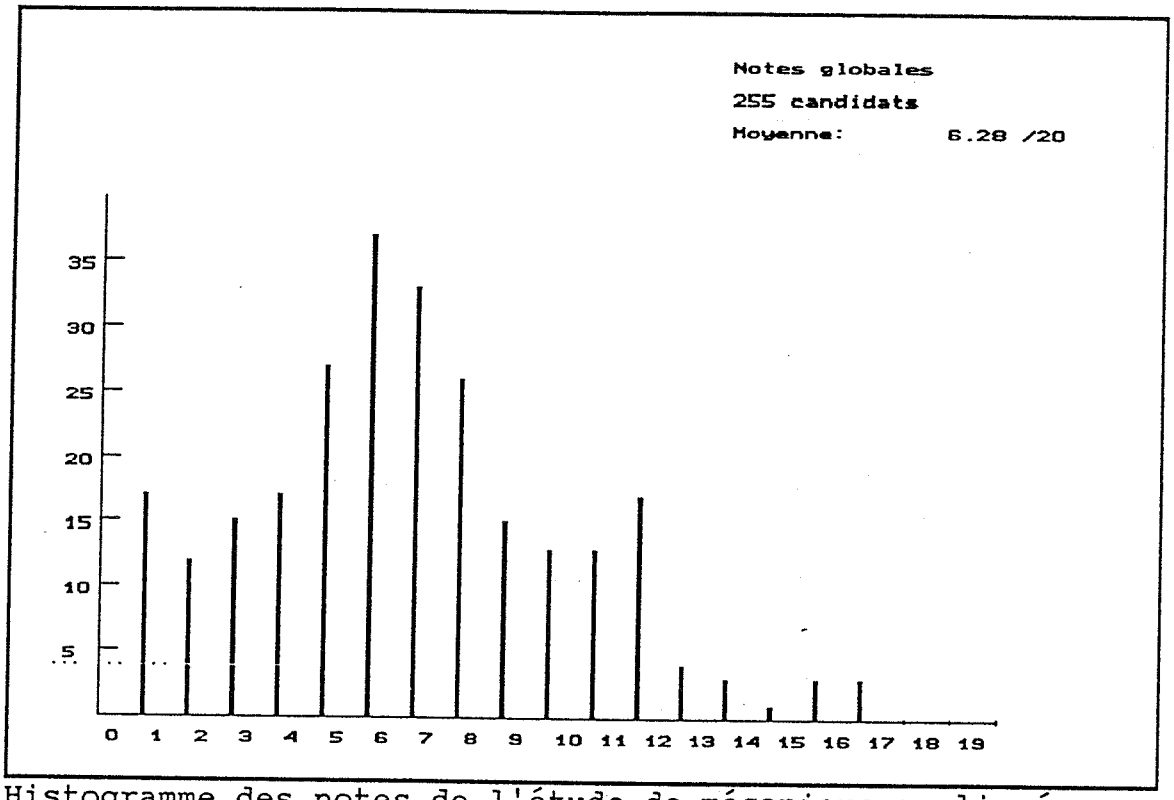
Le rôle du joint mécanique articulé a été mal compris, il a été rarement dessiné correctement (moins de 10 % des candidats).

Les erreurs graves rencontrées sont:

- les mâchoires soudées (il était pourtant précisé que leur fréquence de changement était de 150 à 2000 heures);

- l'absence totale d'étanchéité, d'indication de conditions fonctionnelles et de matériaux utilisés;

- le choix de matériaux fantaisistes tels que paliers en régule, mâchoires en fonte, ensemble des pièces en 100C6 ou XC38.



Histogramme des notes de l'étude de mécanique appliquée.