

II. CORRIGE DE L'ETUDE MECANIQUE

II.1 Etude géométrique permettant d'établir les relations entre les paramètres définissant la position des principaux solides constituant le moteur en phase de refoulement :

- établir une relation liant α et θ en fonction des paramètres géométriques L , a et θ_f .
La figure 4 du document 4 conduit à définir le point C_0 , comme la projection de B_0 sur O_0X_1 : $C_0B_0 = L \sin(\theta_f - \theta) = a \sin \alpha$
- établir l'expression du vecteur position O_0G_2 dans R_1 en fonction des paramètres géométriques L , a , θ_f et θ . Les triangles $O_0C_0B_0$ et $G_2C_0B_0$ sont rectangles en C_0 et le segment $O_0G_2 = O_0C_0 - G_2C_0$: $O_0G_2 = L \left\{ \cos(\theta_f - \theta) - \left[\left(\frac{a}{L} \right)^2 - \sin^2(\theta_f - \theta) \right]^{1/2} \right\} X_1$

II.2 Etude cinématique du mouvement plan du galet par rapport à la came :

- établir les expressions de V et de Γ en fonction des paramètres géométriques et cinématiques L , a , θ_f , θ et ω_{10} : la dérivation successive de l'expression de ρ permet de calculer V et Γ .

$$V = \frac{d\rho}{dt} = \omega_{10} L \left\{ \sin(\theta_f - \theta) - \frac{\sin 2(\theta_f - \theta)}{2 \left[\left(\frac{a}{L} \right)^2 - \sin^2(\theta_f - \theta) \right]^{1/2}} \right\}$$

$$\Gamma = \frac{dV}{dt} = -\omega_{10}^2 L \left\{ \cos(\theta_f - \theta) - \frac{\cos 2(\theta_f - \theta)}{\left[\left(\frac{a}{L} \right)^2 - \sin^2(\theta_f - \theta) \right]^{1/2}} - \frac{(\sin 2(\theta_f - \theta))^2}{4 \left[\left(\frac{a}{L} \right)^2 - \sin^2(\theta_f - \theta) \right]^{3/2}} \right\}$$

- calculer les valeurs de V et de Γ pour la situation particulière de fonctionnement suivante : $\theta = 25^\circ$ et $\omega_{10} = 25 \text{ rad/s}$: $V = -0.35 \text{ ms}^{-1}$ et $\Gamma = 105 \text{ ms}^{-2}$

Nota : $\rho = 70.6 \text{ mm}$

- exprimer dans le repère R_1 , en fonction de ρ , V , Γ et de ω_{10} :
 - le vecteur vitesse $V(G_2, 2/0)$ du point G_2 dans le mouvement du galet 2 par rapport à la came 0 : par composition des mouvements
$$V(G_2, 2/0) = V X_1 + \rho \omega_{10} Y_1$$

- le vecteur accélération $\Gamma(G_2, 2/0)$ du point G_2 dans le mouvement du galet 2 par rapport à la came 0 : par composition des mouvements

$$\Gamma(G_2, 2/0) = (\Gamma - \rho \omega_{10}^2) \mathbf{X}_1 + 2\omega_{10} V \mathbf{Y}_1$$

- calculer les valeurs de $\mathbf{V}(G_2, 2/0)$ et de $\Gamma(G_2, 2/0)$ pour la situation particulière de fonctionnement suivante : $\theta = 25^\circ$ et $\omega_{10} = 25 \text{ rad/s}$ (en ms^{-1} et ms^{-2}) :

$$\mathbf{V}(G_2, 2/0) = -0.35 \mathbf{X}_1 + 1.765 \mathbf{Y}_1 \quad \text{et} \quad \Gamma(G_2, 2/0) = 60.875 \mathbf{X}_1 - 17.5 \mathbf{Y}_1$$

- exprimer l'accélération angulaire galiléenne $\overset{\circ}{\omega}_{20}$ du galet et calculer sa valeur pour la situation particulière suivante : $\theta = 25^\circ$ et $\omega_{10} = 25 \text{ rad/s}$: l'inconnue $\overset{\circ}{\omega}_{20}$ se calcule à partir de la projection dans la base R_α de l'expression vectorielle de relation entre les accélérations de deux points appartenant à un même solide.

$$\Gamma(G_2, 2/0) = \Gamma(I, 2/0) + \mathbf{G}_2 \mathbf{I} \wedge \overset{\circ}{\Omega}_{20} + \overset{\circ}{\Omega}_{20} \wedge (\mathbf{G}_2 \mathbf{I} \wedge \overset{\circ}{\Omega}_{20})$$

$$= (\omega_{20} V_{I/0} + R \omega_{20}^2) \mathbf{X}_\alpha - r \overset{\circ}{\omega}_{20} \mathbf{Y}_\alpha$$

$$\Gamma(G_2, 2/0) \cdot \mathbf{Y}_\alpha = -(\Gamma - \omega_{10}^2 \rho) \sin \alpha + 2\omega_{10} V \cos \alpha = -r \overset{\circ}{\omega}_{20}$$

$$\overset{\circ}{\omega}_{20} = \frac{(\Gamma - \omega_{10}^2 \rho) \sin \alpha - 2\omega_{10} V \cos \alpha}{r} = 2515,8 \text{ rds}^{-2}.$$

II.3 Etude dynamique permettant de déterminer la pression minimale de refoulement du moteur :

- déterminer l'expression de la pression minimale à appliquer sur le piston en phase de refoulement pour que le moteur fonctionne dans les conditions définies précédemment .
- application numérique : $\theta = 25^\circ$, $\overset{\circ}{\omega}_{20} = 2516 \text{ rad.s}^{-2}$.

Système matériel isolé : le galet 2

- Analyse des actions extérieures :
 - Actions à distance : poids $\mathbf{P}_2 = -m_2 g \mathbf{X}_1$ et $\mathbf{M}(G_2, \mathbf{P}_2) = \mathbf{0}$
 - Actions de contact :
 - l'action de contact surfacique du piston 3 sur le galet 2 est définie en G_2 par le torseur exprimé dans la base B_1 du repère R_1 . Dans le domaine d'étude le moment est positif.

$$\{3/2\} = \left\{ \begin{array}{cc} X_{32} & 0 \\ Y_{32} & 0 \\ 0 & + \frac{4}{\pi} r \sin \varphi \sqrt{X_{32}^2 + Y_{32}^2} \end{array} \right\} \text{ dans } B_1$$

- l'action de contact linéique de la came 0 sur le galet 2 est définie en I par le torseur exprimé dans la base B_α du repère R_α . La pression minimale appliquée sur le piston conduit à considérer le roulement sans glissement du galet sur la came à la limite de l'adhérence.

$$\{0/2\} = \begin{Bmatrix} -|X_1| \\ 0 \\ \varepsilon|X_1|f, 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \text{ dans } B_\alpha, \text{ avec } \varepsilon = \pm 1$$

- Analyse des quantités d'accélération :

$$\begin{aligned} - \text{ Résultante dynamique : } \mathbf{R}_{2/0} &= m_2 \Gamma(G_2, 2/0) \\ &= m_2 (\Gamma - \rho \omega_{10}^2) \mathbf{X}_1 + m_2 2\omega_{10} V \mathbf{Y}_1 \end{aligned}$$

$$- \text{ Moment dynamique : } \delta(G_2, 2/0) = \frac{d}{dt} \sigma(G_2, 2/0) = C_2 \dot{\omega}_{20} \mathbf{Z}_1$$

$$\text{Avec } C_2 = \frac{m_2 r^2}{2}$$

- Principe fondamental de la dynamique appliqué au galet 2 :

- Théorème de la résultante dynamique :

En projection sur \mathbf{X}_1

$$-m_2 g - |X_1| \cos \alpha - \varepsilon |X_1| f \sin \alpha + X_{32} = m_2 (\Gamma - \rho \omega_{10}^2) \quad (1)$$

En projection sur \mathbf{Y}_1

$$-|X_1| \sin \alpha + \varepsilon |X_1| f \cos \alpha + Y_{32} = m_2 2\omega_{10} V \quad (2)$$

- Théorème du moment dynamique :

En projection sur \mathbf{Z}_1

$$\varepsilon r |X_1| f + \frac{4}{\pi} r \sin \varphi_{\text{glissement}} (X_{32}^2 + Y_{32}^2)^{1/2} = C_2 \dot{\omega}_{20} \quad (3)$$

- Résolution :

Le système à résoudre, est un système de 3 équations à 3 inconnues. Il est fonction du paramètre $\varphi_{\text{glissement}}$ au niveau du contact galet - piston.

Le mouvement du galet par rapport au piston est continu et il a lieu dans l'huile. Le graissage est, suivant les phases de fonctionnement : onctueux, mixte ou hydrodynamique. $\tan \varphi_{\text{glissement}} \in [0.002, 0.08]$. L'équation (3) montre que $|X_1|$ est maximum pour $\varphi_{\text{glissement}}$ minimum. Le cas le plus défavorable est donc pour $\varphi_{\text{glissement}} = 0$, ce qui conduit à poser $\varepsilon = 1$.

$$|X_1| = \frac{C_2 \omega_{20}}{rf} = 9.04 N, \quad X_{32} = 14.38 N \quad \text{et} \quad Y_{32} = -0.63 N$$

Nota : pour l'autre valeur limite $\tan \varphi_{\text{glissement}} = 0.08$, la résolution du système d'équations conduit aux résultats : $|X_1| = 2.41 N$, $X_{32} = 7.72 N$ et $Y_{32} = -0.13 N$. Le résultat montre que la valeur à retenir pour la détermination de la pression minimum est bien pour $\varphi_{\text{glissement}} = 0$

Système matériel isolé : le piston 3

- Analyse des actions extérieures :

$$- \text{ Actions à distance : poids } \mathbf{P}_3 = -m_3 g \mathbf{X}_1 \text{ et } \mathbf{M}(G_3, \mathbf{P}_3) = \mathbf{0}$$

- Actions de contact :

- l'action de contact surfacique du galet 2 sur le piston 3 est définie en G_2 par le torseur exprimé dans la base B_1 du repère R_1 . En application de la réciprocité des actions mutuelles :

$$\{2/3\} = \left\{ \begin{array}{cc} -X_{32} & 0 \\ -Y_{32} & 0 \\ 0 & -\frac{4}{\pi} r \sin \varphi \sqrt{X_{32}^2 + Y_{32}^2} \end{array} \right\} \text{ dans } B_1$$

- l'action du bloc-cylindres 1 sur le piston 3 est définie en G_2 par le torseur exprimé dans la base B_1 du repère R_1 :

$$\{1/3\} = \left\{ \begin{array}{cc} X_{13} & 0 \\ Y_{13} & 0 \\ 0 & N_{13} \end{array} \right\} \text{ dans } B_1$$

- l'action du fluide sur le piston :
 $\mathbf{R} = pS \mathbf{X}_1$ et $\mathbf{M}(G_2, \mathbf{R}) = \mathbf{0}$

- Analyse des quantités d'accélération :

$$\begin{aligned} \text{- Résultante dynamique : } \mathbf{R}_{3/0} &= m_3 \Gamma(G_3, 3/0) \\ &= m_3 (\Gamma - \rho_{G_3} \omega_{10}^2) \mathbf{X}_1 + m_3 2\omega_{10} V \mathbf{Y}_1 \end{aligned}$$

$$\text{- Moment dynamique : } \delta(G_3, 3/0) = \frac{d}{dt} \sigma(G_3, 3/0) = \mathbf{0}$$

$$\delta(G_2, 3/0) = \delta(G_3, 3/0) + \mathbf{G}_2 \mathbf{G}_3 \wedge \mathbf{R}_{3/0} = -2 l_3 \omega_{10} V \mathbf{Z}_1$$

- Principe fondamental de la dynamique appliqué au piston 3 :

- Théorème de la résultante dynamique :

En projection sur \mathbf{X}_1

$$-m_3 g - X_{32} + X_{13} + pS = m_3 (\Gamma - \rho_{G_3} \omega_{10}^2) \quad (4)$$

En projection sur \mathbf{Y}_1

$$-Y_{32} + Y_{13} = m_3 2\omega_{10} V \quad (5)$$

- Théorème du moment dynamique :

En projection sur \mathbf{Z}_1

$$-\frac{4}{\pi} r \sin \varphi_{\text{glissement}} (X_{32}^2 + Y_{32}^2)^{1/2} + N_{13} = -2l_3 \omega_{10} V \quad (6)$$

- Résolution :

La pression assurant un roulement sans glissement du galet sur la came quelque soit le type de graissage entre le galet et le piston est calculée pour

$$\varphi_{\text{glissement}} = 0.$$

$$(6) \quad + N_{13} = -2l_3 \omega_{10} V = -2.8E-2 \text{ Nm}$$

$$(5) \quad Y_{13} = m_3 2\omega_{10} V + Y_{32} = -2.38 \text{ N}$$

Le contact est ainsi assuré sur une seule génératrice du piston.

$$X_{13} = 2.38 * 0.08 = 0.19 \text{ N}$$

$$(4) \quad pS = m_3 g + X_{32} - X_{13} + m_3 (\Gamma - \rho_{G_3} \omega_{10}^2) = 22.26 \text{ N}$$

Conclusion :

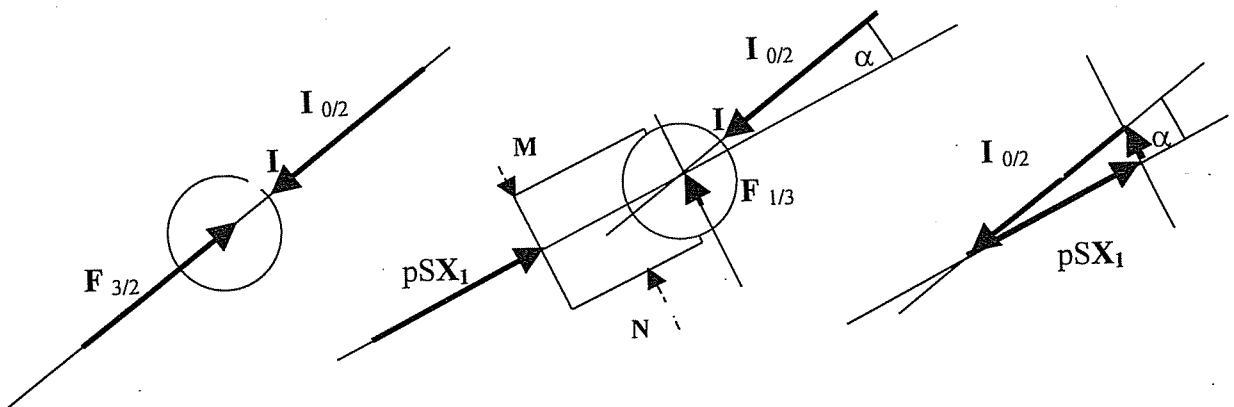
$p = 0.027 \text{ MPa}$. Cette pression très inférieure à la pression de gavage est toujours assurée dans toutes les phases de fonctionnement du moteur. Le risque de grippage du galet sur la came est donc écarté.

II.4 Etude du contact galet - came :

- formuler les hypothèses complémentaires conduisant à une étude statique du mécanisme galet, piston, came et bloc-cylindres :

Le fluide est à une pression constante de 30MPa (300 bars) sur un piston de diamètre 32.2 mm, soit un effort de 24429N. Les efforts mis en jeu dans l'étude dynamique précédente sont de l'ordre de moins de 100N ($pS=22.26\text{N}$). Dans cette phase d'étude, les quantités d'accélération sont négligeables devant les actions en présence. L'étude à mener est donc une étude statique.

- représenter dans une position intermédiaire d'étude, les actions appliquées :
 - au galet,
 - au piston,
 - à l'ensemble galet-piston.



Le galet 2 est en équilibre sous l'action de deux forces égales et directement opposées. La résistance au glissement est négligée au niveau du contact galet 2 - came 0. Le glisseur (force) représentant cette action passe par le centre du galet 2. Le support des glisseurs passe donc par I et par G_2 .

L'ensemble galet + piston est en équilibre sous l'action de trois forces concourantes en G_2 et coplanaires. La somme des glisseurs représentant ces actions est nulle. L'action du bloc-cylindres 1 sur le piston est représentée par un glisseur de direction *perpendiculaire* à l'axe du piston, car ce guidage est supposé parfait.

Nota : les vecteurs **M**, **N** représentent des résultantes possibles des actions locales du bloc-cylindres sur le piston. Le problème est complexe à ce niveau, car il dépend principalement du jeu, de la géométrie et de la raideur des contacts. Cette étude locale n'est pas demandée dans cette question.

- déterminer l'effort de contact entre galet et came en fonction de α , puis de θ pour $I \in \text{HJK}$:

Le triangle rectangle représentant la somme des glisseurs, permet d'exprimer $I_{0/2}$:

$$|I_{0/2}| = \frac{pS}{\cos \alpha} = \frac{24429}{\cos \alpha}$$

L'angle α évolue de 0 (point mort haut pour le piston ; les points O_0 , G_2 et B_0 sont alignés) à 0 (point mort bas pour le piston ; les points O_0 , G_2 et A_0 sont alignés). L'évolution de α s'exprime en fonction de θ , par deux études géométriques à partir de la figure 4.

Le contact a lieu de K à J : (voir la question II.1)

$$HB_0 = L \sin(\theta_f - \theta) = a \sin \alpha \text{ d'où } \sin \alpha = \frac{L}{a} \sin(30 - \theta)$$

Le contact a lieu de J à H :

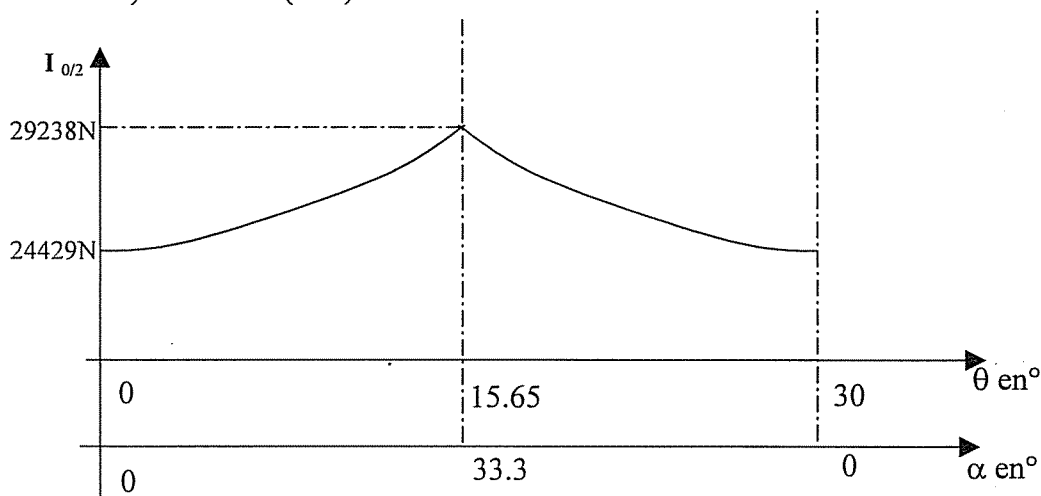
$$\sin \alpha = \frac{55}{27} \sin \theta$$

La valeur de α_j peut être déterminée à partir des deux expressions précédentes :

$$\theta_j = 15.65^\circ \text{ et } \alpha_j = 33.3^\circ$$

- donner l'allure de la variation de l'effort de contact en fonction de α et de θ :

L'effort de contact entre galet et came évolue de 24429N (points morts haut et bas) à 29238N (en J).



- calculer la pression de contact aux points morts haut et bas, ainsi qu'au point J :

Le contact est du type acier sur acier, d'où $K_1 = K_2 = \frac{1-0.3^2}{\pi * 210000}$,

Le calcul de la demi-largeur b est effectué avec la relation rectifiée (voir commentaire) :

$$b = 2 \left(\frac{F_n (K_1 + K_2)}{l(C_1 + C_2)} \right)^{1/2},$$

- Au point mort haut : $C_1 + C_2 = \frac{1}{46} + \frac{1}{11.5}$, $F_n = 24429N$ et $l = 23mm$

$$b_{point\ mh} = 0.328mm \text{ d'où } p_{pmh} = 2060MPa$$

- Au point mort bas : $C_1 + C_2 = -\frac{1}{38.5} + \frac{1}{11.5}$, $F_n = 24429N$ et $l = 23mm$
 $b_{point\ mort} = 0.438mm$ d'où $p_{pmb} = 1543MPa$

- Au point J (partie concave et partie convexe) :

Came concave : $C_1 + C_2 = -\frac{1}{38.5} + \frac{1}{11.5}$, $F_n = 29238N$ et $l = 23mm$

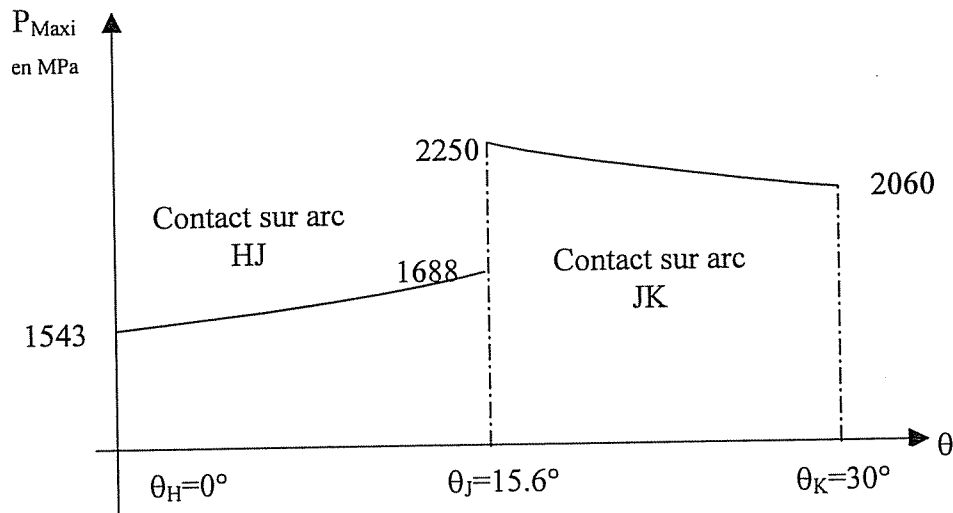
$$p_{Jconcave} = 1688MPa$$

Came convexe : $C_1 + C_2 = \frac{1}{46} + \frac{1}{11.5}$, $F_n = 29238N$ et $l = 23mm$

$$p_{Jconvexe} = 2250MPa$$

En J le rayon de courbure tend vers l'infini. Il apparaît donc une discontinuité au niveau des pressions de contact.

- donner l'allure de la variation de la pression de contact en fonction de θ :



- analyser cette variation et proposer une amélioration possible de la came :
 Cette discontinuité en J n'est pas admissible, il est donc nécessaire d'aménager le profil de la came.
 La ligne caractérisant le profil de la came doit être constituée d'une courbe à rayons de courbure variables et à concavités opposées ou d'arcs de courbe équivalents.

- proposer, **en les justifiant**, les matériaux et les traitements associés permettant de réaliser cette came.

La pression maximale est importante 2250 M.Pa. Il s'agit d'un contact dynamique roulant de même nature qu'un rouleau de roulement. Les matériaux retenus dans ce type de construction sont :

- acier faiblement allié de trempe à cœur : 100 Cr 6
- acier de cémentation suivie d'une trempe : 20 MnCr5 (profondeur voisine de 1.6 b)

II.5 Etude du guidage en rotation de l'arbre de sortie :

- déterminer la précharge axiale minimale de manière à obtenir un jeu nul dans un des deux roulements lorsque celui-ci est sollicité par $F_{a \text{ maxi}} = 35000 \text{ N}$.

Les roulements ont la même caractéristique élastique : $\delta_{ai} = 5 * 10^{-3} F_{ai}^{0.9}$

La cale en acier est soumise à de la compression : $\Delta l = 0.035 * 10^{-3} F$

Nota : la rigidité de la cale est nettement plus grande que la rigidité axiale des roulements.

La charge F_a de 35000N appliquée par le bloc-cylindres sur le roulement n°32210 doit provoquer un jeu nul ($\delta_a = 0$) pour le roulement n°32011X. Dans cette situation, l'arbre est en équilibre et l'action au niveau de la rondelle est donc nulle.

L'accroissement de la déformation axiale du roulement n°32210 entraîne l'annulation de la déformation axiale du roulement 32011X et de la déformation de compression de la rondelle.

L'équation suivante exprime la relation entre ces deux états de déformation :

$$5 * 10^{-3} (35000^{0.9} - F_{a0}^{0.9}) = 5 * 10^{-3} F_{a0}^{0.9} + 0.035 * 10^{-3} F_{a0}$$

$$F_{a0} = 16038 \text{ N (valeur pas trop éloignée de la charge axiale/2)}$$

- donner une explication brève mais précise sur le processus de mise en précharge.

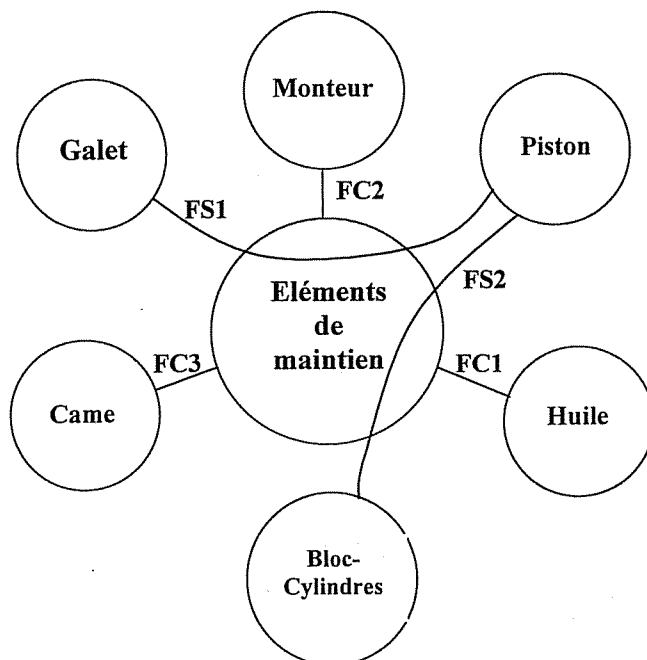
Après la mise en place des roulements dans le carter du moteur, il faut mesurer la distance, les pièces étant en continuité de matière, entre les deux faces extérieures des bagues intérieures des roulements cote : C_1 . Il faut également mesurer la distance entre l'épaulement de l'arbre et la face du segment d'arrêt qui sera en appui sur la cale cote : C_2 . L'épaisseur de la cale est alors calculable en ajoutant à $C_2 - C_1$, les déformations sous charges : $2\delta_{a0} + \Delta l + \delta_{carter} + \delta_{arbre}$.

Une variante de cette méthode consiste à mesurer la distance entre les deux faces extérieures des bagues intérieures des roulements sous une charge $F_{a0} = 16000 \text{ N}$ cote : C_1 sous F_{a0} . L'épaisseur de la cale est alors calculable en ajoutant à $C_2 - C_1$ sous F_{a0} , les déformations sous charges des autres pièces : $\Delta l + \delta_{arbre}$.

III ETUDES DE CONCEPTION

III.1 Conception partielle du moteur :

- réaliser le graphe des interacteurs du point de vue du concepteur « *des éléments de maintien en position d'un piston et d'un galet* »,



- présenter sous la forme d'un tableau de synthèse, les fonctions selon le **point de vue du concepteur** associées à la réalisation de ce maintien en position.

Fonctions	Critères	Niveau	Flexibilité
FS1 : arrêter axialement le galet par rapport au piston	Précision Effort Rigidité	0.2 mm 100N moyenne	± 0.1 mm $\pm 10N$
FS2 : imposer une position angulaire du piston par rapport au bloc-cylindres	Précision Effort Rigidité	0.5° 1Nm Moyenne	$\pm 0.1^\circ$ $\pm 0.1Nm$
FC1 : ne pas pomper l'huile dans le carter	Volume variable	Minimum	
FC2 : se monter dans les pièces existantes	Usinages complémentaires Accès aux surfaces de liaison Maintien en position	Minimum Directement Irréversible	Aucune
FC3 : ne pas interférer avec la came	Contact	Aucun	Aucune

- dessiner à l'échelle 1 sur le document 2, la solution retenue répondant au cahier des charges défini précédemment. (voir le document Poclairn module 21 pages 12 et 13)

III-2 Conception du treuil hydraulique (voir documents 2 et 5)

III-2 a Dessin de l'ensemble du treuil :

La conception du treuil doit être simple (réduire au maximum le nombre des pièces).

1. le moteur hydraulique MS 05 entraîne le tambour situé sur un même axe :
 - liaison complète du moteur sur le bâti du treuil :
 - appui plan + centrage court,
 - implantation de 8 vis de fixation.
 - liaison glissière entre tambour et l'arbre du moteur hydraulique :
 - cannelures débouchantes dans le flasque gauche du tambour,
 - flasque gauche centré dans le tambour cylindrique (cas de deux pièces).
2. le guidage du tambour est assuré (à droite) par un palier indépendant comportant un roulement rigide étanche à billes :
 - liaison rotule (palier fixe) entre le bâti de treuil et le tambour cylindrique :
 - Roulement centré et arrêté sur l'arbre lié au bâti du treuil,
 - Roulement centré et arrêté dans l'alésage du tambour cylindrique.
3. Le bâti du treuil en construction mécano - soudée comporte les surfaces suivantes :
 - Surfaces de liaison avec le moteur,
 - Surfaces de liaison avec le flasque droit,
 - Surfaces de liaison avec le support,
 - Surfaces nécessaires à la rigidité de cette pièce.

La maquette numérique du treuil proposée répond aux spécifications précédentes.

III-2 b Etude des formes moulées et mécano - soudées :

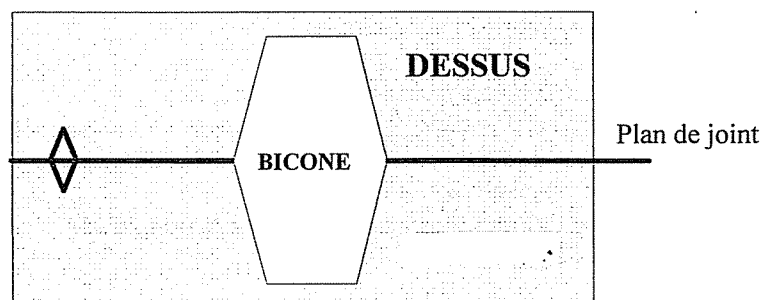
1°/ Analyse du moulage du tambour :

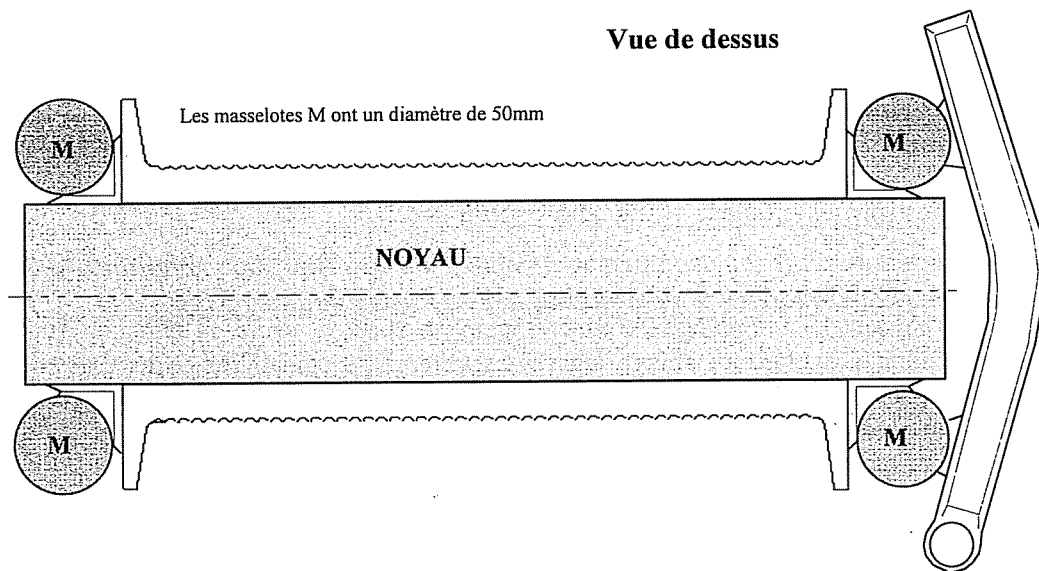
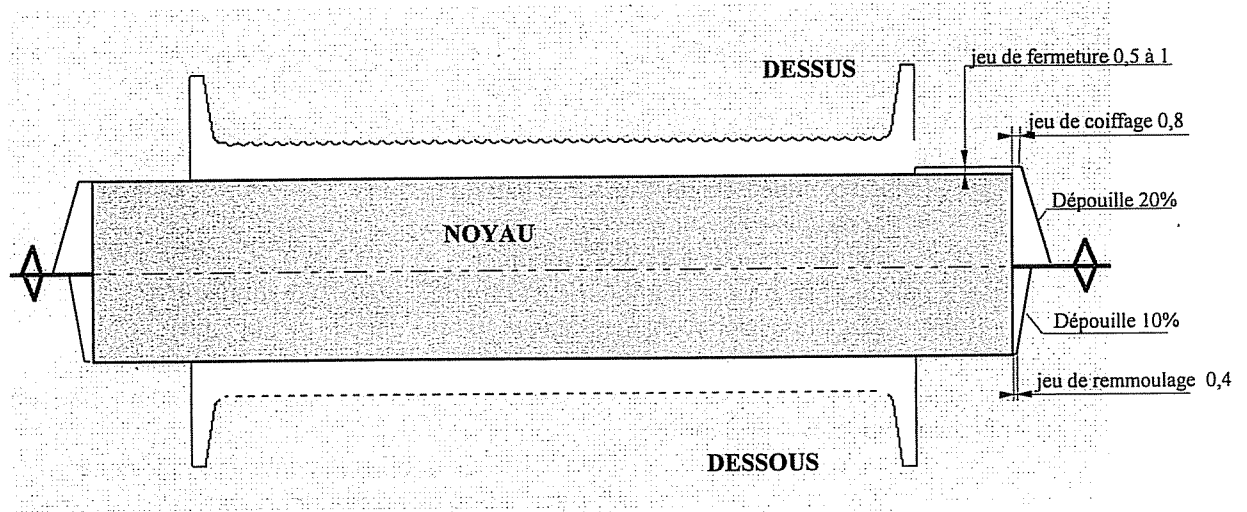
Le niveau des contraintes de fonctionnement, chocs et usure du tambour par le câble, conduit à exclure un alliage léger. Les critères de coulabilité et de résistance conduisent à retenir, par exemple, une fonte du type GS 400-12 dont les propriétés mécaniques sont comparables à celles de l'acier.

Etant donné les formes et les dimensions de cette pièce et la possibilité d'alimenter correctement les parties les plus épaisses (raccords entre la partie cylindrique et joues, raccord en L) un plan de joint horizontal facilite le masselottage et simplifie le noyautage.

Pour limiter les bavures au niveau du joint et éviter le risque de variation des deux parties du moule préjudiciable au guidage du câble, il est recommandé :

- D'utiliser un sable autodurcissant (sable à prise chimique analogue à un sable de noyautage).
- de positionner les deux parties du moule en utilisant des bicônes de centrage, qui réduisent le jeu entre les châssis . Dans ce cas, le positionnement des deux parties de moule n'est plus lié à la précision des châssis, mais dépend de la précision du plan de joint.



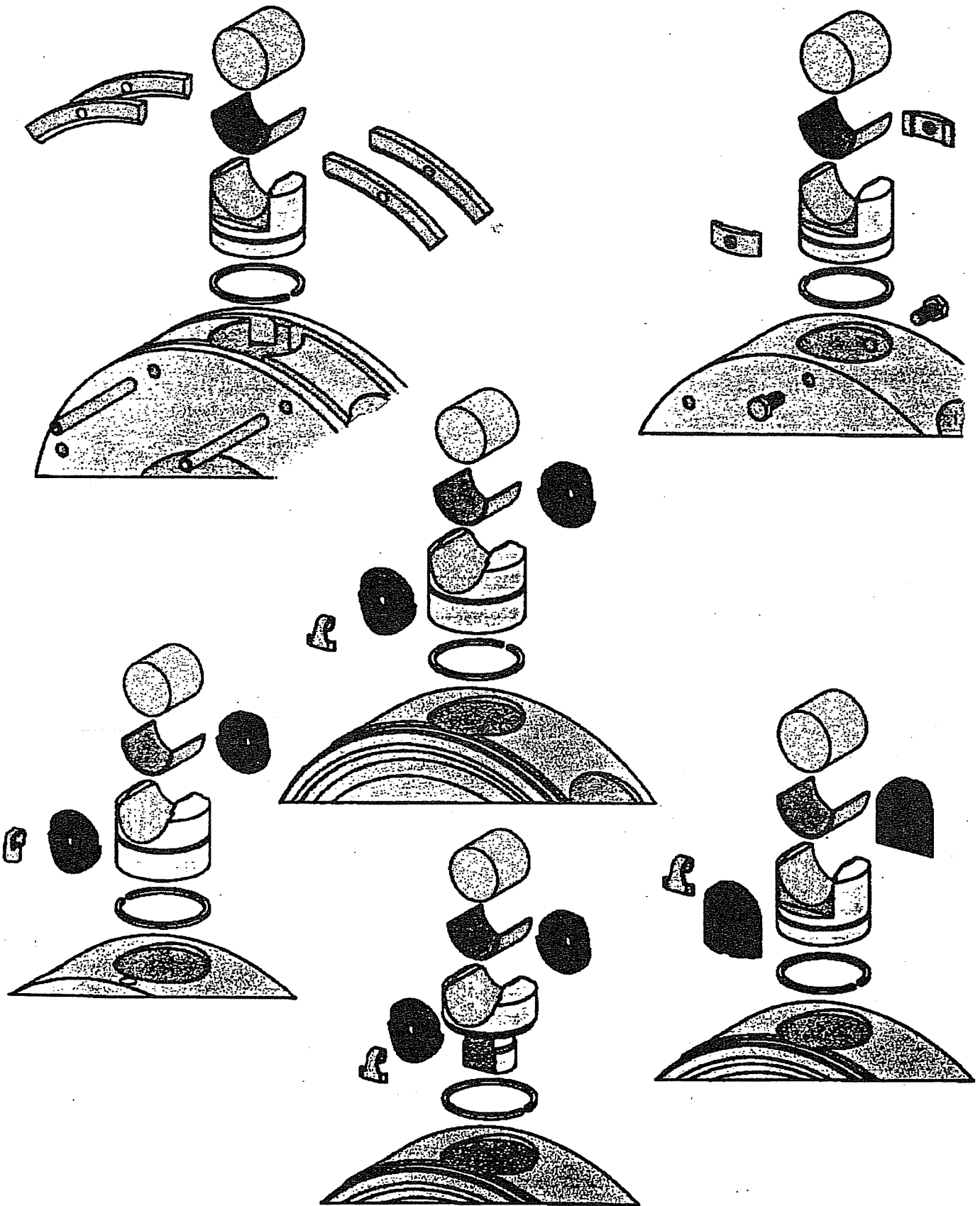


2°/ Analyse de la construction mécano - soudée du bâti :

Les détails de formes et de découpes, les épaisseurs de tôles sont représentés sur la maquette numérique du treuil. Les candidats, qui ont abordé cette partie de l'étude, utilisent parfois des épaisseurs de tôle trop importantes. Une tôle de 5mm d'épaisseur suffit, à condition de réaliser une structure en caisson et de renforcer les zones de liaisons par des bagues rapportées par soudage.

La gamme succincte d'obtention est la suivante :

- a- plaques de tôle découpées, pliées, assemblées et soudées. Attention à l'accès aux cordons de soudure et éviter de souder des épaisseurs différentes. (préparation des surfaces à souder ...)
- b- bâti usiné sur CU au niveau des surfaces fonctionnelles.



6 GUIDAGE DU GALET

Dans chaque piston, le **galet** peut **glisser** latéralement par rapport à son coussinet. Pour qu'il reste centré, et qu'il ne vienne pas toucher l'alésage, il faut le guider latéralement.

Le piston, dans son alésage, peut **tourner** autour de son axe, quand sa position angulaire n'est pas imposée par le contact du galet sur la came, par exemple quand le galet est décollé de la came pendant une phase de débrayage.

Enfin, quand le galet roule sur la came, si l'axe du galet n'est pas parfaitement parallèle à l'axe du bloc-cylindres, il apparaît un effort de **vissage**, c'est à dire un effort axial du galet qui tend à lui faire quitter sa position centrée par rapport à l'axe du piston. Ce vissage est causé par des défauts de profil de la came, ou par des défauts de positionnement du bloc-cylindres par rapport à la came (résultants par exemple de flexions sur les paliers)

Pour maintenir le galet et le piston dans une position correcte dans toutes les circonstances, **plusieurs solutions** techniques ont été utilisées :

- des **segments** métalliques insérés dans une gorge du bloc-cylindres limitaient le déplacement latéral du galet, et l'empêchaient de tourner. Cette solution, utilisée sur nos premiers moteurs G4, présente l'inconvénient d'enfermer un volume de fluide entre le piston, le galet, l'alésage, et le segment. Ce volume, variable au cours du mouvement du piston, provoque un **pompage** du fluide, donc un **freinage** d'autant plus important que la vitesse est élevée. Cette solution est encore utilisée par la plupart de nos concurrents.

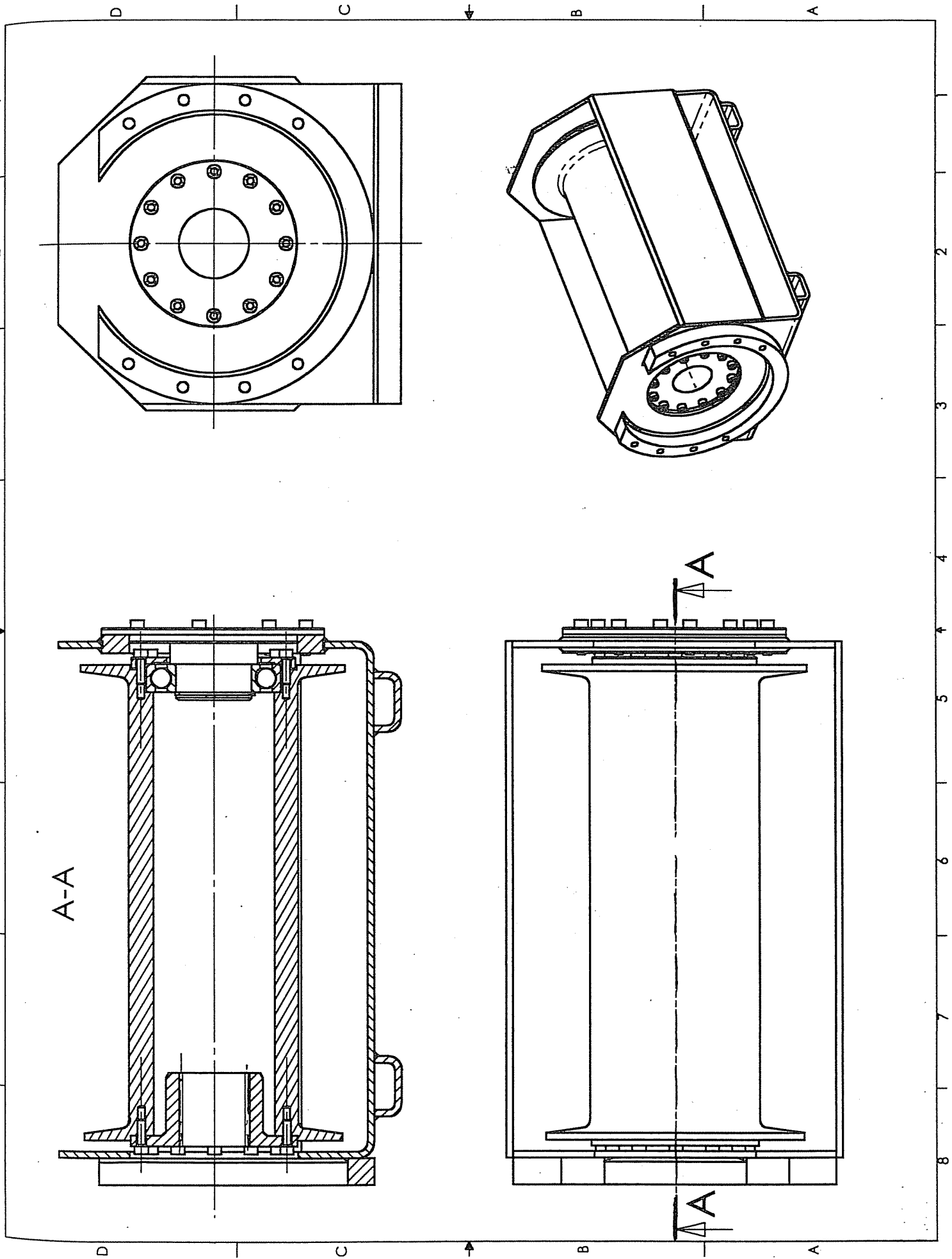
- des pièces métalliques appelées **lunules**, fixées par vis à l'intérieur des alésages, remplissaient le même rôle que les segments, mais en ayant l'avantage de ne pas échancre les alésages, donc ne nécessitant pas d'opération d'ébavurage, toujours délicates sur des pièces lourdes comme les blocs-cylindres. Par contre, cette solution de lunules présentait le même inconvénient de pompage que la solution avec des segments.

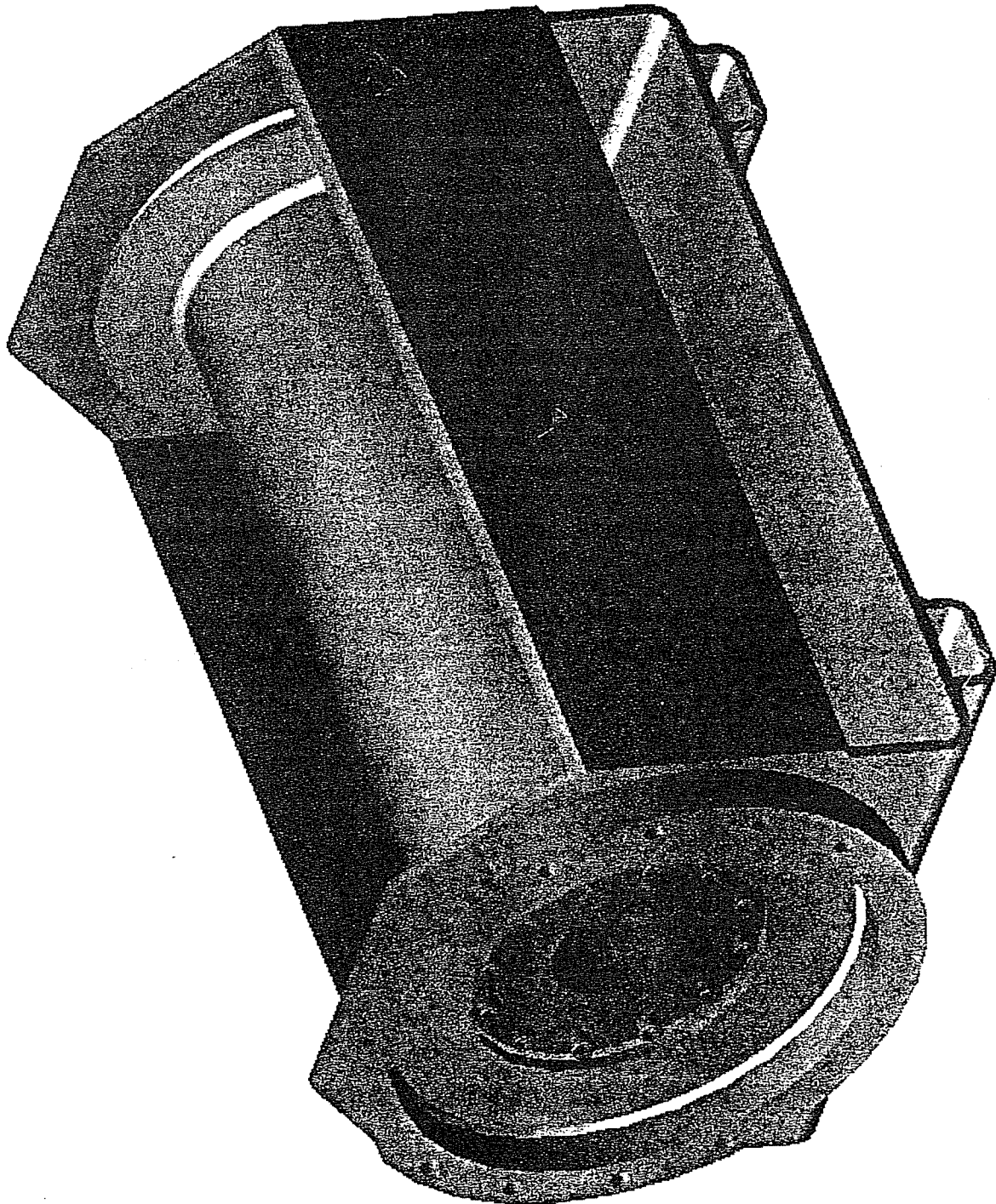
- des pièces en **matière plastique** appelées **lunambules** sont logées à l'intérieur de l'alésage, en occupant toute la place laissée libre entre le piston, le galet et l'alésage. Ces lunambules **se déplacent avec le piston**, donc glissent par rapport à l'alésage. Le **galet** tourne par rapport aux lunambules, et **s'appuie** sur elles quand un effort de vissage apparaît.

Les lunambules ont une encoche, parallèle à l'axe du piston, dans laquelle la languette d'une **agrafe** vient se loger. Ainsi le piston ne peut pas tourner autour de son axe, dans les positions où il n'est pas orienté par la came.

Le fait que les lunambules soient en matière plastique donne des frottements faibles dans tous les **contacts** avec les pièces métalliques.

Les agrafes sont des pièces en acier, positionnées sur le bloc-cylindres, soit par une encoche **latérale** du bloc-cylindres, soit par un trou **radial** à la périphérie du bloc-cylindres. Ceci est préférable quand le bloc-cylindres comporte plusieurs rangées de pistons.





COMMENTAIRE AGREGATION GM 2000 AVANT - PROJET DE MECANISME.

L'étude mécanique comporte quatre questions relativement indépendantes grâce à l'introduction de résultats intermédiaires.

Les compétences à mettre en œuvre dans la première partie sont du domaine de la modélisation géométrique, de la cinématique, de la mécanique newtonienne d'un système mécanique plan. La seconde partie est consacrée à l'étude des contacts et à l'étude de la rigidité d'un guidage en rotation.

Dans l'ensemble de l'étude mécanique, la capacité à analyser des actions mécaniques est à mettre en œuvre. Un futur professeur agrégé de génie mécanique doit être capable de transmettre à ses élèves des démarches d'analyse conduisant à modéliser et à exprimer les représentants d'une action de contact : représentant local et représentant global. Le jury rappelle que cette compétence est importante et qu'elle sera systématiquement évaluée.

L'étude géométrique, sur 0.5 point, permet au candidat de s'approprier rapidement le paramétrage du moteur. Il extrait de la figure 4 les éléments géométriques utiles à l'obtention des relations géométriques demandées. La fermeture de chaîne ou bien la considération de deux triangles rectangles ayant un côté commun permettent d'exprimer directement les relations demandées.

L'étude cinématique, sur 1.5 point, est à conduire par une démarche de composition de mouvements. Cette démarche est globalement bien suivie. L'aptitude à dériver méthodiquement et avec précision une fonction est importante pour un futur professeur agrégé de génie mécanique, qui sera amené à effectuer régulièrement ce travail devant des élèves de BTS, de DUT, de CPGE et d'élèves ingénieur. L'emploi de la relation de composition des accélérations conduit au calcul de l'accélération galiléenne de G2. L'expression de l'accélération du CIR (I) est rappelée dans le sujet et permet de déterminer l'accélération angulaire du galet. Les candidats ayant obtenu une valeur d'accélération importante ont accompagné le résultat de remarques pertinentes

L'étude dynamique, sur 2 points, du comportement du contact entre le galet et la came conduit à écrire la condition limite d'adhérence. Cette question demande au candidat d'établir sa propre stratégie. Il doit, avant de développer les calculs, définir l'isolement systématique et méthodique du galet 2 puis du piston 3. Cette démarche permet d'obtenir la pression minimale demandée. La démarche est ainsi valorisée par une rédaction structurée : système matériel isolé, actions extérieures, quantités d'accélération, théorèmes généraux et résolution.

L'étude du contact galet – came, sur 2.5 points, en phase d'admission conduit à considérer comme négligeables les quantités d'accélération et les actions de pesanteur devant les autres actions de contact (22 N / 24429 N). Les liaisons sont parfaites et le problème est un problème plan. L'isolement du galet 2 conduit à déterminer le support des actions extérieures. Les candidats ayant isolé le galet ont souvent déterminé le support des actions. L'isolement du piston 3 conduit à déterminer le support des actions extérieures : trois glisseurs concourants. Les candidats ayant isolé le piston ont souvent déterminé les supports des actions.

L'expression de $N_j = I = \frac{pS}{\cos \alpha}$ conduit à définir deux domaines d'étude (HJ et JK). Le calcul de

$\alpha = f(\theta)$ dans ces deux domaines s'appuie sur la démarche de l'étude géométrique. L'application des calculs de Hertz conduit à montrer que les pressions ont une discontinuité en J. L'expression de la demi largeur est entachée d'une erreur typographique dans le sujet. Elle conduit à calculer des pressions doubles des pressions obtenues par un calcul correct. Les candidats ayant appliqué la relation donnée dans le sujet ont judicieusement remarqué que les pressions étaient trop importantes. Les correcteurs ont évalué les relations et les conclusions en relation avec l'expression de b utilisée.

L'étude du guidage en rotation, sur 1.5 point, de l'arbre de sortie reprend les mêmes expressions que le sujet de 1998. Les candidats qui ont mis en relation l'état du guidage précontraint mais non chargé axialement et l'état du guidage chargé axialement ont obtenu une réponse voisine de $F_{a0} = 16035 \text{ N}$. Par manque de temps, sans doute, cette question est abordée par moins de 30% des candidats.

L'ensemble des réponses aux questions de l'étude mécanique a permis à de nombreux candidats d'obtenir une note correcte. L'histogramme des notes de l'étude mécanique montre qu'il faut maintenir et même améliorer les performances de nos futurs professeurs agrégés de génie mécanique dans le domaine de la mécanique des systèmes industriels.

L'étude de conception comporte deux parties complètement indépendantes, ce qui permet d'évaluer les compétences des candidats dans le domaine de la conception de deux produits mécaniques. Proposer une solution de conception d'un produit industriel en temps limité est un exercice difficile qui mérite une préparation spécifique à ce type d'épreuve.

La conception partielle du moteur hydraulique, sur 3 points, s'inscrit dans une démarche d'analyse fonctionnelle. Le diagramme des interacteurs du point de vue du concepteur permet de définir l'environnement du produit étudié. La définition des fonctions de service et des contraintes conduit à la rédaction du CdCF. Les candidats ayant pratiqué l'analyse fonctionnelle au cours de leur préparation, ont montré leur capacité à rédiger un CdCF partiel cohérent avec le problème posé. Les solutions technologiques proposées montrent qu'un problème bien analysé peut être résolu en temps limité. Les solutions fournies dans le corrigé n'ont pas été définies avec les mêmes contraintes de temps limité. Les correcteurs ont valorisé la maîtrise des outils (Norme NF EN 1325-1) et l'aptitude à dessiner une solution réalisable (usinage et montage simples).

La conception du treuil hydraulique, sur 9 points, s'inscrit dans une démarche "d'implantation" de solutions technologiques connues, répondant à un CdCF rédigé de façon synthétique dans le cadre d'une épreuve en temps limité. Les correcteurs ont valorisé la cohérence entre les réalisations des différentes fonctions techniques. L'arrêt axial du tambour est réalisé par le roulement rigide à billes, l'entraînement du tambour par l'arbre cannelé du moteur et la liaison du treuil avec son environnement par le bâti du treuil. Le niveau conceptuel de cette seconde partie est volontairement **modeste** afin que les contraintes d'obtention des pièces et d'assemblage de celles-ci soient précisées sur le plan d'ensemble.

La conception du tambour moulé laisse au candidat un certain nombre d'initiatives. Il doit choisir sa forme, son matériau et sa technique de moulage. L'étude de remoulage du tambour, après la définition du matériau, permet au candidat d'effectuer un aller-retour entre la définition d'une pièce à partir de ses surfaces fonctionnelles et la prise en compte du procédé d'élaboration de la préforme moulée.

Le bâti en construction soudée permet d'évaluer les mêmes aptitudes se rapportant à un second procédé d'obtention des préformes.

L'ensemble des réponses aux questions de l'étude de conception a permis à de nombreux candidats d'obtenir une note correcte. L'histogramme des notes de l'étude de conception montre qu'il faut maintenir et même améliorer les performances de nos futurs professeurs agrégés de génie mécanique dans le domaine de la conception des produits industriels.

L'ensemble de l'épreuve d'avant-projet de mécanisme a permis aux candidats capables d'associer les modèles de comportement aux solutions technologiques, les solutions technologiques aux fonctions techniques et les procédés aux fonctions de pièces, d'obtenir de bons résultats. (voir l'histogramme des notes de l'ensemble de l'épreuve).

Répartition des notes Agrégation externe Génie Mécanique 2000

