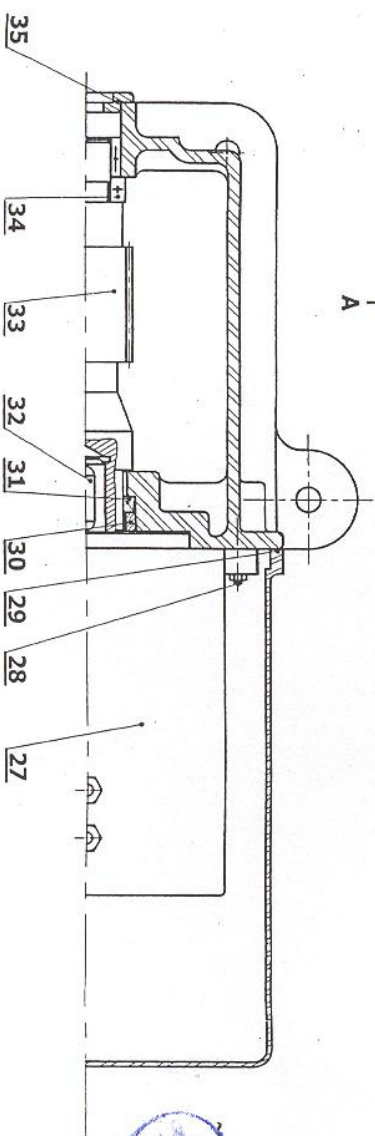
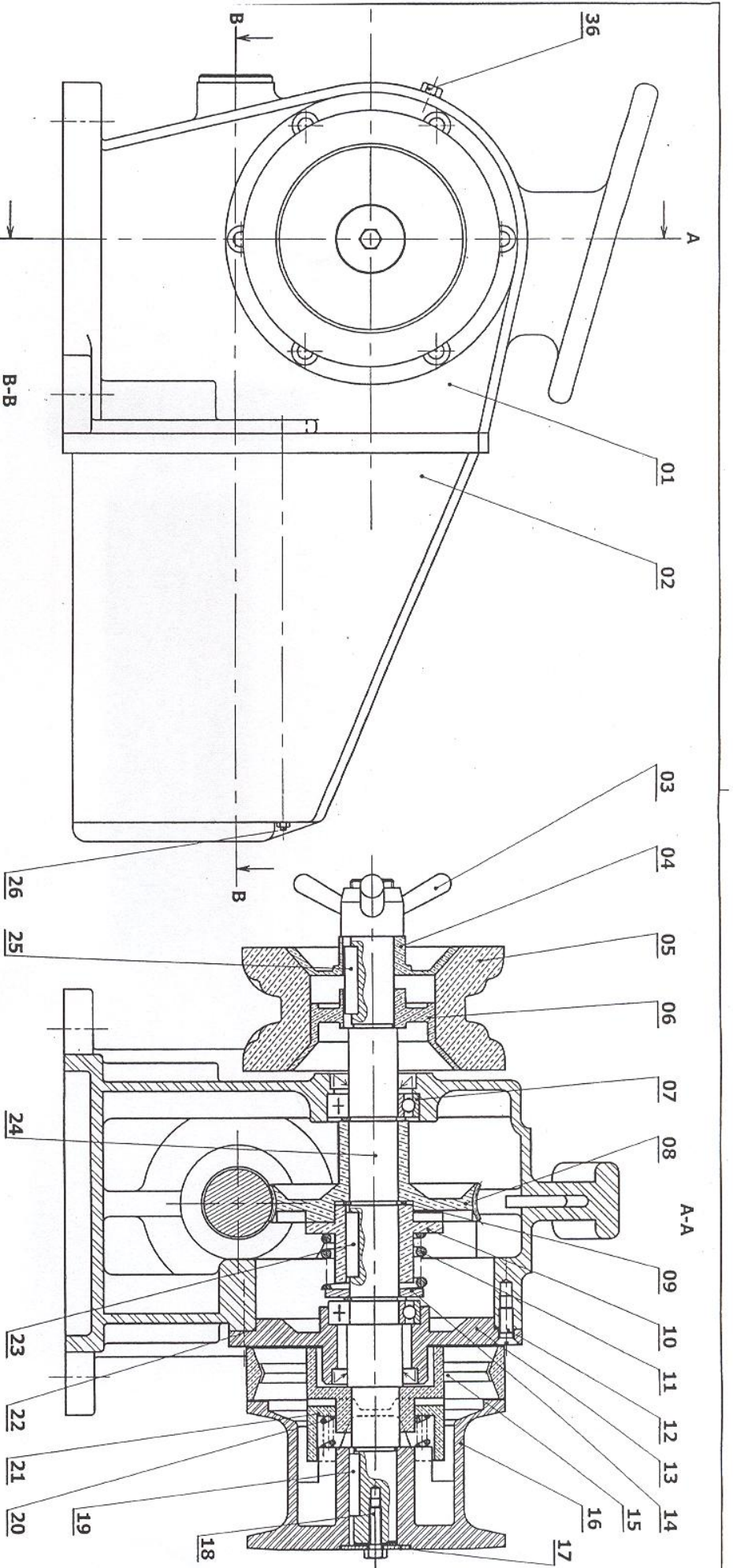


Concours Nationaux d'Entrée aux Cycles de Formation d'Ingénieurs

Concours Technologie : Epreuve S.T.I.

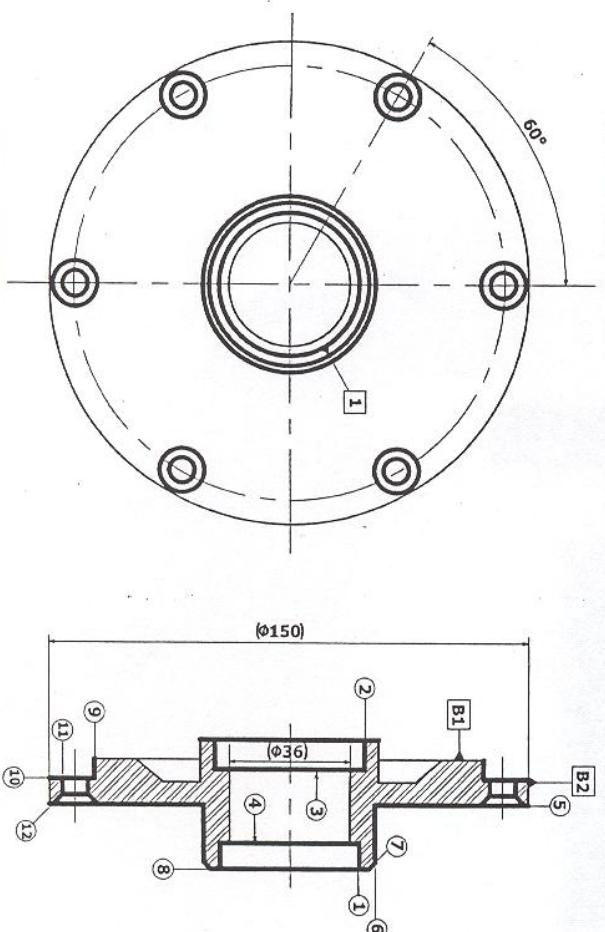
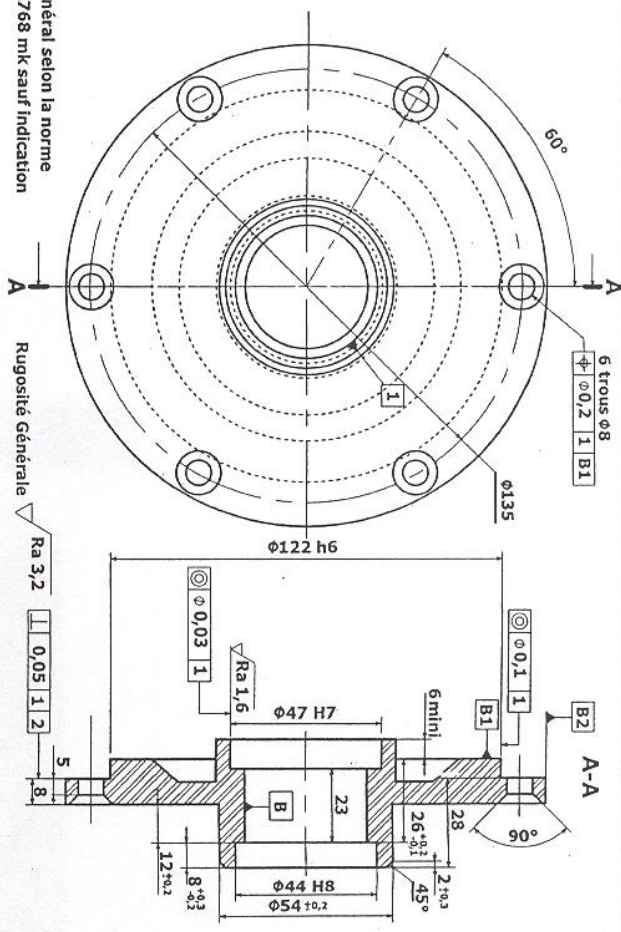
Session : 2013

GUINDEAU ELECTRIQUE

Echelle : 1 : 2

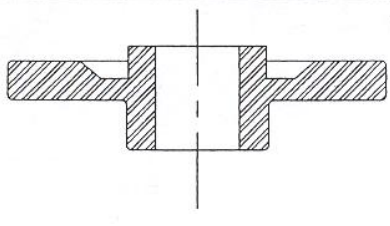
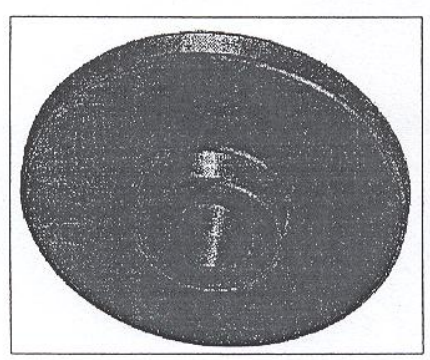
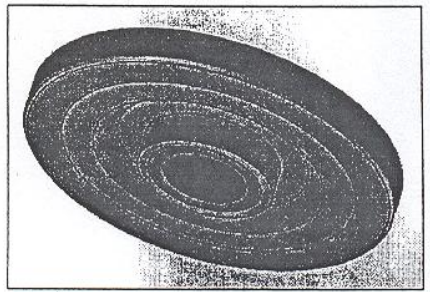
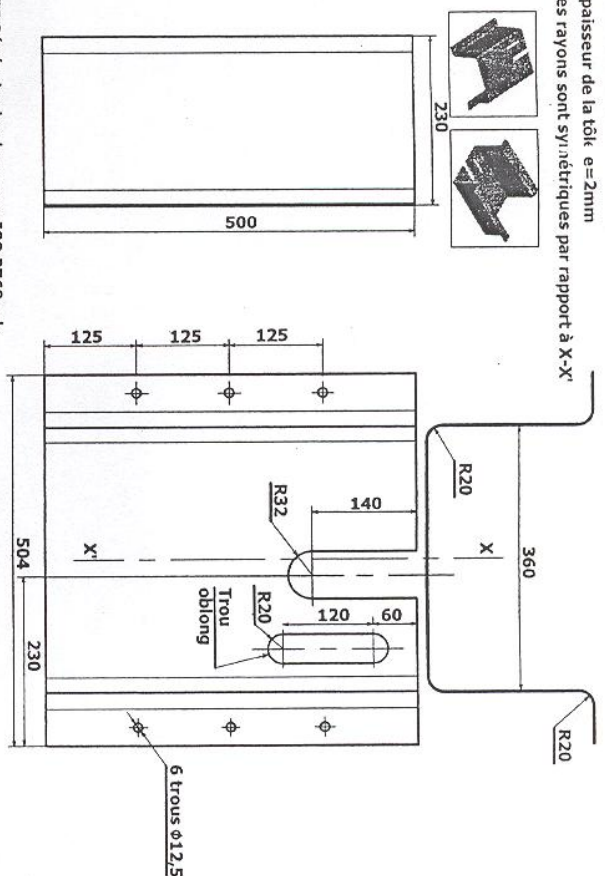
Document : DT1

IT Général selon la norme
ISO 2768 mk sauf indication



Epaisseur de la tôle $e=2\text{mm}$
Les rayons sont symétriques par rapport à X-X'

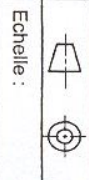
IT Général selon la norme ISO 2768 mk



Concours Nationaux d'Entrée aux Cycles de Formation d'Ingénieurs

Concours Technologie Pré-Epreuve S.T.I.

Session : 2013



Echelle :

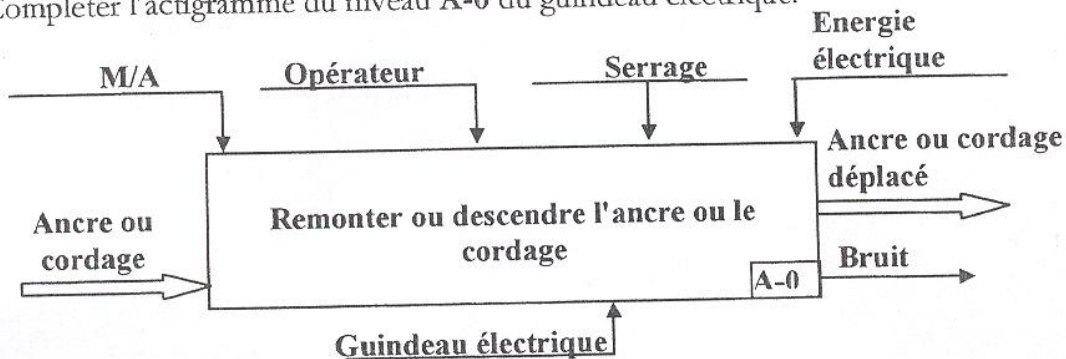
Document : DT2



PARTIE A : TECHNOLOGIE DE CONCEPTION

A.1. ANALYSE FONCTIONNELLE

Compléter l'actigramme du niveau A-0 du guindeau électrique.



A.2. ETUDE TECHNOLOGIQUE

Avertissement :

- Cocher la case correspondant à la bonne réponse ;
- Pour changer de réponse, noircir la case fausse et cochez de nouveau la bonne case ;
- A toute question correspond une seule réponse correcte ;
- S'il y aura plus d'une seule case cochée la réponse sera considérée comme fausse.

A.2.1- Nommer et caractériser le rôle de chacun des organes suivants.

Pièce (03)	A- Ecrou conique permet de serrer les cônes de friction	☐	C- Ecrou papillon/croisillon permet de régler le couple d'adhérence	☒
	B- Ecrou à oreille permet de tourner le barbotin (04) et enrouler la chaîne.....	☐	D- Ecrou moleté permet de régler le couple d'adhérence	☐
Pièce (05)	A- Barbotin (roue) permet d'entraîner la chaîne par obstacle	☒	C- Roue de transmission par adhérence	☐
	B- Barbotin (roue) permet d'entraîner la chaîne par adhérence	☐	D- Tambour de transmission par obstacle	☐
Pièce (16)	A- Tambour permet d'entraîner le cordage par obstacle	☐	C- Tambour permet de freiner le cordage	☐
	B- Poupée (tambour) permet d'enrouler et d'entraîner par adhérence le cordage	☒	D- Barbotin permet d'entraîner par adhérence le cordage	☐
Système {(08),(33)}	A- Amplificateur pour multiplier la vitesse de rotation	☐	C- Engrenage à dentures droite	☐
	B- Système roue et vis sans fin permettant la réduction de la vitesse et la multiplication du couple	☒	D- Réducteur roue et vis sans fin permettant l'amélioration du rendement mécanique	☐

A.2.2- Etude des assemblages : Compléter le tableau suivant.

Assemblage	Type de la liaison	Rôle de la liaison
(04)/((24)+(25))	Glissière	Assurer la fonction d'embrayage
(08)/(24)	Pivot	Libre rotation de (8)/(24) cas de dépassement du couple
(16)/(24)/(18)/(19)	Encastrement	Transmettre le couple entre (16) et (24)
(14)/(24)	Rotule	Rotulage de (24)/(01)

A.2.3- Etude des ajustements : Compléter le tableau suivant.

Assemblage des pièces	Ajustement	Justification
(04)/(24)	H7g6 ou H7f6	Liaison glissière
(07)/(24)	k6	Liaison encastrement
(08)/(24)	H7g6	Liaison pivot
(01)/(31)	H8	Centrage du joint (Norme)
(01)/(13)	H7h6	Centrage/Positionnement

A.3- COTATION FONCTIONNELLE

Donner le rôle de la cote condition " a " placée entre les cônes de friction (04) et (06) :

Assurer un bon contact par adhérence **ou**

Assurer une liaison par adhérence de (04,06) avec (04)

ou

Assurer une liaison par encastrement

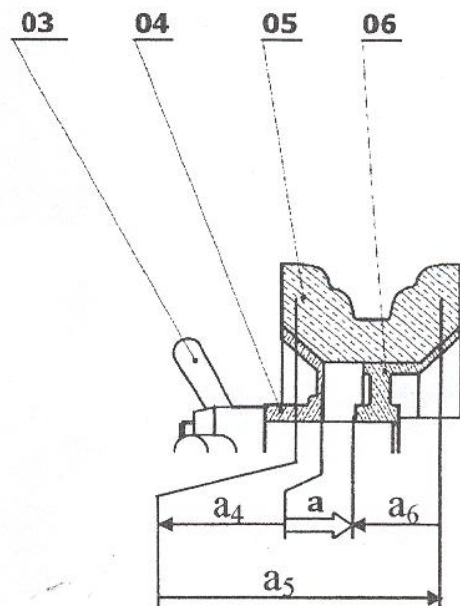
Tracer la chaîne relative à la cote condition " a " et compléter les expressions suivantes :

$$a = a_5 - (a_4 + a_6)$$

$$a_{\min} = a_{5\min} - (a_{4\max} + a_{6\max})$$

$$a_{\max} = a_{5\max} - (a_{4\min} + a_{6\min})$$

$$ITa = ITa_4 + ITa_5 + ITa_6$$



A.4- THEORIE DES MECANISMES

A.4.1- Graphe des liaisons

Tracer le graphe des liaisons et en déduire le nombre cyclomatique γ .

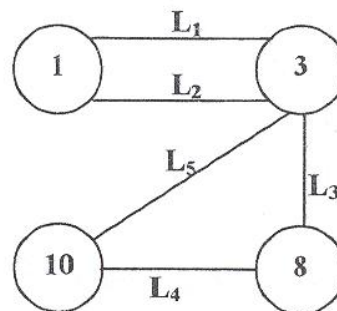
L₁: Rotule de centre O

L₂: Rotule de centre C

L₃: Pivot d'axe (A,X)

L₄: Glissière d'axe (E,X)

L₅: Glissière d'axe (B,X)



$$\gamma = 2$$

A.4.2- Etude cinématique

A.4.2.1- Ecrire les torseurs cinématiques des différentes liaisons au point O dans la base $B(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$.

$$\{V_{3/1}(L_1)\}_O = \begin{Bmatrix} \alpha_1 & 0 \\ \beta_1 & 0 \\ \gamma_1 & 0 \end{Bmatrix}_O$$

$$\{V_{3/1}(L_2)\}_O = \begin{Bmatrix} \alpha_2 & 0 \\ \beta_2 & -c\gamma_2 \\ \gamma_2 & c\beta_2 \end{Bmatrix}_O$$

$$\{V_{8/3}(L_3)\}_O = \begin{Bmatrix} \alpha_3 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_O$$

$$\{V_{8/10}(L_4)\}_O = \begin{Bmatrix} 0 & u_4 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_O$$

$$\{V_{10/3}(L_5)\}_O = \begin{Bmatrix} 0 & u_5 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_O$$

A.4.2.2- Ecrire, au point O, les équations torsorielles cinématiques relatives aux différentes chaînes continues fermées suivantes.

Chaîne (I) (1-3-1) : $\{V_{1/3}(L_1)\}_O + \{V_{3/1}(L_2)\}_O = \{0|0\}_O$

Chaîne (II) 3-8-10-3: $\{V_{3/8}(L_3)\}_O + \{V_{8/10}(L_4)\}_O + \{V_{10/3}(L_5)\}_O = \{0|0\}_O$

A.4.2.3- En déduire les équations scalaires cinématiques.

Chaîne (I) (1-3-1)	Chaîne (II) (3-8-10-3)
$\begin{cases} -\alpha_1 + \alpha_2 = 0 & (1) \\ -\beta_1 + \beta_2 = 0 & (2) \\ -\gamma_1 + \gamma_2 = 0 & (3) \end{cases}$	$\begin{cases} -\alpha_3 = 0 & (7) \\ 0 = 0 & (8) \\ 0 = 0 & (9) \end{cases}$
$\begin{cases} 0 = 0 & (4) \\ -c\gamma_2 = 0 & (5) \\ c\beta_2 = 0 & (6) \end{cases}$	$\begin{cases} u_4 + u_5 = 0 & (10) \\ 0 = 0 & (11) \\ 0 = 0 & (12) \end{cases}$

A.4.2.4- Déduire du système d'équations scalaires, la(es) loi(s) entrée-sortie(s) cinématique(s) ainsi que le nombre de degrés de mobilité (m) et le nombre de degrés d'hyperstatisme (h).

Loi(s) entrée-sortie(s)	m	h
$-\alpha_1 + \alpha_2 = 0 \quad (1)$	2	5
$u_4 + u_5 = 0 \quad (10)$		

A.5- TRANSMISSION DE PUISSANCE

A.5.1- Engrenage roue et vis sans fin (08)/(33)

A.5.1.1- Calculer le rapport de transmission : $i_{33,8} = \frac{N_{33}}{N_8}$.

$$i_{33,8} = \frac{N_{33}}{N_8} = \frac{Z_8}{Z_{33}} = \frac{d_8 \cos \beta_8}{d_{33} \cos \beta_{33}} = \frac{114 \cos(11.54)}{30 \cos(78.46)}$$

$$i_{33,8} = 18,6 \dots \dots \dots$$

A.5.1.2- Calculer l'entraxe : $a_{33,8}$.

$$a_{33,8} = \frac{d_8 + d_{33}}{2}$$

$$a_{33,8} = 72 \text{ (mm)}$$

A.5.1.3- Etablir la relation du nombre de dents Z_8 et du nombre de filets Z_{33} en fonction du rapport de transmission $i_{33,8}$ et de l'entraxe $a_{33,8}$ et calculer leurs valeurs.

$$\frac{2 a_{33,8}}{m_n} = \left(\frac{Z_8}{\cos \beta_8} + \frac{Z_{33}}{\cos \beta_{33}} \right)$$

$$\frac{Z_{33}}{Z_8} = \frac{N_8}{N_{33}} = \frac{1}{i_{33,8}}$$

$$Z_{33} = \frac{2 a_{33,8}}{m_n} \frac{\cos \beta_8 \cos \beta_{33}}{\cos \beta_8 + i_{33,8} \cos \beta_{33}}$$

$$i_{33,8} = \frac{Z_8}{Z_{33}} = 18.61$$

$$Z_8 = 56 \text{ dents} \dots \dots \dots$$

$$Z_{33} = 3 \text{ filets} \dots \dots \dots$$

A.5.1.4- Sachant que le coefficient de frottement entre la vis (33) et la roue (08) est $f=0.105$. Vérifier la réversibilité du système et donner son intérêt.

$$\operatorname{tg} \varphi = f$$

$$\varphi = \arctg(0,105) \approx 6^\circ$$

$$\beta_8 = 11,54$$

$\varphi < \beta_8$ Système réversible donc meilleur rendement

A.5.1.5- Calculer le rendement : $\eta_{33,8}$.

$$\eta_{33,8} = \frac{\tan \beta_8}{\tan(\beta_8 + \varphi)}$$

$$\eta_{33,8} = 0,64 \dots\dots\dots$$

A.5.1.6- Calculer la force tangentielle « F_{t8} » appliquée sur la roue (08).

$$F_{t8} = \frac{2 C_8}{d_8} \quad C_8 = \frac{30 P_8}{\pi N_8} = 38,2 \text{ Nm} \quad (P_8 = \eta_{33,8} P_{33} = 0,64 \cdot 500 = 320 \text{ W})$$

$$(N_8 = \frac{Z_{33}}{Z_8} N_{33} = \frac{36}{58} 1500 = 80) \text{ }^{\circ}$$

$$(P_{33} = 500 \text{ W} \quad N_{33} = 1500, \quad d_8 = 114)$$

$$F_{t8} = 670,5 \text{ (N)}$$

A.5.2- Accouplement de sécurité (08), (10) et (11)

A.5.2.1- Calculer le couple C_{10} transmis par (10).

$$C_{10} = C_8 = \frac{30 P_8}{\pi N_8} = \frac{30 \cdot 300}{\pi \cdot 80} \quad (P_8 = 300 \text{ W}, \quad N_8 = 80 \text{ tr/min})$$

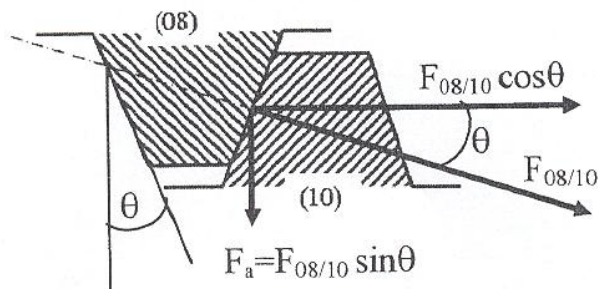
$$C_{10} = 35,8 \text{ Nm} \quad (38,2 \text{ Nm})$$

A.5.2.2- Mettre en place la force de contact appliquée par (08) sur (10) et en déduire la valeur de la force axiale minimale « F_a » fournie par le ressort (11) pour maintenir le contact entre (08) et (10).

Contact parfait

$$F_a = F_{08/10} \sin \theta = \frac{C_{10}}{R_{\text{moy}}} \frac{\sin \theta}{n} \quad \theta = 10^\circ \quad n = 4 \quad R_{\text{moy}} = 25 \text{ mm} \quad C_{10} = 35,8 \text{ Nm}$$

$$F_a = \frac{35,8 \cdot 10^3}{25 \cdot 4} \sin 10^\circ \approx 62,17 \text{ N/dent} \quad (66,33 \text{ N/dent})$$



$$F_a = 248,7 \text{ N} \quad (265,3 \text{ N})$$

A.5.3- Embrayage conique (03), (04), (05) et (06)

A.5.3.1- Calculer le couple C_5 transmis par la pièce (05).

$$C_5 = \frac{30 P_5}{\pi N_5} \quad P_5 = P_8, \quad N_5 = N_8$$

$$C_5 = 35,8 \text{ N.m} \quad (38,2 \text{ Nm})$$



A.5.3.2- Calculer la force axiale F_a produite par la pièce (03) pour assurer un couple d'adhérence $C_{ad} = 1,5 C_8$.

$$R = 50 \quad r = 36 \quad \alpha = 45^\circ$$

$$F_a = \frac{3}{2} \cdot \frac{C_{ad} \sin \alpha}{2f} \frac{R^2 - r^2}{R^3 - r^3}$$

$$F_a = 2917,8 \text{ N } (3113,4 \text{ N})$$

A.5.4- Système barbotin et chaîne

A.5.4.1- Calculer la vitesse linéaire V de remontée de la chaîne entraînée par la pièce (05).

$$V = R \cdot \omega = \frac{\pi \cdot N_s}{30} \cdot \frac{D_{enroulement}}{2}$$

$$V = \frac{\pi \cdot 80}{30} \cdot \frac{0,130}{2} \approx 0,54$$

$$V = 0,54 \text{ (m/s)}$$

A.5.4.2- Calculer la charge maximale P à remonter par la chaîne.

$$P \cdot V = mg \cdot V = P_{chaîne}$$

$$Mg = \frac{P_{chaîne}}{V}$$

$$P = 555,6 \text{ N } (592,6 \text{ N})$$

A.6- ETUDE GRAPHIQUE

On se propose de substituer la solution d'origine (roulement combiné (34)) par une paire de roulement à billes à contact oblique. On demande de compléter le dessin représenté ci-après (page 7/27) par :

A.6.1- La réalisation du montage des roulements (38) et (39) assurant la liaison pivot de la vis (33) par rapport au boîtier (37). Indiquer les ajustements nécessaires pour le bon fonctionnement ;

A.6.2- La réalisation de la liaison encastrement démontable du boîtier (37) avec le carter (01). Préciser les ajustements nécessaires pour cette liaison ;

A.6.3- Le montage d'un couvercle, en tôle emboutie, monté forcé sur le boîtier pour assurer l'étanchéité.

PARTIE B : TECHNOLOGIE DE PRODUCTION

PRESENTATION

La société qui fabrique les guindeaux prévoit une production annuelle de 50000 pièces/an renouvelable. Ce qui nous ramène à produire la même quantité de flasques (13), dont le dessin de définition est donné par le document technique DT2.

Le dit flasque est obtenu par moulage en coquille sous pression et ensuite par usinage; deux techniques que nous aurons à étudier ci-après.

Le matériau constituant le flasque est le EN AB-43000 [Al Si 10Mg].

B.1 - MATERIAU

B.1.1- Donner la signification des spécifications surfacique et géométrique suivantes :

Interprétation des éléments de désignation surfacique	
	Handwritten: valeur de régosité Handwritten: Moyenne arithmétique
Handwritten: Ra 3.2	
Spécification	Interprétation
	Handwritten: La surface doit être comprise entre deux plans parallèles distants de 0.05 et disposés perpendiculairement par rapport à la surface de référence (A)

Avant de lancer la série de fabrication, le constructeur a procédé à des essais de caractérisation mécanique (essai de traction et essai de dureté).

B.1.2- Donner la signification de la désignation normalisée du matériau EN AB-43000 [Al Si 10Mg] constituant le flasque repéré (13).

Handwritten: Alliage d'aluminium moulé à 10% de Si et quelques traces de Mg

B.1.3- A partir de la courbe conventionnelle (figure B.1) de traction du EN AB-43000 [Al Si 10Mg], on demande de déterminer (en complétant le tableau B.1) la résistance maximale à l'extension R_m , la limite d'élasticité par extension $R_{e0.2\%}$ et l'allongement en pourcent $A\%$ en indiquant leurs emplacements sur la courbe.

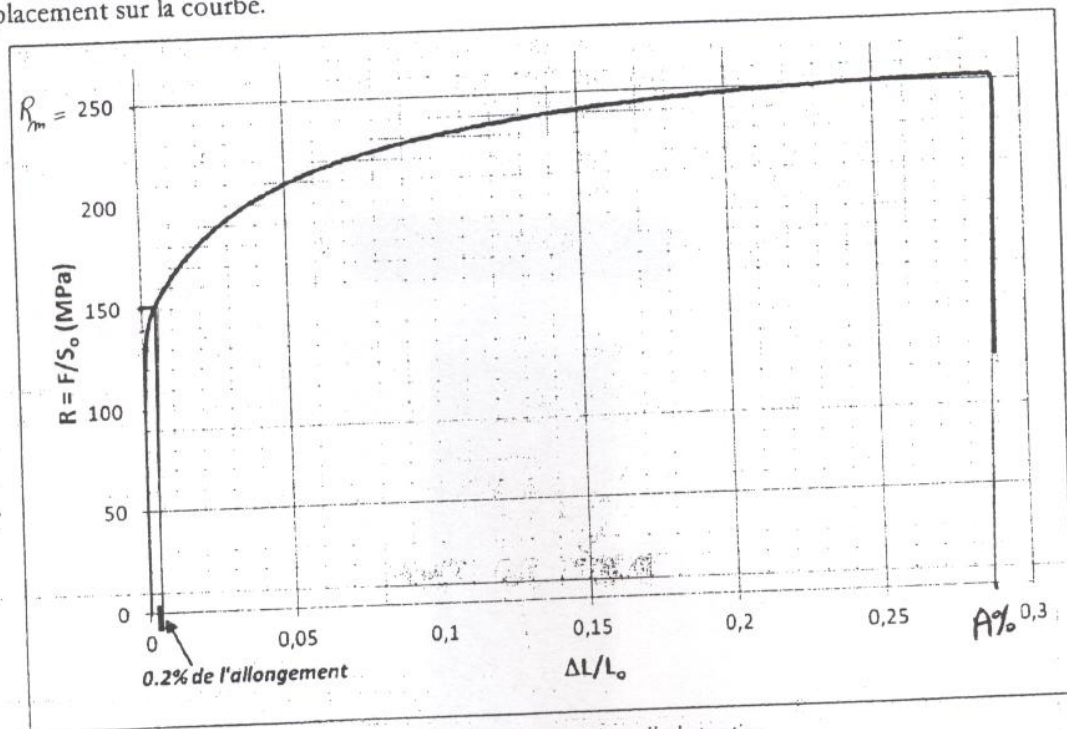


Figure B.1 : Courbe conventionnelle de traction.

Tableau B.1 : Caractéristiques mécaniques du EN AB-43000 [Al Si 10Mg]

Caractéristiques conventionnelles	Valeurs relevées	Indiquer les unités
R_m	250	MPa
$R_{e0.2\%}$	150	MPa
$A\%$	29	%

B.1.4- Essai de dureté (essai Brinell) :

Pour caractériser mécaniquement au mieux cet alliage d'aluminium, le constructeur procède, à un essai de dureté, dont les détails sont définis sur le tableau B.2.

B.1.4.1- Calculer la valeur de l'effort appliqué lors de cet essai:

Tableau B.2 : Essai de dureté Brinell du EN AB-43000 [Al Si 10Mg]

Résultats	Donnée	Détermination de l'effort « F »
$d_1 = 4.2 \text{ mm}$	$D = 10 \text{ mm}$	$F = K \times 9.81 \times D^2 = 5 \times 9.81 \times (10)^2 = 4905 \text{ N}$
$d_2 = 4.3 \text{ mm}$		



B.1.4.2- Déterminer la valeur de la dureté HB correspondant aux données ci-dessus mentionnées.

$$HB = \frac{9,10^2 \times 2F}{\pi D (D - \sqrt{D^2 - d^2})}$$

$$HB = \frac{9,10^2 \times 2F}{\pi D (D - \sqrt{D^2 - (\frac{d_1 + d_2}{2})^2})}$$

$$AN: HB = \frac{9,10^2 \times 2 \times 4905}{\pi \times 10 (10 - \sqrt{10^2 - (\frac{4,2^2 + 4,3^2}{2})^2})} = 33,595$$

B-2- MOULAGE EN COQUILLE

B.2.1- Détermination du retrait : Sur le document technique DT2, sont indiquées les côtes des surfaces B et B₂ relatives à la pièce brute que l'on souhaite obtenir. Sachant que le pourcentage de retrait pour l'alliage d'aluminium utilisé est de 1.25%, déterminer les valeurs des côtes correspondantes à B et B₂ respectivement sur le noyau et sur la coquille.

$$C_M = C_{brut} + \frac{C_{brut} \times 1,25}{100}$$

$$C_n = C_{brut} - \frac{C_{brut} \times 1,25}{100}$$

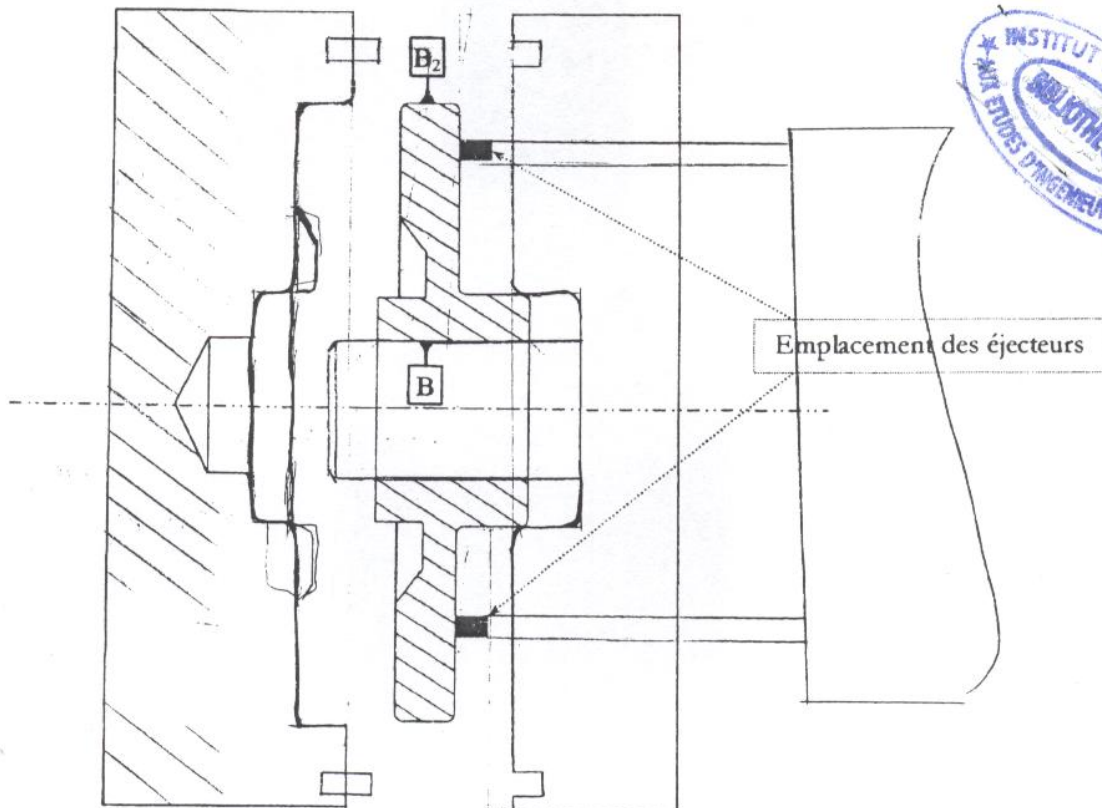
$$C_M = 150 + \frac{150 \times 1,25}{100}$$

$$C_n = 36 - \frac{36 \times 1,25}{100}$$

$$C_M = 151,875 \text{ mm}$$

$$C_n = 35,55 \text{ mm}$$

B.2.2- Détermination de la forme de la coquille : Dans la suite sont données la forme de la pièce brute et une esquisse initiatrice des coquilles. On vous demande de représenter les deux formes du moule (n'oublier pas de mettre en exergue les angles de dépouille, noyau, canal d'injection, centrage des deux coquilles et système d'éjection de la pièce). Le système de refroidissement ne sera pas représenté.



B.2.3- Sachant que le plan de joint délimite les différentes parties d'un moule, en tenant compte des rétentions. Citer alors au moins deux critères de choix de ce dernier.

- passe par la grande section
- coupe la pièce en deux parties symétriques

B.2.4- Peut-on mouler des pièces en fonte dans un moule métallique en coquille ? Justifier votre réponse.

Non, car le moulage en coquille est utilisé pour des pièces de faible température de fusion se soude ($\ll 900^{\circ}\text{C}$) (détourner les empreintes)

B.2.5- Pour ce cas (moulage en coquille sous pression), peut-on utiliser un noyau en sable ? Justifier votre réponse.

non, on ne peut pas utiliser un noyau en sable car à l'effet de pression le noyau doit être détruit

B.2.6- Citer au moins deux avantages de la technique de moulage en coquille par injection vis à vis du moulage par gravité.

- L'obtention des pièces minces
- Éviter l'obtention des bulles d'air
- bon caractéristique géométrique
- précision, rapidité

B-3- PARTIE USINAGE (ETUDE DE PROJET DE GAMME DE FABRICATION)

Document techniques DT2 :

- Dessin de définition du flasque avec la cotation dimensionnelle et géométrique ;
- Dessin de définition du flasque avec la numérotation des surfaces à usiner et des brutes de départ.



Tableau B.3 : Tableau des groupements évidents.

Surfaces à grouper	Nouvelles désignation
2+3	L ₁
1+4	L ₂
5+6	Ep ₁
9+10	Ep ₂

Suite à une étude des contraintes d'antériorité nous avons abouti aux résultats suivants :
Faire le groupement en phase directement sur le tableau B.4.

Tableau B.4 : Groupements en phase.

Niveau 1	Niveau 2	Niveau 3	Niveau 4
L ₂ (1,4)	8	Ep ₁ (5,6)	
	L ₁ (2,3)	7	
		Ep ₂ (9,10)	
		13	
	12		11



Sachant que la phase 10 est la phase contrôle du brut de départ, rédiger le projet de gamme de fabrication relatif à la phase 20 (Ep₁, L₂, 7 et 8) ci-avant définies en précisant pour cette phase :

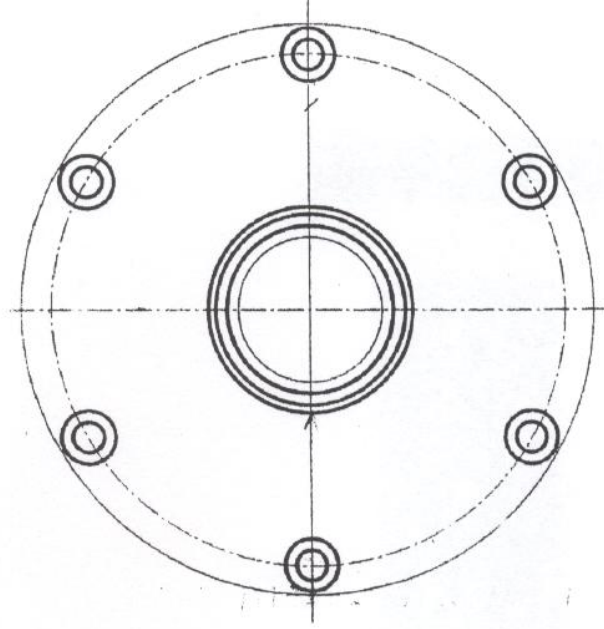
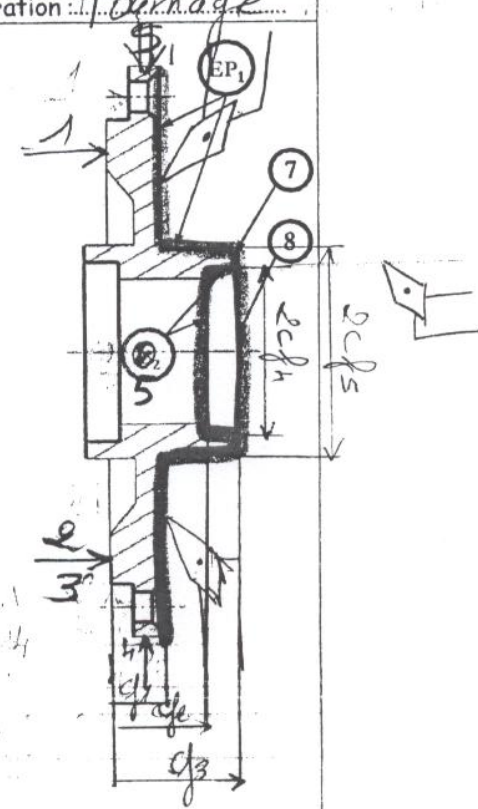
- Les cotes de fabrication (les calculs de transfert ainsi que les valeurs relatives aux éventuelles cotes de fabrication doivent figurer dans la dernière case de la feuille d'analyse) ;
- Les référentiels de mise en position (isostatisme) ;
- Les outils de coupe représentés en position de travail ;
- Machine outil ;
- Les instruments de contrôle.

phase 20 : (5, 6, 1, 4, 7, 8)

phase 30 : (2, 3, 9, 10, 13)

phase 40 : (11, 12, 13)

Avant-projet de gamme de fabrication		
Pièce : <u>flaque</u>	Matière : <u>EN AB-43000 LAlSi10Mg</u>	
Phase : <u>20</u>	Machine : <u>Tour II</u>	Désignation opération : <u>Tournage</u>

Désignation de l'isostatisme	Outilage	Moyens de vérification
• Appui plan (1, 2, 3) sur (B)	• outil à chanoter	• calibre d'arbre
• Centrage rect (4, 5) sur (B)	• outil à dresser	• calibre d'alésage
	• outil à aléser et à dresser	• rogote

Cotes de fabrication		
$cf_1 =$		
$cf_2 = 26 + 0,2$		
$cf_3 =$		
$cf_4 = 14$		
$cf_5 = 54 \pm 0,2$		

B-4- ETUDE DE LA COUPE

$$D = 4H / L = 8$$

L'usinage de l'alésage (1) (Document DT2) du flasque (13), nécessite l'utilisation d'un outil à aléser à plaquette rapportée en carbure. Les conditions de coupe, pour effectuer cet alésage, sont mentionnées sur le tableau B.5.

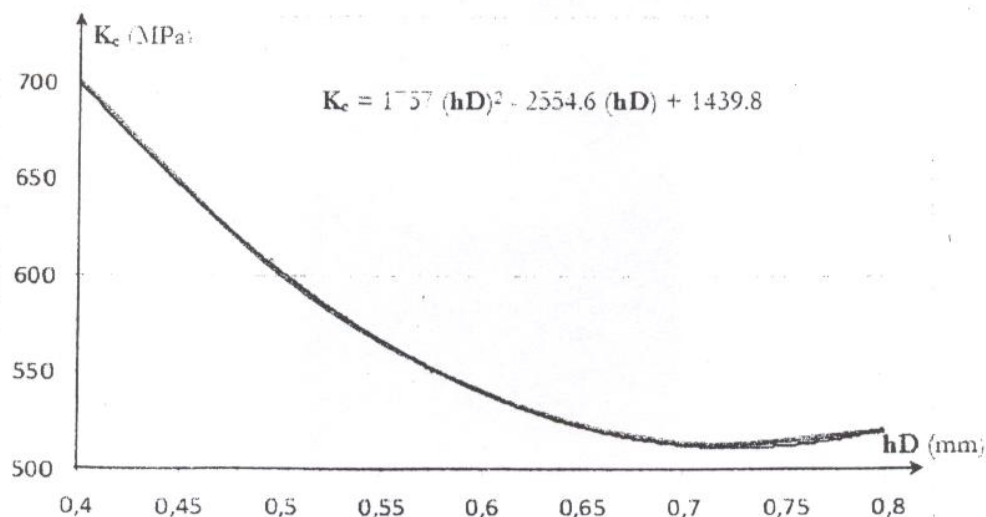
Tableau B.5 : Définition des conditions de coupe.

Conditions	Désignation	Valeurs	Unités
f	Avance par tour	0.65	mm/tr
κ_r	Angle de coupe principale	75	° (degré)
N	Fréquence de rotation	700	tr/mn
P _m	Puissance moteur	1	Kw
η	Rendement moteur	0.75	

Les différentes valeurs de la pression spécifique de coupe K_c, sont données dans le tableau B.6 en fonction de l'épaisseur du copeau hD. La figure B.2, donne l'évolution de la pression spécifique de coupe K_c pour 0.4 < hD < 0.8. De ce fait l'évolution de K_c n'est pas linéaire sur les différents intervalles de hD.

Tableau B.6 : Valeurs de K_c en fonction de l'épaisseur du copeau hD

K _c en N/mm ² (pour carbure à K _r 75°)	hD = 0.4	hD = 0.5	hD = 0.6	hD = 0.8
Acier 45	4200	3000	2200	1550
Acier 120	3700	2800	2050	1500
Acier 150	4700	3400	2500	1800
Acier 180	2900	2000	1500	1080
Font 150	3350	2500	1800	1300
Laiton	1400	1000	750	550
Bronze	3250	2400	1750	1300
Alu	1400	1000	700	520

Figure B.2 : Evolution de la pression spécifique de coupe K_c pour 0.4 < hD < 0.8

B.4.1- Détermination des conditions de coupe

B.4.1.1- Déterminer la profondeur de passe « a_p » à enlever

$$a_p = \frac{44 - 36}{2} = 4 \text{ mm}$$

$$a_p = 4 \text{ mm}$$

B.4.1.2- Déterminer la vitesse de coupe « V_c »

$$N = \frac{1000 V_c}{\pi \cdot D}$$

$$V_c = \frac{700 \times \pi \times 44}{1000}$$

$$\Rightarrow V_c = \frac{N \cdot \pi \cdot D}{1000}$$

$$V_c = 96,76 \text{ m/min}$$

B.4.1.3- Déterminer l'épaisseur du copeau « h_D »

$$h_D = f \cdot \sin K_r = 0,65 \times \sin(75) = 0,62 \text{ mm}$$

$$h_D = 0,62 \text{ mm}$$

B.4.1.4- Déterminer la pression spécifique de coupe « K_c »

$$K_c = 1757 (h_D)^2 - 2554,6 (h_D) + 1439,8$$

$$= 1757 (0,62)^2 - 2554,6 (0,62) + 1439,8$$

$$K_c = 531,3388 \text{ MPa}$$

B.4.1.5- Déterminer la profondeur de passe maximum « a_{pmaxi} » que l'on peut enlever avec $P_m = 1 \text{ Kw} = 1000 \text{ W}$

$$F_c = K_c \cdot f \cdot a_{pmaxi}$$

$$\Rightarrow a_{pmaxi} = \frac{\eta \times P_m \times 60}{V_c \times K_c \times f}$$

$$\Rightarrow a_{pmaxi} = \frac{F_c}{K_c \cdot f}$$

$$AN: a_{pmaxi} = \frac{0,75 \times 1000 \times 60}{96,76 \times 531,33 \times 0,65}$$

$$ou \quad F_c = \frac{P_c \times 60}{V_c} = \frac{\eta \times P_m \times 60}{V_c}$$

$$a_{pmaxi} = 1,34 \text{ mm}$$

B.4.1.6- En déduire le nombre de passe « n »

$$n = \frac{a_p}{a_{pmaxi}} = \frac{4}{1,34} = 2,98 \Rightarrow n = 3 \text{ passe}$$

B.4.2- Déterminer le temps de coupe effectif pour une seule passe.

$$T_c = \frac{L}{V_f} = \frac{L}{N \cdot f}$$

AN: $T_c = \frac{8}{700 \times 0,65} = 0,01 \text{ min}$

$T_c = 0,01 \text{ min}$

B.4.3- En se basant sur les conditions de coupe actuelles, la loi de TAYLOR s'écrit sous la forme suivante :

$$V_c(T)^{\frac{1}{3,4}} = 350 \Rightarrow T = \sqrt[3,4]{\frac{350}{V_c}} = \left(\frac{V_c}{350}\right)^{-3,4}$$

B.4.3.1- Déterminer la nouvelle vitesse de coupe V_c permettant à une seule arrête de coupe de travailler pendant 36 minutes.

$$N_o = \frac{T_c \times N_{\text{préc}}}{T} = 1 \Rightarrow T = T_c \times N_{\text{préc}}$$

$$\sqrt[3,4]{\frac{350}{V_c}} = \frac{L \times \pi \times D \times 3}{1000 \times V_c \cdot f}$$

$$V_c = \sqrt[3,4]{\frac{L \times \pi \times D \times 3}{1000 \times 0,65 \times 36 \times 350}} = 189$$

B.4.3.2- Combien de pièces est-il possible de réaliser avec la nouvelle vitesse de coupe V_{c36} ci-avant déterminée ?

$$T_c = \frac{L}{V_f} = \frac{L}{N \cdot f}$$

$$= \frac{L \times \pi \times D}{1000 \cdot V_c \cdot f}$$

$$T = 36 \text{ min}$$

B-5- TRAVAIL DES TOLES

Pour la protection du guindeau contre les intempéries, le constructeur préconise la fabrication d'une cache en tôle électro-zinguée, dont les formes et les dimensions sont définies sur le document technique.

B.5.1- Déterminer la longueur du flan de départ de la tôle (longueur de la tôle dépliée avant pliage)

$$L = 360 + (230 \times 2) + (504 - 360) + 2 \times 20$$

$$= (230 \times 2) + 504 = 964 \text{ mm}$$

$L = 964 \text{ mm}$

$$1089,6 \text{ mm}$$

B.5.2- Déterminer l'effort d'un seul pliage, sachant que nous avons à effectuer ici un pliage en V.
On donne $a = 16 \text{ mm}$, $k = 0.37$ et $R_m = 420 \text{ MPa}$

$$F_p = k \frac{L \times e \times R_m}{a}$$

$$= 0,37 \times \frac{500 \times 2 \times 420}{16}$$

$$F_p = 18725,7 \text{ N}$$

$$F_p = 26250 \text{ N}$$

$$9719,5 \text{ N}$$

B.5.3- Calculer l'effort de découpage du trou oblong.

$$F_d = \frac{P \times e \times R_m \times 0,9 \times f}{1000} = \frac{[R_u R_{e0} + (120 \times e)] \times L \times 420 \times 0,9 \times 0,8}{1000}$$

$$F_d = 221,15 \text{ kN}$$



PARTIE C : MÉCANIQUE & RDM

C.1- ETUDE STATIQUE

C.1.1- Modélisation de l'action d'engrènement

C.1.1.1- Dans la base $\mathcal{B}(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z})$, la résultante de l'action d'engrènement $\vec{F}$, appliquée de (33) sur (08), s'écrit sous la forme : $\vec{F} = F(c_1 \bar{x} + c_2 \bar{y} + c_3 \bar{z})$. Exprimer les composantes c_1 , c_2 et c_3 en fonction de α et β .

$$c_1 = \dots \cos \alpha \cos \beta \dots$$

$$c_2 = \dots \sin \alpha \dots$$

$$c_3 = \dots \cos \alpha \sin \beta \dots$$

C.1.1.2- Calculer, au centième près, chacun des coefficients c_i (arrondir à deux chiffres après la virgule).

$$c_1 = \dots 0,619 \dots$$

$$c_2 = \dots 0,334 \dots$$

$$c_3 = \dots 0,92 \dots$$

C.1.1.3- Montrer que le moment de l'action d'engrènement $\vec{F}$ s'écrit, au point O, dans la base $\mathcal{B}(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z})$ sous la forme : $\vec{M}_O(33 \rightarrow 08) = F(a_1 \bar{x} + a_2 \bar{y} + a_3 \bar{z})$.

$$\vec{M}_O(K, \vec{F}) = OK \wedge \vec{F} = (-R \bar{y} + a_2 \bar{z}) \wedge [F(c_1 \bar{x} + c_2 \bar{y} + c_3 \bar{z})]$$

$$= F[-R(c_2 \bar{x} + a_2 c_3) \bar{z} + a_2 c_1 \bar{x} + R(c_1 \bar{y} + a_2 \bar{z}) \bar{x}] = F(a_1 \bar{x} + a_2 \bar{y} + a_3 \bar{z})$$

$$\Rightarrow a_1 = -(R c_2 c_3 + a_2 c_1) ; a_2 = a_2 c_1 \text{ et } a_3 = R c_1$$

Calculer, au centième près, chacun des coefficients a_i (arrondir à deux chiffres après la virgule).

$$a_1 = \dots -71,14 \dots$$

$$a_2 = \dots 10,45 \dots$$

$$a_3 = \dots 10,83 \dots$$

C.1.2- Modélisation de la tension de la chaîne

C.1.2.1- Exprimer le module « T » de la tension de la chaîne en fonction de la masse de l'ancre M_a , de la densité linéique de masse et la longueur déployée de la chaîne (λ et L_{max}).

$$T = \dots (M_a + \lambda L_{max}) g \dots$$

C.1.2.2- Dans la base $\mathcal{B}(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z})$, la tension de la chaîne $\vec{T}$ s'écrit sous la forme : $\vec{T} = T_x \bar{x} + T_y \bar{y}$. Exprimer les composantes T_x et T_y en fonction de γ et T.

$$T_x = \dots T \cos \gamma \dots$$

$$T_y = \dots T \sin \gamma \dots$$

C.1.2.3- Calculer, au centième près, la valeur de chacune des composantes de la tension de la chaîne (arrondir à deux chiffres après la virgule).

$$T_x = \dots 0,669 \dots (\text{KN})$$

$$T_y = \dots 0,12 \dots (\text{KN})$$



C.1.2.4- Montrer que le torseur représentant la tension de la chaîne sur la pièce (05) s'écrit, au point O dans la base $\mathcal{B}(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z})$, sous la forme : $\{\tau(\text{chaîne} \rightarrow 05)\}_O = \begin{Bmatrix} T_x \\ T_y \\ T_z \end{Bmatrix}_O$

$$\vec{M}_O(E, \vec{T}) = OE \wedge \vec{T} = [R_y \sin \gamma \bar{x} + R_z \cos \gamma \bar{y} + (a_1 + b + c) \bar{z}] \wedge [T_x \bar{x} + T_y \bar{y}] = \dots$$

$$= (a_1 + b + c) T_y \bar{x} - T_x R_z \bar{y} = M_{xy} \bar{x} + M_{yz} \bar{y}$$

Calculer la valeur de chacune des composantes M_x , M_y et M_z du moment (arrondir par excès à l'entier le plus proche).

$$M_x = \dots 23 \dots (\text{KN} \cdot \text{mm})$$

$$M_y = \dots 135 \dots (\text{KN} \cdot \text{mm})$$

$$M_z = \dots 46 \dots (\text{KN} \cdot \text{mm})$$

C.1.3- Modélisation des actions mécaniques transmissibles

C.1.3.1- Compléter, dans la base $\mathcal{B}(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z})$, les torseurs des actions mécaniques transmissibles exercées par le corps (01) sur l'arbre (24) au niveau des liaisons rotule en O et linéaire annulaire en B.

$$\{\tau(01 \rightarrow 24)\}_O = \begin{Bmatrix} X_{01} & 0 & 0 \\ Y_{01} & 0 & 0 \\ Z_{01} & 0 & 0 \end{Bmatrix}_O \text{ et } \{\tau(01 \rightarrow 24)\}_B = \begin{Bmatrix} X_{01} & 0 & 0 \\ Y_{01} & 0 & 0 \\ Z_{01} & 0 & 0 \end{Bmatrix}_B$$

C.1.3.2- En déduire, au point O et dans la base $\mathcal{B}(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z})$, le torseur des actions mécaniques transmissibles exercées par le corps (01) sur l'arbre (24).

$$\vec{M}_O(01 \rightarrow 24) = \vec{M}_O(01 \rightarrow 24) + OB \wedge R(01 \rightarrow 24)$$

$$= (a_1 + b) \bar{z} \wedge [X_{01} \bar{x} + Y_{01} \bar{y}] = (a_1 + b) (-Y_{01} \bar{x} + X_{01} \bar{y})$$

$$\{\tau(01 \rightarrow 24)\}_O = \begin{Bmatrix} X_{01} & 0 & 0 \\ Y_{01} & 0 & 0 \\ Z_{01} & 0 & 0 \end{Bmatrix}_O$$

C.1.4- Principe fondamental de la statique

C.1.4.1- Ecrire, au point O dans la base $\mathcal{B}(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z})$, le torseur des actions mécaniques extérieures exercées sur l'arbre (24).

$$\{\tau(24 \rightarrow 24)\}_O = \begin{Bmatrix} X_O + X_{01} + F_x + T_x & 0 & 0 \\ Y_O + Y_{01} + F_y + T_y & 0 & 0 \\ Z_O + F_z & 0 & 0 \end{Bmatrix}_O$$

$$\begin{Bmatrix} F_x + M_{xy} - (a_1 + b) Y_{01} \\ F_y + M_{yz} - (a_1 + b) X_{01} \\ -a_1 F_z + M_z \end{Bmatrix}_O$$

C.1.4.2. Par application du PFS, au point O, à l'arbre (24), calculer le module de l'action d'engrènement F ainsi que les composantes des actions mécaniques transmissibles (arrondir à un seul chiffre après la virgule).

$$F = \dots\dots\dots 4,2 \dots\dots\dots (\text{KN})$$

$$X_H = \dots\dots\dots 1,6 \dots\dots\dots (\text{KN})$$

$$X_V = \dots\dots\dots 0,2 \dots\dots\dots (\text{KN})$$

$$Y_H = \dots\dots\dots 2,5 \dots\dots\dots (\text{KN})$$

$$Y_V = \dots\dots\dots 1,2 \dots\dots\dots (\text{KN})$$

$$Z_H = \dots\dots\dots 3,9 \dots\dots\dots (\text{KN})$$

C.2 - RESISTANCE DES MATERIAUX

Dans toute la suite du problème, on supposera que l'action d'engrènement, la tension de la chaîne et les deux actions mécaniques transmissibles exercées sur l'arbre (24) sont définies respectivement aux points O, A, B et C par les torseurs suivants (des forces en (KN) et les moments en (KN.mmm)) :

$$\{T\}_O = \begin{Bmatrix} 0,13 & 0 \\ 1,21 & 0 \\ 3,91 & 0 \end{Bmatrix}_O ; \{T\}_A = \begin{Bmatrix} 0,80 & -228 \\ 1,45 & 0 \\ 3,91 & 46 \end{Bmatrix}_A ; \{T\}_B = \begin{Bmatrix} -1,62 & 0 \\ -2,54 & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_B \text{ et } \{T\}_C = \begin{Bmatrix} 0,69 & 0 \\ -0,12 & 0 \\ 0 & -46 \end{Bmatrix}_C$$

C.2.1- Déterminer, au point G, le torseur des efforts de cohésions internes tout au long de la ligne moyenne de la poutre droite. En déduire, les types de sollicitations pour les différentes parties (travées) de la poutre. Le point G est le centre géométrique de la section droite supposée circulaire de diamètre « d » tel que : $OG = z$.

		$0 < z < \dots\dots\dots 5,5 \dots\dots\dots$	
Résultante	N = $\dots\dots\dots 3,91 \dots\dots\dots$	$T_x = \dots\dots\dots -0,13 \dots\dots\dots$	$T_y = \dots\dots\dots 1,21 \dots\dots\dots$
Moment	Mt = $\dots\dots\dots 0 \dots\dots\dots$	$M_x = \dots\dots\dots 1,21 \dots\dots\dots$	$M_y = \dots\dots\dots 0,13 \dots\dots\dots$

Dans cette travée, la poutre est soumise à : la traction-compression, au cisaillement et à la flexion.

		$\dots\dots\dots 5,5 \dots\dots\dots < z < \dots\dots\dots 11,0 \dots\dots\dots$	
Résultante	N = $\dots\dots\dots 0 \dots\dots\dots$	$T_x = \dots\dots\dots 0,03 \dots\dots\dots$	$T_y = \dots\dots\dots 2,66 \dots\dots\dots$
Moment	Mt = $\dots\dots\dots 0 \dots\dots\dots$	$M_x = \dots\dots\dots 3,02 \dots\dots\dots$	$M_y = \dots\dots\dots 44,01 \dots\dots\dots$

Dans cette travée, la poutre est soumise à : la flexion, au cisaillement et à la torsion.

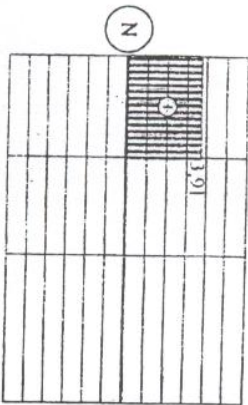
		$\dots\dots\dots 11,0 \dots\dots\dots < z < \dots\dots\dots 15,5 \dots\dots\dots$	
Résultante	N = $\dots\dots\dots 0 \dots\dots\dots$	$T_x = \dots\dots\dots 0,12 \dots\dots\dots$	$T_y = \dots\dots\dots 0,69 \dots\dots\dots$
Moment	Mt = $\dots\dots\dots 0 \dots\dots\dots$	$M_x = \dots\dots\dots 23,4 \dots\dots\dots$	$M_y = \dots\dots\dots 154,6 \dots\dots\dots$

Dans cette travée, la poutre est soumise à : la flexion, au cisaillement et à la torsion.

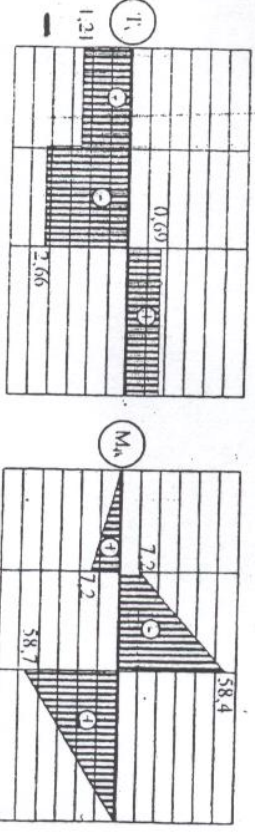
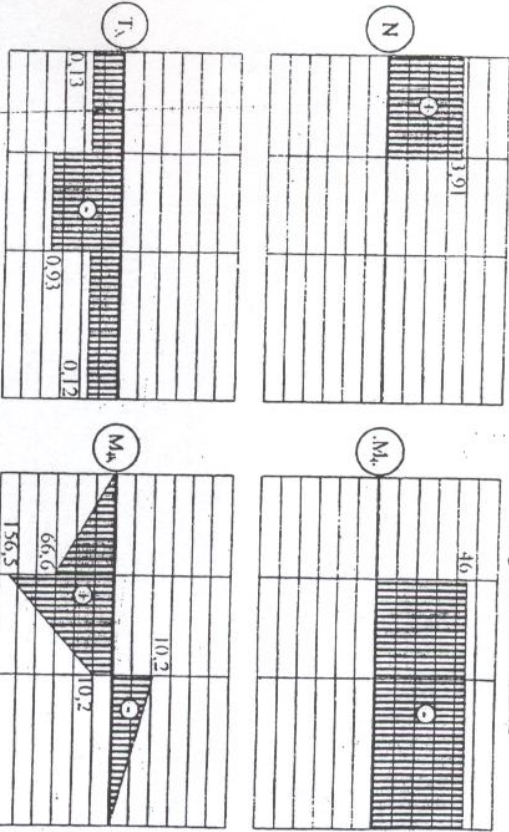
كاتبون للخدمات
طريق منزل شاكر كم 0.5
بو سفيان القصير بئر السراة الهندية
97 367 598

C.2.2- Tracer le diagramme des efforts de cohésion non nuls.

Diagrammes des Forces



Diagrammes des Moments



C.2.3- On supposera que la section circulaire la plus sollicitée est soumise à un moment de flexion maximal $(M)_{max} = 120 \text{ KN.m}$ et un moment de torsion maximal $(M_t)_{max} = 46 \text{ KN.m}$. Le matériau utilisé pour la fabrication de l'arbre est caractérisé par :

- Une limite élastique à l'extension : $R_e = 480 \text{ MPa}$;
- Une limite élastique au glissement : $R_g = 240 \text{ MPa}$.

On adoptera un coefficient de sécurité $s = 3$.

C.2.3.1- Détermination du diamètre de l'arbre à partir de la condition de résistance à la flexion.

a- Calculer la résistance pratique à l'extension R_{pe} .

b- Le critère de résistance à la flexion s'écrit :

$$\sigma_{max} = \frac{M}{W} \leq R_{pe}$$



c- Les expressions et les valeurs nécessaires à l'application de ce critère sont :

$$\sigma_{\max} = \frac{(M_f)_{\max}}{\left(\frac{I_{GX}}{\nu^2}\right)} \quad I_{GX} = \frac{\pi d^4}{64} \quad \nu = \frac{d}{2} \quad \Rightarrow \quad d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot (M_f)_{\max}}{\pi \cdot R_{pe}}}$$

d- Calculer le diamètre minimum de l'arbre (24) satisfaisant au critère de flexion (arrondir à la valeur la plus proche qui assure la résistance).

$$d_{\min} = \dots\dots\dots 19,7 \dots\dots\dots (\text{mm})$$

C.2.3.2- Détermination du diamètre de l'arbre (24) à partir de la condition de résistance à la torsion.

a- Calculer la résistance pratique au glissement R_{pg} .

$$\dots\dots\dots R_{pg} = R_g / s \dots\dots\dots R_{pg} = \dots\dots\dots 80 \dots\dots\dots \text{MPa}$$

b- Le critère de résistance à la torsion s'écrit :

$$\dots\dots\dots \tau_{\max} \leq R_{pg} \dots\dots\dots$$

c- Les expressions et les valeurs nécessaires à l'application de ce critère sont :

$$\tau_{\max} = \frac{(M_t)_{\max}}{\left(\frac{I_p}{\nu^2}\right)} \quad I_p = \frac{\pi d^4}{32} \quad \nu = \frac{d}{2} \quad \Rightarrow \quad d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot (M_t)_{\max}}{\pi \cdot R_{pg}}}$$

d- Calculer le diamètre minimum de l'arbre (24) satisfaisant au critère de torsion (arrondir à la valeur la plus proche qui assure la résistance).

$$d_{\min} = \dots\dots\dots 14,3 \dots\dots\dots (\text{mm})$$

C.2.3.3- Réellement, l'arbre (24) est soumis à une sollicitation combinée de flexion et de torsion. Pour cela, calculer le moment réduit (ou moment de flexion idéal) noté « M_r » et défini par :

$$M_r = \sqrt{M_f^2 + 0.75 M_t^2}$$

Dans ce cas, le critère de résistance, postulé par Von Mises, s'écrit sous la forme :

$$\sigma_{\max} = \frac{(M_r)_{\max}}{W_f} \leq R_{pe} \quad \text{où} \quad W_f = \frac{\pi d^3}{32} \quad \Rightarrow \quad d_{\min} = 2.17 \sqrt[3]{\frac{(M_r)_{\max}}{R_{pe}}}$$

a- Calculer la valeur maximale du moment réduit.

$$(M_r)_{\max} = \dots\dots\dots 126,44 \dots\dots\dots (\text{KN} \cdot \text{mm})$$

b- Calculer le diamètre minimum de l'arbre satisfaisant au critère de Von Mises. (arrondir à la valeur la plus proche qui assure la résistance).

$$d_{\min} = \dots\dots\dots 20,1 \dots\dots\dots (\text{mm})$$