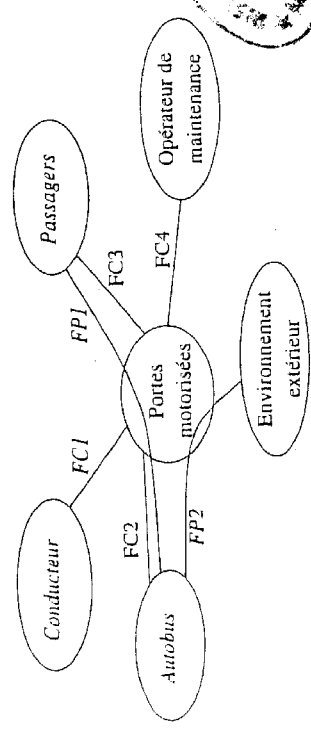


PARTIE A – TECHNOLOGIE DE CONCEPTION

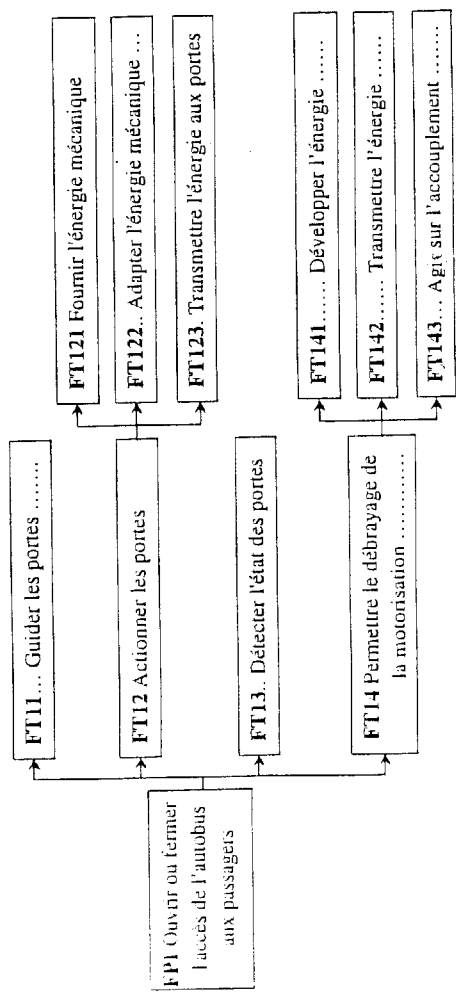
A.1. ANALYSE FONCTIONNELLE

A.1.1. Compléter le diagramme pieuvre et indiquer les Fonctions Principales (FP) et les Fonctions Complémentaires (FC) du système.

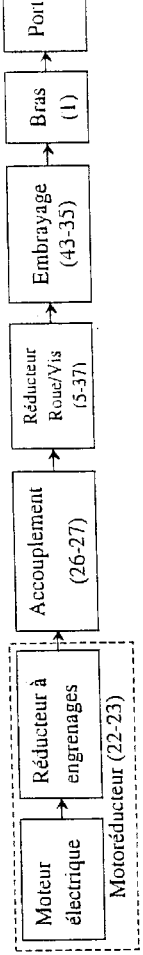


FP1	Ouvrir ou fermer l'accès de l'autobus aux passagers
FP2	... Eviter l'intrusion d'éléments extérieurs à l'autobus (air, eau, poussières, etc)
FC1	Pouvoir être commandées par le conducteur de l'autobus.
FC2 Etre adaptables à la géométrie des ouvertures des autobus
FC3 Etre accessibles pour la maintenance
FC4 Etre accessibles pour la maintenance

A.1.2. Compléter le diagramme FAST partiel relatif à la fonction principale FP1 : « Ouvrir ou fermer l'accès de l'autobus aux passagers ».



A.1.3. Compléter le diagramme fonctionnel de la porte motorisée de l'autobus.



A.2. ETUDE TECHNOLOGIQUE

A.2.1. Indiquer le rôle de chacune des pièces suivantes.

Pièces	Rôles
(10)	Maintenir le contact entre (8a) et (8b)
(14)	Fournir l'énergie nécessaire pour le débrayage.
(31)	Régler le jeu fonctionnel pour le montage des roulements (30)
(38)	Guidage en rotation de la roue (37)/(1) en position débrayée.....

A.2.2. Justifier la possibilité de montage de la pièce (32).

..... Le montage est possible car le carter est en deux parties (3) + (7)

A.2.3. Comment est assuré le réglage de l'effort presseur du ressort (14) ?

..... En manœuvrant le contre l'écrou (13)

A.2.4. Justifier l'utilisation des roulements à contact oblique (30) pour assurer le guidage en rotation de la vis (5) par rapport à (3 et 7).

..... Supporter les charges axiales dans les deux sens

A.2.5. Proposer un ajustement qualitatif pour chacun des assemblages suivants :

Assemblage	(37)/(38)	(15)/(7 et 3)	(3)/(39)	(8b)/(9)	(1)/(39)
Ajustement	Ø H7m6	Ø H7h6	Ø H7m6	Ø H7g6	Ø H7f6

A.2.6. Compléter le tableau suivant :

Assemblages	Nature de la liaison	Assurée par
(5)/(3 et 7)	Pivot	Roulements (6) et (30)
(39)/(3)	Encastrement	Centrage + Ajustement serré
(8a)/9	Encastrement	Les vis (44)
(16)/(45)	Pivot glissant	Emmanchement cylindrique

A.3. TRANSMISSION DE PUISSANCE (Données et Hypothèses page 4)

On souhaite vérifier que les caractéristiques du moteur sont compatibles avec le cahier de charges.

A.3.1. Calculer la vitesse de rotation N_1 du bras (1) afin d'obtenir le temps d'ouverture de 3s.

$$\theta = \omega t \rightarrow \omega = \frac{\theta}{t} = \frac{87}{3} \cdot \frac{\pi}{180} = 0,5 \text{ rad/s}$$

$$N = \frac{30\omega}{\pi} = 4,83 \text{ tr/mm}$$

$$N_1 = \dots 4,83 \dots \text{tr/mm}$$

A.3.2. Calculer alors la vitesse de rotation N_{22} atteinte par le moteur électrique.

$$\frac{N_1}{N_{22}} = r_1 \cdot r_2 = \frac{1}{18} \cdot \frac{1}{37} \rightarrow N_{22} = \frac{N_1}{r} = 18 \times 37 \cdot N_1$$

$$N_{22} = \dots 3219 \dots \text{tr/mm}$$

A.3.3. Le moteur remplit-il le cahier de charges ? Justifier

..... Oui car N_{22} est inférieure à $N_{max} = 4500 \text{ tr/mm}$

A.3.4. Déduire, à partir des caractéristiques du moteur (Figure A.1), le couple C_{22} fourni.

$$C_{22} = 9 \text{ Ncm} = 0,09 \text{ Nm}$$

$$C_{22} = \dots 0,09 \dots \text{Nm}$$

A.3.5. On donne le couple moteur : $C_{22} = 0,1 \text{ Nm}$. Calculer le couple C_1 transmis au bras (1).

$$C_1 = \frac{C_{22} \cdot r_1 \cdot r_2}{r_1 \cdot r_2} = 0,1 \times 0,72 \times 0,5 \times 18 \times 37 = 24 \text{ Nm}$$

$$C_1 = \dots 24 \dots \text{Nm}$$

A.3.6. Vérification de la condition du non-matage des cannelures du bras (1)

A.3.6.1. Sachant que $d = 21 \text{ mm}$, $D = 25 \text{ mm}$ et $p_{adm} = 30 \text{ MPa}$. Déterminer, pour un couple $C_1 = 25 \text{ Nm}$, la valeur minimale de la surface totale réelle d'appui S .

$$S = S' \cdot L \geq \frac{C_1}{p_{adm} \cdot R_{may}} \rightarrow S \geq \frac{25 \cdot 10^3}{30 \cdot 11,5} = 72,46 \text{ mm}^2$$

$$S' \geq \dots 72,46 \dots \text{mm}^2$$

A.3.6.2. Les cannelures sont de la série moyenne Y , déterminer à partir de l'abaque (Figure A.2) le nombre n de cannelures et la surface réelle d'appui par mm de longueur de contact S' .

$$d = 21 ; \text{ série moyenne } n = 6 \text{ cannelures} ; S' = 7 \text{ mm}^2/\text{mm}$$

$$n = 6 \text{ cannelures}$$

$$S' = 7 \text{ mm}^2/\text{mm}$$

A.3.6.3. Calculer alors la longueur minimale L des cannelures.

$$L \geq \frac{70,46}{7} = 10,35 \text{ mm}$$

$$L \geq \dots 10,35 \dots \text{mm}$$

A.3.6.4. Vérifier cette condition par mesure directe sur le dessin d'ensemble.

Longueur mesurée : $L = \dots 12 \text{ mm} > 10,35 \rightarrow$ la condition est respectée

A.4. ETUDE DU REDUCTEUR EPICYCLOÏDAL (23)

A.4.1. Nommer chacun des organes du train épicycloïdal (Figure A.2).

22 : Planétaire..... 23a et 23b : Satellite

23 : ... Couronne ou Planétaire 25 : Bras porte satellite

A.4.2. Ecrire la formule de Willis correspondante à ce train. En déduire l'expression du rapport $r_1 = \frac{\omega_{25}}{\omega_{22}}$ en fonction de Z_{23c} .

$$\frac{\omega_{22} - \omega_{25}}{\omega_{22} - \omega_{23}} = (-1)^1 \frac{Z_{22} \cdot Z_{33b}}{Z_{23a} \cdot Z_{23}} \text{ or } \omega_{23} = 0$$

$$\frac{-\omega_{25}}{\omega_{22} - \omega_{25}} = -\frac{9 \cdot 12}{36 \cdot Z_{23}} = -\frac{3}{Z_{23}}$$

$$\frac{\omega_{25}}{\omega_{22}} = \frac{3}{3 + Z_{23}}$$

$$\frac{\omega_{25}}{\omega_{22}} = \dots \frac{3}{3 + Z_{23}} \dots$$

A.4.3. Déterminer alors le nombre de dents Z_{23c} de la couronne (23).

$$\frac{\omega_{25}}{\omega_{22}} = \frac{3}{3 + Z_{23}} \cdot \frac{1}{18} \cdot Z_{23} = 51 \text{ dents}$$

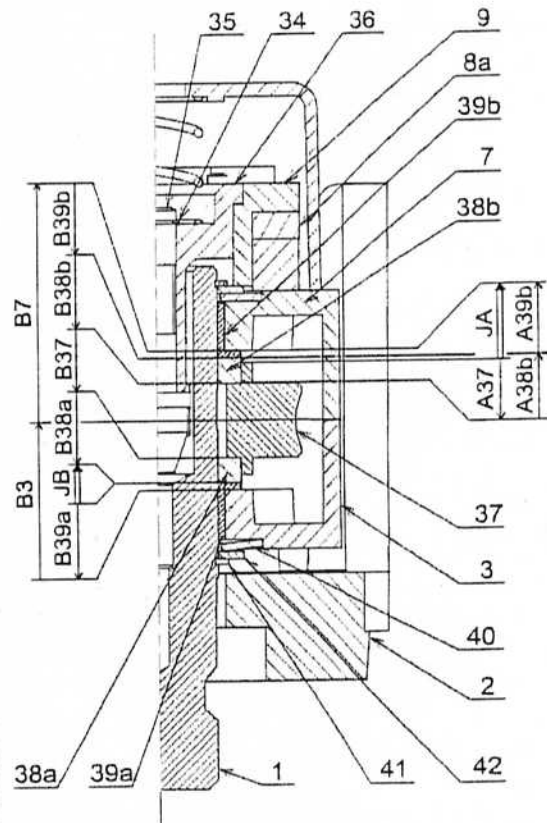
$$Z_{23c} = \dots 51 \dots \text{dents}$$

A.4.4. Quelle relation doit vérifier les diamètres d_{22} , d_{23a} , d_{23b} et d_{23c} pour que le montage du train épicycloïdal soit possible ?

$$\dots d_{22} + d_{23a} + d_{23b} = d_{23c} \dots \text{ ou } \dots d_{22} + d_{23a} = d_{23c} - d_{23b} \dots$$

A.5. COTATION FONCTIONNELLE

A.5.1. Tracer la chaîne de cotes minimales relative à la cote condition J_{Amin} entre (37) et (7).



5.2. Sachant que $B_3 = B_7 = a$, $B_{38a} = B_{38b} = b$ et $B_{39a} = B_{39b} = c$; établir l'expression mettant de déterminer la cote $B_{37 \text{ Max}}$.

.....

 $B_{37 \text{ Max}} = 2a_{\text{min}} - 2c_{\text{Max}} - 2b_{\text{Max}} - jB_{\text{min}}$

6. ETUDE GRAPHIQUE

6.1. DESSIN DE DEFINITION

On donne le dessin de la tête du vérin (45) (document A.1- page 6) représenté par :

- la vue de face et la vue de dessus incomplètes ;
- la vue de droite complète.

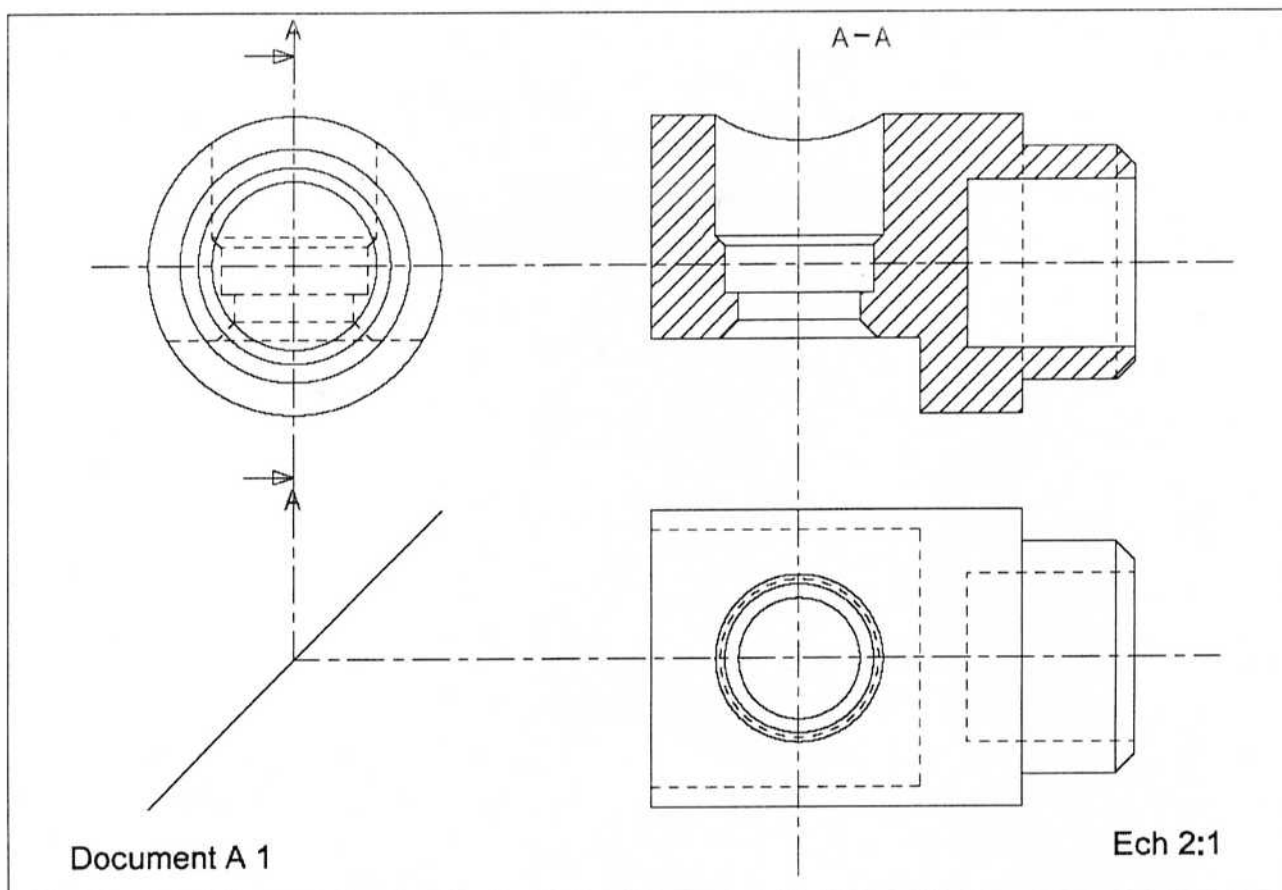
On demande de compléter à l'échelle du dessin (document A.1- page 6) :

- La vue de face en coupe A-A ;
- La vue de dessus.

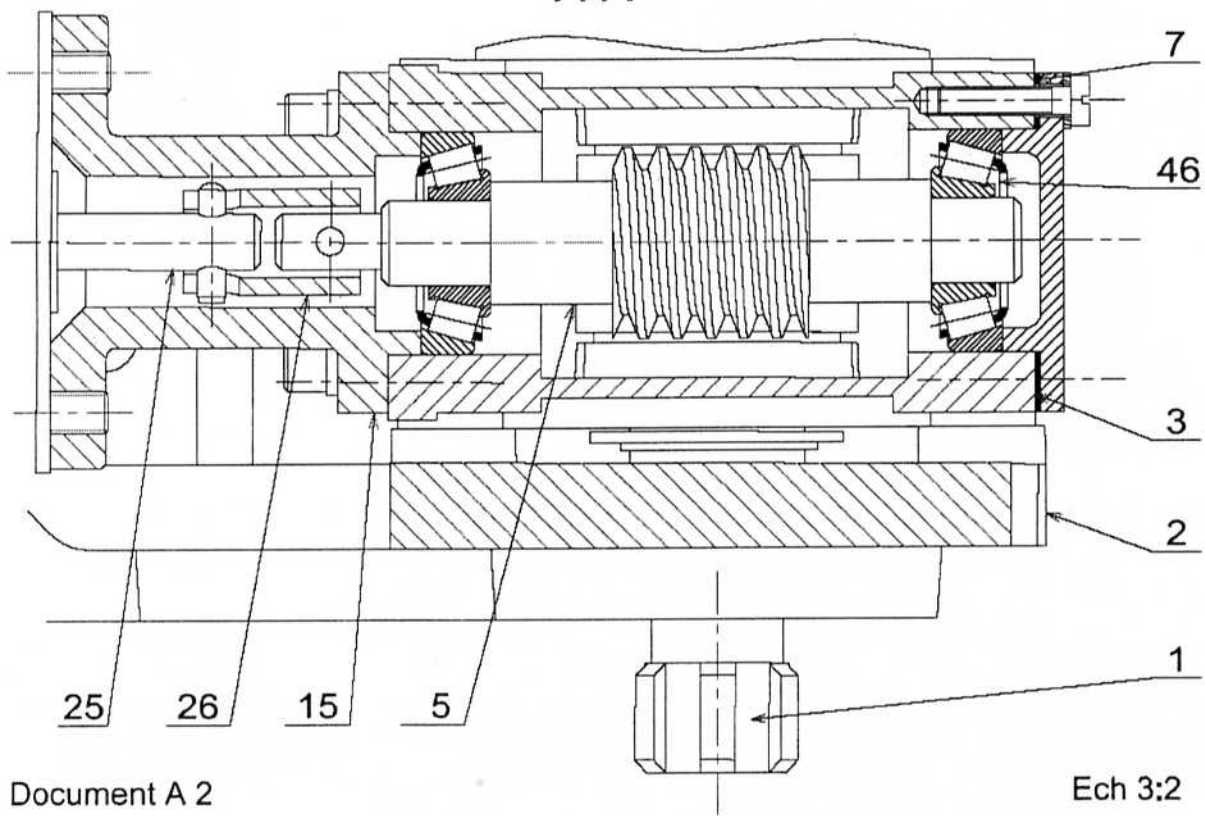
6.2. ETUDE DE CONCEPTION

Pour des raisons d'encombrement, le constructeur décide de reconcevoir partiellement son produit à travers la modification de la géométrie des pièces (3, 5 et 7) et de remplacer les roulements 1) et (6) par deux roulements à rouleaux coniques (46). Sur le document A.2 de la page 7 et à l'échelle du dessin :

- Compléter le montage des nouveaux roulements à rouleaux coniques (46) ;
- Prévoir un système de réglage de jeu ;
- Indiquer les ajustements nécessaires pour le montage des roulements (46) et du couvercle (47).



A-A



Document A 2

Ech 3:2

PARTIE B – TECHNOLOGIE DE PRODUCTION

B.1. CHOIX DU MATERIAU

B.1.1. Donner la signification de la désignation symbolique du matériau GE 295.

Symbole	Signification
G Préfixe pour moulage
E Acier pour construction mécanique
295 Re mini = Limite minimale apparente d'élasticité (MPa)

B.1.2. Justifier l'utilisation de ce matériau pour le support moteur (15).

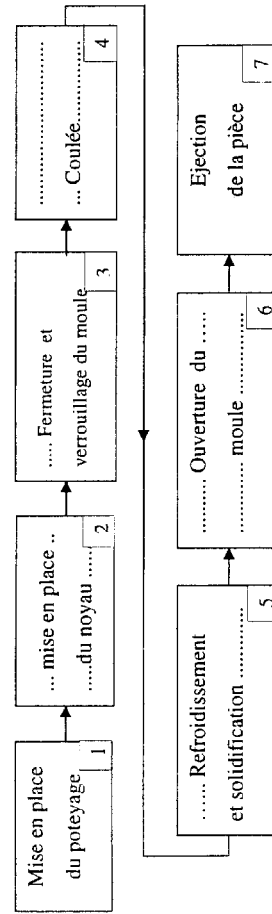
..... bonne caractéristique mécanique et une aptitude au moulage (moulabilité).....

B.2. OBTENTION DU BRUT

B.2.1. Citer trois avantages du moulage en coquille par rapport au moulage en sable.

- 1) Meilleur état de surface 2) Meilleure précision dimensionnelle
- 3) Réduction de surépaisseur 4) Chantier moins encombrant
- 5) Taux de production plus élevé

B.2.2. Un cycle d'obtention d'une pièce par moulage en coquille comporte différentes opérations élémentaires. Préciser ces opérations dans l'ordre de leurs exécutions.



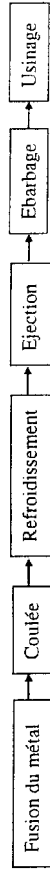
B.2.3. Quel est le rôle du poteauage lors du moulage en coquille des pièces mécaniques ?

..... Faciliter l'éjection de la pièce (empêcher l'adhérence)

..... Protéger l'empreinte (c'est un enduit protecteur)

.....

B.2.4. L'élaboration des pièces moulées en coquille suit les étapes suivantes :



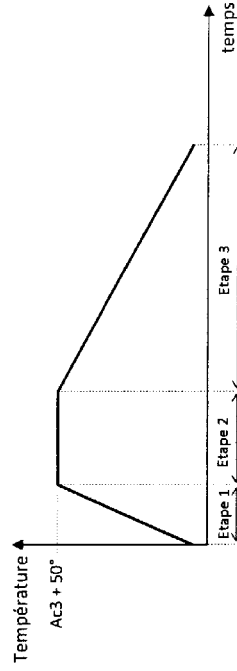
En quoi consiste l'étape d'ébarbage ?

..... Débarrasser la pièce des bavures, du jet de coulée, de l'évent et des masselottes,

..... puis nettoyer à la brosse métallique

.....

B.2.5. Avant usinage des pièces moulées, on applique souvent un traitement thermique de recuit caractérisé par le cycle thermique ci-dessous :



Donner la signification des indications du cycle.

Détail du cycle	Signification
Ac3 Température de fin de transformation austénitique
Etape 1 Montée en température (chauffage)
Etape 2 Maintien isotherme
Etape 3 Refroidissement très lent

B.2.6. Indiquer l'effet (augmentation ↗ ou diminution ↘) du recuit sur les caractéristiques mécaniques suivantes :

Re : ... ↘ ... Rc : ... ↘ ... A % : ... ↗ ... Z % : ... ↗ ... HB : ... ↘ ...

B.2.7. Calculer la cote de diamètre du noyau D_{noyau} et la cote de l'empreinte $C_{empreinte}$, relatives aux cotes usinées du dessin de la pièce (15). (document B1).

Cote	Détails de calcul	Diamètre du noyau
Ø 18 $D_{noyau} = (18 - 2 \times 1,5) / (1 - 0,011)$	$D_{noyau} = \dots 14,83 \text{ mm} \dots$
52 $C_{empreinte} = (52 + 2 \times 1,5) / (1 + 0,011)$	Cote de l'empreinte $C_{empreinte} = \dots 55,6 \text{ mm} \dots$

B.3.3. Préciser les moyens de contrôle des spécifications suivantes relevées du dessin de définition (document B.1) :

Dans cette partie on s'intéresse à l'étude de la fabrication du support moteur (15) dont le dessin de définition est présenté dans le document B1.

B.3.1. Définir et commenter les spécifications suivantes :

Spécifications	Définitions et commentaires
Ø 22 H 13	<p> $\phi 22$: Dimension nominale H : ... Symbole de la position de l'IT 13 : ... Symbole du degrés (valeur) de la tolérance </p>
Ra 0,8	<p> \sqrt{Ra} : Symbole d'état de surface , doit être obtenu par usinage Ra : ... Rugosité arithmétique $0,8$: ... Valeur de la limite supérieure en μm </p>
Rt 3,2	<p> \sqrt{Rt} : Symbole d'une surface obtenue sans enlèvement de matière Rt : Hauteur totale du profil $3,2$: Valeur des aspérités en μm </p>

B.3.2. Indiquer dans le tableau suivant, la désignation de la tolérance géométrique et son type :

Symbole	Désignation	Type
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; display: inline-block;"> <div style="display: inline-block; vertical-align: middle; text-align: center;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px 10px;">0.1</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px 10px;">A</div> </div> </div>	.. Perpendicularité	Tolérance d'orientation
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; display: inline-block;"> <div style="display: inline-block; vertical-align: middle; text-align: center;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px 10px;">0.05</div> </div> </div>	.. Planéité Tolérance de forme
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; display: inline-block;"> <div style="display: inline-block; vertical-align: middle; text-align: center;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px 10px;">Ø 0.2</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px 10px;">B</div> </div> </div>	... Localisation Tolérance de position

Concours nationaux d'entrée aux cycles de formation d'ingénieurs

Session 2010

Page - 10 -

Spécification	Moyens de contrôle
Ø 30 h7 Pied à coulisse digital – Micromètre d'extérieur 25 – 50
$\begin{smallmatrix} +0,33 \\ \text{Ø } 24 \text{ }_0 \end{smallmatrix}$ Micromètre d'intérieur
$\begin{smallmatrix} +0,5 \\ 4 \text{ }_0 \end{smallmatrix}$ Jauge de profondeur
$\nabla \text{ Ra } 0,8$ Rugosimètre

B.4. ETUDE DE LA COUPE

Dans cette partie on s'intéressera uniquement à l'usinage par contournage des surfaces 5 et 6.

B.4.1. Relever graphiquement à partir du dessin de définition, le diamètre mini ($\varnothing_{\text{mini}}$) de la fraise permettant l'usage des surfaces 5 et 6 en un seul contourage.

 $\varnothing_{\text{mini}} = \dots 15 \text{ mm} \dots$

B.4.2. Indiquer le type de la fraise à utiliser (Cocher (X) la bonne réponse).

F1T
.....F2T
..x..

F3T

B.4.3. Comment détermine-t-on le nombre de tailles d'une fraise en général ?

..... Le nombre de tailles d'une fraise est le nombre d'arêtes par dent

B.4.4. Calculer la vitesse de rotation (N) de la broche.

$$N = \frac{1000 V_c}{\pi D} = \frac{1000 \times 34}{32 \pi}$$

$$N = \dots 338 \text{ ur/mar} \dots$$

B.4.5. Calculer la vitesse d'avance (V_f) lors de l'usinage.

$$\dots\dots\dots Vf = fz \times z \times N = 0,06 \times 8 \times 338$$

$$Vf = \therefore 162\text{mm/min}$$

B.4.6. Déterminer la longueur (L) totale parcourue par la fraise pour l'usinage d'une pièce (Figure B.1).

$$\dots\dots\dots L = a + b + 2x24 + RF + 2.\pi.RT$$

$$\dots\dots\dots L = 5 + 5 + 48 + 16 + 2.\pi.(15+16)$$

B.4.7. Calculer le temps technologique (Tt) pour l'usinage en contournage d'une pièce.

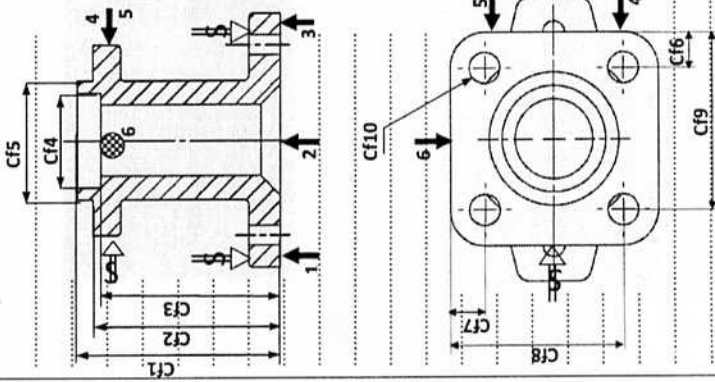
$$Tt = \frac{L}{Vf} = \frac{252,7}{162}$$

$$Tt = \dots 1,56 \text{ mn}$$

B.5. REDACTION DU PROJET D'USINAGE (Voir Dossier Présentation)

Rédiger la phase 30 sur la feuille de projet d'usinage (document ci-dessous) en précisant :

- la mise en position de la pièce et le serrage correspondant ;
- les opérations d'usinage dans l'ordre de réalisation ;
- le porte pièce, les outils et les moyens de contrôle ;
- les cotes de fabrication Cf (sans faire des calculs).

N° Ph	Désignations des phases et des opérations	Nombre : 400 Matière : GE 295 Brut : Moulé en coquille.		Feuille de projet d'usinage
		M.O	Outils Vérificateurs	
30	Référentiel défini par : - Un Appui plan : 1, 2, 3 - Une orientation : 4, 5 - Une butée : 6 - Serrages opposés aux appuis. Opération d'usinage : a – Surfaçage de 7 : Cf 1. b – Fraisage combiné de 5 et 6 en contournage : Cf 2 – Cf 5. c – Alésage de 9 en contournage : Cf 3 – Cf 4 d – Centrage de 11, 12, 13 et 14 Cf 6 – Cf 7 – Cf 8 – Cf 9 e – Perçage de 11, 12, 13 et 14 – Cf 10	FCN.	Montage spécial de fraisage : (F30) F2T ø50 F2T ø18	
			Foret à centrer Foret ø7 PC au 1/50 ^e J.P. PL 25 – 50	

PARTIE C – MÉCANIQUE & RDM

C.1. MÉCANIQUE

On se propose à travers cette étude de déterminer le couple C_1 au niveau du bras (1) pour pouvoir manœuvrer une porte d'autobus.

C.1.1. En appliquant la loi de mobilité globale, déterminer le degré d'hyperstatisme (h) du mécanisme de la porte d'autobus (Figure C.1).

$$\dots\dots\dots 6N_p - J_S = m - h \rightarrow \dots\dots\dots 12 - 12 = 1 - h \rightarrow \dots\dots\dots h = 1 \dots\dots\dots$$

$$\dots\dots\dots \text{ou} \dots\dots\dots Ic - 6y = m - h \rightarrow \dots\dots\dots 6 - 6 = 1 - h \rightarrow \dots\dots\dots h = 1 \dots\dots\dots$$

C.1.2. Proposer une solution pour rendre le système isostatique.

... Remplacer la liaison annulaire entre (0) et (2) par une ponctuelle
 ... ou Remplacer la liaison pivot entre (2) et (3) par un pivot glissant
 C.1.3. Donner, dans la base de R_1 , les torseurs cinématiques représentants.

C.1.3.1. le mouvement de (1) par rapport à (0) au point A : $\{\mathcal{V}(1/0)\} =$

$$\left\{ \begin{array}{c|c} 0 & 0 \\ \hline \alpha & 0 \end{array} \right\}_{B_1} ; \left\{ \begin{array}{c|c} 0 & a\dot{\alpha} \\ \hline \alpha & 0 \end{array} \right\}_A$$

C.1.3.2. le mouvement de (2) par rapport à (1) au point A : $\{\mathcal{V}(2/1)\} =$

$$\left\{ \begin{array}{c|c} 0 & 0 \\ \hline 0 & 0 \end{array} \right\}_{B_1} ; \left\{ \begin{array}{c|c} 0 & 0 \\ \hline -\beta & 0 \end{array} \right\}_A$$

C.1.3.3. le mouvement de (2) par rapport à (0) au point A : $\{\mathcal{V}(2/0)\} =$

$$\left\{ \begin{array}{c|c} 0 & 0 \\ \hline 0 & a\dot{\alpha} \end{array} \right\}_{B_1} ; \left\{ \begin{array}{c|c} 0 & 0 \\ \hline \alpha - \beta & 0 \end{array} \right\}_A$$

C.1.4. Exprimer, dans la base de R_1 , le vecteur vitesse du centre G_1 de (1) par rapport à (0).

$$\dots\dots\dots \vec{V}(G_1 \in 1/0) = \dots\dots\dots \frac{1}{2} a \dot{\alpha} \vec{y}_1 \dots\dots\dots$$

C.1.5. Exprimer, dans la base de R_1 , le vecteur vitesse du centre G_2 de (2) par rapport à (0).

$$\dots\dots\dots \vec{V}(G_2 \in 2/0) = \vec{V}(A \in 2/0) + \vec{\Omega}(2/0) \wedge \vec{AG}_2 \dots\dots\dots$$

$$\dots\dots\dots \text{avec } \vec{V}(A \in 2/0) = \vec{V}(A \in 1/0) \dots\dots\dots$$

$$\dots\dots\dots \vec{V}(G_2 \in 2/0) = \dots\dots\dots \left(a\dot{\alpha} - \frac{1}{2}c(\dot{\alpha} - \beta) \cos \beta \right) \vec{y}_1 - \frac{1}{2}c(\dot{\alpha} - \beta) \sin \beta \vec{x}_1 \dots\dots\dots$$

C.1.6. Déterminer le moment d'inertie du bras (1) par rapport à l'axe (O, \vec{z}) : $I_1 = I_{Oz}(1)$.

$$\dots\dots\dots I_1 = \int_{PE1} x^2 dm(P) = \frac{M}{a} \int_0^a x^2 dx = \frac{Ma^2}{3} \dots\dots\dots$$

$$\dots\dots\dots I_1 = \dots\dots\dots \frac{ma^2}{3} \dots\dots\dots$$

C.1.7. Déterminer le moment d'inertie de la porte (2) par rapport à l'axe (G_2, \vec{z}) : $I_2 = I_{G_2z}(2)$.

$$\dots\dots\dots I_2 = \int_{PE2} x^2 dm(P) = \frac{M}{hc} \int_{\frac{c}{2}}^c x^2 h dx = \frac{Mc^3}{12} \dots\dots\dots$$

$$I_2 = \dots\dots\dots \frac{Mc^3}{12} \dots\dots\dots$$

Dans la suite du travail, utiliser, sans remplacer par leurs expressions, les paramètres I_1 et I_2 .

C.1.8. Exprimer l'énergie cinétique du bras (1) au cours de son mouvement par rapport à (R_0) .

$$\dots\dots\dots Ec(1/R_0) = \frac{1}{2} \vec{\Omega}(1/0) \cdot I_1 \cdot \vec{\Omega}(1/0) = \frac{1}{2} I_1 \dot{\alpha}^2 \dots\dots\dots$$

$$\dots\dots\dots Ec(1/R_0) = \dots\dots\dots \frac{1}{2} I_1 \dot{\alpha}^2 \dots\dots\dots$$

C.1.9. Exprimer l'énergie cinétique de la porte (2) au cours de son mouvement par rapport à (R_0) .

$$\dots\dots\dots Ec(2/R_0) = \frac{1}{2} \vec{\Omega}(2/0) \cdot I_2 \cdot \vec{\Omega}(2/0) + \frac{1}{2} M \vec{V}^2(G_2 \in 2/0) \dots\dots\dots$$

$$\dots\dots\dots = \frac{1}{2} I_2 (\dot{\alpha} - \beta)^2 + \frac{1}{2} \left[\left(a\dot{\alpha} - \frac{1}{2}c(\dot{\alpha} - \beta) \cos \beta \right)^2 \vec{y}_1 - \frac{1}{2}c(\dot{\alpha} - \beta) \sin \beta \vec{x}_1 \right]^2 \dots\dots\dots$$

$$\dots\dots\dots Ec(2/R_0) = \dots\dots\dots \frac{1}{2} \left(I_2 (\dot{\alpha} - \beta)^2 + M \left(a\dot{\alpha}^2 + \frac{1}{4}c^2(\dot{\alpha} - \beta)^2 + ac\dot{\alpha}(\dot{\alpha} - \beta) \cos \beta \right) \right) \dots\dots\dots$$

C.1.10. On considère le système (S) regroupant le bras (1) et la porte (2): $S = \{1, 2\}$.

Déterminer la puissance des actions mécaniques extérieures et intérieures exercées sur (S) au cours de son mouvement par rapport à (R_0) .

Puissance des actions extérieures :

Actions extérieures à distance :

- Action de la pesanteur sur (1) : $P(\vec{g} \rightarrow 1/0) = 0$ car $\vec{R}(\vec{g} \rightarrow 1)$ est \perp à $\vec{V}(G_1 \in 1/0)$
- Action de la pesanteur sur (2) : $P(\vec{g} \rightarrow 2/0) = \dots 0$ car $\vec{R}(\vec{g} \rightarrow 2)$ est \perp à $\vec{V}(G_2 \in 2/0)$

Actions extérieures de contact :

- Action du couple (\vec{C}_1) sur (1) : $P(\vec{C}_1 \rightarrow 1/0) = \dots \left\{ \begin{array}{c|c} 0 & 0 \\ \hline 0 & 0 \end{array} \right\}_O \left\{ \begin{array}{c|c} 0 & 0 \\ \hline 0 & 0 \end{array} \right\}_O = C_1 \dot{\alpha} \dots\dots\dots$
- Action du châssis (0) sur (1) : $P(0 \rightarrow 1/0) = \dots 0$ car la liaison est supposée parfaite
- Action du châssis (0) sur (2) : $P(0 \rightarrow 2/0) = \dots 0$ car la liaison est supposée parfaite

$$\dots\dots\dots P(\vec{S} \rightarrow S/R_0) = \dots\dots\dots C_1 \dot{\alpha} \dots\dots\dots$$

Puissance des actions intérieures :

... $P(int. \dot{a} S) = \dots 0$... car la liaison 1-2 est supposée parfaite ...

$$P(int. \dot{a} S) = \dots 0 \dots$$

C.1.11. Pour une vitesse de rotation du bras (1) constante ($\dot{\alpha} = \omega$), appliquer le théorème de l'énergie cinétique à (S) au cours de son mouvement par rapport à (R_0). En déduire l'expression du couple C_1 .

$$\frac{dEc(S/0)}{dt} = P(\bar{S} \rightarrow S/0) + P(int. \dot{a} S) \dots \text{ et } Ec(S/0) = Ec(1/0) + Ec(2/0) \dots$$

$$C_1 = \dots \frac{(\beta - \omega)}{\omega} \left(I_2 + \frac{M}{4} c^2 \right) \beta + \frac{1}{2} Mac (\beta^2 \sin \beta - \beta \cos \beta) \dots$$

C.2. STATIQUE ET RESISTANCE DES MATERIAUX : Données et Hypothèses - page 10.**C.2.1. STATIQUE :**

C.2.1.1. Compléter, dans la base $(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$, les torseurs associés aux actions mécaniques extérieures exercées sur la vis sans fin (5) aux points indiqués.

$$\{T_1\}_O = \begin{Bmatrix} 0 & \dots & C_m & \dots \\ 0 & \dots & 0 & \dots \\ 0 & \dots & 0 & \dots \end{Bmatrix}_O ; \{T_2\}_A = \begin{Bmatrix} X_A & \dots & 0 & \dots \\ Y_A & \dots & 0 & \dots \\ Z_A & \dots & 0 & \dots \end{Bmatrix}_A ; \{T_3\}_I = \begin{Bmatrix} X_I & \dots & 0 \\ Y_I & \dots & 0 \\ Z_I & \dots & 0 \end{Bmatrix}_I ; \{T_4\}_C = \begin{Bmatrix} 0 & \dots & 0 & \dots \\ Y_C & \dots & 0 & \dots \\ Z_C & \dots & 0 & \dots \end{Bmatrix}_C$$

C.2.1.2. Ecrire les équations scalaires qui traduisent l'équilibre statique de la vis sans fin (5). En déduire les inconnues d'actions mécaniques.

$$\text{PFS au point A : } \dots \{T_1\}_A + \{T_2\}_A + \{T_3\}_A + \{T_4\}_A = \{0\} \dots$$

$$\Leftrightarrow \begin{cases} \dots X_A + X_I \dots = 0 \quad (1) & \dots C_m - r Z_I \dots = 0 \quad (4) \\ \dots Y_A + Y_I + Y_C \dots = 0 \quad (2) & \dots -b Z_I - c Z_C \dots = 0 \quad (5) \\ \dots Z_A + Z_I + Z_C \dots = 0 \quad (3) & \dots b Y_I + r X_I + c Y_C \dots = 0 \quad (6) \end{cases}$$

Résultats numériques :

$$\{T_1\}_O = \begin{Bmatrix} 0 & 0 & 1,35 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{Bmatrix}_O ; \{T_2\}_A = \begin{Bmatrix} -1286 & 0 \\ -18 & 0 \\ -50 & 0 \end{Bmatrix}_A ; \{T_3\}_I = \begin{Bmatrix} 1286 & 0 \\ 470 & 0 \\ 112,5 & 0 \end{Bmatrix}_I ; \{T_4\}_C = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ -452 & 0 \\ -62,5 & 0 \end{Bmatrix}_C$$

Forces en N et moments en Nm.

C.2.2. RESISTANCE DES MATERIAUX

C.2.2.1. Donner le torseur des efforts de cohésion au niveau d'une section droite du tronçon (OA) de la vis sans fin (5).

$$\{T_{coh}\}_G = \begin{Bmatrix} \dots 0 & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots 0 & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \end{Bmatrix}_G$$

Nature de sollicitation : Torsion simple

C.2.2.2. Etude de la résistance à la torsion du tronçon (OA) :

a. Déterminer le diamètre minimal (D) de la vis sans fin (5) pour qu'il résiste à la torsion.

$$\tau_{Max} = \frac{Mt}{I_G} \cdot \frac{D}{2} \leq Rpg \rightarrow D \geq \sqrt[3]{\frac{16 Mt}{\pi Rpg}}$$

$$D \geq \dots 4,4 \dots \text{ mm}$$

b. Calculer l'angle de déformation par torsion α en ($^\circ$) du tronçon (OA) pour $D = 8,5 \text{ mm}$.

$$OA = a$$

$$Mt = G \cdot I_G \theta \rightarrow \theta = \frac{Mt}{G I_G} \rightarrow \alpha = \theta \cdot a = \frac{Mt}{G I_G} = \frac{32 Mt a}{G \pi D^4} = 0,05^\circ$$

$$\alpha = \dots 0,05 \dots ^\circ$$

C.2.2.3. Etude de la résistance au cisaillement de la goupille (27) :

a. Sachant que le diamètre de la vis sans fin (5) au niveau de l'accouplement est $D = 8,5 \text{ mm}$, calculer l'effort tranchant T au niveau de chacune des sections cisailées de la goupille (27).

Nombre de sections cisailées : 2

$$\text{Effort tranchant T : } \dots T = \frac{c}{D} = 159 \text{ N} \dots$$

$$T = \dots 159 \dots \text{ N}$$

b. Déterminer le diamètre minimal (d) de la goupille pour qu'elle résiste au cisaillement.

$$\tau = \frac{T}{S} \leq Rpg \rightarrow d \geq \sqrt{\frac{4T}{\pi Rpg}} \approx 1,76 \text{ mm}$$

$$d \geq \dots 1,76 \dots \text{ mm}$$

PARTIE D – AUTOMATIQUE

D.1. COMMANDE SEQUENTIELLE DES PORTES MOTORISEES D'AUTOBUS

D.1.1. Compléter le modèle Grafcet du point de vue commande (figure D.4), décrivant le fonctionnement du système d'ouverture et de fermeture des portes P_1 et P_2 .

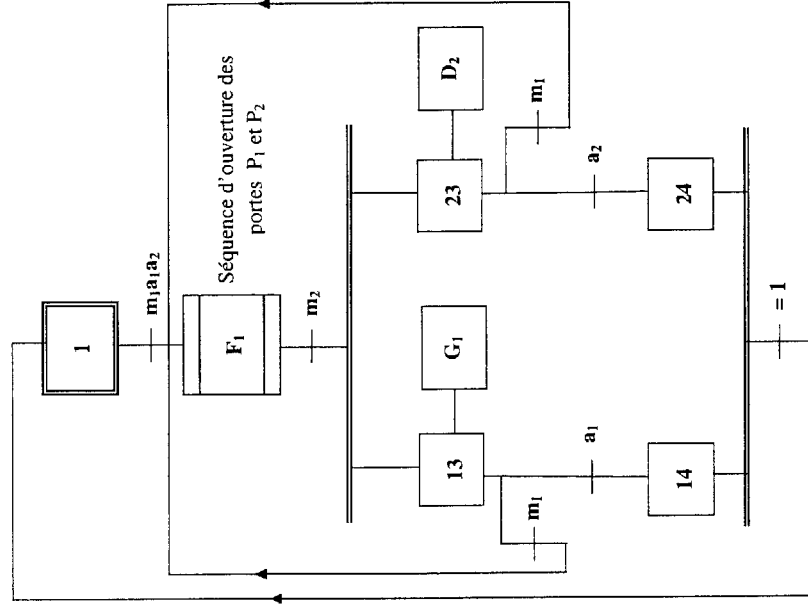


Figure D.4 : Grafcet du point de vue commande

D.1.2. Donner l'expansion de la macro-étape F_1 «Séquence d'ouverture des portes» selon le modèle de la figure D.5 suivante :

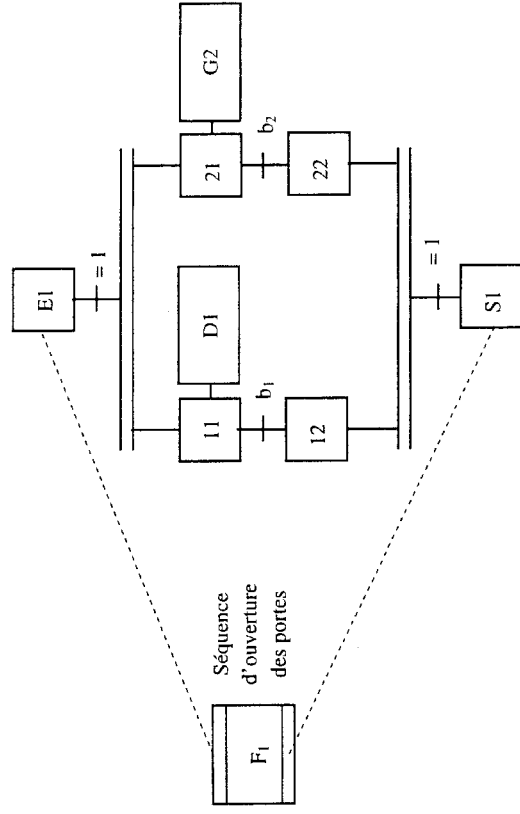


Figure D.5 : Expansion de la macro-étape F_1 .

D.2. ETUDE DE L'ASSERVISSEMENT DE VITESSE

D.2.1. Etude du système en boucle ouverte :

D.2.1.1. Ecrire, dans le domaine de Laplace, les équations (1), (2), (3) et (4) décrivant le comportement électromécanique du moteur (Données et Hypothèses – page 12):

$$U(p) = RI(p) + LpI(p) + E(p) \quad (1) \quad E(p) = K_e \Omega(p) \quad (2)$$

$$C_m(p) = K_t I(p) \quad (3) \quad C_m(p) = Jp\Omega(p) + f\Omega(p) + C_r(p) \quad (4)$$

D.2.1.2. En considérant le schéma fonctionnel (Figure D.2), Donner les expressions des fonctions de transfert $G_1(p)$ et $G_2(p)$.

$$G_1(p) = \dots \frac{C_m(p)}{U(p) - E(p)} = \frac{K_t}{Lp + R} \dots$$

$$G_2(p) = \dots \frac{\Omega(p)}{C_m(p) - C_r(p)} = \frac{1}{Jp + f} \dots$$

Dans la suite on suppose que le couple résistant est nul ($C_r = 0$).

D.2.1.3. Déterminer l'expression de la fonction de transfert du moteur : $G(p) = \frac{\Omega(p)}{U(p)}$. **Mettre** $G(p)$

sous la forme : $C(p) = \frac{b_0}{a_2 p^2 + a_1 p + 1}$. **En déduire** les expressions de b_0 , a_1 et a_2 en fonction de R , L , J ,

K_e et K_t , et l'expression de la pulsation propre du moteur ω_m en fonction de a_2 .

$$G(p) = \dots \frac{G_1(p)G_2(p)}{1 + K_e G_1(p)G_2(p)} = \frac{\frac{JL}{fR + K_t K_e} \frac{K_t}{fR + K_t K_e} \frac{JL}{fR + K_t K_e}}{\frac{JL}{fR + K_t K_e} p^2 + \frac{JL + f}{fR + K_t K_e} p + 1} \dots$$

$b_0 = \dots \frac{K_t}{fR + K_t K_e}$	$a_1 = \dots \frac{JL + f}{fR + K_t K_e}$	$a_2 = \dots \frac{JL}{fR + K_t K_e}$	$\omega_m = \dots \frac{1}{\sqrt{a_2}}$
--	---	---------------------------------------	---

D.2.2. Etude de la boucle de vitesse :

Dans la suite du problème on prendra : $b_0 = 40$, $a_1 = 5,5 \cdot 10^{-3}$ et $a_2 = 2,5 \cdot 10^{-6}$

D.2.2.1. Le correcteur $C(p)$ est de type proportionnel : $C(p) = K$ avec $K > 0$.

a. Donner l'expression, en fonction de K , de la fonction de transfert en boucle ouverte $F_1(p)$.

$$\dots F_1(p) = K_g A G(p) C(p) = \frac{AK K_g b_0}{a_2 p^2 + a_1 p + 1} \dots$$

b. Déterminer, en fonction de K , l'expression de la fonction de transfert en boucle fermée du

système $H(p) = \frac{\Omega(p)}{U_c(p)}$. **Montrer** que cette fonction de transfert peut se mettre sous la forme

$H(p) = \frac{k_s \omega_0^2}{p^2 + 2m\omega_0 p + \omega_0^2}$. **En déduire**, en fonction de K , les expressions du gain statique (k_s), du coefficient d'amortissement (m) et de la pulsation propre (ω_0).

$$H(p) = \frac{AG(p)C(p)}{1 + K_g A G(p)C(p)} = \frac{\frac{b_0 AK}{a_2}}{p^2 + \frac{a_1}{a_2} p + \frac{1 + AK K_g b_0}{a_2}} = \frac{8 \cdot 10^7 K}{p^2 + 2,2 \cdot 10^3 p + 4(1 + 20K)10^5}$$

$k_s = \frac{b_0 AK}{1 + AK K_g b_0} = \frac{2 \cdot 10^2 K}{1 + 20K}$	$m = \frac{a_1}{2} \frac{1}{\sqrt{a_2(1 + AK K_g b_0)}} = \frac{1,74}{\sqrt{1 + 20K}}$	$\omega_0 = \sqrt{\frac{1 + AK K_g b_0}{a_2}} = 632,45 \sqrt{1 + 20K}$
--	--	--

c. Pour quelle valeur de K le coefficient d'amortissement $m = \frac{1}{\sqrt{2}}$. Déterminer alors les valeurs de k_s et de ω_0 .

$$\dots m = \frac{1,74}{\sqrt{1 + 20K}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \dots$$

$K = \dots 0,25 \dots$	$k_s = \dots 8,33 \dots$	$\omega_0 = \dots 1549,18 \text{ rad/s} \dots$
------------------------	--------------------------	--

d. Pour la valeur de K trouvée en D.2.2.1.c, montrer que la fonction de transfert en boucle ouverte

$F_1(p)$ peut s'écrire sous la forme $F_1(p) = \frac{k_m}{(1 + \tau_1 p)(1 + \tau_2 p)}$. **En déduire** les valeurs de k_m , τ_1 et τ_2

sachant que $\tau_2 > \tau_1$.

$$F_1(p) = K_g A G(p) C(p) = \frac{AK K_g b_0}{a_2 p^2 + a_1 p + 1} = \frac{k_m}{\tau_1 \tau_2 p^2 + (\tau_1 + \tau_2) p + 1}$$

$$k_m = AK K_g b_0, \quad \tau_1 \tau_2 = a_2 = 2,5 \cdot 10^{-6}, \quad \tau_1 + \tau_2 = a_1 = 5,5 \cdot 10^{-3}$$

A.N. : $k_m = \dots 5 \dots$ $\tau_1 = \dots 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ s} \dots$ $\tau_2 = \dots 5 \cdot 10^{-3} \text{ s} \dots$

e. Calculer les valeurs du gain en décibels F_{1dB} et de la phase en degré φ_{F1} de $F_1(j\omega)$ pour la pulsation $\omega = 900 \text{ rad/s}$.

$$F_1(j\omega) = \frac{5}{(1 + 0,5 \cdot 10^{-3} j\omega)(1 + 5 \cdot 10^{-3} j\omega)}$$

$$F_{1dB} = 13,98 - 20 \log \sqrt{1 + (0,5 \cdot 10^{-3} \omega)^2} - 20 \log \sqrt{1 + (5 \cdot 10^{-3} \omega)^2} = 0 \dots$$

$$\varphi_{F1} = -\arctg(0,5 \cdot 10^{-3} \omega) - \arctg(5 \cdot 10^{-3} \omega) = -101,7^\circ \dots$$

f. Tracer le diagramme asymptotique ainsi que l'allure des courbes de gain et de phase de la réponse en fréquence de $F_1(j\omega)$ dans le plan de Bode de la figure D.6.

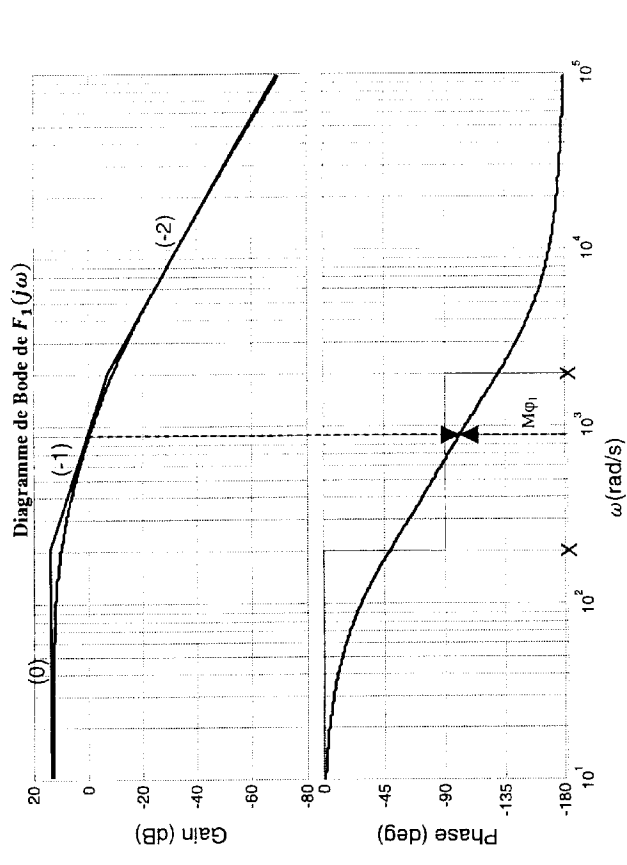


Figure D.6 : Diagramme de Bode de la fonction $F_1(j\omega)$

g. **Déterminer**, graphiquement à partir du diagramme asymptotique, la pulsation ω_1 pour laquelle $\varphi = 0$. En déduire la marge de phase $M_{\varphi 1}$ du système.

$$\omega_1 = \dots 900 \text{ rad/s} \dots$$

$$M_{\varphi 1} = \dots 180 + \varphi_{F1} = 180 - 101,7 = 78,3^\circ$$

h. Calculer l'erreur statique $\varepsilon_{1,c}$ pour une consigne $U_c(t)$ de type échelon unitaire.

$$\varepsilon(p) = (1 - K_g H(p)) U_c(p) = \frac{p^2 + 2,2 \cdot 10^3 p + 4 \cdot 10^5}{p^2 + 2,2 \cdot 10^3 p + 4(1 + 20K)10^5} \cdot \frac{1}{p}$$

$$\varepsilon_{1,c} = \dots \lim_{p \rightarrow 0} p \varepsilon(p) = \frac{1}{1 + 20K} = 0,167 \dots$$

2.2. Le correcteur $C(p)$ est de type proportionnel intégral : $C(p) = K_i \left(1 + \frac{1}{\tau_i p}\right)$.

a. En utilisant le critère de Routh, **donner** les conditions que doivent vérifier K_i et τ_i pour avoir système stable en boucle fermée.

$$H(p) = \frac{AG(p)C(p)}{1 + K_g AG(p)C(p)} = \frac{200K_i(1 + \tau_i p)}{a_2 \tau_i p^3 + a_1 \tau_i p^2 + \tau_i(1 + 20K_i)p + 20K_i}$$

Tableau de Routh :

$a_2 \tau_i$	$\tau_i(1 + 20K_i)$
$a_1 \tau_i$	$20K_i$
$\frac{a_1 \tau_i^2(1 + 20K_i) - 20a_2 \tau_i K_i}{a_1 \tau_i}$	0
$20K_i$	

Tous les coefficients de la première colonne doivent être présent et de même signe.

Le système est stable si : $K_i > 0$ et $\tau_i > \frac{20a_2 K_i}{a_1(1 + 20K_i)}$

b. **Donner** l'expression de $G(j\omega)$. **En déduire** les expressions et les valeurs du module (en dB) et l'argument de $G(j\omega)$ pour $\omega = \omega_m$. **Donner** l'expression de $C(j\omega)$. **En déduire** les expressions du module (en dB) et de l'argument de $C(j\omega)$ pour $\omega = \omega_m$.

$$G(p) = \frac{b_0}{a_2 p^2 + a_1 p + 1}$$

$$G(j\omega) = \frac{b_0}{1 - a_2 \omega^2 + j a_1 \omega}$$

$$\text{Pour } \omega = \omega_m = \frac{1}{\sqrt{a_2}} = 632,45 \text{ rad/s, } G(j\omega_m) = \frac{b_0}{j a_1 \omega_m}$$

$$G_{dB} = 20 \log(b_0) - 20 \log(a_1 \omega_m)$$

$$G_{dB} = 21,21 \text{ dB}$$

$$C(p) = K_i \left(\frac{1 + \tau_i p}{\tau_i p} \right)$$

$$C(j\omega) = K_i \left(\frac{1 + j\tau_i \omega}{j\tau_i \omega} \right)$$

$$C_{dB} = 20 \log K_i + 20 \log \sqrt{1 + (\tau_i \omega_m)^2} - 20 \log(\tau_i \omega_m)$$

$$\varphi_C = \arctg(\tau_i \omega_m) - \frac{\pi}{2}$$

c. Calculer les paramètres K_i et τ_i du correcteur pour assurer une marge de phase $M_{\varphi 2} = \frac{\pi}{4}$ à la pulsation $\omega = \omega_m$.

$$M_{\varphi 2} = \varphi_C + \varphi_G + \pi = \frac{\pi}{4}; \quad \varphi_C = M_{\varphi 2} - \varphi_G - \pi$$

$$\arctg(\tau_i \omega_m) = \frac{\pi}{4}, \quad \tau_i = \frac{1}{\omega_m}$$

$$20 \log(4K_g) + C_{dB} + C_{dB} = 0 \dots \dots \dots 20 \log K_i = -18,20 \text{ dB}$$

$$K_i = \dots 0,123 \dots$$

$$\tau_i = \dots 0,0016 \text{ s} \dots$$

d. Calculer l'erreur statique $\varepsilon_{2,c}$ pour une consigne de type échelon unitaire.

La chaîne directe comporte un intégrateur $\dots \dots \dots$
 par conséquent l'erreur statique est nulle $\dots \dots \dots$

$$\varepsilon_{2,c} = \dots 0 \dots \dots$$

e. Quel type de correcteur choisissez-vous pour contrôler ce système ? **Justifier** votre réponse.

On choisit le correcteur PI puisqu'il assure une erreur statique de position nulle $\dots \dots \dots$