

BTS MAINTENANCE ET EXPLOITATION DES MATERIELS AERONAUTIQUES

Session 2008

Epreuve U4 : Mécanique et résistance des matériaux appliquées à la technologie des cellules et systèmes

Première partie : Mécanique et résistance des matériaux

Durée : 5h

coefficient : 3

Matériel autorisé

- Calculatrice réglementaire
- Guide du dessinateur
- Guide du calcul en mécanique

Ce sujet comprend

Un dossier intitulé « Présentation du problème technique »

Un dossier intitulé « Texte du sujet »

Un dossier intitulé « Annexes »

Le candidat est invité à vérifier que le dossier est complet avant de commencer l'épreuve.

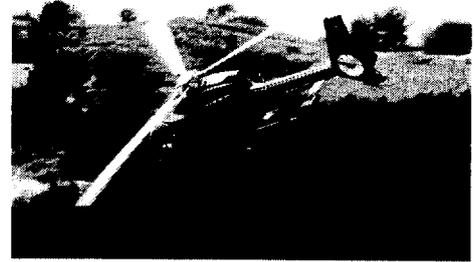
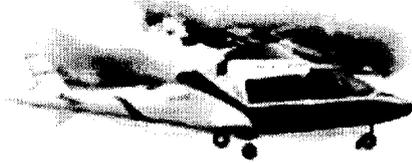
MEMRMAT1

PRÉSENTATION DU PROBLÈME TECHNIQUE

PRESENTATION DU PROBLEME TECHNIQUE

SUPPORT DE L'ETUDE

Hélicoptère EC 120 B équipé d'une turbine ARRIUS 2F



SPECIFICATION DU PROBLEME TECHNIQUE

Pour assurer le vol en toute sécurité de l'hélicoptère de petite et moyenne puissance, le pilote a recours aux instruments de bord courants et plus précisément au couple-mètre. Le couple transmis entre la turbine et le rotor principal est le paramètre de surveillance principal. Celui-ci ne doit pas dépasser une valeur maximale durant une période donnée ; le risque de rupture mécanique étant alors important.

Cette mesure de couple se fait par un mécanisme hydraulique dont la fiabilité et la précision sont en deçà des exigences de sécurité actuelles. En effet, les inconvénients de ce système de mesure sont les suivants :

- Imprécision de la mesure du couple dans le temps due à l'usure des joints d'étanchéité,
- Nécessité d'une maintenance régulière des joints,
- Fluctuation de la mesure.

L'amélioration du système passe par l'adaptation d'un couple-mètre à torsion. Ce mécanisme devant permettre une diminution des travaux de maintenance (plus de joint, plus d'hydraulique) et apporter une mesure plus fiable par maîtrise de la déformation de la barre de torsion.

DESCRIPTION DU SUJET

Le sujet comporte trois parties indépendantes. Le temps conseillé pour la lecture du sujet est de 30 minutes.

Partie 1 : étude mécanique du couple-mètre hydraulique. (temps conseillé 1 h 30)

Partie 2 : étude mécanique du couple-mètre à torsion et comparaisons. (temps conseillé 1 h 30)

Partie 3 : étude mécanique de la chaîne de puissance. (temps conseillé 1 h 30)

CONSEILS AUX CANDIDATS

Les candidats rédigeront leurs réponses sur feuilles de copie en veillant à séparer les trois parties. Une rédaction claire et soignée est recommandée. Il est vivement conseillé d'encadrer les résultats.

PRESENTATION DE L'HELICOPTERE ETUDIE

Avec l'Arrius 2F, Turbomeca équipe l'hélicoptère monomoteur Colibri EC 120 B d'Eurocopter avec une capacité de 4 passagers. Il s'adapte particulièrement aux missions civiles, parapubliques et militaires qui sont généralement réalisées par des hélicoptères légers.

Lancés en 1981, les moteurs de la famille Arrius motorisent les hélicoptères légers, mono et bimoteurs, de dernière génération. La famille Arrius a été déclinée en **quatre sous-familles** : Arrius 1A/1M, Arrius 2F, Arrius 2B1/2B2 et Arrius 2K1/2K2. La gamme de puissances au décollage va de 357 kW (479 shaft horse power) à 530 kW (716 shp).

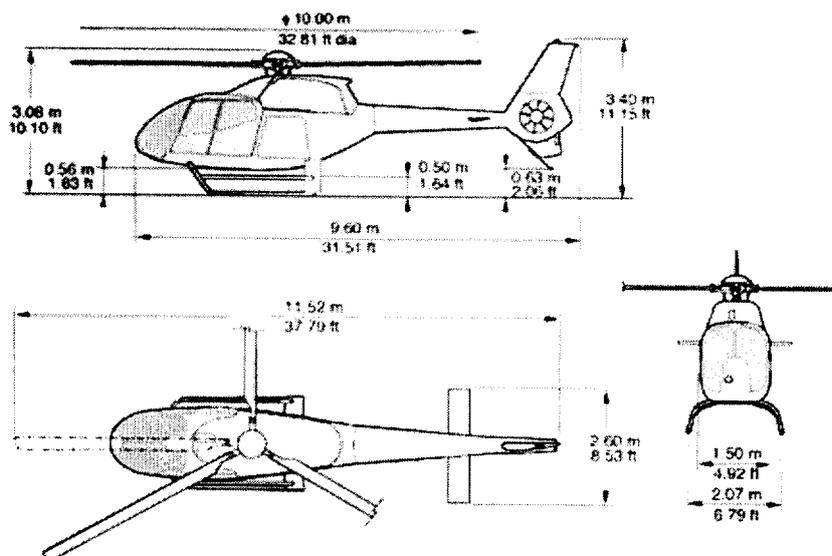
L'Arrius 1 motorise l'Ecureuil bimoteur AS355 N et sa version militaire, le Fennec AS555 N. **Avec l'Arrius 2F, Turbomeca équipe le monomoteur Colibri EC 120 B.**

L'Arrius 2B2, dernière version en date et mis en service mi-2002, est destiné à l'hélicoptère bimoteur léger EC135 d'Eurocopter.

L'Arrius 2K1 est disponible sur l'Agusta A109 Power, qui a été certifié FAA à la fin de 2001. Il est entré en service aux USA et en Europe pour des missions d'évacuation sanitaire.

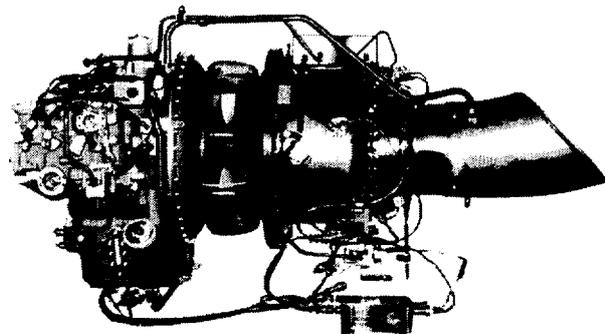
L'Arrius 2K2 motorise le bimoteur A109 LUH (Light Utility Helicopter d'Agusta) d'Agusta. L'A109 LUH est destiné à des missions militaires d'évacuation sanitaire, de surveillance, de sauvetage et de transport de troupes.

Dimensions générales du Colibri



Caractéristiques générales de la turbine

Puissance max. continu	336 kW / 450 shp
Puissance au décollage	376 kW / 504 shp
Longueur	1352 mm / 53.2 in
Largeur	448 mm / 19.2 in
Hauteur	674 mm / 26.5 in



MEMRMAT1

TEXTE DU SUJET

TEXTE DU SUJET

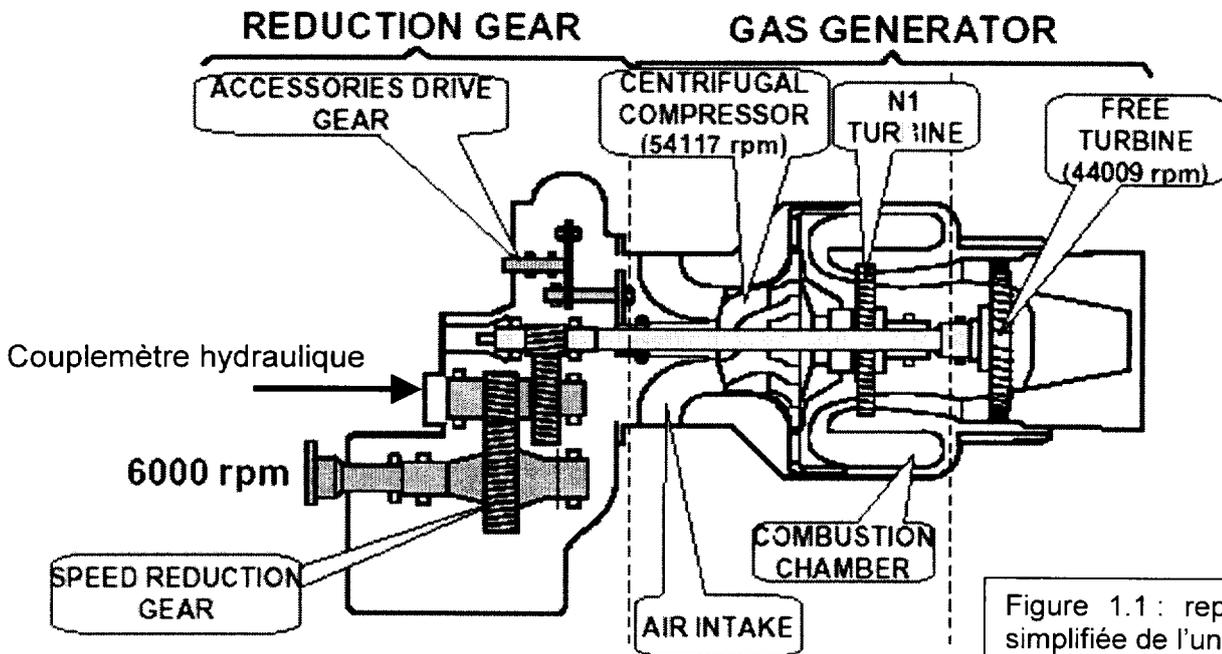
PARTIE 1 : ETUDE MECANIQUE DU COUPLE-METRE HYDRAULIQUE (sur 6 points)


Figure 1.1 : représentation simplifiée de l'unité motrice

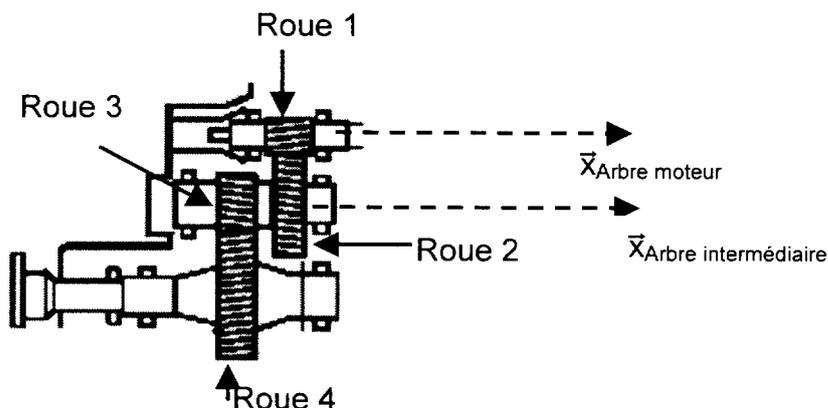


Figure 1.2 : désignation des roues dentées et axes des arbres

Thèmes clés :

Poussée axiale dans les engrenages droits hélicoïdaux, pression, frottement.

Résumé de l'étude :

Connaissant l'angle d'inclinaison de la denture et la puissance transmissible, déterminer la pression relevée dans le cas d'un contact arbre palier parfait.

INTRODUCTION

Dans la version des turbines ARRIUS actuelles, l'arbre intermédiaire du réducteur est liaison pivot glissant par rapport au carter. Cet arbre est soumis à l'action de pignons à denture hélicoïdale qui imposent des efforts axiaux opposés mais d'intensité différente : il y a, par conséquent, déplacement axial de l'arbre. En mesurant ce déplacement qui est proportionnel à la différence des efforts, on obtient donc la valeur du couple sur l'arbre.

La solution pour mesurer ce déplacement consiste à mettre en bout d'arbre un piston et une chambre hydraulique : la pression mesurée est directement proportionnelle au couple turbine ramenée sur l'arbre intermédiaire.

CAHIER DES CHARGES

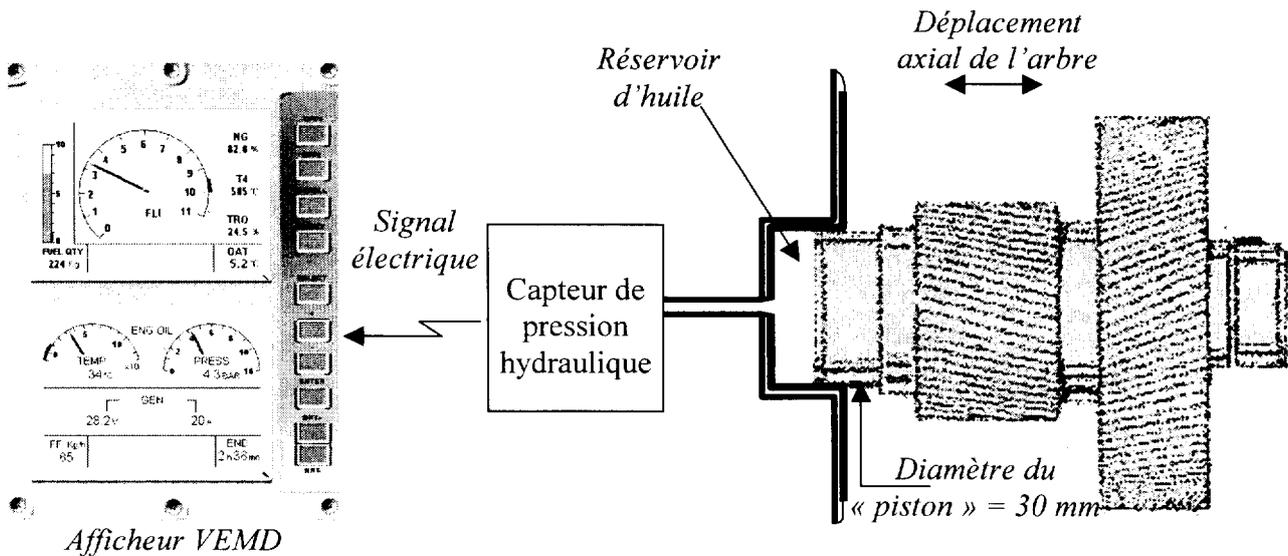
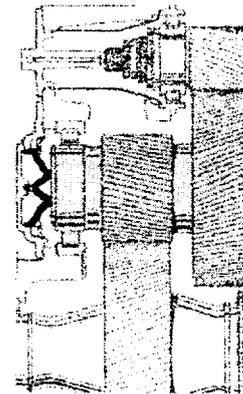
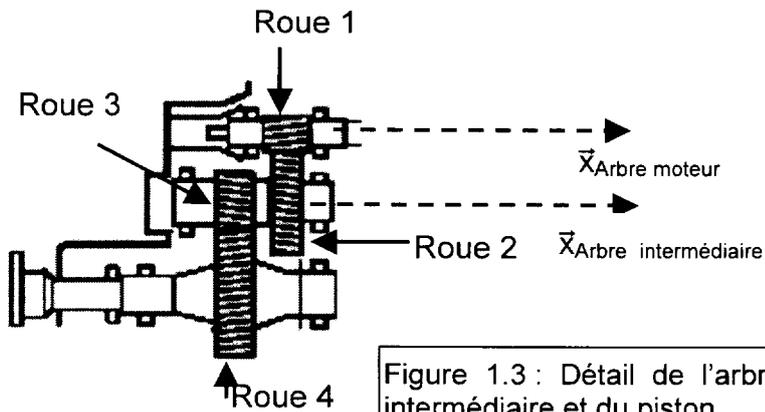
- Couple maximal sortie de turbine = 82 Nm appelé couple moteur C_m porté sur l'axe $\vec{x}_{\text{Arbre moteur}}$
- Caractéristiques du réducteur

Le réducteur est composé de deux étages :

Etages	Nombre de dents	Hélice	Angle de pression
1^{er} étage Module $m_n = 1,25$	Z1 = 28	8° à droite	20°
	Z2 = 93	8° à gauche	
2^{ème} étage Module $m_n = 2.5$	Z3 = 24	12° à gauche	25°
	Z4 = 53	12° à droite	

Le rapport de transmission est donc : $R = \frac{28}{93} \times \frac{24}{53} = 0.136$

- Caractéristiques du piston et de la mesure



La variation de pression est mesurée par un capteur, transmise sous forme de signal analogique au calculateur puis aux instruments d'affichage du poste de pilotage (VEMD).

1 ETUDE DES EFFORTS DU COUPLE MOTEUR SUR L'ARBRE INTERMEDIAIRE

Hypothèses :

Dans cette étude, par soucis de simplification, les efforts du pignon 4 sur 3 sont négligés (le pignon est en roue libre). On supposera le rendement égal à 1, les frottements sont négligés.

Les pignons 2 et 3 sont usinés dans la masse et solidaire du même arbre.

1.1 Exprimer le couple **C** appliqué sur l'arbre intermédiaire en fonction du couple moteur **C_m**.
(Donner le résultat sous la forme $C = \kappa \times C_m$ avec κ exprimé numériquement)

1.2 Calculer les efforts du pignon 1 sur le pignon 2 en fonction de **C_m**.
(Donner les résultats sous la forme $F = \kappa' \times C_m$ avec κ' exprimé numériquement)

1.3 Donner la valeur de l'effort appliqué sur le piston en fonction de **C_m**.

1.4 Calculer la pression mesurée en fonction de **C_m**.

1.5 Application numérique

Calculer la pression mesurée pour la valeur maximale de **C_m**.

1.6 Vérifier la conformité de la pression trouvée avec les valeurs caractéristiques fournies en annexe.

Nota : on lèvera l'hypothèse simplificatrice dans la troisième partie où les efforts de 3 sur 4 seront abordés.

2 ETUDE DE LA TORSION

Hypothèses :

On assimilera l'arbre intermédiaire à un arbre plein de section constante. Il sera réalisé en acier standard de caractéristiques : $G = 80 \cdot 10^3$ MPa et $E = 200 \cdot 10^3$ MPa

2.1 Calculer l'angle unitaire de torsion de l'arbre intermédiaire en fonction de **C_m**.
On prendra un diamètre d'arbre de 40 mm.

2.2 Application numérique

Calculer l'angle unitaire de torsion pour la valeur maximale de **C_m**. Conclure sur la valeur obtenue du point de vue mesure.

PARTIE 2 : ETUDE MECANIQUE DU COUPLE-METRE A TORSION (sur 7 points)

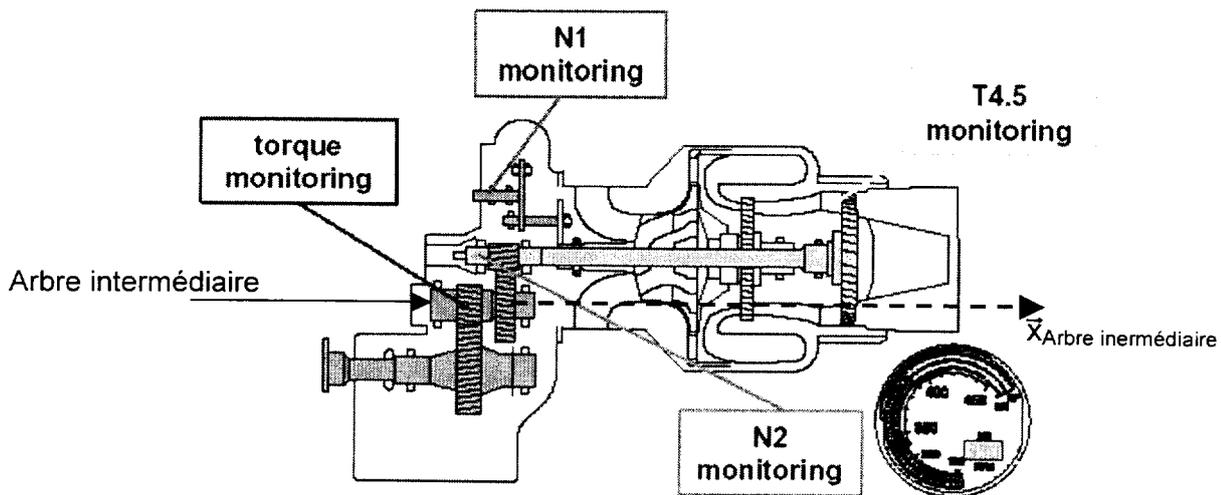


Figure 2.1 : représentation simplifiée des contrôles

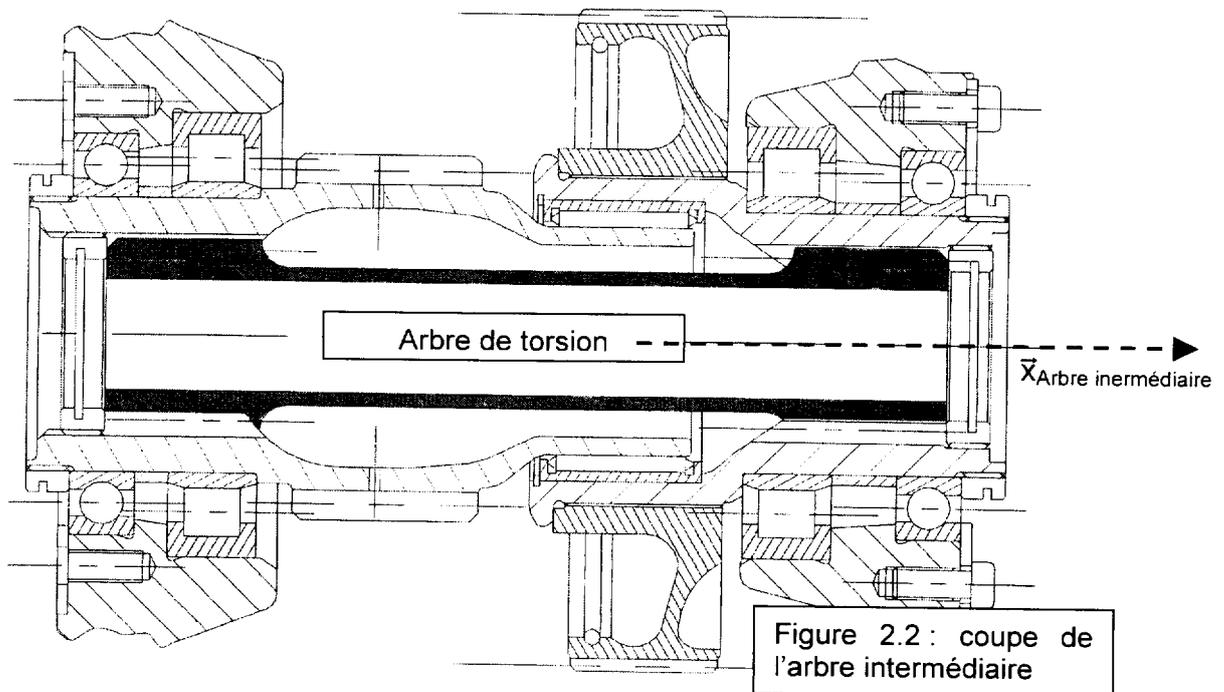


Figure 2.2 : coupe de l'arbre intermédiaire

Thèmes clés :

Contraintes, module d'Young, matage, pression de contact.

Résumé de l'étude :

Vérifier la torsion de l'arbre en fonction des matériaux imposés. Vérifier la résistance des cannelures.

INTRODUCTION

L'amélioration du système passe par l'adaptation d'un couple-mètre à torsion. Ce mécanisme devant permettre une diminution des travaux de maintenance (plus de joint, plus d'hydraulique) et apporter une mesure plus fiable par maîtrise de la déformation de la barre de torsion.

CAHIER DES CHARGES

- Couple maximal sur l'arbre de torsion = 272 Nm
- Déformation maximale de $2,5^\circ$
- Encombrement :
 - Diamètre maximal de l'arbre = 30 mm
 - Longueur maximale de l'arbre < 150 mm

Le constructeur, après études préliminaires, a déterminé :

diamètre extérieur $D = 20$ mm et diamètre intérieur $d = 15$ mm

- Matériau : 32 CDV 13 (acier allié comprenant 0,32% de carbone, 3,25% de chrome ainsi que des traces de vanadium et molybdène)

On définit les trois zones suivantes :

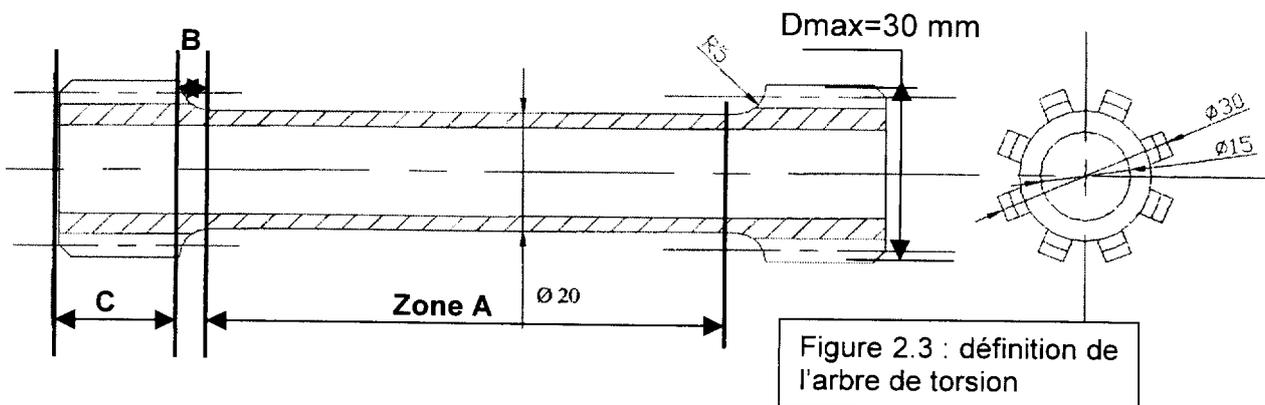


Figure 2.3 : définition de l'arbre de torsion

1 ETUDE DE LA ZONE A

Vérification de la résistance à la déformation pour la zone A (tube)

1.1 Calculer l'inertie quadratique de l'arbre en l'assimilant à un cylindre creux et en déduire la longueur de la **zone A** du tube telle que la déformation maximale soit de $2,5^\circ$ pour un couple de **272 N.m**

1.2 Calculer la contrainte maximale.

1.3 Vérifier que l'arbre résiste (voir tableau des matériaux en annexe).

Remarque : $R_{pg} = k \times R_e$ avec k : coefficient fonction du matériau.

Afin d'optimiser les dimensions de l'arbre, on pose : **$D = 1.2 \times d$**

1.4 En déduire, en fonction de la limite élastique admissible, les diamètres minimaux D_{\min} et d_{\min} .

1.5 Donner le rapport entre le D_{\max} calculé par le constructeur dans la zone A, spécifié sur le dessin et D_{\min} calculé.

Conclure sur le rapport.

Etude de l'implantation de jauges de contraintes pour mesurer la torsion

Calcul de l'allongement de la fibre extérieure.

1.6 Calculer le % d'allongement maximal de la fibre extérieure de l'arbre de torsion dans la zone A. (On considérera un tube de longueur 150 mm et diamètre extérieur 20 mm)

On monte la jauge de déformation comme définie sur la figure suivante :

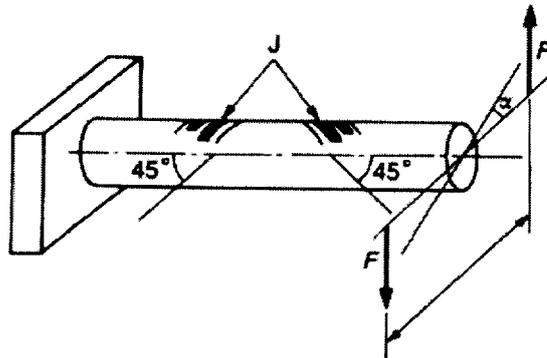


Figure 2.4 : position des jauges pour un arbre en torsion

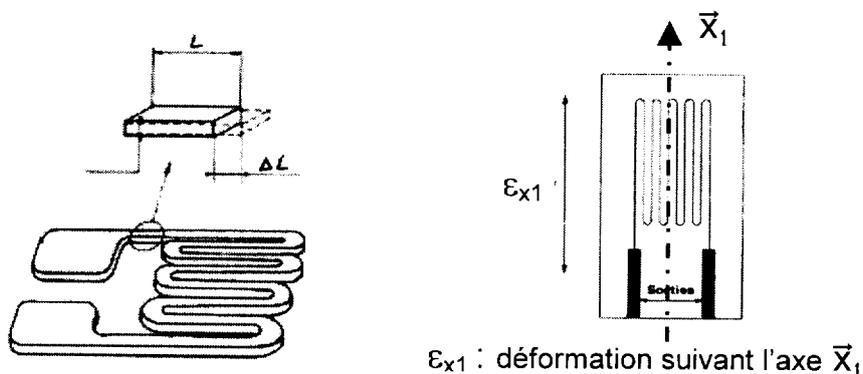


Figure 2.5 : Détail d'une jauge

Deux jauges sont utilisées ; l'une dite active, l'autre de compensation pour la mesure. Elles ne sont pas montées suivant l'axe principal de déformation (sauf dans le cas de la traction simple). On s'intéresse ici uniquement à la jauge active.

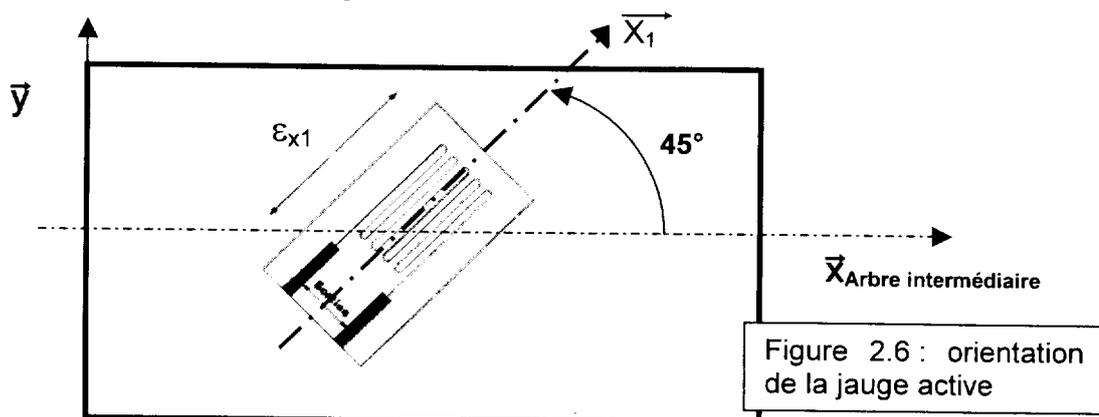


Figure 2.6 : orientation de la jauge active

1.7 Exprimer la variation de l'allongement ε_{x1} de la jauge en projection sur $\vec{x}_{\text{Arbre intermédiaire}}$ et \vec{y} .

On suppose que la variation d'allongement de la fibre extérieure du tube de torsion est portée par l'axe $\vec{x}_{\text{Arbre intermédiaire}}$.

2 ETUDE DE LA ZONE B

Vérification de la résistance de l'arbre en torsion au niveau du **congé de raccordement**

2.1 Déterminer (*impérativement*) à l'aide des abaques donnés en annexe le coefficient de concentration de contrainte.

2.2 Calculer la contrainte maximale dans la zone du congé.

2.3 Conclure sur la résistance de l'arbre au niveau du congé.

3 ETUDE DE LA ZONE C

Vérification de la résistance des **cannelures**

On dimensionne la cannelure selon une étude de cisaillement.

Hypothèses :

On se place dans le cas le plus défavorable : **une seule cannelure supporte la charge.**

Largeur de denture = 4 mm

Hauteur de denture = 3,5 mm

Longueur de denture = 20 mm

Diamètre au pied de la denture = 22 mm

3.1 Calculer la dimension de la surface soumise à l'effort de cisaillement.

3.2 Calculer l'effort de cisaillement maximal.

3.3 En déduire la contrainte de cisaillement.

3.4 Conclure sur la résistance de l'arbre au niveau des cannelures ?

On dimensionne la cannelure selon une étude de pression de contact ou matage.

3.5 Calculer la surface soumise au matage.

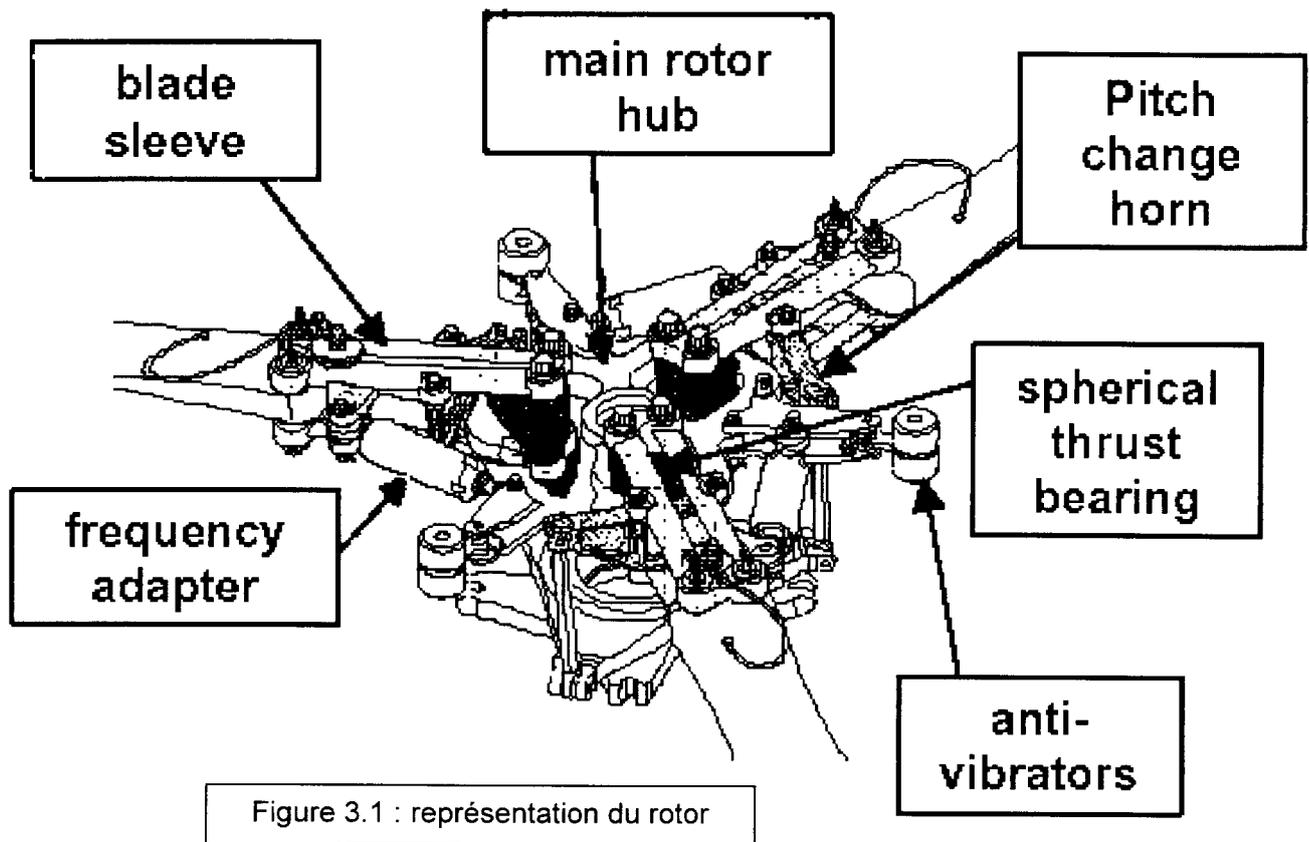
3.6 Calculer l'effort maximal appliqué sur la cannelure.

3.7 En déduire la pression de matage.

2.8 Conclure sur la résistance de l'arbre au niveau des cannelures ?
(Voir tableau des pressions de matage en annexe)

2.9 Spécifier le traitement des matériaux possibles ou les critères d'usinage des cannelures afin de mieux résister à la contrainte de matage.

PARTIE 3 : ETUDE MECANIQUE DE LA CHAINE DE PUISSANCE (sur 7 points)

**Thèmes clés :**

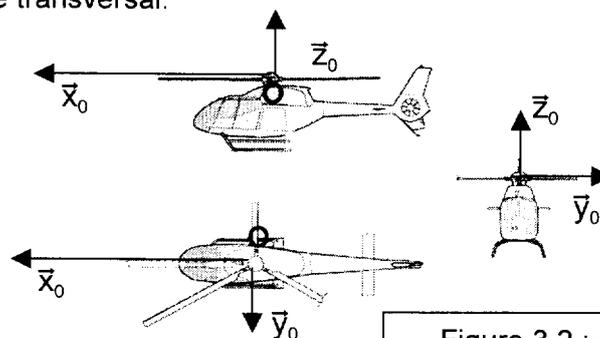
Cinématique, dynamique, C_x , C_z et inertie.

Résumé de l'étude :

En vol stationnaire, déterminer en fonction des caractéristiques aérodynamiques des pales le couple moteur à fournir. Etudier la variation du couple en fonction des coefficients de traînée et portance.

Le fuselage de l'hélicoptère est repéré par 0 et on lui associe le repère $R_0 (O, \bar{x}_0, \bar{y}_0, \bar{z}_0)$ défini de la manière suivante (figure 1) :

- (O, \bar{z}_0) correspond à l'axe de rotation du rotor principal ;
- (O, \bar{x}_0) définit l'axe longitudinal de l'appareil et est orienté de l'arrière vers l'avant ;
- (O, \bar{y}_0) définit l'axe transversal.



Structure du rotor principal

Ce rotor est constitué par (voir figure en annexe) :

- un moyeu central (1), en liaison pivot d'axe (O, \vec{Z}_0) avec le fuselage (0). Ce moyeu est entraîné en rotation par la turbine.
- trois pales (3), (4) et (5) considérées comme indéformables ;
- trois pieds de pales identiques considérés comme indéformables, reliant les pales au moyeu.

Paramétrage

Au moyeu (1) est associé le repère $R_1 (O, \vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1 = \vec{z}_0)$

Au pied de pale (2) est associé le repère $R_2 (A, \vec{x}_2, \vec{y}_2, \vec{z}_2)$

A la pale (3) est associé le repère $R_3 (A, \vec{x}_3, \vec{y}_3, \vec{z}_3)$

L'angle de rotation du moyeu : $\theta = (\vec{x}_0, \vec{x}_1)$

Le pied de pale (2) est en liaison pivot d'axe (A, \vec{y}_2) avec le moyeu (1). L'angle $\beta = (\vec{x}_1, \vec{x}_2)$ est appelé angle de battement.

La liaison de la pale (3) avec (2) est une pivot d'axe (A, \vec{x}_2) . L'angle $\alpha = (\vec{y}_2, \vec{y}_3)$ est appelé angle de pas de la pale (3).

Le point A est tel que : $\vec{OA} = R \vec{x}_1$.

Les deux autres pales sont reliées de manière identique au moyeu en B et C.

Il est vivement conseillé d'utiliser les figures planes associées données en annexe.

1 ETUDE CINEMATIQUE D'UNE PALE

Hypothèses :

Dans cette étude sont supposés rester constants :

- l'angle de pas α ;
- la vitesse angulaire de rotation ω du rotor ;
- l'angle de battement $\beta = \beta_0$.
- la longueur L

G est le centre de gravité de la pale 3 tel que $\vec{AG} = L \vec{x}_2$.

1.1 Donner l'expression de \vec{OG} exprimé dans la base du repère R_1 .

1.2 Donner l'expression de $\vec{V}_{G,3/0}$ en fonction de ω , β_0 , R et L. Ce résultat sera exprimé dans la base du repère R_1 .

1.3 Donner l'expression de l'accélération de G dans son mouvement par rapport à 0 : $\vec{a}_{G,3/0}$, en fonction de ω , β_0 , R et L. Ce résultat sera exprimé dans la base du repère R_1 .

2 ETUDE EN VOL STATIONNAIRE

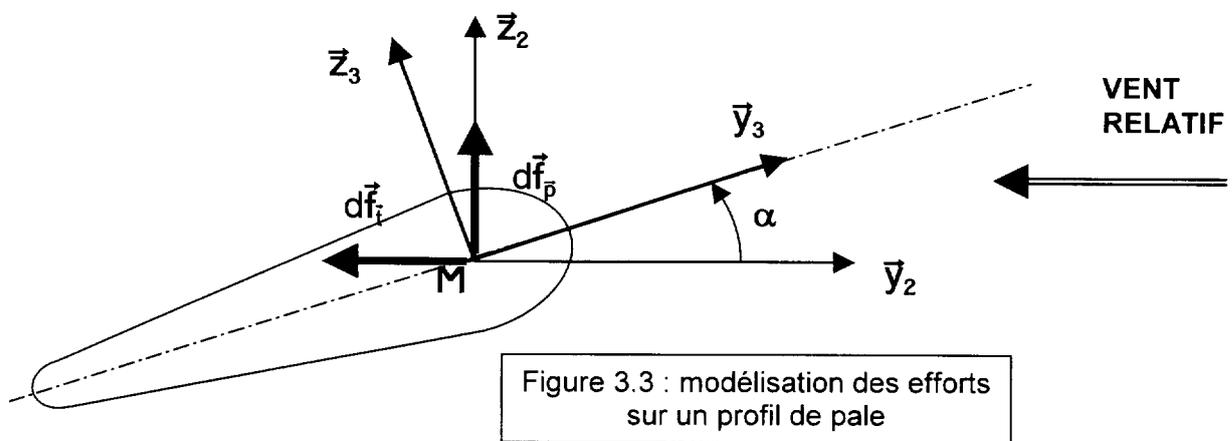
Hypothèses :

Le vol stationnaire correspond à la situation où l'hélicoptère reste en l'air, à la verticale d'un point et à altitude constante. L'axe (O, \vec{z}_1) est alors vertical.

Dans cette étude sont supposés :

- le repère R_0 est supposé galiléen,
- toutes les pales ont même angle de pas α qui reste constant,
- ω reste constant,
- l'angle de battement $\beta = \beta_0$ est constant et identique pour toutes les pales,
- on note g l'accélération de la pesanteur.

Etude des effets aérodynamiques sur une pale



On donne à titre indicatif l'origine des efforts sur une pale.

df_p est appelée la composante de portance du profil et df_t est appelée la composante de traînée.

Expressions des deux composantes aérodynamiques

On suppose que le profil de pale est identique en tout point. Le profil de la pale est assimilable à un profil d'aile. Dans ce cas, les efforts aérodynamiques sur la pale sont données par les expressions suivantes :

$$\begin{aligned} df_p &= k \cdot C_z \cdot V^2 \cdot dX \cdot \vec{z}_2 \\ df_t &= -k \cdot C_x \cdot V^2 \cdot dX \cdot \vec{y}_2 \end{aligned}$$

Où

$$V = \|\vec{v}_{M,3/0}\|$$

k : coefficient numérique dépendant de la masse volumique de l'air et de la forme du profil, supposé indépendant de V dans cette étude.

C_z : coefficient de portance variant en fonction de l'angle de pas.

C_x : coefficient de traînée variant en fonction de l'angle de pas.

M : centre de poussée.

$$\text{On montre que } F_p = \int_0^{2L} k C_z V^2 dX \text{ et } F_t = \int_0^{2L} k C_x V^2 dX$$

F_p et F_t peuvent s'écrire : $F_p = \lambda.Cz$ et $F_t = -\lambda.Cx$ avec $\lambda = k\omega^2 \frac{(R+2L.\cos\beta_0)^3 - R^3}{3.\cos\beta_0}$

Etude de l'ensemble des trois pales

On supposera pour la suite de l'exercice que $\lambda = 320 \text{ k } \omega^2$ (la valeur de k est définie ultérieurement)

On supposera, par simplification, que le centre de poussée sur chaque pale est confondu avec son centre de gravité.

On remarquera que le système étudié (le rotor) est symétrique autour de l'axe \vec{z}_0 et par conséquent, les repères des pales (4) et (5) se déduisent du repère de la pale (2) par une rotation de 120° .

Les écritures des forces et moments se simplifient et, dans ce cas, le torseur des actions aérodynamiques sur le rotor exprimé au point O, dans le repère R0, s'écrit :

$${}_0 \begin{bmatrix} \vec{F}_{aero} \\ \vec{M}_{Faero/1+2} \end{bmatrix}_{(\vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)} = \begin{bmatrix} \vec{F}_{aero} = 3F_p \cdot \cos\beta_0 \cdot \vec{z}_0 \\ \vec{M}_{Faero/1+2} = 3F_t (R + L \cos\beta_0) \vec{z}_0 \end{bmatrix}$$

Remarque : il est intéressant de noter que la variation d'angle entre chaque pale (fluctuation élastique des attaches) modifie le torseur et donc l'équilibre du système.

C_1 désigne le moment du couple appliqué par la turbine au moyeu (1). Les effets de pesanteur sur les éléments de l'ensemble S (rotor) étant négligés devant les autres actions mécaniques, on veut exprimer C_1 .

On appliquera alors le théorème du moment dynamique à un système en rotation à vitesse constante autour d'un axe fixe. Dans ce cas particulier $\vec{\delta}_{O, \vec{F}_{aero}/S} = \sum \vec{M}_{O, \vec{F}_{aero}/S}$ et le moment dynamique $\vec{\delta}_{O, \vec{F}_{aero}/S} = \vec{0}$

2.1 Faire le bilan des moments appliqués au système.

2.2 Donner l'expression de $\sum \vec{M}_{O, \vec{F}_{exterieures}/S} = \vec{0}$ et projeter l'équation vectorielle obtenue sur l'axe \vec{z}_0 (le couple C_1 est porté par \vec{z}_0)

2.3 En déduire l'expression littérale de C_1 .

2.4 En utilisant les courbes de Cx et Cz données en annexe, donner les valeurs de Cx et Cz pour $\beta_0 = 10^\circ$.

2.5 Calculer C_1 pour $L = 5\text{m}$, $\beta_0 = 10^\circ$, $\omega = 62.8 \text{ rad/s}$, $k = 1,6$ et $R = 0$.

2.6 Connaissant la puissance maximale en fonctionnement continu de la turbine, en supposant que le rendement global des systèmes de transformation de mouvement est de 1, conclure sur la valeur de couple calculée.

MEMRMAT1

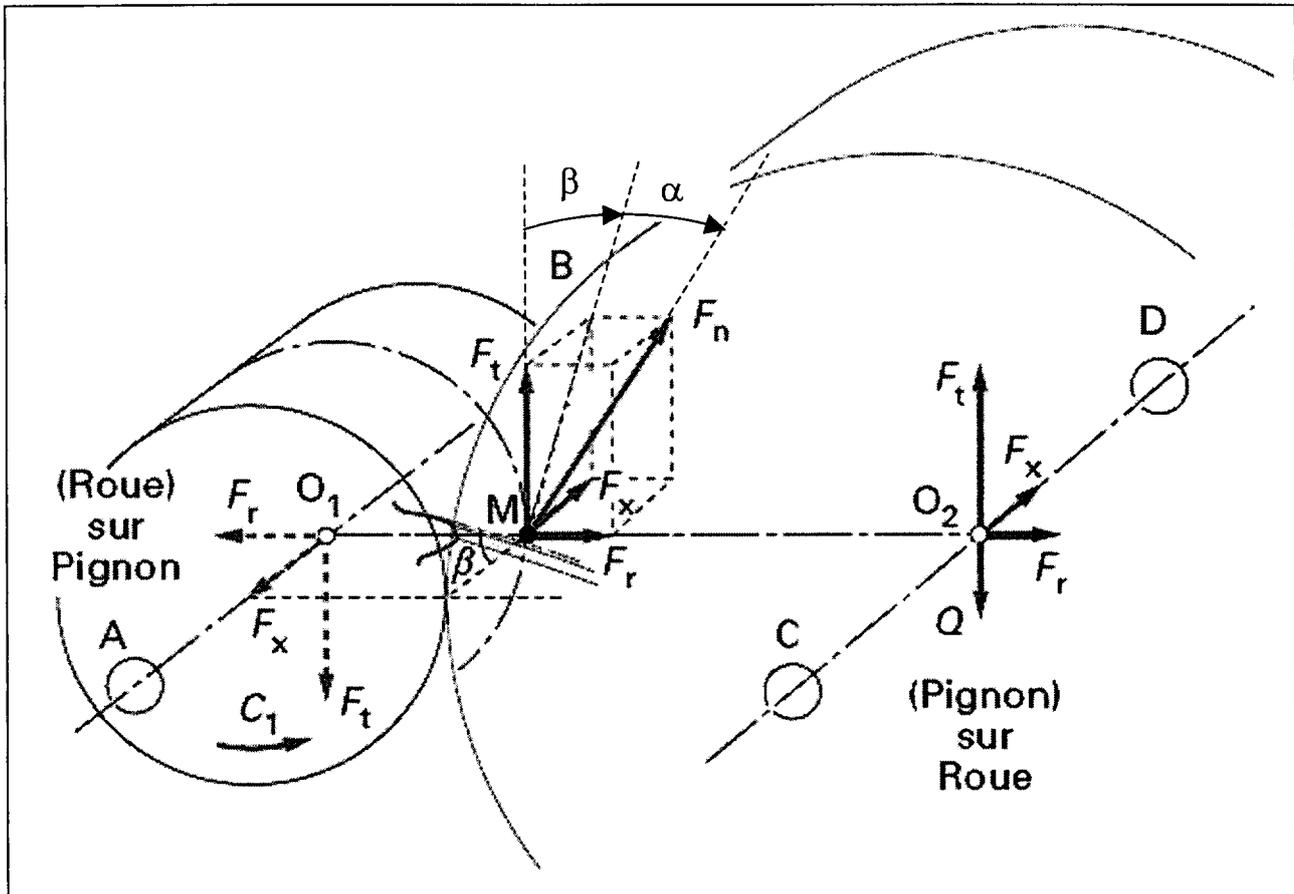
ANNEXES

ANNEXES

PARTIE 1 : ETUDE MECANIQUE DU COUPLE-METRE HYDRAULIQUE

ENGRENAGES A DENTURE HELICOÏDALE

Les engrenages à denture hélicoïdale permettent un fonctionnement plus silencieux que celui des engrenages à denture droite ; ils présentent également un meilleur rendement.



Le pignon est supposé menant. L'action du pignon sur la roue se traduit par l'effort normal F_n , supposé appliqué au milieu de la largeur de denture et au point de tangence des cercles primitifs. F_n subit l'influence de deux inclinaisons : l'une égale à β , angle d'hélice, et l'autre égale à α , angle de pression.

Les composantes des efforts sont :

$$\text{effort radial : } F_r = \frac{F_t \times \tan \alpha}{\cos \beta}$$

$$\text{effort axial : } F_x = F_t \times \tan \beta$$

$$\text{effort normal : } F_n = \frac{F_t}{\cos \beta \times \cos \alpha}$$

et

$$F_t = 2.10^3 \cdot \text{Couple} / d$$

Couples et pressions mesurées associées

Dans l'AMM du EC120B, on précise que pour un couple C_m compris entre 80 et 85 N.m, la pression mesurée est comprise entre 920 et 930 KPa.

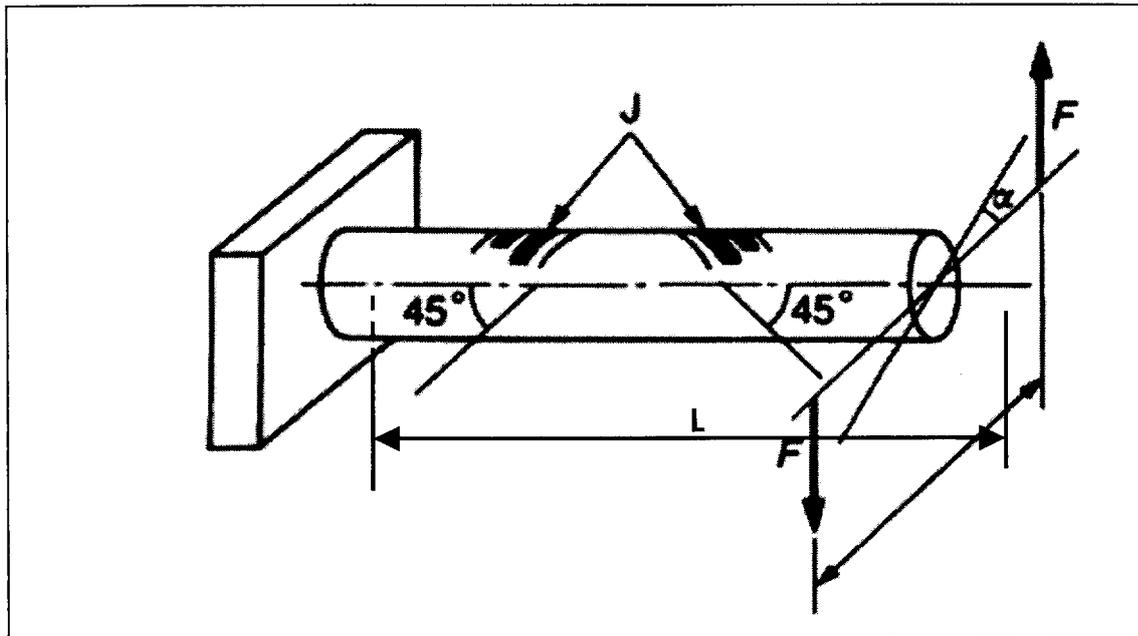
PARTIE 2 : ETUDE MECANIQUE DU COUPLE-METRE A TORSION

Acier 32 CDV13 , acier faiblement allié

Re	Rm	E	A %	ν (coefficient De Poisson)	G
1230 MPa	1700 MPa	210 000 MPa	10	0.29	80 000

Coefficient de sécurité pour le dimensionnement $S = 1,5$
 Coefficient de résistance élastique de l'acier $k = 0,8$

Jauge de contraintes



Formules utiles pour le calcul des capteurs

$$\varepsilon_1 = -\varepsilon_2 = \frac{M}{\pi GR^3} = \frac{R}{2L} \alpha$$

$$\text{avec } \alpha = \frac{2ML}{\pi GR^4}$$

$$\text{et } G = \frac{E}{2(1+\nu)}$$

ε_1 : indication de la jauge 1 (sans unité)
 ε_2 : indication de la jauge 2 (sans unité)

L : longueur totale de l'arbre (en m)
 M=F.h : moment appliqué (en N.m)
 R : rayon de l'arbre (en m)
 α : angle de rotation (en radian)

Nota : La distance des jauges n'intervient pas.

La variation relative de résistance R par rapport à l'allongement ε de la jauge sur son axe principal est donnée par la relation suivante :

$$\frac{\Delta R}{R} = k\varepsilon$$

k est le coefficient de jauge = 2

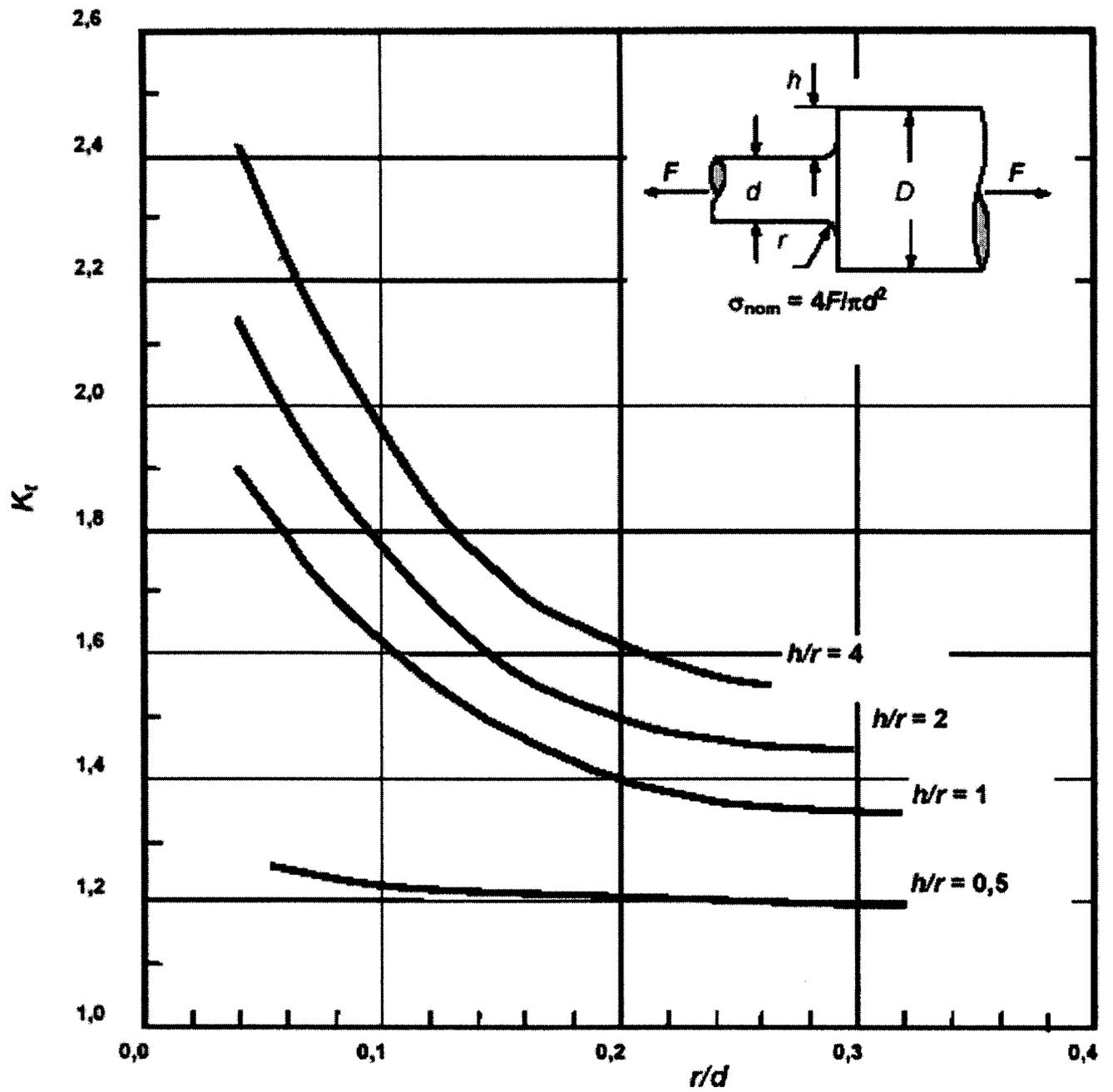
Pression de matage

Pression de matage pour les clavettes parallèles

<i>Conditions de fonctionnement (clavette en A 60)</i>	<i>Pression (MPa)</i>
Assemblage fixe	30 à 115
Déplacement sans charge	12 à 40
Déplacement sous charge	3 à 15

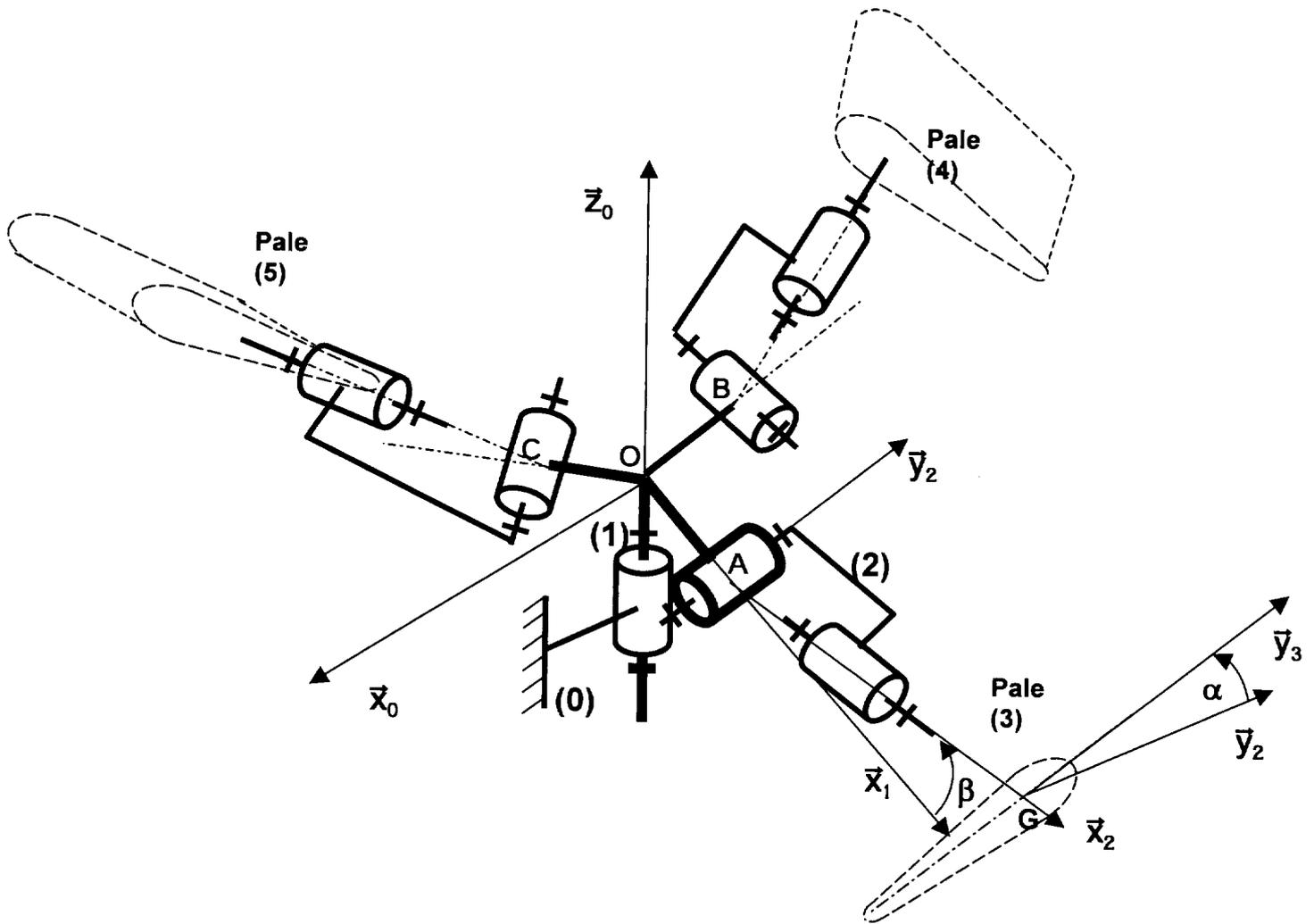
Pression de matage pour les cannelures

<i>Conditions de fonctionnement</i>	<i>Pression (MPa)</i>
Sans mouvement relatif – sans choc – avec choc	100 à 200 30 à 100
Avec mouvement relatif sans charge – sans choc – avec choc	50 à 100 20 à 60
Avec mouvement relatif sous charge – sans choc – avec choc	10 à 30 3 à 15

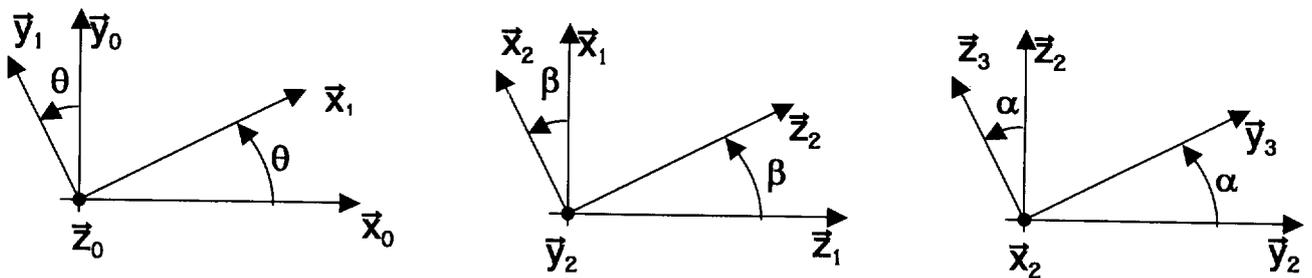


Facteur de concentration de contrainte associé à un congé

PARTIE 3 : ETUDE MECANIQUE DE LA CHAINE DE PUISSANCE



Figures planes associées



Coefficients de traînée et de portance, en fonction de l'angle de pas (en degré) pour le profil choisi

