

Brevet de Technicien Supérieur

MAINTENANCE INDUSTRIELLE

Session 2003

Modélisation des éléments de mécanismes Calcul des grandeurs caractéristiques (Sous épreuve E 4-1)

Questionnaire

Ce dossier contient les documents QUES 1/4 à QUES 4/4
Et le document réponse DR 1/1

BAREME

Consacrez 25 min à la lecture du sujet.

Questions	Barème sur 40	Durée de travail conseillée	Questions	Barème sur 40	Durée de travail conseillée
Question 11 Q1	5	20 min	Questions 212 Q13 à Q16	9	35 min
Questions 12 Q2 à Q6	7,5	30 min	Question 213 Q17	0,5	5 min
Questions 13 Q7 à Q9	5,5	20 min	Questions 22 Q18 à Q21	7	25 min
Questions 211 Q10 à Q12	5,5	20 min	TOTAL	40	3 heures

LIGNE DE ZINGAGE

ETUDE DU DÉROULEUR

Première partie : rédigez les réponses de **Q1** à **Q9** sur une feuille de copie n°1.

Deuxième partie : rédigez les réponses de **Q10** à **Q21** sur une feuille de copie n°2.

Seule la réponse à la question **Q8** sera rédigée sur le document réponse **DR 1/1**.

PROBLEME POSE :

Pour augmenter la rentabilité de la ligne, il est nécessaire de réduire le temps de changement des coils (bobines de feuillard). Pour cela, deux solutions se présentent, soit améliorer la vitesse de changement d'un coil, soit employer des coils de taille supérieure et ainsi réduire le nombre de changements.

La deuxième solution semble la meilleure. Le service de maintenance, qui assure le bon fonctionnement de la machine est chargé de vérifier son aptitude à travailler sous une charge supérieure tout en effectuant le minimum de modification.

OBJECTIF DE L'ETUDE : (Voir DT1/8, DT2/8, DT3/8)

S'assurer que les principaux organes du mécanisme joueront correctement leurs rôles en vérifiant :

- la capacité du moteur hydraulique **22** à entraîner le nouveau coil.
- la pression d'alimentation du vérin **14** pour plaquer correctement le bras d'appui **4** sur le coil.
- la résistance de l'arbre **11** soumis à des efforts supérieurs.
- la nécessité de l'implantation d'un appui à l'extrémité du mandrin expansible sur l'arbre **11**.

1) ETUDE DES GRANDEURS PHYSIQUES ET PARAMETRES INFLUANT SUR LE FONCTIONNEMENT DU MOTEUR HYDRAULIQUE 22 ET SUR LA PRESSON D'ALIMENTATION DU VERIN D'APPUI 14.

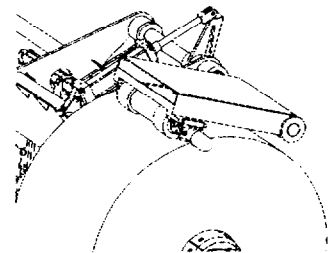
1.1) MODELISATION DE LA TRANSMISSION DE PUISSANCE ENTRE LES MOTEURS ELECTRIQUE, HYDRAULIQUE, ET LE COIL.

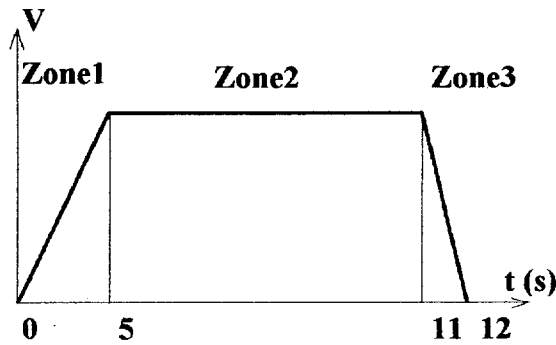
Q1 : En vous aidant des documents **DT1/8** à **DT4/8**, réalisez le schéma cinématique minimal de l'ensemble du dérouleur, mécanisme presseur compris, sans le dispositif de freinage et sans le mécanisme d'expansion du mandrin .

La bobine de feuillard placée sur le mandrin expansible, est déroulée sur quelques mètres par le rouleau d'appui **21** . Ce rouleau est pressé sur la bobine grâce au vérin **14** et entraîné par un moteur hydraulique **22**.

- Hypothèses :
- le coil est considéré plein ($l = 1 \text{ m}$; $\varnothing = 1600 \text{ mm}$).
 - l'inertie de l'arbre **11** est négligée ainsi que celle de toutes les autres parties de la chaîne cinématique en mouvement.
 - roulement sans glissement entre le rouleau d'appui et la bobine.

- Données :
- rendement des paliers **31** et **32** $\eta_1 = 0,97$.
 - rendement des paliers **20** $\eta_2 = 0,95$.
 - masse volumique du feuillard $\rho = 7850 \text{ kg.m}^{-3}$.
 - $g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$.
 - diamètre du rouleau d'appui **21** $\varnothing = 180 \text{ mm}$.
 - ci-après, graphe d'évolution de la vitesse de la bande en fonction du temps :





Zone 1 : **accélération** de la bande durant 5s sur une distance $d1$ à définir.

Zone 2 : **vitesse constante** de la bande durant 6s sur 4,2m.

Zone 3 : **freinage** de la bande durant 1s.

1.2) VERIFICATION DE L'APTITUDE DU MOTEUR 22 A ACCELERER CORRECTEMENT LA NOUVELLE BOBINE (VOIR DR 1/1).

- Q2 :** A partir du graphe situé ci-dessus, déterminez le vecteur vitesse d'avancée de la bande par rapport à la table d'engagement $\vec{V}_{A \text{ bande}/0}$, tracez-le sur le document réponse **DR1/1**. Calculez la vitesse angulaire de la bobine par rapport à la table $\omega_{\text{bobine}/0}$, puis la vitesse angulaire du moteur hydraulique $\omega_{\text{MH}/0}$. Donnez $N_{\text{MH}/0}$ en $\text{tr} \cdot \text{min}^{-1}$.
- Q3 :** En vous servant des résultats obtenus à la question précédente ainsi que des paramètres cinématiques de la zone 1, calculez $\omega'_{\text{bobine}/0}$ l'accélération angulaire de la bobine par rapport à la table. En déduire $d1$, la longueur de feuillard déroulée pendant cette phase.
- Q4 :** Donnez la valeur du moment d'inertie I_B de la bobine par rapport à son axe de rotation. On rappelle la formule de calcul de ce moment $I = MR^2/2$. Détaillez correctement vos calculs.
- Q5 :** Donnez l'expression littérale de C_B couple à fournir pour accélérer la bobine. En déduire l'expression littérale de C_{MH} couple à fournir par le moteur hydraulique pour accélérer la bobine, puis sa valeur numérique. On prendra comme valeur pour l'accélération angulaire $\omega'_{\text{bobine}/0} = 0,18 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$.
- Q6 :** Le moteur hydraulique installé, fabriqué par Mannesmann Rexroth est le modèle MZD 60 (document technique **DT5/8** et **DT6/8**). Il est alimenté par une pompe à débit variable délivrant une pression de 180 bar. La fréquence de rotation du moteur hydraulique est $N_{\text{MH}/0} = 75 \text{ tr} \cdot \text{min}^{-1}$ et ce moteur délivrera un couple $C_{\text{MH}} = 115 \text{ N} \cdot \text{m}$. A partir des données techniques, ce moteur hydraulique conviendra-t-il, justifiez ?

1.3) DETERMINATION DE LA PRESSION MINIMALE D'ALIMENTATION DU VERIN 14 (VOIR DR 1/1).

Le changement de diamètre extérieur de la bobine modifie la géométrie du mécanisme d'appui. L'action exercée par le rouleau d'appui 21 sur la 1^{ère} couche de feuillard pour le dérouler correctement jusqu'à la cisaille est alors modifiée. La pression « p » dans la chambre avant du vérin 14 doit être réajustée pour assurer un effort tangentiel suffisant transmis par le rouleau d'appui à la bobine.

Données : - couple du moteur hydraulique $C_{\text{MH}} = 120 \text{ N} \cdot \text{m}$.

- facteur de frottement entre le rouleau d'appui et la bobine, $\mu = \tan\phi = 0,4$.
- Soit l'ensemble $S = [4, 5, 20, 21, 22, 25]$ de masse $m = 150 \text{ kg}$ et de centre de masse G ($g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$).
- vérin 14, rendement global $\eta_g = 0,9$, $\varnothing_{\text{piston}} = 102\text{mm}$ et $\varnothing_{\text{tige}} = 38\text{mm}$.
- rouleau d'appui $\varnothing = 180\text{mm}$.

- Q7 :** A partir du couple maxi du moteur hydraulique 22 et en négligeant les pertes mécaniques, déterminez la composante tangentielle maximale de l'action $\vec{A}_{21/\text{bobine}}$. En déduire la norme de l'action $\vec{A}_{\text{bobine}/21}$ correspondante.

Q8 : Sur le document réponse **DR1/1**, établissez le tableau de bilan des efforts appliqués à l'ensemble **S = [4, 5, 20, 21, 22, 25]** . Résolvez graphiquement, par la méthode de votre choix, l'équilibre de cet ensemble afin d'établir la valeur de l'effort, $\vec{B}_{14/5}$, à l'extrémité de la tige du vérin 14.

Q9 : Calculez la valeur de la pression « **p** » minimale à appliquer dans la chambre du vérin 14.

2) ETUDE DES GRANDEURS PHYSIQUES ET PARAMETRES INFLUANT SUR LA RESISTANCE DE L'ARBRE PORTE-TAMBOUR 11 :

2.1) DETERMINATION DES ELEMENTS DE REDUCTION DU TORSEUR DE COHESION DANS L'ARBRE PORTE-MANDRIN 11.

Hypothèses : - pour simplifier l'étude, les pièces situées entre l'arbre 11 et la bobine seront confondues avec cette dernière et le rendement de la chaîne cinématique freins-arbre porte-mandrin sera considéré $\eta = 1$.

$$- \overline{\omega_{11/1}} = \omega_{11/1} \cdot \vec{X}$$

2.1.1) RECHERCHE DU MOMENT DE TORSION

C'est au freinage d'une bobine pleine, avant son raccordement avec la bande précédente, que l'arbre connaît des conditions extrêmes, lorsque chacune des 4 pinces de frein 16 fournit un couple de freinage **Cf** de 40 daN.m sur l'arbre 18.

Q10 : A l'aide d'un dessin succinct réalisé à main levée, précisez quelle zone de l'arbre porte-mandrin est soumise à de la torsion. Aidez-vous du document technique **DT3/8**.

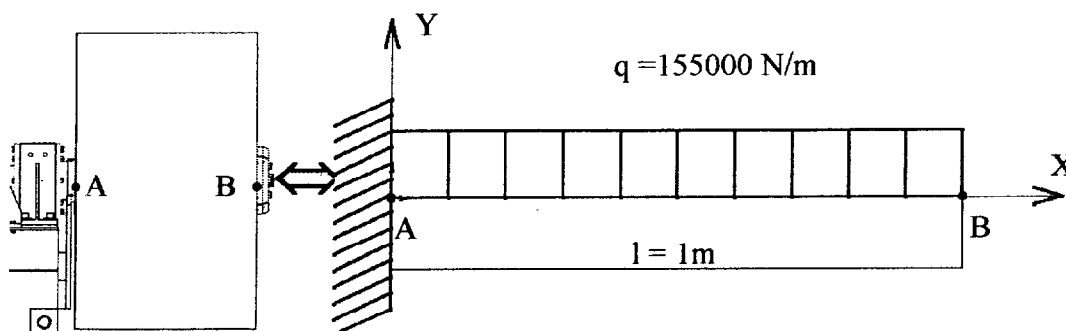
Q11 : Quelle est la valeur du couple de freinage **Cfr** rapporté sur l'arbre porte-mandrin 11 ?

Q12 : Nous prendrons pour la suite de l'étude un couple **Cfr** de 3800 N.m. Donnez le moment de torsion sur l'arbre 11 , placez cette composante dans le torseur de cohésion $\{\mathbf{T}_{cohmt}\}_P$ en un point P quelconque, situé sur l'axe \vec{X} de la zone étudiée.

2.1.2) RECHERCHE DU MOMENT DE FLEXION ET DISCUSSION SUR LA NECESSITE DE L'IMPLANTATION D'UN APPUI AU POINT B (voir DT7/8 et DT 8/8).

Hypothèses : - Les 155000 N du poids d'une bobine ($\varnothing_{ext}=1600\text{mm}$, largeur $l = 1000\text{mm}$) pleine de feuillard se répartissent sur 1m de porte à faux de l'arbre porte-mandrin 11.
 - Le montage très rigide des roulements 37 et 38 permet de modéliser l'arbre 11 comme une poutre encastrée (voir DT3/8).
 - Dans cette partie de l'étude nous ne tiendrons pas compte de la torsion.
 - On assimile l'arbre à un **tube creux de section circulaire constante** sur sa longueur AB.

Données : - Module d'élasticité longitudinale du matériau de l'arbre : $E = 250000 \text{ MPa}$.
 - Diamètre extérieur de l'arbre 11 : $D = 160 \text{ mm}$. Diamètre intérieur $d = 46\text{mm}$.



E4.1 QUES 3/4

- Q13 :** En vous aidant du formulaire donné sur le document technique **DT8/8**, donnez sous forme littérale les éléments de réduction du torseur des efforts extérieurs au point A $\{\mathbf{T}_{ext}\}_A$ (voir **DT3/8**). En déduire les valeurs numériques de ces expressions.
- Q14 :** Formulez l'expression littérale des éléments de réduction du torseur de cohésion $\{\mathbf{T}_{cohmf}\}_P$ en un point P quelconque situé entre A et B sur l'axe \bar{X} , (même formulaire que pour la question précédente).
- Q15 :** Donnez les valeurs numériques des moments de flexion qui s'exercent en A et en B, puis présentez l'évolution du moment de flexion le long de la poutre entre A et B.
- Q16 :** Pour soulager l'arbre porte-mandrin à l'encastrement et réduire la flèche à son extrémité, on songe à placer un appui au point B pendant le déroulement de la bobine. Cette implantation semble nécessaire si la flèche en B dépasse 5 mm. Calculez la valeur de I_{Gz} , moment quadratique de la section de l'arbre par rapport à G, \bar{z} , moment quadratique supposé constant sur le tronçon AB, puis la valeur de Y_B , flèche de l'arbre au point B. A partir de ce résultat, donnez votre conclusion quant à la nécessité d'implanter un appui au point B. Utilisez les documents techniques **DT7/8** et **DT8/8**.

2.1.3) FORME DU TORSEUR DE COHESION EN P

- Q17 :** A présent, en tenant compte des sollicitations de torsion et de flexion, donnez la véritable forme du torseur $\{\mathbf{T}_{coh}\}_P$ de cohésion en P.

2.2) DETERMINATION DES CONTRAINTES DANS L'ARBRE PORTE-MANDRIN .

Nous sommes en présence de sollicitations composées de torsion et de flexion.

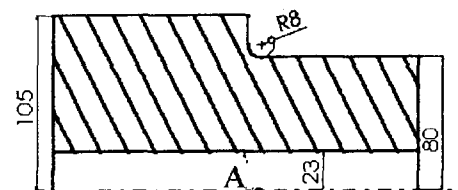
Pour résoudre, nous utiliserons les équations de Mohr-Cacquot (**DT7/8 tableau 1**) définissant les moments idéaux de torsion et de flexion. Nous étudierons plus particulièrement l'arbre dans la section d'encastrement de centre A, section dans laquelle le profil de l'arbre fait apparaître la présence de concentrations de contraintes.

Hypothèse : Nous négligerons toutes les sollicitations, à l'exception de la torsion et de la flexion.

Données : Les caractéristiques de la matière de l'arbre **11** sont les suivantes : $R_e = 1400$ MPa, $R_g = 500$ MPa, $E = 250000$ MPa. On prend $M_t = 3800$ N.m et $M_f = 78000$ N.m comme moments de torsion et de flexion.

- Q18 :** Donnez la valeur du moment idéal de flexion M_{fi} à partir des équations données dans le **tableau 1** sur le document technique **DT7/8**.

- Q19 :** A partir du **tableau 3** présenté sur le document technique **DT7/8** et de la coupe ci-contre, déterminez la valeur du facteur de concentration de contrainte K_{tf} pour la flexion. N'oubliez pas de donner les valeurs des rapports r/t et d/D .



- Q20 :** En déduire la valeur de la contrainte normale σ_{maxi} .
On prendra le moment quadratique $I_{AZ} = 32 \cdot 10^6$ mm⁴.

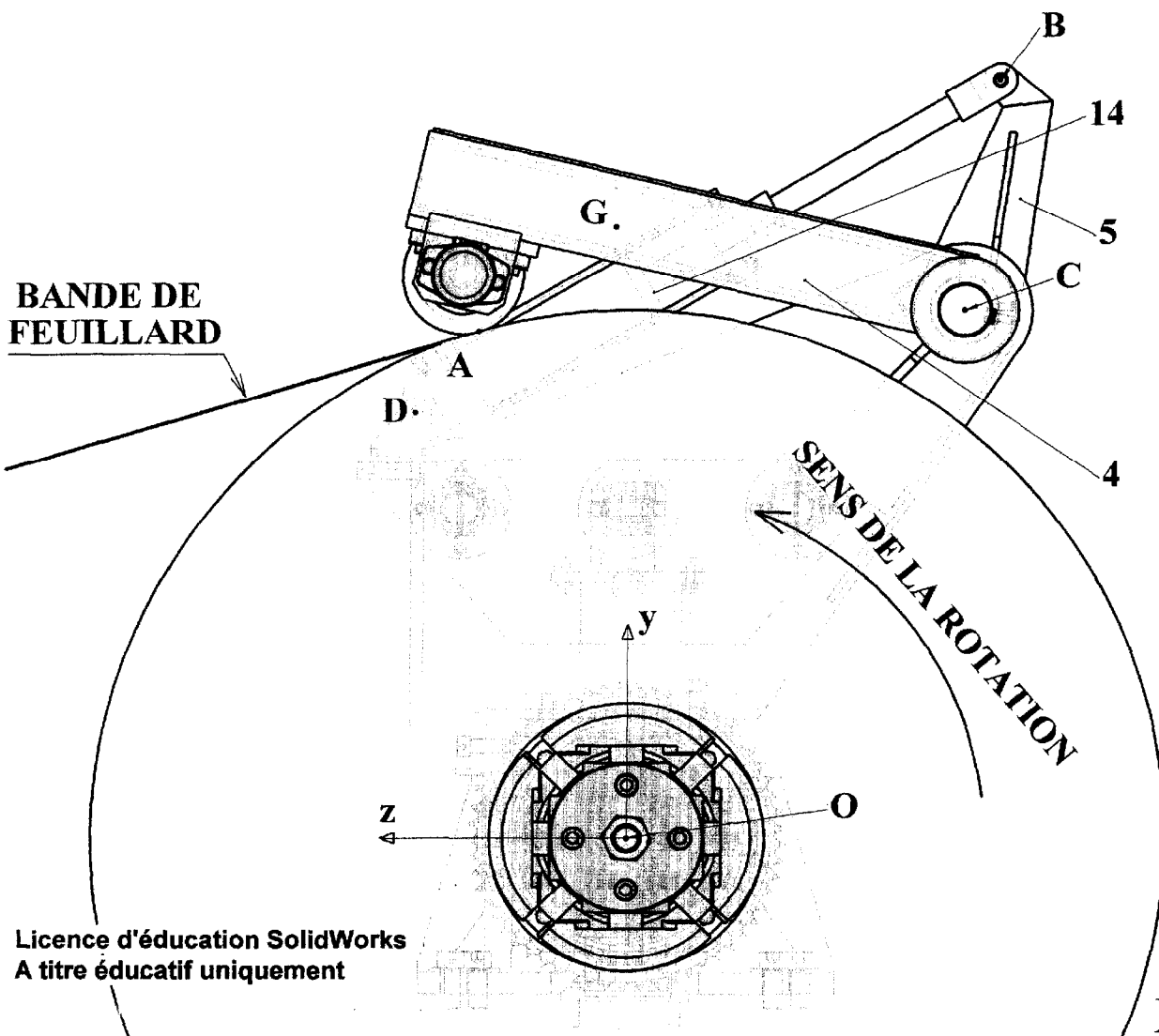
- Q21 :** Le comportement en fatigue que subit l'arbre **11** nous incite à prendre un facteur de sécurité $n = 8$. En prenant une contrainte normale maximale de 380 MPa et une flèche en B de 2,5mm, justifiez la nécessité de placer un appui supplémentaire en B.

DOCUMENT REPONSE E4.1

ISOLEMENT DE L'ENSEMBLE S

Echelle du dessin 1 : 7,5
Echelle des forces : 30N \Leftrightarrow 1mm

Q8



Licence d'éducation SolidWorks
A titre éducatif uniquement

E4.1 DR 1/1

MIE4MEM3