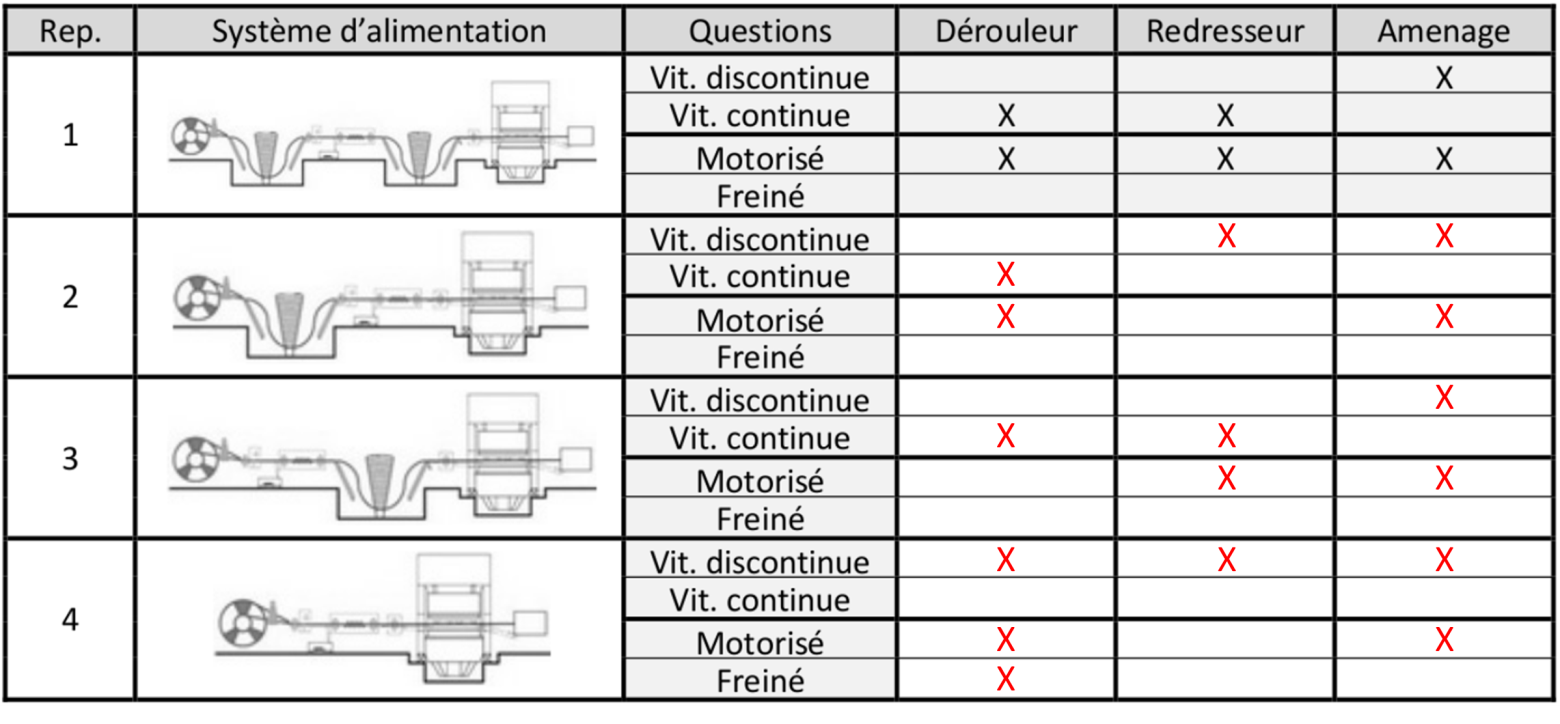
Corrigé UPSTI – Banque PT SiB 2016

**Question 1**



**Note :** Seule l'inertie de la bobine est prise en compte.

Il semble que la solution 1 soit la plus indiquée car elle permet de rendre indépendant chaque poste de travail ainsi que de conserver une vitesse continue de la bande jusqu'au poste d'amenage. Ceci évite les problèmes d'éventuels à-coups dus à des phases de freinage.

**Question 2**

Pour positionner le point il suffit de tracer le lieu des points : l'arc de cercle de centre et de rayon . On trace ensuite un arc de cercle de centre et de rayon .

Une fois le point positionné, le point s'obtient en reportant l'angle formé par les branches et de puis par intersection avec le lieu des points : l'arc de cercle de centre et de rayon .

**Question 2bis**

Le débattement angulaire total du bras porte galet est de .

**Question 3**

Dans la position , le bras 3 n'est plus en contact avec la bobine et n'interfère plus du tout avec la jante de protection, la mise en place d'une bobine est donc réalisable.

**Question 4**

Le point se positionne à l'intersection du lieu des points et du cercle de centre dont le rayon correspond au rayon maxi des bobines additionné du rayon du galet.

Le point se positionne par report de l'angle de .

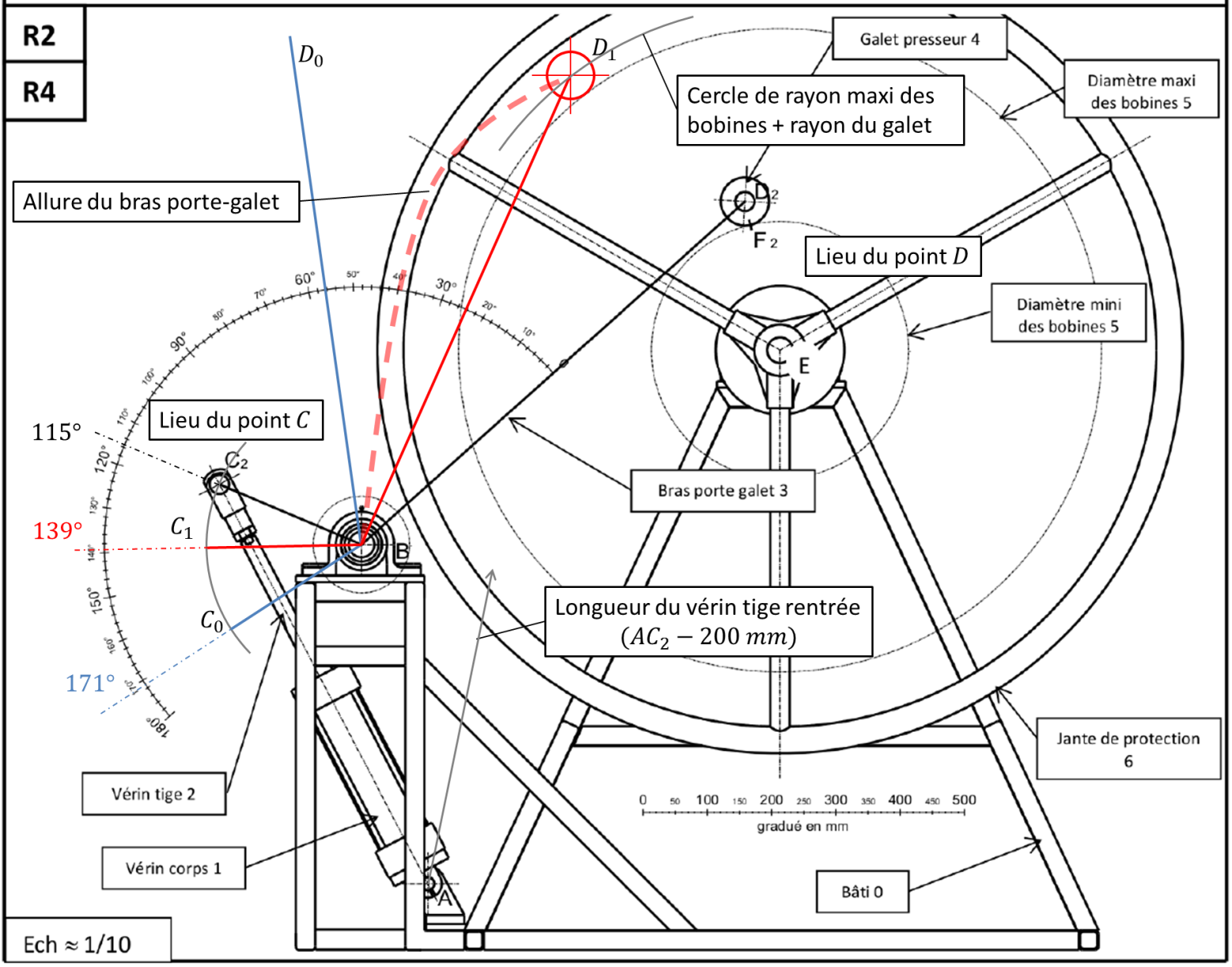
**Question 4bis**

On trouve un débattement de .

**Question 5**

On constate sur la figure une interférence entre la bobine au diamètre maxi et la ligne droite qui implique une forme de ce bras permettant contourner le problème (courbe ou ligne brisée).

# Construction graphique des questions 2 à 4 :



**Question 6**

En isolant l'ensemble soumis à 2 glisseurs, on obtient la direction de colinéaire à l'axe du vérin.

**Question 7**

Le vérin travaille en poussée, on a donc :

**Note :** il est curieux de prendre en compte un rendement pour une application quasi-statique du vérin, car les pertes dans un vérin sont principalement dues aux fuites, et sont donc des pertes en vitesse.

**Question 8**

1°) Le contact ponctuel entre le galet et la bobine donne une direction normale au contact (radiale) pour le glisseur (car les liaisons sont parfaites)

2°) L'isolement du galet soumis à deux glisseurs et justifie la direction commune aux deux glisseurs.

**Question 9**

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Action mécanique | Point d'application | Direction | Sens | Norme |
|  |  |  |  |  |
|  |  |  | ? | ? |
|  |  | ? | ? | ? |

**Question 10**

L'équilibre des moments appliqués au bras 3 s'exprime au point :

**Question 11**

On effectue le calcul à partir de la relation de Varignon

**Question 12**

Par symétrie des rôles, on trouve :

**Question 13**

On a , d'où :

**Question 14**

On commence par représenter par un vecteur de dirigé selon . On le projette sur l'axe et on relève graphiquement la valeur

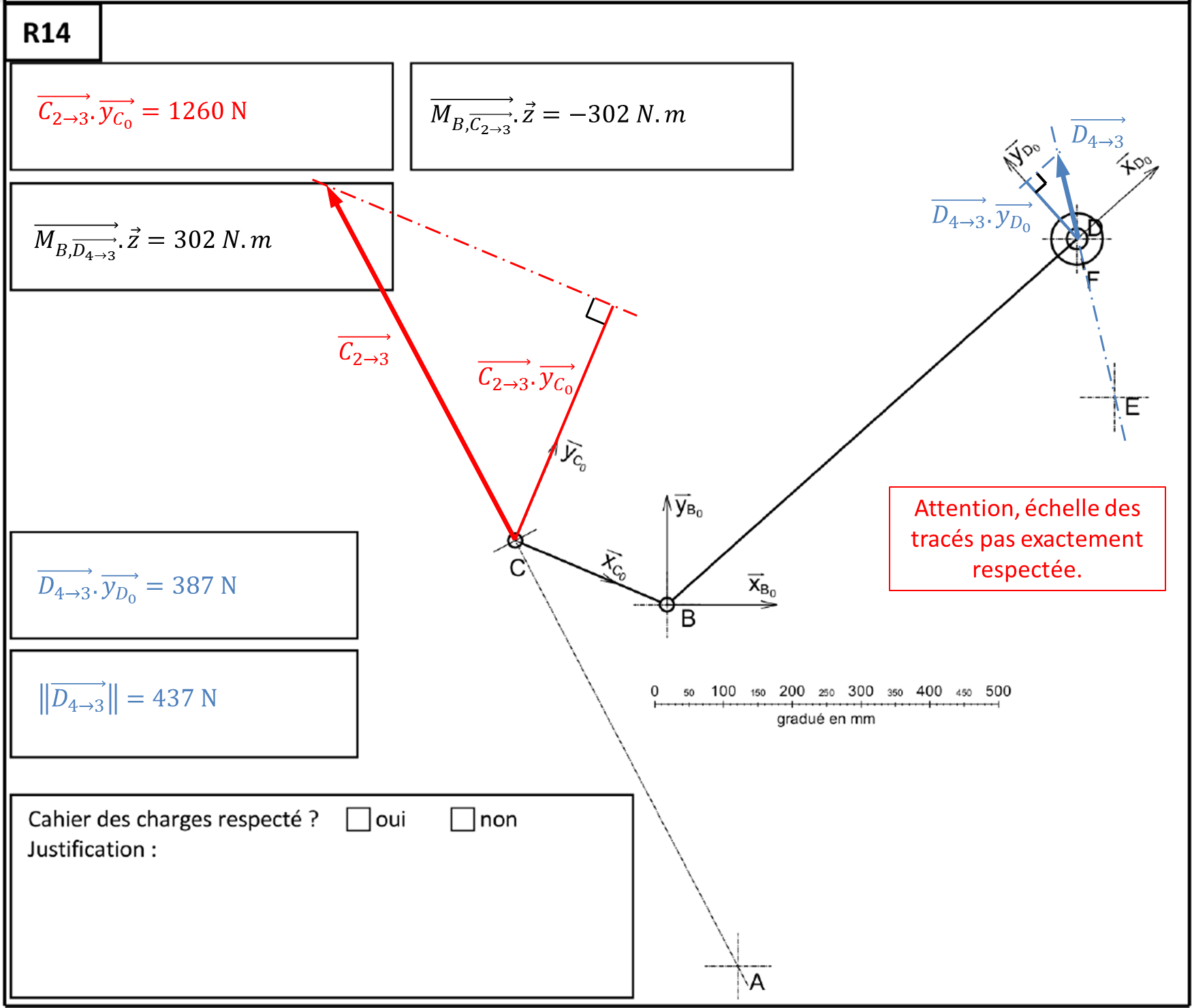
A l'aide de la relation trouvée en question 11, on calcule

La relation trouvée à la question 13 permet d'écrire

On déduit de la relation trouvée à la question 12 :

Il reste à effectuer la projection inverse sur la direction pour obtenir .

On constate sur la courbe donnée en annexe que la norme de l'effort fourni par le vérin est constante une fois le contact galet – bobine effectif. Par ailleurs, la position de l'étude graphique correspond bien à la configuration la plus défavorable (position ) car de la position à la position , l'angle décroit constamment, augmentant ainsi le moment en . Le cahier des charges stipule un effort du galet que la bobine de au minimum, cette valeur sera donc toujours garantie.



**Question 15 :**

La charge radiale totale sur le palier correspond la norme de l’effort de 0 sur 3 . Sur la figure A-12, on lit 2900 N comme valeur maximum pour cet effort. La charge correspond à la moitié car il y a deux paliers :

Le roulement est soumis à une charge radiale pure, la condition de dimensionnement à satisfaire est :

Le tableau figure A-7 donne une capacité statique pour le roulement choisi. Or , le roulement choisi convient parfaitement.

**Question 16 :**

Par définition .

En isolant le tronçon 1 et en appliquant le PFS, on obtient : =.

En écrivant tout au point O :

**Question 17 :**

D’après le torseur de cohésion et le graphique figure A-11

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Zone | Traction | Compression | Cisaillement | Flexion | Torsion |
| Zone 1 | X |  | X | X |  |

**Question 18 :**

A l’aide des différents graphiques page A6-12 et A7-12

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Zone | Traction | Compression | Cisaillement | Flexion | Torsion |
| Zone 2 | X |  | X | X |  |
| Zone 3 |  | X | X | X |  |
| Zone 4 | X |  | X | X |  |

**Question 19 :**

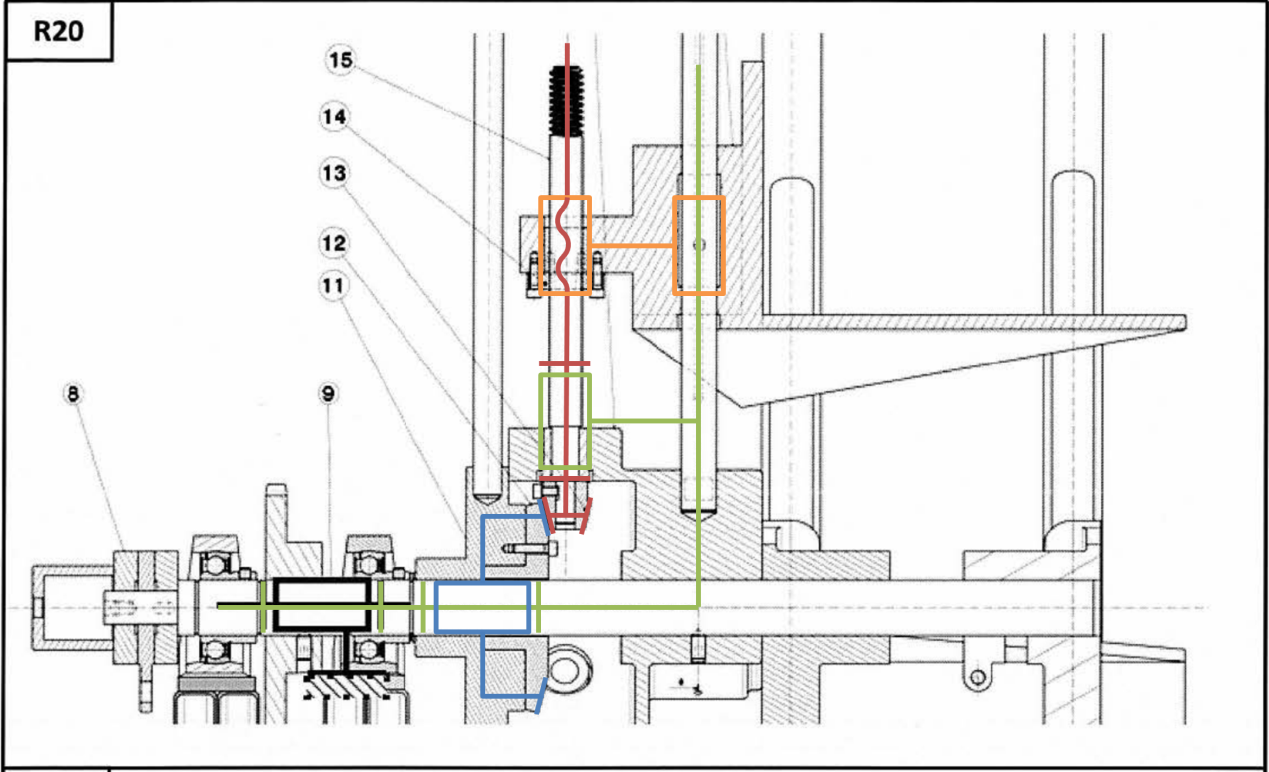
Pour une sollicitation de traction/compression la contrainte est donnée par et pour une sollicitation de cisaillement (effort tranchant) par . Donc pour les quatre premières colonnes du tableau, l’indicateur à regarder est l’aire de la section, plus elle sera élevée, plus la poutre sera résistante à ces sollicitations ;

Pour la flexion autour de la contrainte normale est donnée par , l’indicateur à regarder est donc le moment quadratique par rapport à . De même pour la flexion autour de , il faut regarder le moment quadratique par rapport à et pour la torsion le moment quadratique polaire…

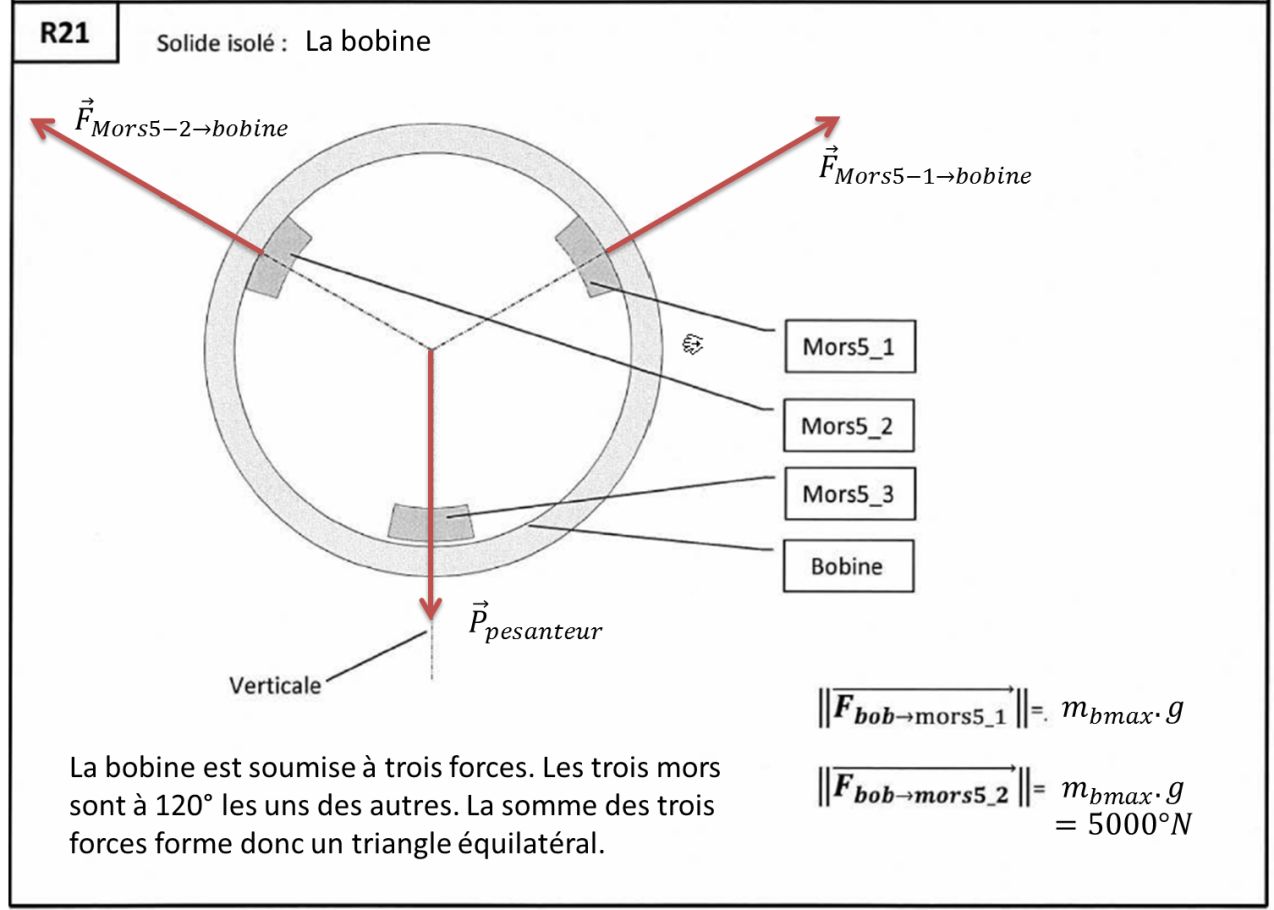
|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Sollicitation | Compression | Traction | Effort tranchant suivant | Effort tranchant suivant | Torsion | Flexion autour de | Flexion autour de |
| Profilé 2 | ≈ | ≈ | ≈ | ≈ | + | + | ≈ |
| Profilé 3 | ≈ | ≈ | ≈ | ≈ | + | + | + |
| Profilé 4 | ≈ | ≈ | ≈ | ≈ | + | - | + |

Tous les profilés sont équivalents du point de vue de la traction et du cisaillement, on fait donc le choix en fonction de la résistance à la flexion. Le bras 3 est sollicité en flexion uniquement autour de . En prenant , et , le profilé 2 est celui qui offrira la meilleur résistance.

**Question 20 :**



**Question 21 :**



**Question 22 :**

D’après la figure A-19, l’axe de la vis correspond à , on a donc .

**Question 23 :**

L’effort du mors 5-1 sur la bobine (donnée du problème) est porté par . De plus, la liaison glissière a une composante de résultante nulle selon . Il faut donc écrire le **théorème de la résultante dynamique en projection sur Oy** (TRD/Oy).

**Question 24 :**

Par hypothèse l’étude est quasi statique, l’équation de la question 23 donne : .Soit avec les questions précédentes :

**Question 25 :**

Les propriétés d’un système vis-écrou donnent soit .

D’après la nomenclature du plan page A10-12, la vis a pour référence VTR 26x5, et d’après le tableau page A12-12, son pas vaut 5 mm et son rendement est 0,25, soit

**Note :** La formule fournie dans l'annexe A 12/12 fait apparaitre un coefficient de . Après recherche auprès du fabricant, ce coefficient sert à prendre en compte le faible couple au démarrage des moteurs électriques généralement utilisés.

**Question 26 :**

On prend en compte le rapport de réduction en supposant la liaison engrenage parfaite on a

**Question 27 :**

D’après la question 21 il y a deux mors « chargés » à manœuvrer :

**Question 28 :**

Sur le plan page A10/12 on relève un bras de levier L de 700 mm environ.

Soit . Ce qui représente l’effort nécessaire pour lever une masse de . C’est un effort relativement élevé mais la tâche n'est pas (trop) répétitive…

**Question 29 :**

Le moment d’inertie d’un solide par rapport à un axe de rotation représente la répartition de la matière qui le constitue par rapport à cet axe de rotation : plus la matière est éloignée de l’axe, plus le moment d’inertie sera important.

Le moment d'inertie d'un cylindre creux autour de son axe de rotation s'exprime :

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |

La masse de la bobine est alors :

Pour remplir cette condition, il faut que la bobine ait la masse la plus élevée possible (), le diamètre extérieur le plus grand possible (), et un diamètre intérieur le plus grand possible également. Or à masse fixée (ici maximale) plus la longueur et la masse volumique seront élevées, plus le diamètre intérieur sera grand. On voit donc qu’il faut fixer et à leurs valeurs maximales et que **le paramètre à déterminer est** .

**Question 30 :**

Il s’agit du moment d’inertie d’un cylindre creux par rapport à son axe de rotation :

**Question 31 :**

|  |  |
| --- | --- |
| Pour une décélération linéaire l’évolution de la vitesse est donnée sur la figure ci-contre.  La pente de la droite représente la décélération recherchée.  L’aire sous la courbe donne la distance d’arrêt :  On a alors : |  |

**Question 32 :**

On a

**Question 33 :**

On applique le théorème du moment dynamique à la bobine.

Elle est soumise au couple de freinage, à l’action de la liaison pivot dont le moment est nulle sur l’axe de rotation de la bobine, et à la pesanteur dont le moment est également nul sur l’axe de rotation de la bobine.

On écrit l’équation de moment en projection sur l’axe de rotation de la bobine et on obtient :

**Question 34 :**

Le frein de référence FAT 350 convient (couple de freinage ).