

**BREVET DE TECHNICIEN SUPERIEUR
CONCEPTION DE PRODUITS INDUSTRIELS
SESSION 2015**

**SOUS EPREUVE E51
MODELISATION ET COMPORTEMENT DES
PRODUITS INDUSTRIELS**

BANC D'ESSAIS AUTOMOBILE FUCHS R.A.C.E.
--

CORRIGE

Ce dossier comporte 4 pages et 5 documents réponse

Objectif 1 : Validation du profil des rails de guidage

Question 1..... voir DR1

Objectif 2 : Validation de la course du module de traction

Questions 2, 3, 4..... voir DR1

Objectif 3 : Mise en évidence du phénomène de matage des galets et des rails de guidage

Questions 5 et 6..... voir DR2

Question 7 :

Les positions D et E correspondent à un effort normal de contact le plus élevé (9750 N). Le galet est en contact extérieur cylindre - cylindre, qui occasionne une pression de contact plus élevée qu'un contact intérieur (point A). Le rayon de courbure du profil du rail mobile est plus faible en E ($R = 100$ mm) qu'en D ($R = 300$ mm). La position E est donc la position où se situe le galet subissant la pression de contact la plus élevée, parmi les 5 proposées.

Question 8 :

Au point E : $N_{AR} = 9750$ N ; $R_1 = 148/2 = 74$ mm ; $R_2 = 100$ mm.

$$k_1 = k_2 = \frac{1 - \nu^2}{\pi E} = \frac{1 - 0,3^2}{\pi \times 210000} \Rightarrow k_1 = k_2 \approx 1,38 \cdot 10^{-6} \text{ (MPa}^{-1}\text{)}$$

$$\varepsilon_n = N_{AR}/L = 9750/18,4 \Rightarrow \varepsilon_n \approx 529,9 \text{ N/mm}$$

$$\text{En E : contact extérieur cylindre - cylindre} \Rightarrow p_{\max} = \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{\varepsilon_n}{k_1 + k_2} \times \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)} = \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{529,9}{2 \times 1,38 \cdot 10^{-6}} \times \left(\frac{1}{74} + \frac{1}{100} \right)}$$

$$\Rightarrow \boxed{p_{\max} \approx 676,3 \text{ MPa}}$$

Question 9 :

$p_{\max} \gg p_{\text{mat}} \Rightarrow$ la pression de contact est vraiment trop importante

- \Rightarrow changer de matériau (S355 non adapté)
- \Rightarrow en complément, réaliser un traitement de surface pour augmenter la dureté superficielle du rail (traitement thermique ou mécanique)
- \Rightarrow modifier le rayon des galets ou, localement, des rails (peu réaliste)
- \Rightarrow allonger la ligne théorique de contact : largeur rails et galets
- \Rightarrow interposer sur les rails une feuille (1 ou 2 mm d'épaisseur, à définir) d'un acier très dur (HRC 40 ou 50)

Objectif 4 : Mise en évidence d'une résistance insuffisante de l'axe d'un galet arrière

Question 10 :

Ajustement axe / protection de roue et axe / contre-plaque de protection de roue = $\varnothing 30$ H9g7 \Rightarrow léger jeu

Plaques d'épaisseur faible devant le diamètre de l'axe

\Rightarrow efforts transmis = glisseurs (suivant \vec{y}) \Rightarrow modèle de 2 liaisons ponctuelles en A et O validé

Question 11 :

$$\text{Axe } \varnothing 30 \Rightarrow I_{Gz} = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi \times 30^4}{64} \Rightarrow I_{Gz} \approx 39\,761 \text{ mm}^4$$

$$\sigma_{\max} = \frac{|Mf_z|_{\max}}{I_{Gz}} \times |y|_{\max} = \frac{|Mf_z|_{\max}}{I_{Gz}} \times \frac{d}{2}$$

CORRIGE

Le modèle de chargement est particulièrement courant (3 glisseurs parallèles) : levier soumis à 2 glisseurs parallèles, poutre sur 2 appuis avec une charge radiale entre les appuis... $\Rightarrow |M_f|$ est maximal au point A

$$\Rightarrow M_{f_z \max} = M_{f_z}(A) = F_{\text{galet} \rightarrow \text{axe}} \times BA = 10000 \times 69 = 690000 \text{ Nmm} \quad (690 \text{ Nm})$$

$$\Rightarrow \sigma_{\max} = \frac{690000}{39761} \times \frac{30}{2} \Rightarrow \sigma_{\max} \approx 260,3 \text{ MPa} \quad \text{au point A}$$

CORRIGE

Question 12 :

Condition de résistance de l'axe à la flexion : $\sigma_{\max} \leq R_{pe}$

$$R_{pe} = R_e / s = 345 / 2 = 172,5 \text{ MPa} \Rightarrow \sigma_{\max} > R_{pe} \Rightarrow \underline{\text{l'axe ne vérifie pas la condition de résistance}}$$

Modifications possibles :

- choix d'un matériau de limite élastique R_e plus élevée
- axe de \varnothing plus grand
- diminution du porte-à-faux (distance BA), si c'est possible sans provoquer d'interférence de pièces en phase de levage de véhicule

Objectif 5 : Validation de la résistance mécanique d'un demi-pontet

Questions 13 à 18... voir DR3

Objectif 6 : Validation du système de sécurité

Question 19 :

Lors d'une tension très importante dans le câble, l'effort exercé par les ressorts ne sera plus suffisant pour maintenir le levier en position d'équilibre. Il va ainsi pivoter autour du point A jusqu'à ce que le contacteur se ferme et stoppe la montée du véhicule par coupure de l'alimentation du moteur.

Question 20 :

$$F_{\text{ressorts}} = k_1 \times (l_{o1} - l_1) + k_2 \times (l_{o2} - l_2)$$

$$F_{\text{ressorts}} = 0,2166 \times (80 - (68 - 4)) + 2,7149 \times (63,5 - (47 - 4))$$

$$F_{\text{ressorts}} = 3,46 + 55,65$$

$$F_{\text{ressorts}} = 59,1 \text{ daN}$$

Question 21 :

L'ensemble {poulie levier + câble} est en équilibre sous l'action de 3 glisseurs :

- action du levier sur la poulie (liaison pivot de centre B). $F_{\text{poulie} \rightarrow \text{levier}}$ de direction inconnue passant par B
- tension dans le câble en D : direction (DF)
- tension dans le câble en E : direction (EF)

L'ensemble est en équilibre sous l'action de 3 glisseurs. Ainsi les directions des 3 forces sont concourantes au point F $\Rightarrow F_{\text{poulie} \rightarrow \text{levier}}$ a pour direction la droite (BF)

Question 22 :

Le levier est en équilibre sous l'action de 3 glisseurs :

- action des ressorts sur le levier : $F_{\text{ressorts} \rightarrow \text{levier}} = 591 \text{ N}$, direction (C,y)
- action de la poulie sur le levier : $F_{\text{poulie} \rightarrow \text{levier}}$ de direction (BF)
- action dans le pivot en A du bâti sur le levier

Equation des moments en A : $- F_{\text{poulie} \rightarrow \text{levier}} \times a + F_{\text{ressorts} \rightarrow \text{levier}} \times b = 0$

$$F_{\text{poulie} \rightarrow \text{levier}} = (b/a) \times F_{\text{ressorts} \rightarrow \text{levier}}$$

$$F_{\text{poulie} \rightarrow \text{levier}} = (520/120) \times 591$$

$$F_{\text{poulie} \rightarrow \text{levier}} = 2561 \text{ N}$$

CORRIGE

Question 23 :

Le dynamique des forces est fermé (voir construction graphique).

On trouve une tension dans le câble de 6510 N

La tension dans le câble de 6510 N est bien située dans la plage de déclenchement du système de sécurité qui doit être comprise entre 6000 et 7000 N.

Objectif 7 : Capacité à conduire un essai d'accélération maximale

Question 24..... voir DR5

Question 25 :

Sur le DT8 : accélération moyenne la plus élevée : 0 à 100 km/h en 1,8 s

$$\Rightarrow a_{\max} = \Delta v / \Delta t \text{ avec } v_{\text{initiale}} = 0 \text{ et } v_{\text{finale}} = 100 \text{ km/h} = 100/3,6 \approx 27,78 \text{ m/s} \Rightarrow a_{\max} \approx 15,43 \text{ m/s}^2$$

Question 26 :

Les arbres de synchronisation (3+4) sont reliés aux sous-ensembles 1 et 2 par un couple conique de rapport de transmission 1 \Rightarrow leur accélération angulaire est donc la même que celle des rouleaux.

Hypothèse à formuler : pas de glissement des roues sur les rouleaux

$$\Rightarrow a_{\max} = D/2 \times |\ddot{\theta}_1| \Rightarrow |\ddot{\theta}_1| = a_{\max} / (D/2) \approx 15,43 / 0,303 \Rightarrow |\ddot{\theta}_1| = |\ddot{\theta}_2| = |\ddot{\theta}_{3+4}| \approx 50,93 \text{ rad/s}^2$$

(valeurs négatives, autour de \vec{y} et \vec{x})

Question 27:

Les arbres de synchronisation (3+4) étant reliés aux sous-ensembles 1 et 2 par un couple conique de rapport de transmission 1, il n'y a pas de coefficient multiplicateur des moments d'inertie pour le calcul du moment d'inertie équivalent rapporté à un des axes des sous-ensembles.

$$J_{\text{eq}} = 4 \times J_{\text{rouleau}} + J_1 \text{ arbres} + J_2 \text{ arbres} + J_{3+4} + 2 \times J_{\text{rotor frein}} = 4 \times 25 + 0,14 + 0,14 + 0,3 + 2 \times 2,96$$

$$\Rightarrow J_{\text{eq}} = 106,5 \text{ kg.m}^2$$

Question 28..... voir DR5

Question 29 :

Le T.M.D. appliqué séparément à 1/0, 2/0 et (3+4)/0 autour de leur axe de rotation (liaisons parfaites, freins désactivés, sous-ensembles tournants équilibrés dynamiquement) revient à :

$$-(T_A + T_B + T_C + T_A) \times D/2 = J_{\text{eq}} \ddot{\theta}_1 \text{ (ou } \ddot{\theta}_2)$$

$$\text{d'où } T_A + T_B + T_C + T_A = -J_{\text{eq}} \ddot{\theta}_1 / (D/2) \approx -106,5 \times (-50,93) / 0,303 \Rightarrow T_A + T_B + T_C + T_A \approx 17901 \text{ N}$$

Question 30 :

Isolement : voiture + pilote + carburant

Conditions d'essai : accélération maximale réelle sur route horizontale (0 à 100 km/h en 1,8 s)

$$\text{Le T.R.D. appliqué suivant l'axe de déplacement } \vec{x} \text{ revient à : } T_{\text{route} \rightarrow \text{roues}} = (m_{\text{voiture}} + m_{\text{pilote+carburant}}) \times a_{\max}$$

$$\text{Application numérique : } T_{\text{route} \rightarrow \text{roues}} \approx (875 + 125) \times 15,43 \Rightarrow T_{\text{route} \rightarrow \text{roues}} \approx 15430 \text{ N}$$

Question 31 :

$$T_{\text{route} \rightarrow \text{roues}} < T_A + T_B + T_C + T_A$$

CORRIGE

L'effort tangentiel global des roues de la voiture sur la route, en accélération maximale, ne permettrait pas de produire l'accélération angulaire des rouleaux calculée à la question 26.

Dans ces conditions, 2 possibilités :

- si l'adhérence pneus/rouleaux était maintenue (très forte adhérence : pas de patinage), le régime moteur de la voiture n'augmenterait pas aussi rapidement qu'en conditions d'essai sur route : le moteur ne fournirait alors finalement pas sa puissance maximale
- si un patinage des pneus sur les rouleaux se produisait, la voiture accélérerait virtuellement (au compteur) plus que la situation réelle sur route, mais les rouleaux n'accélèreraient pas suffisamment pour autant

⇒ dans ces 2 cas, on ne réaliserait pas à un essai de mesure de puissance maximale aux roues

L'unique solution consisterait à réduire l'inertie des rouleaux.

Cette inertie élevée est nécessaire pour réaliser des essais dynamiques de véhicules performants, mais de rapport poids/puissance plus élevé que celui de la 208 T16 Pikes Peak.

Note : sangler fortement la voiture sur le banc ou la charger pour augmenter sa masse ne permettrait que d'éviter le patinage (qui devrait se produire), mais en aucun cas augmenter la composante tangentielle de l'action des roues sur les rouleaux, dépendante du couple moteur transmis jusqu'aux roues.

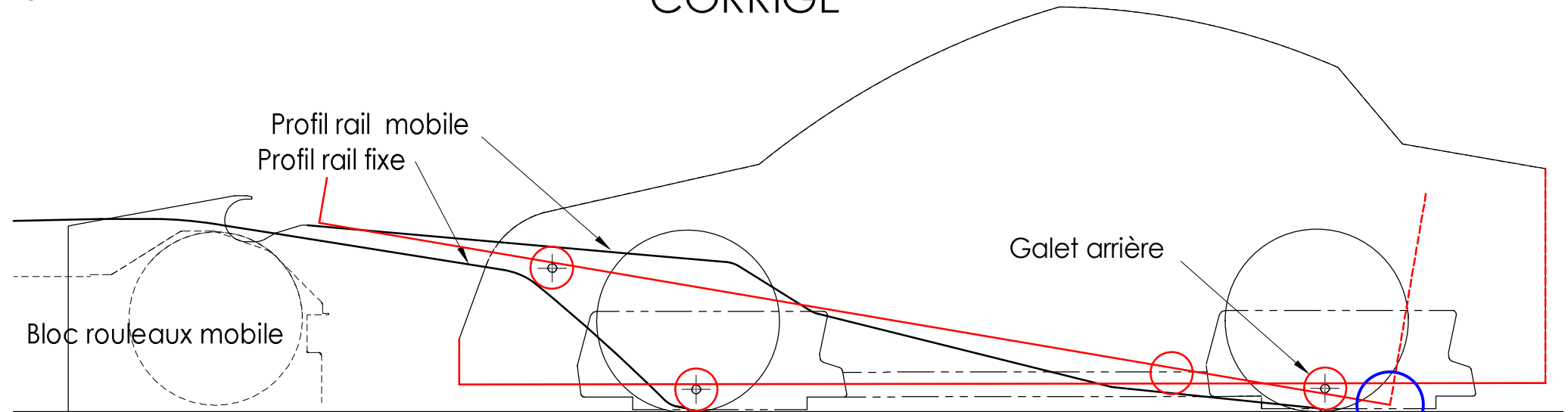
On relèvera que l'écart relatif entre les efforts tangentiels $T_{\text{route} \rightarrow \text{roues}}$ et $T_A + T_B + T_C + T_A$ n'est pas si élevé que ça. On ne peut néanmoins pas réaliser un essai dynamique à pleine puissance de ce véhicule de compétition véritablement exceptionnel, mais, selon les propres mots de M. FUCHS :

« Le banc FUCHS R.A.C.E. n'est pas conçu pour simuler un départ arrêté »

Figure 1: Validation du profil des rails

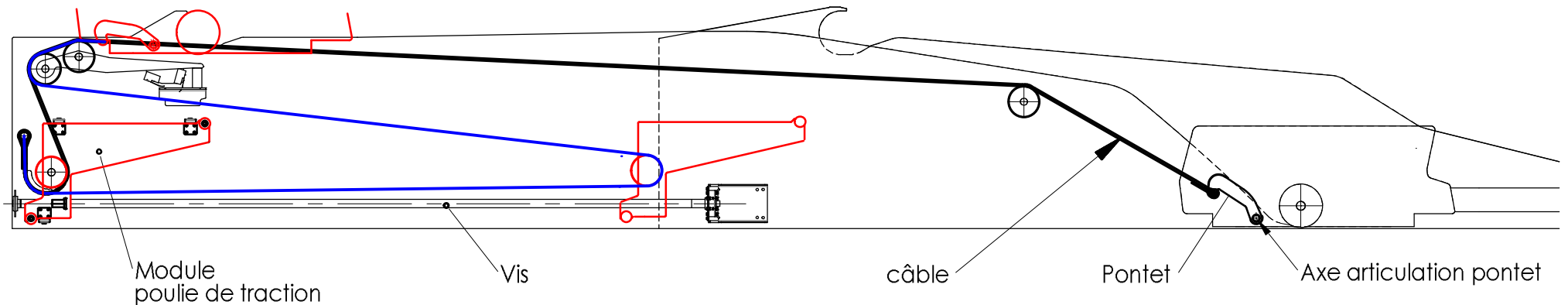
CORRIGE

Echelle 1:20 DR1



Conclusion: Il n'y a pas de collision de l'arrière du véhicule par rapport au sol (ni de l'avant par rapport au banc). Cependant l'espace est faible et il faudra être vigilant lors d'essais réels.

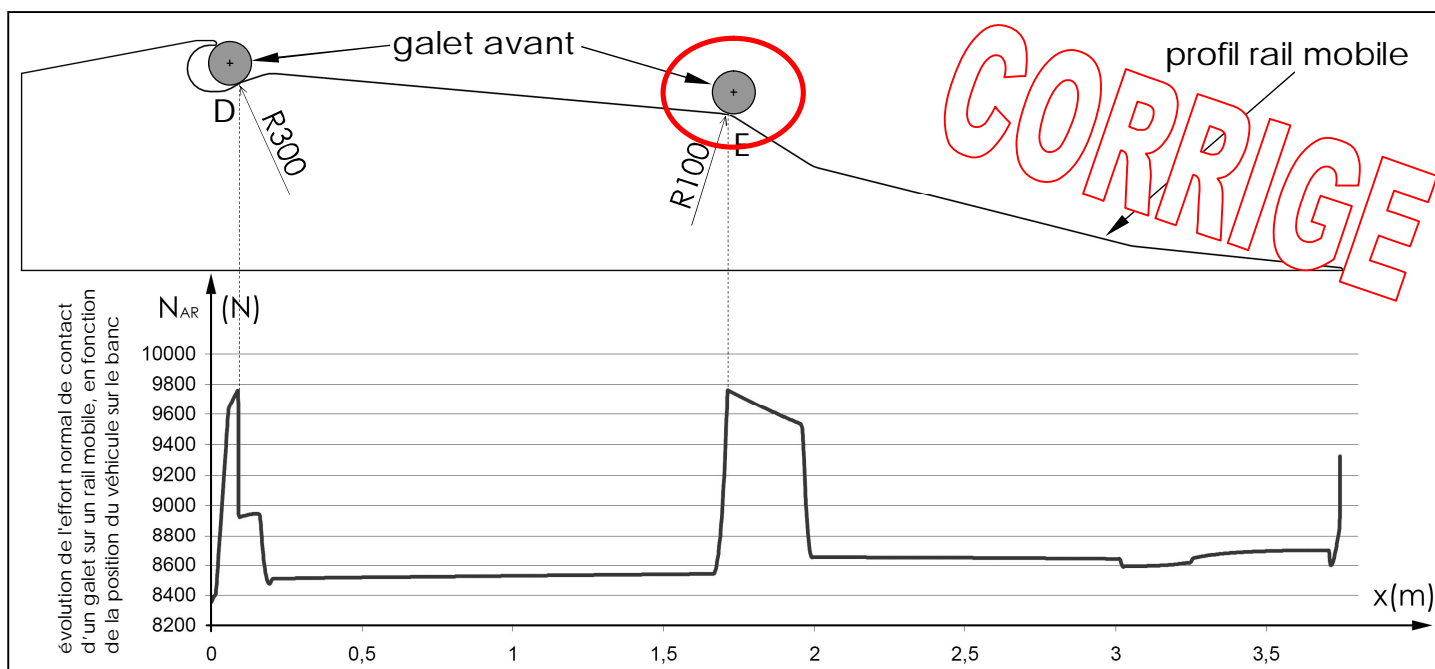
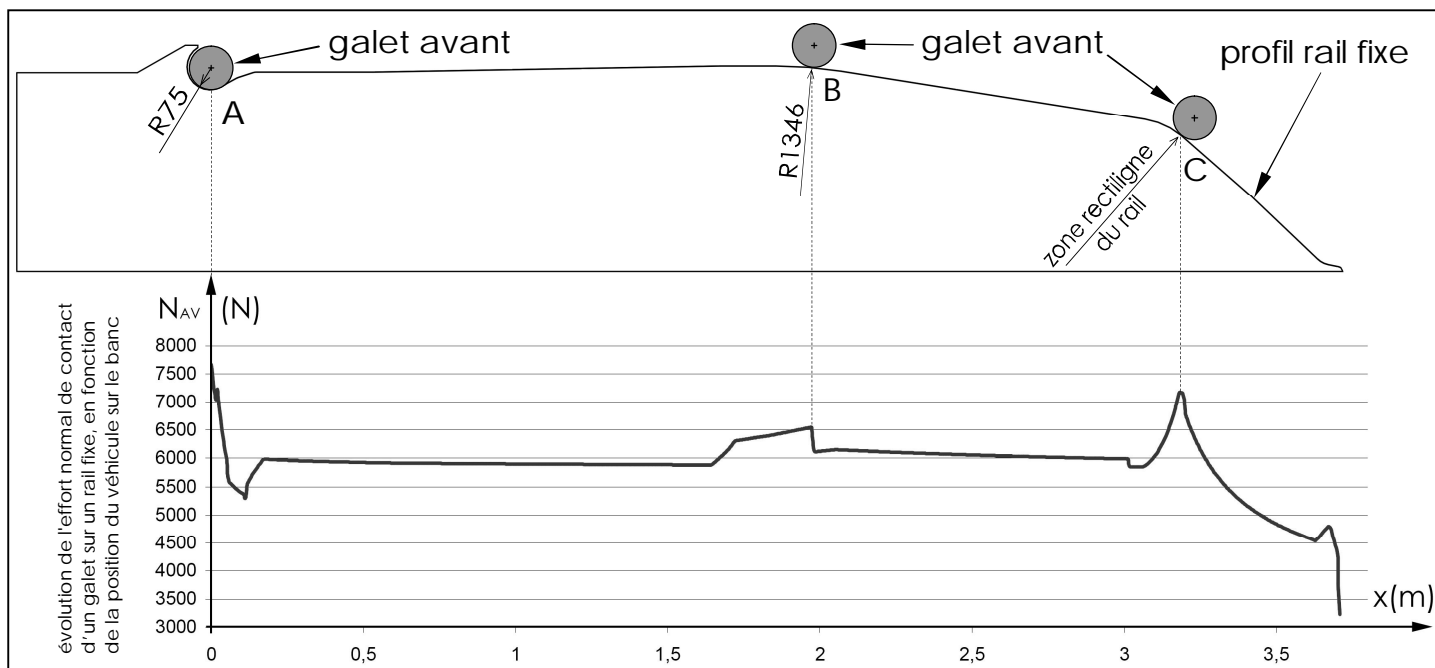
Figure 2: Validation de la course du module de traction



Longueur de câble: environ 4,9 m

Course du module de traction : 2 m

Conclusion: La longueur de la vis trapézoïdale est convenable par rapport au déplacement maximum du module de traction et sa longueur utile. Le découpage des flasques du module de traction est nécessaire pour éviter la collision avec le support de palier droit



Question 5. Relevé de l'effort normal maximal de contact entre les galets et les rails

rail fixe

point(s) le(s) plus chargé(s) : **A**

effort normal N_{AV} maximal correspondant, relevé sur la courbe : **7700 N**

rail mobile

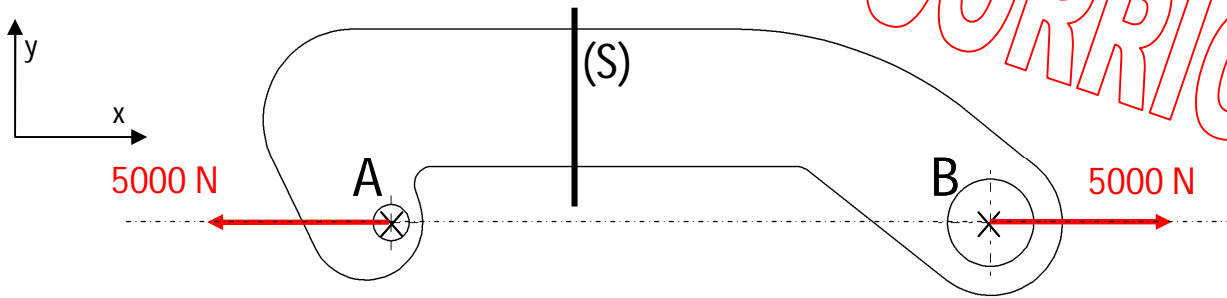
point(s) le(s) plus chargé(s) : **D et E**

effort normal N_{AR} maximal correspondant, relevé sur la courbe : **9750 N**

Question 6. Nature géométrique du contact galet-rail aux points A, B, C, D, E

point A	<input type="checkbox"/> cylindre – cylindre (contact extérieur)	<input type="checkbox"/> cylindre – plan	<input checked="" type="checkbox"/> cylindre – cylindre (contact intérieur)
point B	<input checked="" type="checkbox"/> cylindre – cylindre (contact extérieur)	<input type="checkbox"/> cylindre – plan	<input type="checkbox"/> cylindre – cylindre (contact intérieur)
point C	<input type="checkbox"/> cylindre – cylindre (contact extérieur)	<input checked="" type="checkbox"/> cylindre – plan	<input type="checkbox"/> cylindre – cylindre (contact intérieur)
point D	<input checked="" type="checkbox"/> cylindre – cylindre (contact extérieur)	<input type="checkbox"/> cylindre – plan	<input type="checkbox"/> cylindre – cylindre (contact intérieur)
point E	<input checked="" type="checkbox"/> cylindre – cylindre (contact extérieur)	<input type="checkbox"/> cylindre – plan	<input type="checkbox"/> cylindre – cylindre (contact intérieur)

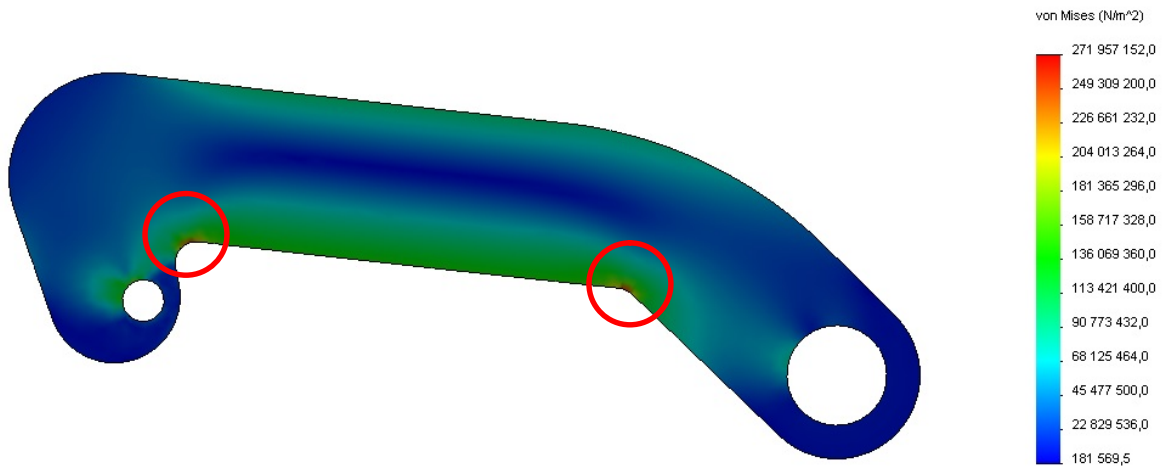
Figure 1

Question 13 : Représentation des efforts (Echelle : 1mm \leftrightarrow 200N)

Question 14 : Nature des sollicitations dans la section (S) : **TRACTION + FLEXION PLANE SIMPLE**
ou **FLEXION-TRACTION**

Figure 2

Question 15 : Zones de contrainte maximale



Question 16 : $\sigma_{\max} = 272 \text{ MPa}$ avec $R_e = 355 \text{ MPa}$. Les valeurs sont relativement proches. Il est souhaitable d'augmenter les rayons de raccordement afin de minimiser σ_{\max} et augmenter le CS

Figure 3

Coefficient de sécurité (CS)

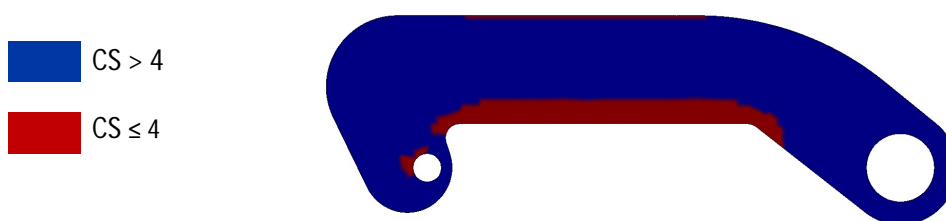
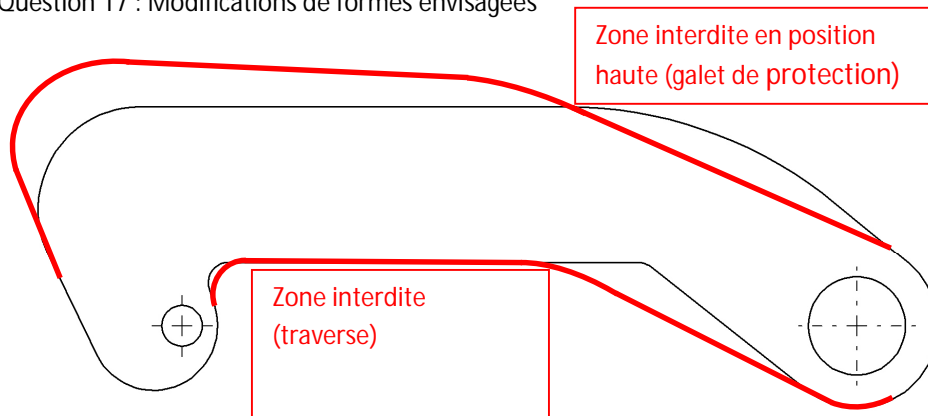


Figure 4

Question 17 : Modifications de formes envisagées



Question 18 : Le choix du matériau peut être remis en cause afin d'augmenter la limite élastique ainsi que l'épaisseur des demi-pontets dans la limite de l'encombrement acceptable.

DR4

A-A ECHELLE 1 : 1

Technical drawing of a mechanical assembly (Fig. 1) showing a vertical rod with various components and dimensions. The assembly is shown in a cross-sectional view. The components are labeled as follows:

- Levier
- Ressort 1
- Ressort 2
- Rondelle d'appui
- Vis H M10-70
- Vis H M10-30
- Ecrou M10
- Equerre d'appui

Dimensions are indicated on the right side of the drawing:

- 47
- 68

A section line A-A is shown at the bottom left of the drawing.



Echelle : 1:3

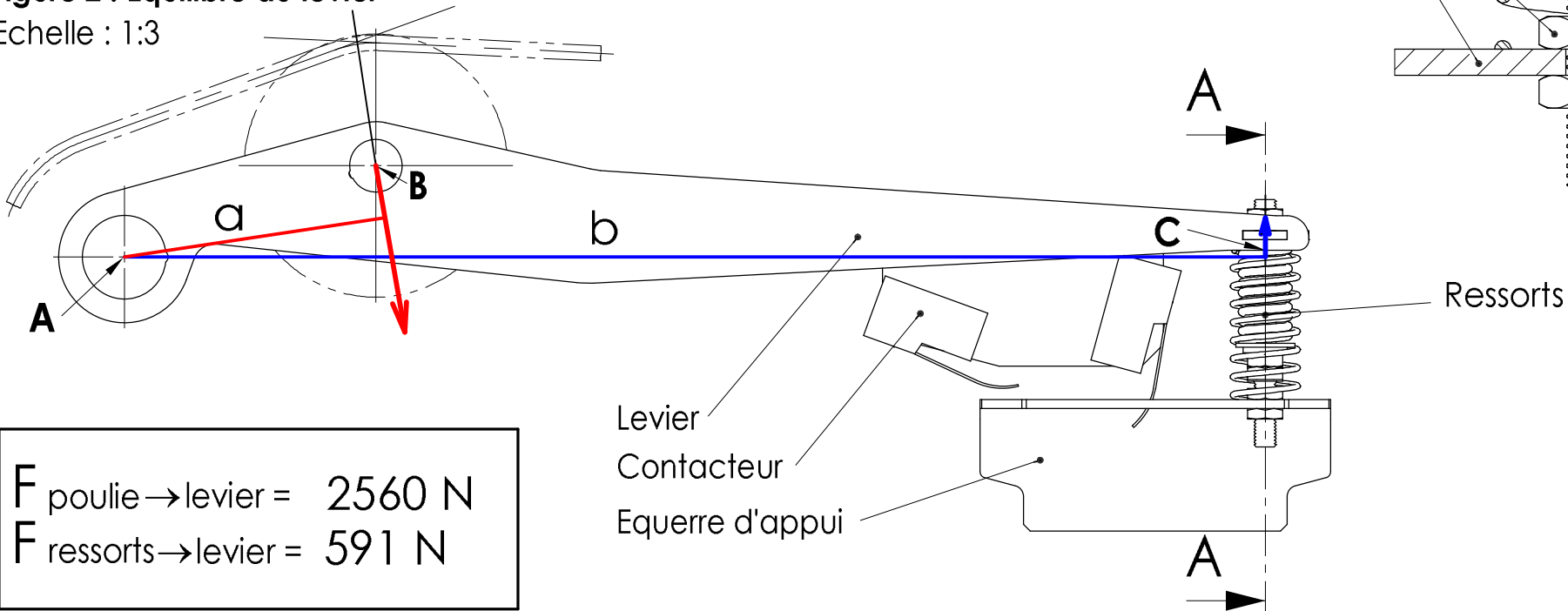
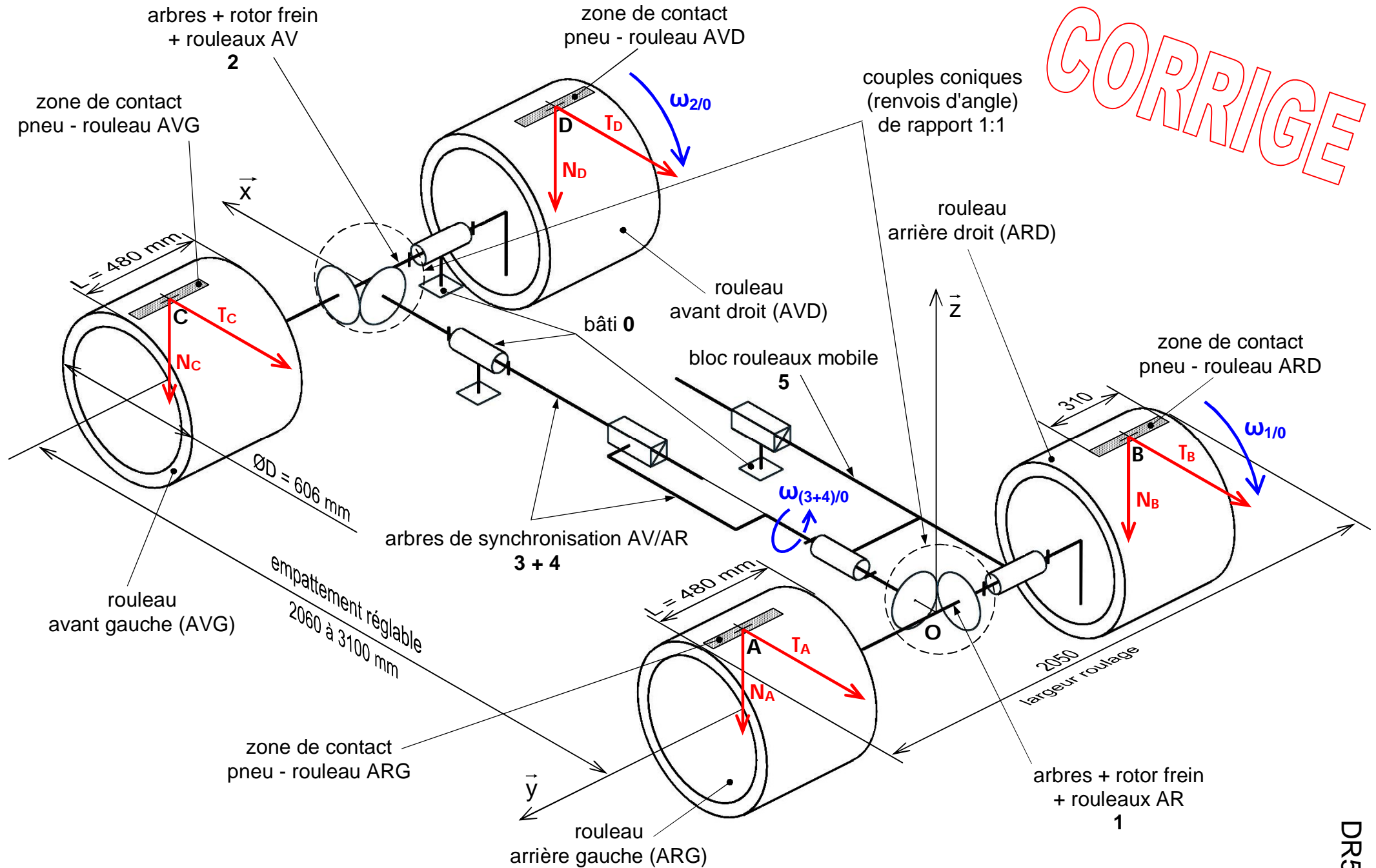

$$\begin{aligned} F_{\text{poulie} \rightarrow \text{levier}} &= 2560 \text{ N} \\ F_{\text{ressorts} \rightarrow \text{levier}} &= 591 \text{ N} \end{aligned}$$

Schéma cinématique minimal du banc FUCHS en phase d'essai et de réglage d'empattement



CORRIGE