1) Dans l'ordre des tableaux :
- Bielle ;
- Goupille élastique fendue ;
- Courroie crantée ;
- Ecrou avec frein en matière plastique ;
- Roue dentée cylindique à denture hélicoïdale ;
- Butée à billes ;
- Roulement à rouleaux coniques ;
- Cannelure usinée sur l'arbre ;
- Joint d'étanchéité à lèvres ;
- Palier lisse ou coussinet ;
- Roue dentée conique à denture droite ;
- Vis.

.... **[12*0.25=3]**

---

2) $N_1 Z_1 = N_2 Z_2 \implies N_1 = N_2 \frac{Z_2}{Z_1} \approx 3970$ tr/mn $(= 415.8$ rd/s). Avec le vecteur unitaire $\vec{z}$ sortant de la figure :

$$\vec{\Omega}(2/0) = -N_2 \vec{z} \quad \text{et} \quad \vec{\Omega}(1/0) = +N_1 \vec{z} \quad \text{donc} \quad \vec{\Omega}(2/1) = \vec{\Omega}(2/0) - \vec{\Omega}(1/0) = -(N_1 + N_2)\vec{z}$$
$$\text{avec} \quad \|\vec{\Omega}(2/1)\| = 6470 \text{ tr/mn} \quad (= 677 \text{ rd/s})$$

.... **[1.5]**

3) L'effort ne se transmet pas par le point J_2 mais seulement par les points J_1 et J_3. Les points J_1 et J_3 sont sur la droite d'action ; Le point J_2 ne l'est pas. Dans le cas où la roue 1 serait la roue menante, le point J_2 serait sur la droite d'action et serait le seul point par lequel la force se transmet. Lors du fonctionnement de l'engrenage, il y a 1 ou 2 points de contact. .... **[1]**

4) Le rapport de conduite est défini par $\frac{AB}{T_1 T_2}$ et vaut 83/138 pour les deux dessins.
C'est la vitesse de glissement de (2) par rapport à (1) sur tout le segment $[AB]$ (les points de début et fin de contact entre les dents) qui est représentée. .... **[2.5]**

5) Les dents du pignon de déport $X_1 = +0.3$ sont plus résistantes que celles du pignon sans déport $X_1 = 0.0$.
Le déport de denture $X_1 = +0.3$ augmente la vitesse de glissement en B donc augmente l'usure et augmente la disymétrie de la répartition de ces vitesses ce qui est néfaste.
Le fait que la somme des déports soit identique sur les 2 engrenages $(X_1 + X_2 = 0)$, cela entraine le même rapport de conduite : il y aura autant de couples de dents en contact pour les 2 engrenages. **[1.5]**

---

6)

$$\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{R - r}{e} \implies e = 72 \text{ mm}$$
$$l = e \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) = 62.35 \text{ mm}$$
$$L = \alpha r + (2\pi - 2\alpha) R + 2l = 8.37 + 184.30 + 124.70 = 317.39 \text{ mm}$$

. . . . **[2]**

7)

$$\begin{aligned} \Omega_1 r = \Omega_2 R \quad &\Longrightarrow \quad \Omega_2 = 181.8 \text{ tr/mn} \\ \mathcal{P} = \mathcal{C}_1\Omega_1 \quad &\Longrightarrow \quad \mathcal{C}_1 = 14.324 \text{ N.m} \\ \mathcal{C}_1 = (T-t)r = 4tr \quad \Longrightarrow \quad t = 447 \text{ N} \quad &\Longrightarrow \quad T = 2238 \text{ N} \\ \mathcal{C}_2 = (T-t)R &= 4tR = 78.781 \text{ N.m} \\ \mathcal{P} = \mathcal{C}_2\Omega_2 \quad &\Longrightarrow \quad \mathcal{C}_2 = \mathcal{C}_1\frac{\Omega_1}{\Omega_2} = \mathcal{C}_1\frac{R}{r} \end{aligned}$$

La direction unitaire de $\vec{T}$: $-\cos\alpha\vec{v} - \sin\alpha\vec{u}$.
La direction unitaire de $\vec{t}$: $+\cos\alpha\vec{v} - \sin\alpha\vec{u}$.
La force $\vec{R}$ exercée par la courroie sur la poulie réceptrice est donc :

$$\begin{aligned} \vec{R} &= T(-\cos\alpha\vec{v} - \sin\alpha\vec{u}) + t(\cos\alpha\vec{v} - \sin\alpha\vec{u}) \\ &= 5t(-\cos\alpha\vec{v} - \sin\alpha\vec{u}) + t(\cos\alpha\vec{v} - \sin\alpha\vec{u}) \\ &= -4t\cos\alpha\vec{v} - 6t\sin\alpha\vec{u} = -894\vec{v} - 2322\vec{u} \quad \text{(exprimé en N)} \\ \Longrightarrow \quad \|\vec{R}\| &= 2489 \text{ N} \end{aligned}$$

. . . . **[3]**

8)

$$Y_2 = \frac{100}{160}R = 1600 \text{ N} \qquad Y_1 = \frac{60}{160}R = 960 \text{ N} \qquad (Y_1 + Y_2 = R)$$

Fig. 4 . . . . **[2.5]**

9) Le moment quadratique polaire est

$$I_0 = \int\int r^2 \, r\mathrm{d}r\mathrm{d}\theta = 2\pi\frac{R^4}{4} = \frac{\pi}{2}\frac{d^4}{2^4} = \frac{\pi d^4}{32}$$

La contrainte de torsion maximum est :

$$\tau = \frac{\mathbb{M}_T}{I_0}\frac{d}{2} = \frac{32\mathbb{M}_T}{\pi d^4}\frac{d}{2} = \frac{16\mathbb{M}_T}{\pi d^3} = 51 \text{ MPa}$$

La contrainte de tension maximum est :

$$\sigma = \frac{\mathbb{M}}{\frac{1}{2}I_0}\frac{d}{2} = \frac{32\mathbb{M}}{\pi d^3} = 122 \text{ MPa}$$

La contrainte équivalente de Von-Mises est alors :

$$\sigma_{eqV.M.} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = 151 \text{ MPa}$$

. . . . **[1.5]**

10) On a : $D = 30$, $d = 20$, $r = 1$, $t = 5 \quad \Longrightarrow \quad \frac{r}{t} = 0.20$ et $\frac{d}{D} = 0.66$
Les graphes donnent $K_{tf} = 2.0$; $K_{t0} = 1.60$
Les contraintes réelles maxis sont :

$$\sigma_{\text{réelle}} = K_{tf}\sigma = 244 \text{ MPa} \qquad ; \qquad \tau_{\text{réelle}} = K_{t0}\tau \approx 82 \text{ MPa}$$

La contrainte équivalente de Von-Mises est :

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2_{\text{réelle}} + 3\tau^2_{\text{réelle}}} = 282 \text{ MPa}$$

On souhaite un coefficient de sécurité $s = 2.5$, ce qui impose une limite élastique du matériau de l'arbre supérieure à 705 MPa ce qui est va nécessiter de choisir un excellent acier.

. . . . **[2]**

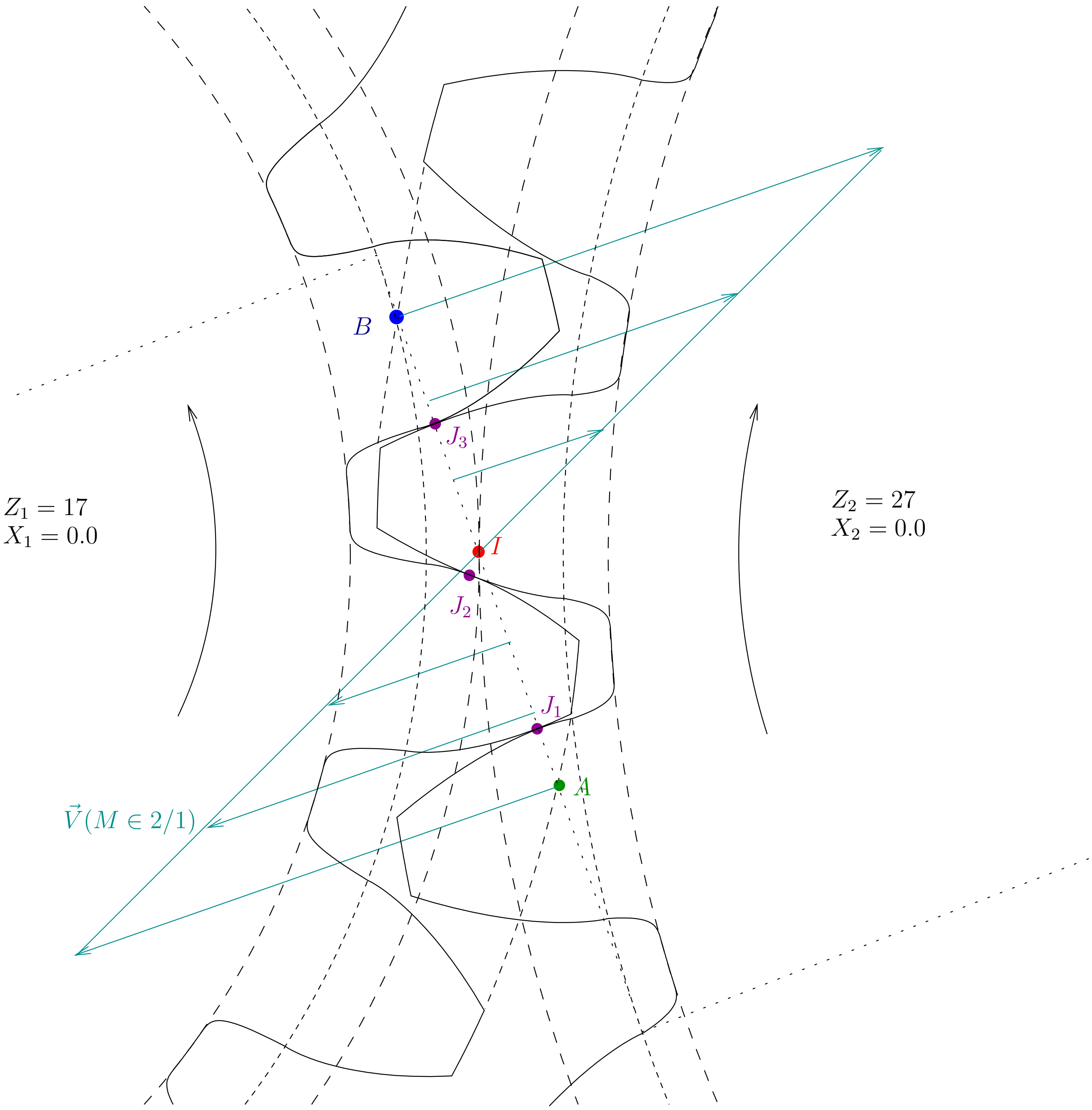

FIG. 1 – Représentation du contact au niveau d'un engrenage

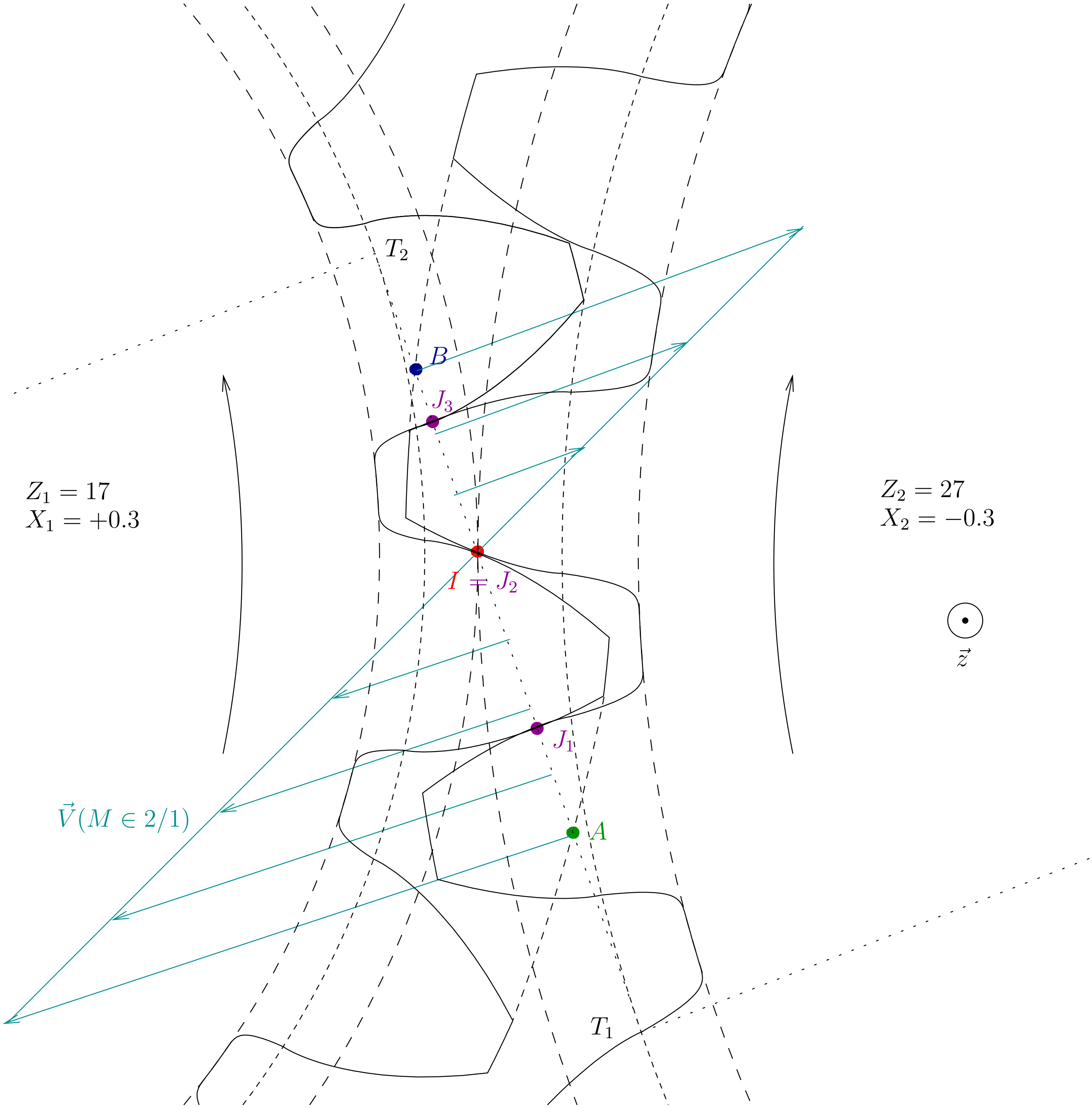

FIG. 2 – Représentation du contact au niveau d'un engrenage

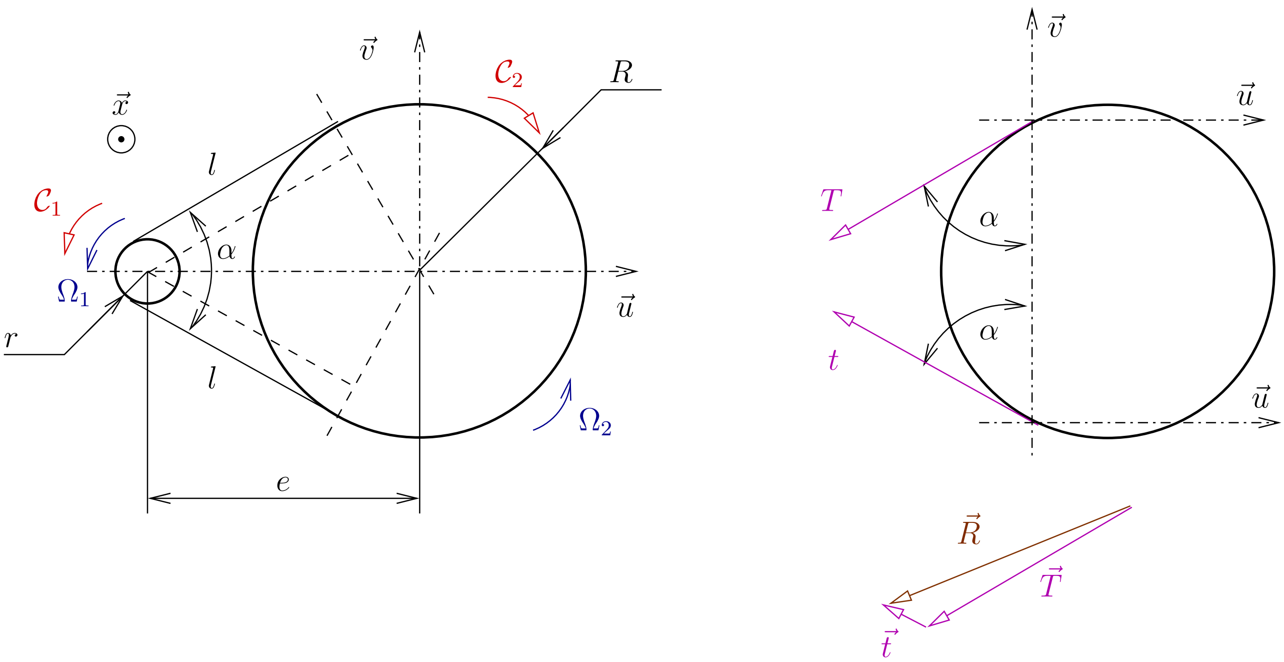

FIG. 3 – Représentation du contact au niveau d'un engrenage (module 2 mm)

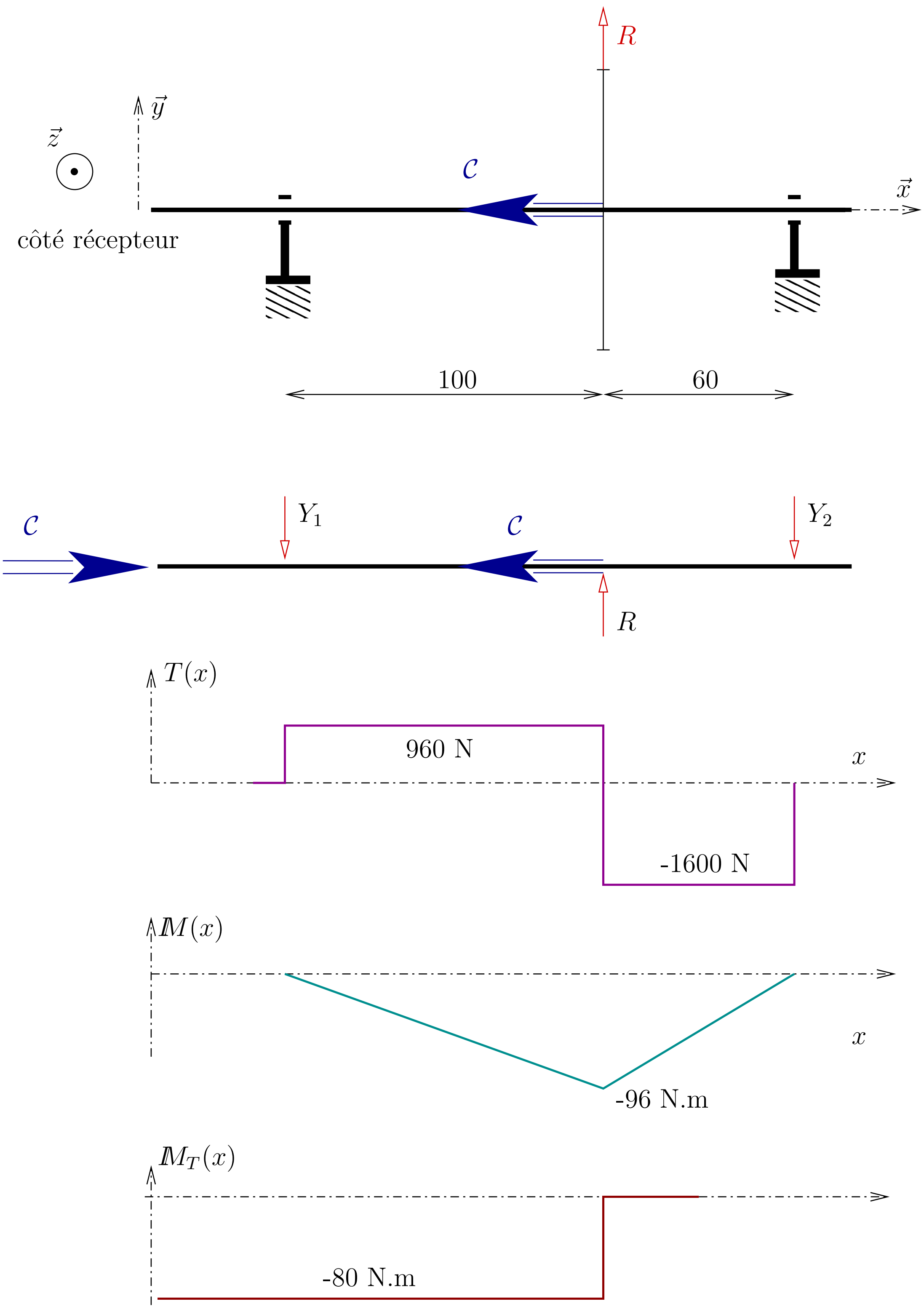

FIG. 4 – Arbre et poulie réceptrice.