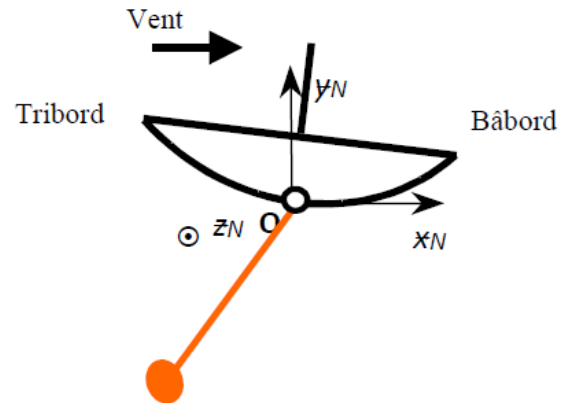


Q1. a - R_D est toujours positif (poussée d'Archimède) donc G_x suffit à caractériser le signe de $R_D G_x$.
 b - B3, C1, D6, E5 et F2. Ou encore : 1C, 2F, 3B, 5E et 6D.

Q2. a- Pour $\alpha > 0$, la quille pendulaire permet d'augmenter l'énergie nécessaire pour faire basculer le navire (rapport $\frac{S_{01}}{S_{02}}$ plus grand) et de repousser la limite de chavirage à 130° . G_x est plus grand pour $0 < \alpha < 130^\circ$, donc le bateau s'inclinera moins pour une même action extérieure (vent, houle...).

b- Pour $\alpha < 0$, le basculement devient impossible car G_x ne change pas de signe. Par contre $|G_x|$ est plus petit pour $-50^\circ < \alpha < 0$, donc le bateau s'inclinera plus pour une même action extérieure.

c- Si le vent vient de tribord alors $\vec{M}_{H,vent \rightarrow nav.} \cdot \vec{z} < 0$, il faut donc $G_x > 0$ et grand pour limiter l'inclinaison du bateau. On choisit la quille inclinée au maximum sur tribord.



Q3. D'après le texte, on a en D : $\{\mathcal{T}_{pes \rightarrow lest}\} = \left\{ \begin{array}{c} -M_{DG} \vec{y}_N \\ \vec{0} \end{array} \right\}_D$.

Par changement de point, on obtient alors en O : $\{\mathcal{T}_{pes \rightarrow lest}\} = \left\{ \begin{array}{c} -M_{DG} \vec{y}_N \\ -l_q \sin \theta_1 M_{DG} \vec{z}_N \end{array} \right\}_O$.

Q4. La résultante élémentaire s'exerçant sur un élément dy centré sur M est :

$d\vec{R}_{pes \rightarrow voile}(M) = -\rho_l g dy \vec{y}_N$. On en déduit : $d\vec{M}_{O,pes \rightarrow voile}(M) = y \vec{y}_1 \wedge -\rho_l g dy \vec{y}_N = \rho_l g y dy \sin \theta_1 \vec{z}_N$.

Q5. Le torseur d'action mécanique se déduit de l'action mécanique élémentaire décrite par la résultante et le moment en O question précédente. Ainsi : $\vec{R}_{pes \rightarrow voile} = \int_{y=-l_q}^{y=0} d\vec{R}_{pes \rightarrow M} = -\rho_l g l_q \vec{y}_N$ et

$\vec{M}_{O,pes \rightarrow voile} = \int_{y=-l_q}^{y=0} d\vec{M}_{O,pes \rightarrow voile} = -\rho_l g \frac{l_q^2}{2} \sin \theta_1 \vec{z}_N$. D'où : $\{\mathcal{T}_{pes \rightarrow voile}\} = \left\{ \begin{array}{c} -\rho_l g l_q \vec{y}_N \\ -\rho_l g \frac{l_q^2}{2} \sin \theta_1 \vec{z}_N \end{array} \right\}_O$.

Q6. En O , la pesanteur exerce son action sur la quille et sur le lest. Ainsi :

$$\{\mathcal{T}_{pes \rightarrow quille}\} = \{\mathcal{T}_{pes \rightarrow voile}\} + \{\mathcal{T}_{pes \rightarrow lest}\} = \left\{ \begin{array}{c} -(\rho_l g l_q + M_{DG}) \vec{y}_N \\ -\sin \theta_1 (\rho_l g \frac{l_q^2}{2} + l_q M_{DG}) \vec{z}_N \end{array} \right\}_O$$

Q7. Le torseur $\{\mathcal{T}_{pes \rightarrow quille}\}$ peut se mettre sous la forme d'un glisseur au centre de poussée P si $\vec{M}_{P,pes \rightarrow quille} = \vec{0}$. Or :

$$\begin{aligned} \vec{M}_{P,pes \rightarrow quille} &= \vec{M}_{O,pes \rightarrow quille} + \vec{P}O \wedge \vec{R}_{pes \rightarrow quille} = -\sin \theta_1 (\rho_l g \frac{l_q^2}{2} + l_q M_{DG}) \vec{z}_N - y_p \vec{y}_1 \wedge -(\rho_l g l_q + M_{DG}) \vec{y}_N \\ &= -\sin \theta_1 (\rho_l g \frac{l_q^2}{2} + l_q M_{DG}) \vec{z}_N - y_p \sin \theta_1 (\rho_l g l_q + M_{DG}) \vec{z}_N \end{aligned}$$

Ainsi, P est centre de poussée si : $\rho_l g \frac{l_q^2}{2} + l_q M_{DG} = -y_p (\rho_l g l_q + M_{DG}) \Leftrightarrow$

$$y_p = -\frac{\rho_l \frac{l_q^2}{2} + l_q M_{DG}}{\rho_l l_q + M_{DG}}$$

Q8. Pour les sphériques (ou rotules), on se place au centre. Pour les pivots et pivots glissants, sur les axes :

$$\begin{aligned} \{\mathcal{T}_{N \rightarrow 4}\} &= \begin{Bmatrix} X_{N4} & 0 \\ Y_{N4} & 0 \\ Z_{N4} & 0 \end{Bmatrix}_{C, \mathcal{B}_2} & \{\mathcal{T}_{4 \rightarrow 2}\} &= \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ Y_{42} & M_{42} \\ Z_{42} & N_{42} \end{Bmatrix}_{C, \mathcal{B}_2} & \{\mathcal{T}_{2 \rightarrow 1}\} &= \begin{Bmatrix} X_{21} & 0 \\ Y_{21} & 0 \\ Z_{21} & 0 \end{Bmatrix}_{A_2, \mathcal{B}_2} \\ \{\mathcal{T}_{N \rightarrow 1}\} &= \begin{Bmatrix} X_{N1} & L_{N1} \\ Y_{N1} & M_{N1} \\ Z_{N1} & 0 \end{Bmatrix}_{O, \mathcal{B}_N} \\ \{\mathcal{T}_{N \rightarrow 5}\} &= \begin{Bmatrix} X_{N5} & 0 \\ Y_{N5} & 0 \\ Z_{N5} & 0 \end{Bmatrix}_{B, \mathcal{B}_3} & \{\mathcal{T}_{5 \rightarrow 3}\} &= \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ Y_{53} & M_{53} \\ Z_{53} & N_{53} \end{Bmatrix}_{B, \mathcal{B}_3} & \{\mathcal{T}_{3 \rightarrow 1}\} &= \begin{Bmatrix} X_{31} & 0 \\ Y_{31} & 0 \\ Z_{31} & 0 \end{Bmatrix}_{A_3, \mathcal{B}_3} \end{aligned}$$

Si hypo Pb plan pas de composante de résultante sur \vec{z}_i et de moment sur \vec{x}_i et \vec{y}_i .

Q9. $\{2+4\}$ et $\{3+5\}$ sont chacun soumis à deux actions mécaniques modélisables par des glisseurs (les actions des fluides deviennent intérieures!).

On isole le vérin 4-2, en équilibre sous les actions de N sur 4 et à de 1 sur 2 dans le référentiel lié à N, supposé galiléen. Le PFS s'applique et on écrit en A_2 :

$$\begin{cases} X_{N4} + X_{12} = 0 \\ Y_{N4} + Y_{12} = 0 \\ Z_{N4} + Z_{12} = 0 \\ 0 = 0 \\ x_{24}Z_{N4} = 0 \\ -x_{24}Y_{N4} = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} X_{N4} = -X_{12} \\ Y_{N4} = Y_{12} = 0 \\ Z_{N4} = Z_{12} = 0 \end{cases}$$

Ainsi, l'action de 1 sur 2 peut être représentée par un glisseur en A_2 de résultante $X_{12}\vec{x}_2$:

$$\{\mathcal{T}_{1 \rightarrow 2}\} = \begin{Bmatrix} X_{12}\vec{x}_2 \\ \vec{0} \end{Bmatrix}_{A_2}. \text{ Par le principe des actions réciproques, on a alors : } \{\mathcal{T}_{2 \rightarrow 1}\} = -\{\mathcal{T}_{1 \rightarrow 2}\}.$$

On pose $F_{21} = -X_{12}$ et alors : $\{\mathcal{T}_{2 \rightarrow 1}\} = \begin{Bmatrix} F_{21}\vec{x}_2 \\ \vec{0} \end{Bmatrix}_{A_2}$.

Q10. En isolant 2 et en appliquant le TRS sur le direction \vec{x}_2 , on obtient directement $F_{21} = F_h$. Alors,

$$\{\mathcal{T}_{2 \rightarrow 1}\} = \begin{Bmatrix} F_h\vec{x}_2 \\ \vec{0} \end{Bmatrix}_{A_2}.$$

Q11. Par un raisonnement similaire, on trouve directement $\{\mathcal{T}_{3 \rightarrow 1}\} = \begin{Bmatrix} -F_h\vec{x}_3 \\ \vec{0} \end{Bmatrix}_{A_3}$.

Q12. On isole l'ensemble de la quille 1 et on applique le TMS en O selon \vec{z}_N . Il vient :

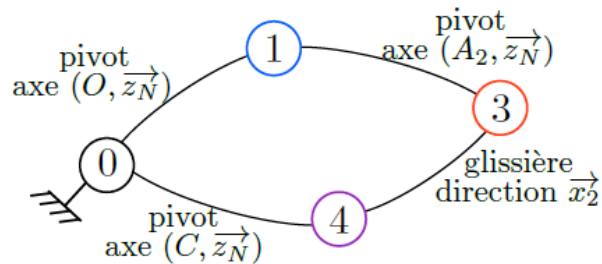
$$\begin{aligned} 0 + \left[O\vec{A}_2 \wedge F_h\vec{x}_2 + O\vec{A}_3 \wedge (-F_h\vec{x}_3) + O\vec{P} \wedge (-M_{qg}\vec{y}_N) \right] \cdot \vec{z}_N &= 0 \\ \Rightarrow -F_h[r \cos(\theta_2 - \theta_1)] + F_h[r \cos(\theta_3 - \theta_1)] + y_p M_{qg} \sin \theta_1 &= 0 \\ \Rightarrow \boxed{F_h = \frac{y_p}{r [\cos(\theta_2 - \theta_1) - \cos(\theta_3 - \theta_1)]} \sin \theta_1 M_{qg}} \end{aligned}$$

Q13. $S = \pi \frac{D^2}{4}$ et $F_h = p_h S$ d'où : $\boxed{p_h = \frac{4}{\pi D^2} \frac{y_p M_{qg} \sin \theta_1}{r [\cos(\theta_2 - \theta_1) - \cos(\theta_3 - \theta_1)]}}$.

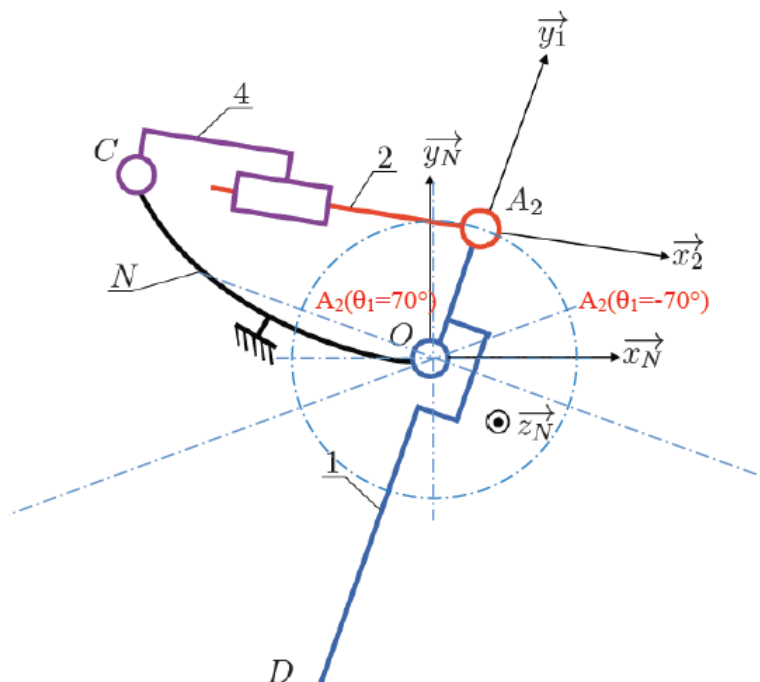
Q14. A.N. : $p_h \simeq 4,7 \cdot 10^6 \text{ Pa} \simeq 4,7 \text{ MPa} < p_{h \text{ max}}$. Le diamètre du vérin est validé ; la pression hydraulique est suffisante pour l'application.

Q15. Les liaisons sphériques ont été remplacées par des liaisons pivots et les pivots glissants par des liaisons glissières ce qui correspond à l'hypothèse de modélisation plane. Elle est justifiée dans le sens où tous les mouvements utiles du mécanisme ont lieu dans des plans parallèles au plan $(O, \vec{x}_N, \vec{y}_N)$.

Q16. On obtient une chaîne simple fermée.



Q17. [Approche graphique] On trace le cercle de centre O et de rayon OA ainsi que les deux droites passant par O orientées à $\pm 70^\circ$ de (O, \vec{y}_N) .



On mesure la course nécessaire c_n en faisant la différence entre les deux positions extrêmes du point A_2 par rapport à C : $c_n = CA_2(\theta_1 = -70^\circ) - CA_2(\theta_1 = 70^\circ)$ soit $c_n = 1,9 \text{ m}$ (compte tenu de l'échelle). C'est inférieur à 2 m : le vérin retenu peut atteindre les positions extrêmes de la quille.

[Approche analytique] On réalise une fermeture géométrique sur la chaîne de solides considérée : $\vec{OA}_2 + \vec{A}_2\vec{C} + \vec{C}\vec{O} = \vec{0}$. Soit $r\vec{y}_1 - x_{24}\vec{x}_2 + a\vec{x}_N - b\vec{y}_N = \vec{0}$. En projection dans la base \mathcal{B}_N , on obtient :

$$\begin{cases} -r \sin(\theta_1) - x_{24} \cos(\theta_2) + a = 0 \\ r \cos(\theta_1) - x_{24} \sin(\theta_2) - b = 0 \end{cases}$$

On élimine θ_2 pour obtenir : $x_{24} = \sqrt{(a - r \sin(\theta_1))^2 + (r \cos(\theta_1) - b)^2}$. La course du vérin s'écrit ainsi : $c_n = \sqrt{(a - r \sin(-70^\circ))^2 + (r \cos(-70^\circ) - b)^2} - \sqrt{(a - r \sin(70^\circ))^2 + (r \cos(70^\circ) - b)^2}$. A.N. :

$c_n \simeq 1,8 \text{ m}$. C'est inférieur à 2 m : le vérin retenu peut atteindre les positions extrêmes de la quille.

Q18. On limite la vitesse de rotation de la quille pour ne pas avoir à fournir un effort trop important pour la manœuvre. Cela est nécessaire compte tenu de la puissance embarquée limitée. Si la quille tourne à vitesse importante, les effets dynamiques des masses en rotation ne sont pas négligeables, ni les actions hydrodynamiques : l'eau fournit une résistance qui augmente avec la vitesse.

Q19. [Méthode 1] On remarque que la vitesse de rotation maximale de la quille est obtenue lorsque l'angle $\widehat{CA_2O}$ est droit. La vitesse de translation du vérin vaut alors : $\max(\vec{V}_{A_2 \in 2/4} \cdot \vec{x}_2) = r\dot{\theta}_1 \max$.

A.N. : $\max(\vec{V}_{A_2 \in 2/4} \cdot \vec{x}_2) \simeq 0,15 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.

[Méthode 2] On utilise la composition du mouvement et le changement de point :

$$\begin{aligned}\vec{V}_{A_2 \in 2/4} \cdot \vec{x}_2 &= (\vec{V}_{A_2 \in 2/1} + \vec{V}_{A_2 \in 1/N} + \vec{V}_{A_2 \in N/4}) \cdot \vec{x}_2 \\ &= (\vec{0} + \vec{V}_{O \in 1/N} + \overrightarrow{A_2O} \wedge \vec{\Omega}_{1/N} + \vec{V}_{C \in N/4} + \overrightarrow{A_2C} \wedge \vec{\Omega}_{N/4}) \cdot \vec{x}_2 \\ &= (-r\dot{\theta}_1 \hat{y}_1 \wedge \hat{\theta}_1 \hat{z}_1 - x_{24}\dot{\theta}_2 \hat{x}_2 \wedge (-\dot{\theta}_2 \hat{z}_1)) \cdot \vec{x}_2 \\ &= -r\dot{\theta}_1 \hat{x}_1 \cdot \vec{x}_2 = -r\dot{\theta}_1 \cos(\theta_2 - \theta_1)\end{aligned}$$

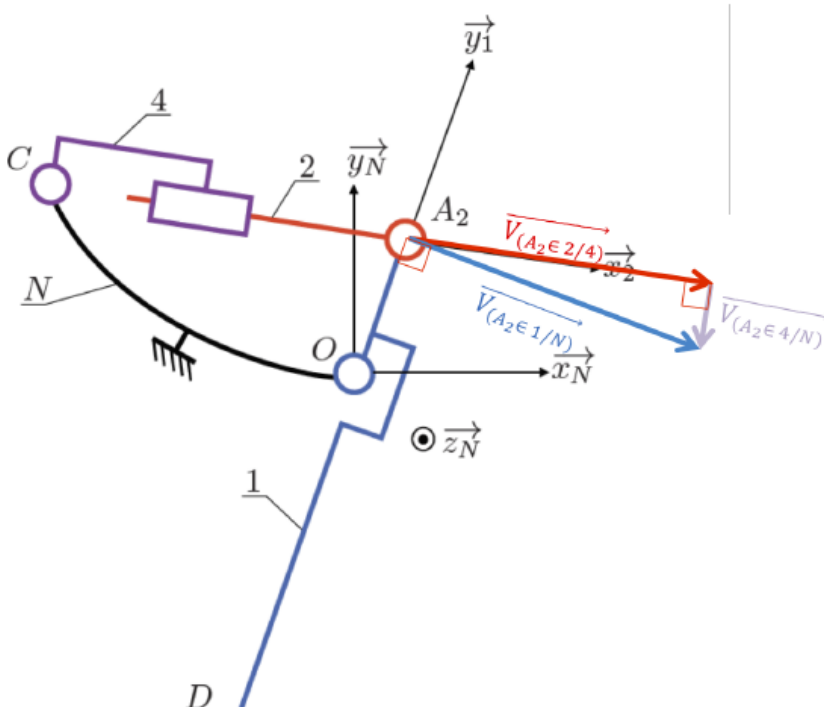
Cette vitesse est maximale lorsque $\theta_2 - \theta_1 = \pi$ et $\dot{\theta}_1 = \dot{\theta}_1 \max$. Elle s'écrit alors :

$$\max(\vec{V}_{A_2 \in 2/4} \cdot \vec{x}_2) = r\dot{\theta}_1 \max. \text{ A.N. : } \max(\vec{V}_{A_2 \in 2/4} \cdot \vec{x}_2) \simeq 0,15 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}.$$

[Méthode 3] On interprète graphiquement la composition de vitesses (voir figure suivante) :

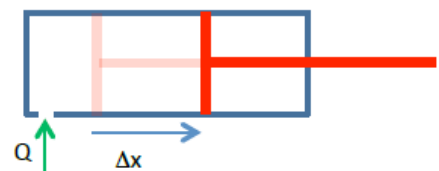
$$\vec{V}_{A_2 \in 2/4} = \underbrace{\vec{V}_{A_2 \in 2/1}}_{\vec{0}} + \underbrace{\vec{V}_{A_2 \in 1/N}}_{\perp \overrightarrow{OA_2}} + \underbrace{\vec{V}_{A_2 \in N/4}}_{\perp \overrightarrow{CA_2}}$$

Alors, $\vec{V}_{A_2 \in 2/4}$ est maximale si $\vec{V}_{A_2 \in N/4} = \vec{0}$ c'ad si $\widehat{CA_2O} = \frac{\pi}{2}$. Alors $\|\vec{V}_{A_2 \in 2/4}\| = \|\vec{V}_{A_2 \in 1/N}\| = r|\dot{\theta}_1|$ et donc $\max(\vec{V}_{A_2 \in 2/4} \cdot \vec{x}_2) = r\dot{\theta}_1 \max$. A.N. : $\max(\vec{V}_{A_2 \in 2/4} \cdot \vec{x}_2) \simeq 0,15 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.



Q20. Pendant un laps de temps Δt , le piston du vérin s'est déplacé d'une distance Δx grâce à la quantité d'huile (supposée incompressible) injectée. Le volume d'huile injecté vaut $S\Delta x$ avec S la surface du piston. D'où : $Q\Delta t = S\Delta x$. En considérant des variations infinitésimales, on obtient : $Q(t) = S \cdot \frac{dx}{dt} = S \cdot V$ avec, ici, $V = |\vec{V}_{A_2 \in 2/4} \cdot \vec{x}_2|$. Le débit maximal vaut alors :

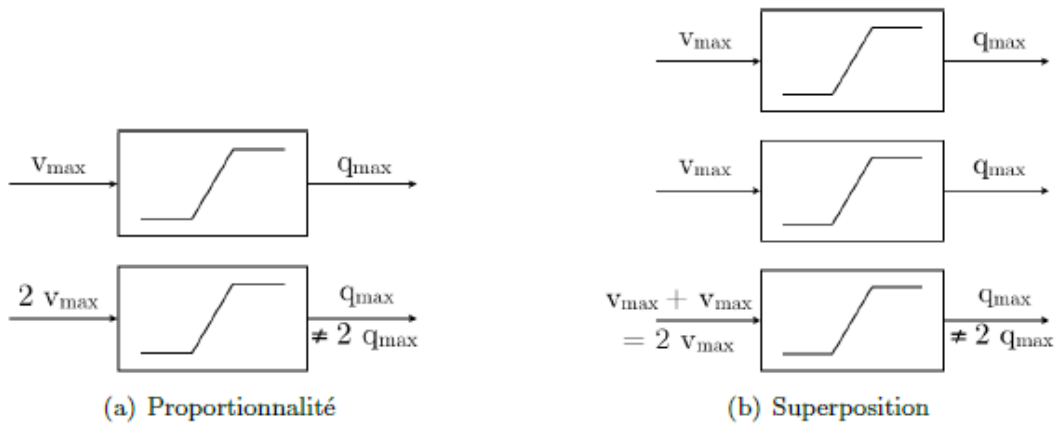
$$q_{max} \simeq 4 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \simeq 240 \text{ L}\cdot\text{min}^{-1}$$



Q21. D'après la figure, le comportement du bloc saturation doit être traduit par la fonction suivante.

```
def saturation(v):
    """Renvoie la valeur du débit q en sortie de servovalve saturée à partir d'une
    valeur de tension de commande v """
    if v <= - v_max :
        q = - q_max
    elif v >= v_max :
        q = q_max
    else :
        q = q_max / v_max * v
    return(q)
```

Q22. Ce système est non linéaire car il ne respecte pas le principe de proportionnalité (ni celui de superposition).



Q23. On écrit directement en O_2 : $\{\mathcal{T}_{N \rightarrow 1}\}_{\text{sphérique}} = \begin{Bmatrix} X_{N1}^{O_2} \vec{x}_N + Y_{N1}^{O_2} \vec{y}_N + Z_{N1}^{O_2} \vec{z}_N \\ \vec{0} \end{Bmatrix}_{O_2}$ et on réduit

l'autre torseur : $\{\mathcal{T}_{N \rightarrow 1}\}_{\text{sphère-cylindre}} = \begin{Bmatrix} X_{N1}^{O_1} \vec{x}_N + Y_{N1}^{O_1} \vec{y}_N \\ \vec{0} \end{Bmatrix}_{O_1} = \begin{Bmatrix} X_{N1}^{O_1} \vec{x}_N + Y_{N1}^{O_1} \vec{y}_N \\ 2eY_{N1}^{O_1} \vec{x}_N - 2eX_{N1}^{O_1} \vec{y}_N \end{Bmatrix}_{O_2}$.

Q24. Les liaisons étant en parallèle, les actions mécaniques transmises par les liaisons se somment.

Ainsi : $\{\mathcal{T}_{N \rightarrow 1}\}_{\text{sphère-cylindre}} + \{\mathcal{T}_{N \rightarrow 1}\}_{\text{sphérique}} = \{\mathcal{T}_{N \rightarrow 1}\}_{\text{pivot}}$.

Q25. La relation précédente s'écrit alors en O_2 :

$$\begin{Bmatrix} -2F_h \vec{x}_N + M_q \vec{y}_N \\ eM_q g \vec{x}_N + 2(d+e)F_h \vec{y}_N \end{Bmatrix}_{O_2} = \begin{Bmatrix} X_{N1}^{O_1} \vec{x}_N + Y_{N1}^{O_1} \vec{y}_N \\ 2eY_{N1}^{O_1} \vec{x}_N - 2eX_{N1}^{O_1} \vec{y}_N \end{Bmatrix}_{O_2} + \begin{Bmatrix} X_{N1}^{O_2} \vec{x}_N + Y_{N1}^{O_2} \vec{y}_N + Z_{N1}^{O_2} \vec{z}_N \\ \vec{0} \end{Bmatrix}_{O_2}$$

En identifiant les moments, on obtient : $Y_{N1}^{O_1} = \frac{1}{2}M_q g$ et $X_{N1}^{O_1} = -\frac{e+d}{e}F_h$. D'où le torseur en O_1 :

$$\{\mathcal{T}_{N \rightarrow 1}\}_{\text{sphère-cylindre}} = \begin{Bmatrix} -\frac{e+d}{e}F_h \vec{x}_N + \frac{M_q g}{2} \vec{y}_N \\ \vec{0} \end{Bmatrix}_{O_1}$$

Q26.

— Si \vec{F} est colinéaire à \vec{x}_N , on a : $|F_x| = \|\vec{F}\| = \frac{e+d}{e} F_h \simeq 245 \text{ kN}$.

— Si \vec{F} est colinéaire à \vec{y}_N , on a : $|F_y| = \|\vec{F}\| = \frac{M_q g}{2} \simeq 20 \text{ kN}$.

— Si \vec{F} est de direction quelconque, on a : $\|\vec{F}\| = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = \sqrt{\left(\frac{e+d}{e} F_h\right)^2 + \frac{(M_q g)^2}{4}} \simeq 246 \text{ kN}$.

Q27. Avec la répartition de pression choisie et la représentation de la figure 14, on trouve :

$$\vec{F} = - \int p_{12} dS \vec{n}_{12} = -p_{12} \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \int_0^{L_c} dz \frac{d_c}{2} d\alpha (\cos\alpha \vec{x}_N + \sin\alpha \vec{y}_N) = -2p_{12} \frac{d_c}{2} L_c \vec{x}_N$$

d'où $\vec{F} = -p_{12} d_c L_c \vec{x}_N$. On note que $d_c L_c$ est la surface projetée! C'est logique : au niveau local, on sent bien que les composantes sur \vec{y}_N des efforts élémentaires se compensent 2 à 2.

Q28. La pression exercée sur le coussinet dans la configuration de la figure 14 est :

$$p_{12} = \frac{|F_x|}{d_c L_c} \simeq 61,5 \text{ N/mm}^2 < 80 \text{ N/mm}^2. \text{ Dans le cas général, on a : } p_{12} = \frac{\|\vec{F}\|}{d_c L_c} \simeq 61,7 \text{ N/mm}^2,$$

toujours inférieure à p_{adm} . Le coussinet est donc valide.

Q29. (a) donne : $\frac{Q(p)}{S_p} \cdot X(p) = \frac{V}{2BS} \Sigma(p)$ (b) donne : $(Mp^2 + \lambda p + k)X(p) = S \cdot \Sigma(p) - F_R(p)$

$$A_1(p) = \frac{1}{Sp} \quad A_2(p) = \frac{2BS}{V} \quad A_4(p) = \frac{1}{Mp^2 + \lambda p + k} \quad A_3(p) = S$$

Q30. Schéma blocs figure 8 : $X = A_4(A_3 A_2(A_1 Q - X) - F_R)$ d'où $X(1 + A_4 A_3 A_2) = A_4 A_3 A_2 A_1 Q - A_4 F_R$

D'où : $H_1(p) = A_1(p) \cdot A_2(p) \cdot A_3(p) = \frac{2BS}{Vp}$

$$H_2(p) = \frac{A_4(p)}{1 + A_2(p) \cdot A_3(p) \cdot A_4(p)} = \frac{1}{Mp^2 + \lambda p + k + \frac{2BS^2}{V}} = \frac{V}{kV + 2BS^2 + \lambda Vp + MVp^2}$$

Q31. $\frac{X(p)}{Q(p)} = H_1 \cdot H_2 = \frac{2BS}{p(kV + 2BS^2 + \lambda Vp + MVp^2)}$

Q32. $K_{SV} = \frac{q_{\max}}{v_{\max}} = \frac{20 \cdot 10^{-3}}{10} = 2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{V}^{-1}$

Q33. La réponse comporte des dépassements $\rightarrow C_{12}$ n'est pas respectée.

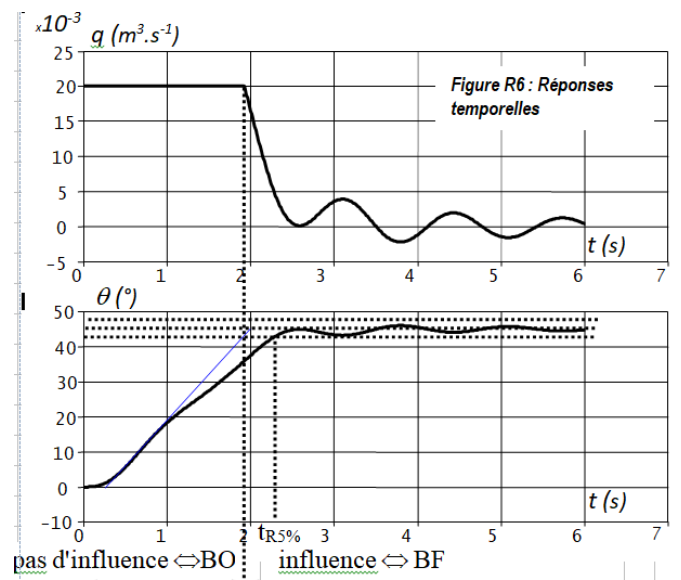
La vitesse maximale (pente max) est $\frac{20}{0,7} \approx 29^\circ/\text{s} > 8^\circ/\text{s} \rightarrow$

C_{22} n'est pas respectée.

Q34. a- $v(0^+) = \theta_0 \cdot K_c' - 0 = 5 \times 1,1 = 5,5V$ (sortie nulle à $t = 0^+$)

b- $v(0^+) < 10V$ donc le fonctionnement est sans saturation.

c- Sans saturation on valide l'hypothèse de système linéaire.



Q35. a- $\omega_0 = 5 \text{ rad.s}^{-1}$.

pour $\omega < 5$: $H_{BO} \approx \frac{2.2}{p} \Rightarrow$ pente de -20 dB/dec qui passe par $20 \log\left(\frac{K_{BO}}{\omega_0}\right) = 20 \log\left(\frac{2.2}{5}\right) = -7 \text{ dB}$ lorsque $\omega = \omega_0$

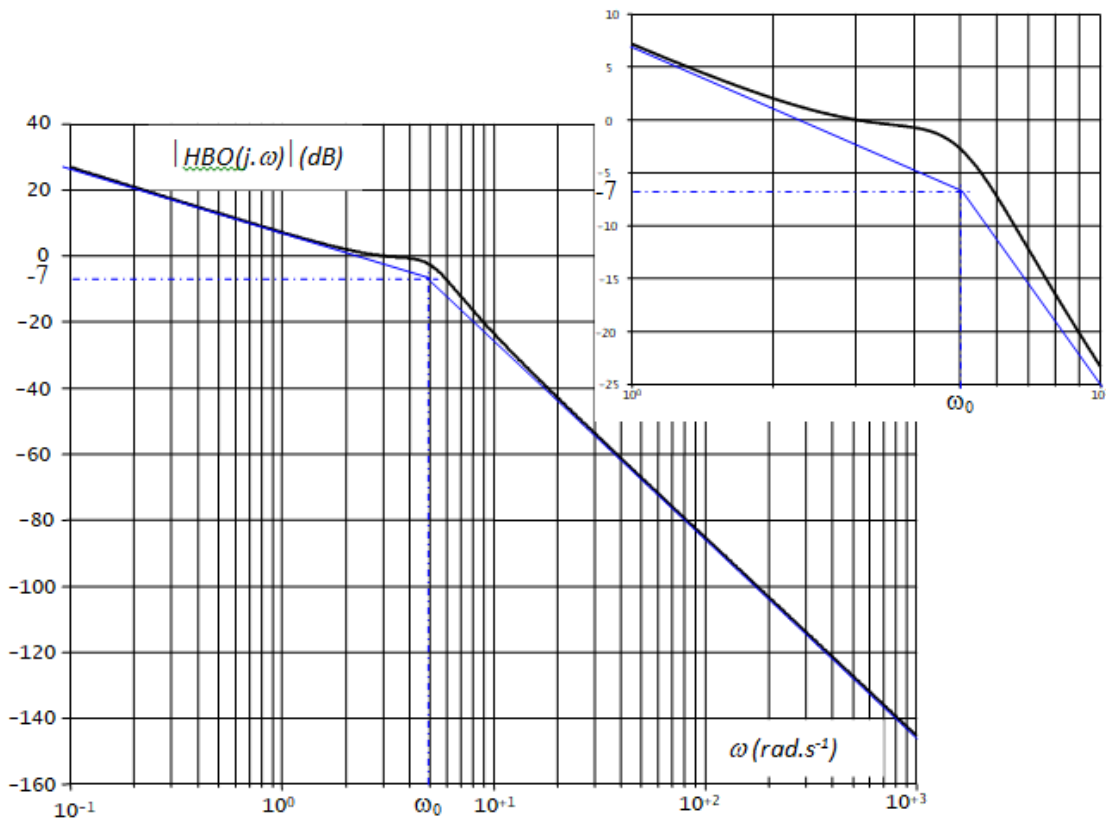
pour $\omega > 5$: $H_{BO} \approx \frac{2.2}{0.04p^3} \Rightarrow$ pente de -60 dB/dec

b- $\frac{2\xi}{\omega_0} = 0,12 \Rightarrow \xi = \frac{0,12}{2} \omega_0 = 0,3 \quad \omega_r = \omega_0 \cdot \sqrt{1 - 2\xi^2} = 4,5 \text{ rad.s}^{-1}$

c- $\Delta K = 20 \log\left(\frac{1}{2\xi\sqrt{1-\xi^2}}\right) = 4,84 \text{ dB}$ c'est le facteur de « surtension » du second ordre (calcul du gain à la pulsation de résonance)

d- Le déphasage est de -180° à la pulsation propre ω_0 (-90° amené par l'intégrateur de H_{BO} et -90° amené par le second ordre de H_{BO} (milieu du saut de phase)). Le gain vaut $-7 + 4.84 = -2.16$. La marge de gain vaut 2.16 dB.

Le Gain de 0.44 abaisse le tracé de bode en gain et augmente ainsi la marge de gain. On sera moins oscillant.



Q36. b- $|C(j\omega^*)|_{dB} = 20 \log K_{COR} - 10 \log(1+b) + 10 \log\left(1 + \frac{1}{b}\right) = -10 \log b$

Q37. a- $10 \log(b) = \Delta K$ soit $b = 10^{\frac{\Delta K}{10}}$ A.N. $b = 3,05$ Il faut $\omega^* = \omega_r = \frac{1}{T\sqrt{b}} \Rightarrow T = \frac{1}{\omega_r \sqrt{b}} = 0,127 \text{ s}$

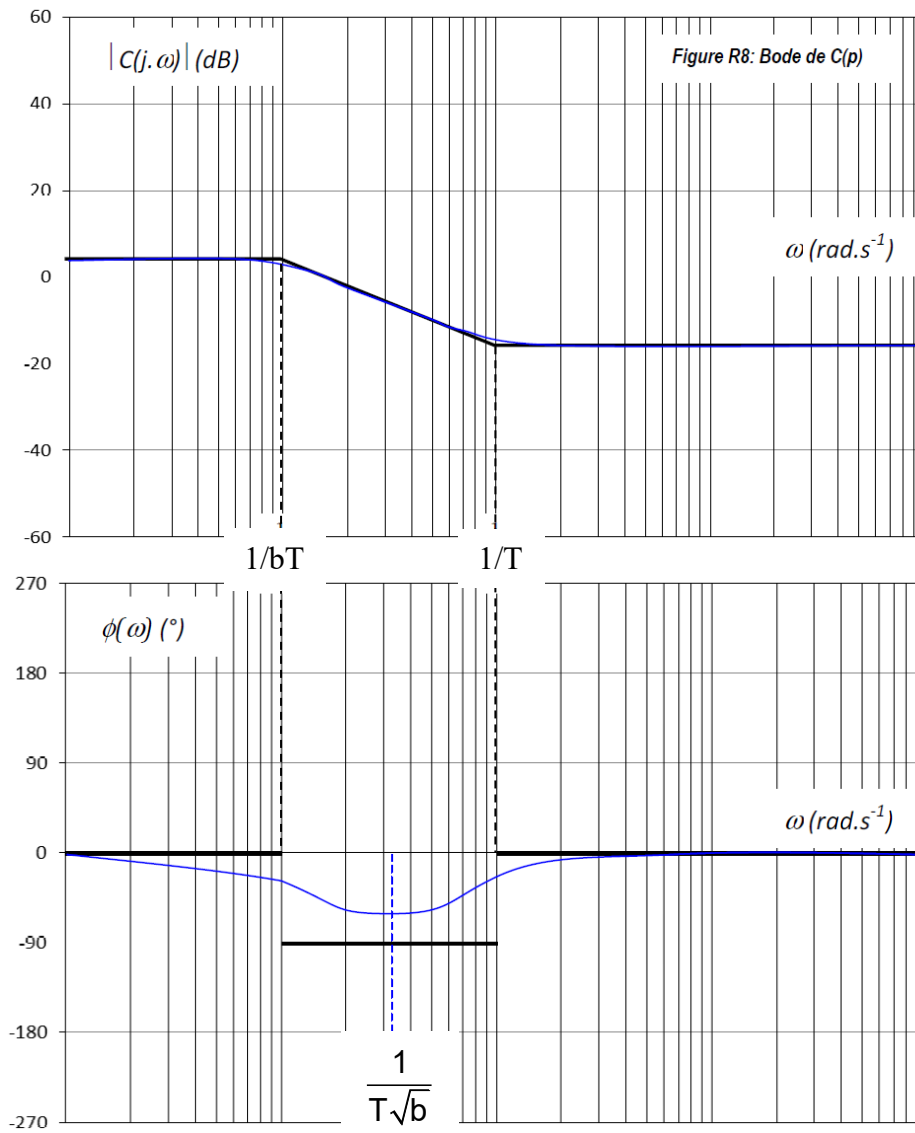
b- $\varphi(\omega^*) = \text{Arcsin} \frac{1-b}{1+b} = -30,4^\circ$

Q38. a- $\omega_{\max} = \frac{3-1}{0.4} = 5^\circ/\text{s}$ b- $t_{R5\%} = 2,3 \text{ s} < 4 \text{ s}$ et $\omega_{\max} = 4,8^\circ/\text{s} < 8^\circ/\text{s}$.

Les critères C_{21} et C_{22} sont donc respectés (mais le temps nécessaire pour passer de 0 à 45° sera $>$ à 9,3s.

c- La FTBO est de classe 1. L'écart statique en position est donc nul. C3 forcément respecté.

Q36. a-



Q38. Tracés

