

Travail demandé

PARTIE A : La vitesse de rotation du rotor est-elle conforme aux données du bureau d'études ?

- Question A.1
- Risque structure : force centrifuge élevée et rupture de la structure
 - Acoustique : nuisances sonores
 - Autres propositions cohérentes (vibrations importantes, fissures ...)
- Question A.2
- Sur DTS1 le constructeur indique une vitesse nominale de vent de 11 m.s⁻¹. Sur le graphique, à cette vitesse, la puissance générée est bien maximale (Voir DRS1).
- $$\omega_{\max i} = \pi \times N / 30 \text{ donc } \pi \times 13,2 / 30 \approx 1,38 \text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$$
- Question A.3
- Mouvement de rotation de centre O. T_M∈pale/nacelle : cercle de centre O et de rayon OM avec OM=R=∅_{rotor}/2 soit 116.8/2=58,4m (Voir DRS2).
- Question A.4
- $V_t = R \times \omega_{\max i}$ donc $58,4 \times 1,38 \approx 80,6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.
Soit un vecteur de 4cm vers la droite, perpendiculaire au rayon OM (voir DRS2).
 $V_t = 80,6 \times 3,6 \approx 290 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Question A.5
- $$\lambda = \frac{80,6}{20} \approx 4$$
- Question A.6
- $V_t \approx 290 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1} < 300 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
 $\lambda \approx 4 > 3$ (éolienne de type rapide)
La vitesse de rotation est donc conforme aux précisions du bureau d'études.

PARTIE B : Les composants hydrauliques du dispositif de calage sont-ils correctement dimensionnés ?

Comment garantir une plage de réglage de 90° ?

- Question B.1
- Vitesse de démarrage : 3 m.s⁻¹ vent faible donc $\beta = 0^\circ$
 - Vitesse de coupure : 20 m.s⁻¹ vent fort donc $\beta = 90^\circ$ (ou $\beta \geq 90^\circ$)
- Question B.2
- Voir DRS3

- Question B.3 | Voir DRS4, trajectoire du point B = arcs de cercle, la construction peut se faire sans compas, $CD=CD'$. Distance DB constante, on reporte la longueur DB à partir de D' les points A, B et D restent toujours alignés, on obtient donc B'
- Mis à part la précision de la construction, aucune autre position de D' et B' ne sera acceptée.
- Question B.4 | Mesure de BD-B'D' :
 $7,2 - 2,6 = 4,6\text{cm}$ + mise à l'échelle $4,6 \times 20 = 92\text{ cm}$
ou toute autre proposition cohérente...
- Question B.5 | La case de la ligne 06 de la référence du vérin donne la course en mm soit 950mm, il faut une course mini de 920mm pour garantir une plage de réglage de 90° mini, $950 > 920$, le vérin choisi permet donc de garantir la plage de réglage.

L'effort du vérin est-il suffisant pour régler la position de la pale ?

- Question B.6 | Voir DRS5
- Question B.7 | La case de la ligne 04 de la référence du vérin donne le $\varnothing_{\text{piston}}=100\text{mm}$
La case de la ligne 05 de la référence du vérin donne le $\varnothing_{\text{tige}}=70\text{mm}$
 $S = \pi \times R^2$ ou $\pi \times D^2/4$
 $S_1 = \pi \times 50^2 \approx 7854\text{ mm}^2$
 $S_2 = (\pi \times 50^2) - (\pi \times 35^2) \approx 4005\text{ mm}^2$
- Question B.8 | $F = p \times S$ avec p en MPa et S en mm^2 , 250 bars = 25 MPa
 $F_2 = 25 \times 4005 = 100125\text{ N}$
 $100125\text{ N} > 80\text{ kN}$
Il n'est pas nécessaire de calculer F_1 , il sera forcément plus grand que F_2 car $S_1 > S_2$ et la pression p reste la même.
- Question B.9 | Le vérin choisi correspond bien à la course nécessaire de 920mm < 950 mm. L'effort demandé est d'environ 100kN ce qui est bien inférieure à la valeur max donnée par le constructeur.

PARTIE C : La liaison moyeu/pale résiste-t-elle à l'effort axial ?

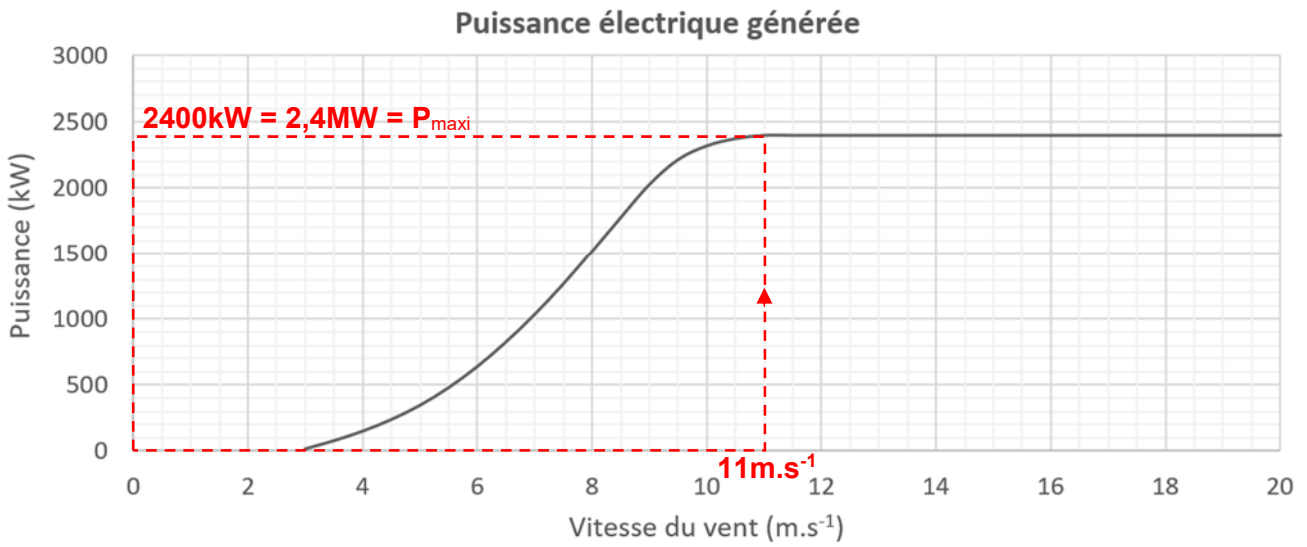
- Question C.1 | $m_{\text{pale}} = 8,3T$ soit 8300kg
 $P = m_{\text{pale}} \times g$, $P = 8300 \times 9,81 = 81423\text{ N}$
Voir DRS6.

Question C.2 | $F_{\text{cent}} = 8300 \times 15,4 \times 1,38^2 \approx 243420 \text{ N}$ ($\pi \cdot N/30 = 1,38$)
Voir DRS6.

Question C.3 | En position 1 (pale basse), l'effort axial $\vec{E}_{\text{moyeu/pale}}$ sera le plus important
DRS6 car le poids et la force centrifuge s'ajoutent :
$$\vec{E}_{\text{moyeu/pale}} = - (\vec{P}_{\text{pale}} + \vec{F}_{\text{cent}})$$
$$\vec{E}_{\text{moyeu/pale}} = - (81423 + 243420) \cdot \vec{x}$$
$$\vec{E}_{\text{moyeu/pale}} = - (324843) \cdot \vec{x}$$

Question C.4 | $324,843 \text{ kN} < 1000 \text{ kN}$, la liaison résiste donc à l'effort axial.
 $s = 1000 / 324,843$
Le coefficient de sécurité pris en compte par le bureau d'études est donc
 $s \approx 3$

DRS1 : courbe de puissance générée



DRS2 : étude du mouvement du rotor

Echelle des vitesses :

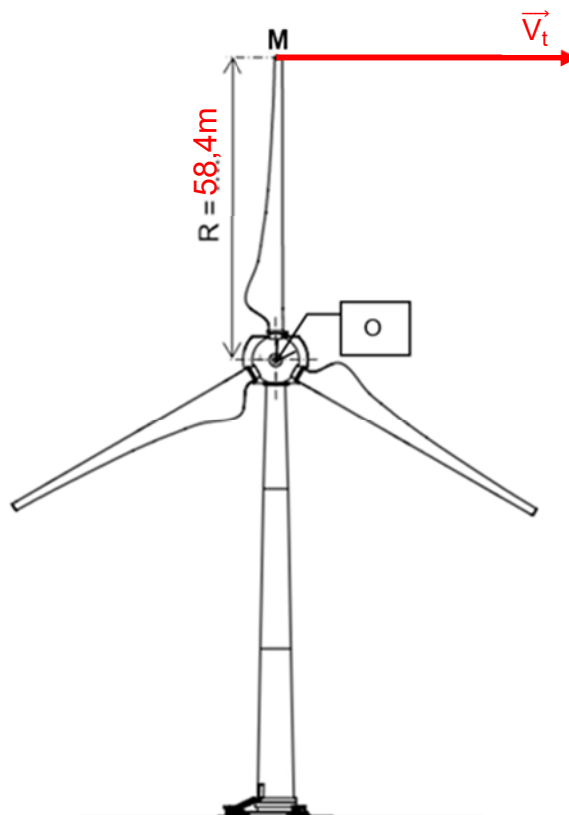
1 cm \rightarrow 20 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$

Sens de rotation du rotor :

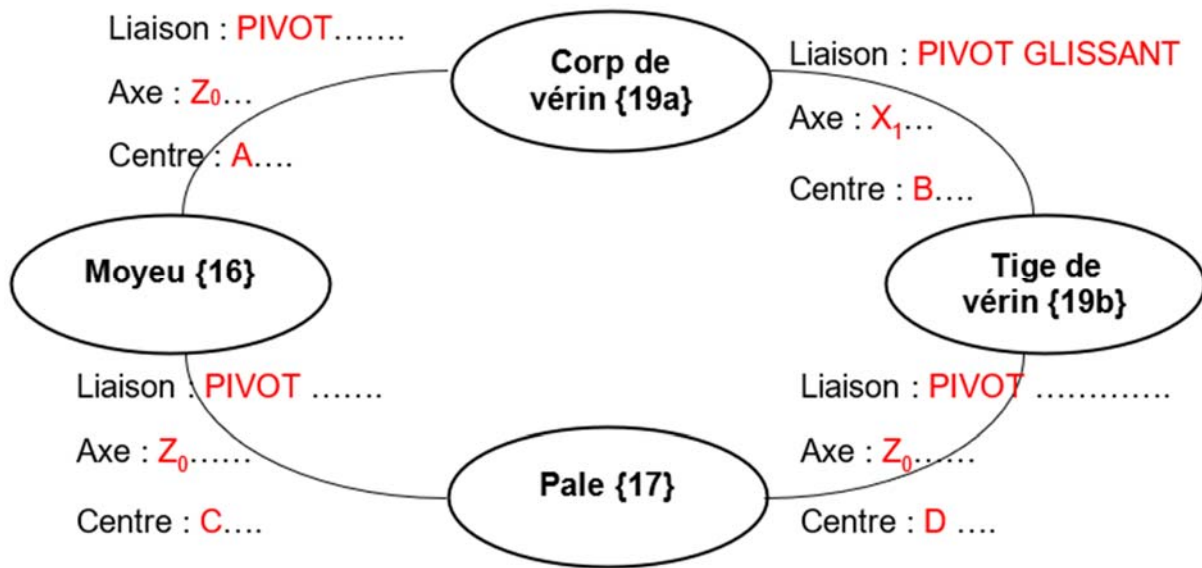
sens horaire

Point O :

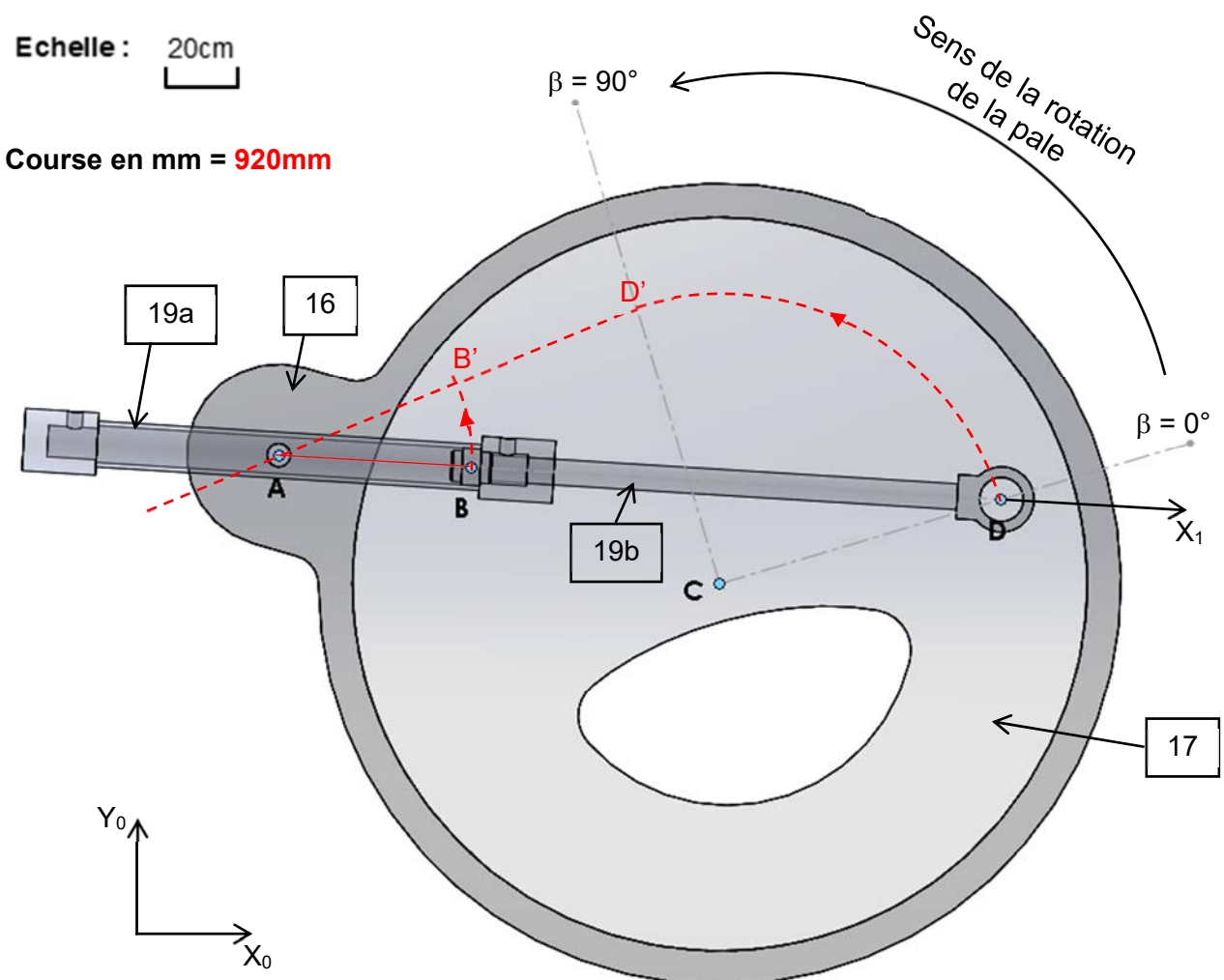
centre de rotation du rotor



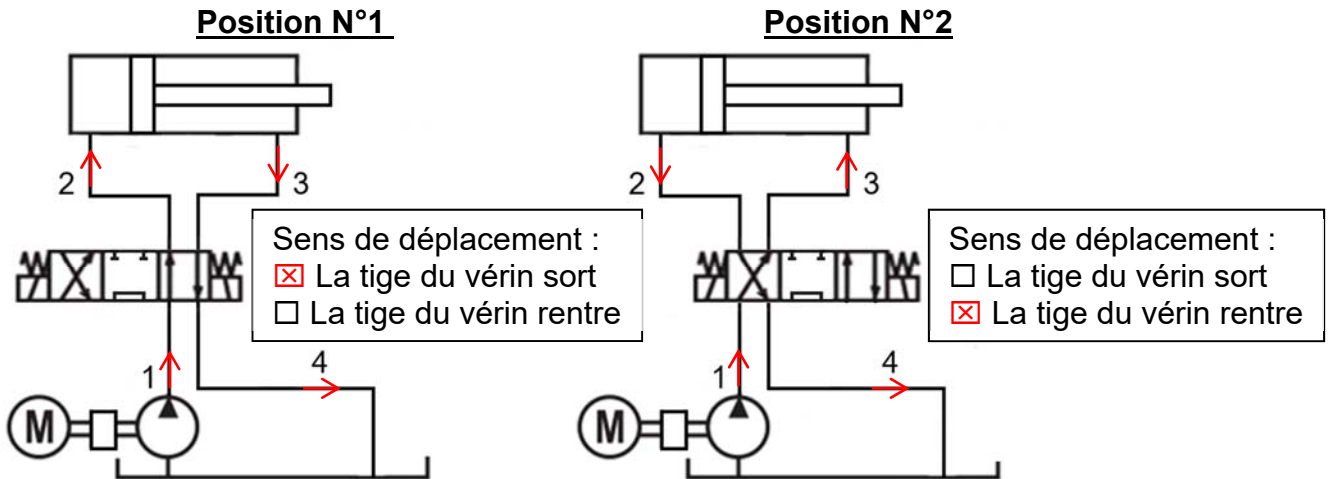
DRS3 : graphe des liaisons du pitch control



DRS4 : mise en plan, positions du vérin hydraulique du pitch control



DRS5 : positions du distributeur et flux hydraulique



DRS6 : efforts sur une pale

