

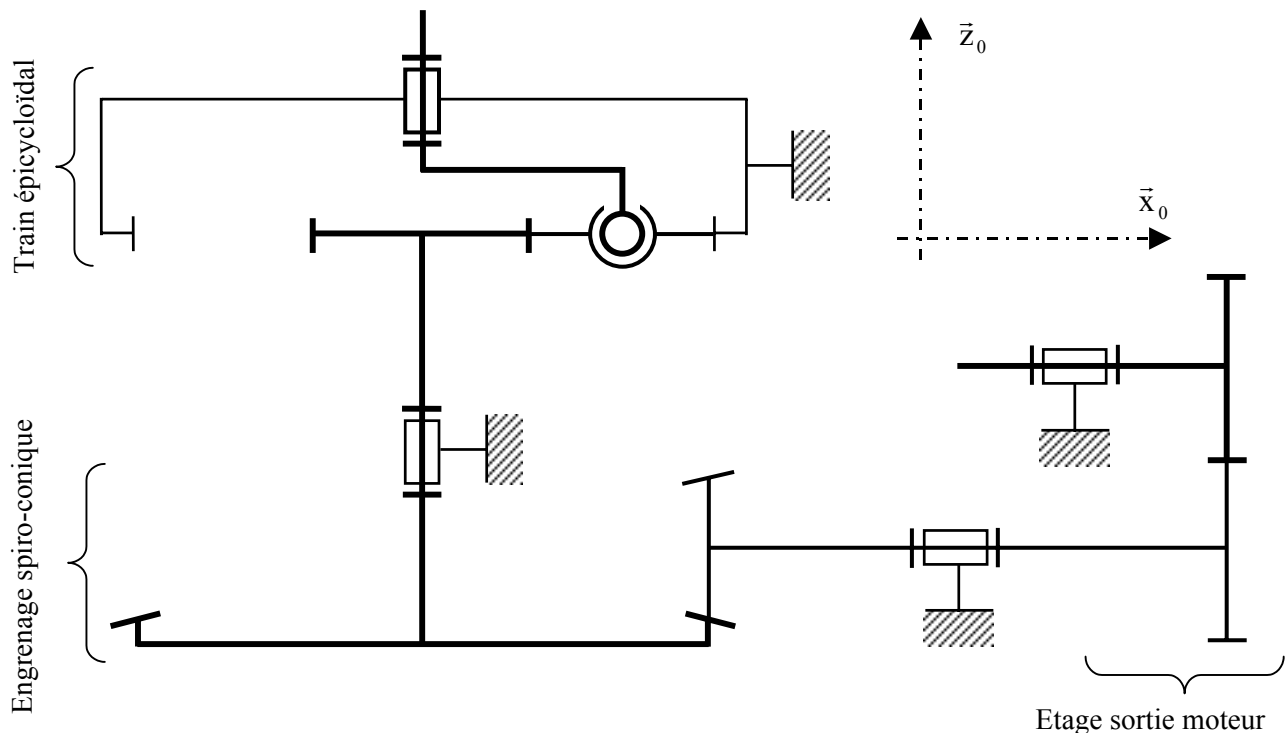
Eléments de correction

Première partie - Etude de la boîte de transmission principale :

Analyse cinématique :

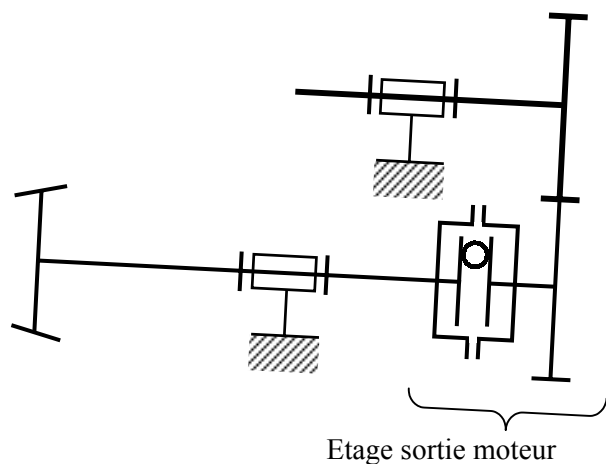
Question 1 : A partir des documents 3, 6, 7, 9 et 10 fournis dans le dossier technique, établir le schéma cinématique des éléments suivants : étage Sortie moteur et BTP.

Cette partie est consacrée à l'analyse de la chaîne cinématique permettant la mise en rotation du rotor principal de l'hélicoptère. Par conséquent, les petits déplacements autorisés par les différents flectors et la suspension de la BTP ne sont pas pris en compte (cf. deuxième partie). Le moteur entraîne directement le rotor principal (roue libre inactive) et les solides sont considérés comme indéformables.



Remarque :

L'inclinaison de l'arbre d'entrée de la BTP ainsi que la schématisation de la roue libre pouvaient être prises en compte, mais il est important de noter que cette inclinaison implique l'inclinaison de l'étage sortie moteur tel que défini sur le schéma ci-contre.



Etude géométrique du train épicycloïdal simple :

Données :

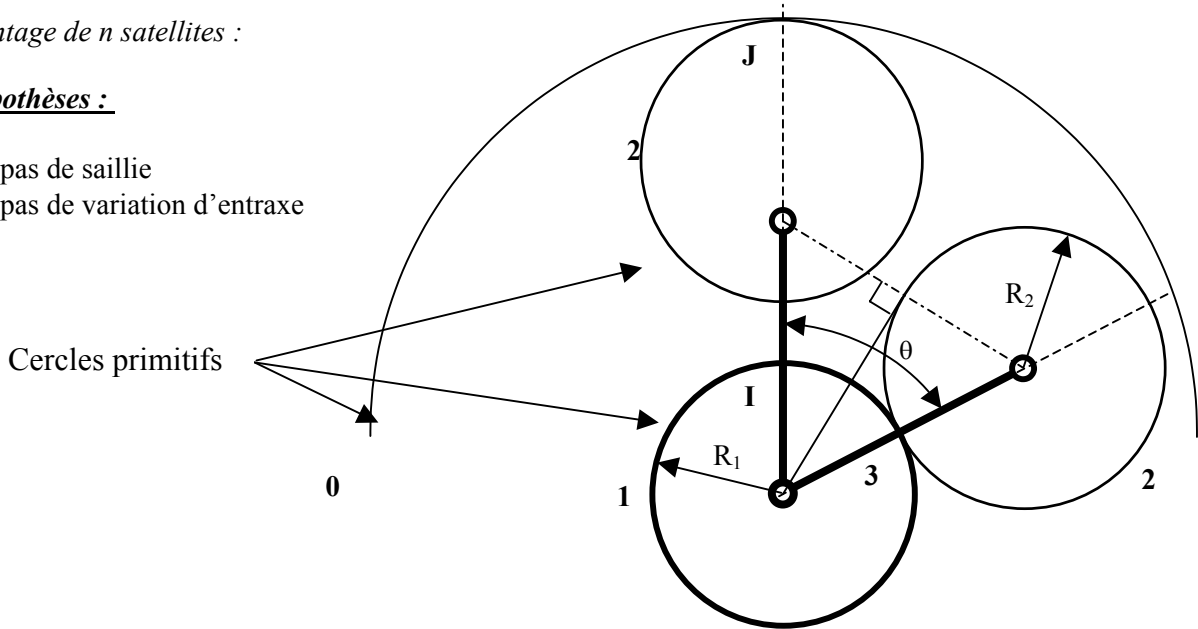
Le train planétaire simple est défini par la couronne extérieure **0** (nombre de dents Z_0) liée au carter BTP, **n** satellites coplanaires (nombre de dents pour chaque satellite Z_2), le planétaire intérieur **1** (nombre de dents Z_1) et le porte-satellite **3**.

Question 2 : A partir d'une étude géométrique et en se plaçant dans le cas extrême où tous les satellites sont tangents les uns aux autres (roues supposées sans saillie), établir la relation littérale entre Z_1 , Z_0 et n .

Montage de n satellites :

Hypothèses :

- pas de saillie
- pas de variation d'entraxe



A partir de la figure ci-dessus et pour qu'il n'y ait pas d'interférence il faut vérifier la relation :

$$(R_1 + R_2) \sin \frac{\theta}{2} \geq R_2$$

Avec $\theta = \frac{2\pi}{n}$, où n est le nombre de satellites **2**, et en se plaçant dans le cas limite où les satellites sont tangents, il vient :

$$\left(1 + \frac{Z_2}{Z_1}\right) \sin \frac{\pi}{n} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

A partir de la condition de montage liée à l'entraxe nous pouvons écrire : $Z_2 = \frac{Z_0 - Z_1}{2}$

Enfinement : $\left(1 + \frac{Z_0}{Z_1}\right) \sin \frac{\pi}{n} = \frac{Z_0}{Z_1} - 1$ ou $\frac{Z_0}{Z_1} = \frac{1 + \sin \frac{\pi}{n}}{1 - \sin \frac{\pi}{n}}$ **(a)**

Question 3 : Etablir la relation entre le rapport de transmission défini par $\rho = \omega_{1/0} / \omega_{3/0}$ et le nombre de satellites n . Tracer la « courbe » $\rho = f(n)$ et commenter en précisant les valeurs limites.

Détermination de la relation cinématique dans un train épicycloïdal :

Les conditions cinématiques de roulement sans glissement en I entre **1** et **2** et en J entre **2** et **0** donnent :

$$\frac{\omega_{1/3}}{\omega_{0/3}} = - \frac{Z_0}{Z_1}$$

Or : $\rho = \frac{\omega_{1/0}}{\omega_{3/0}}$ ce qui permet d'écrire : $\rho = \frac{Z_0}{Z_1} + 1$ (b)

Les relations (a) et (b) permettent d'établir la relation entre le rapport de transmission ρ et le nombre de satellites n :

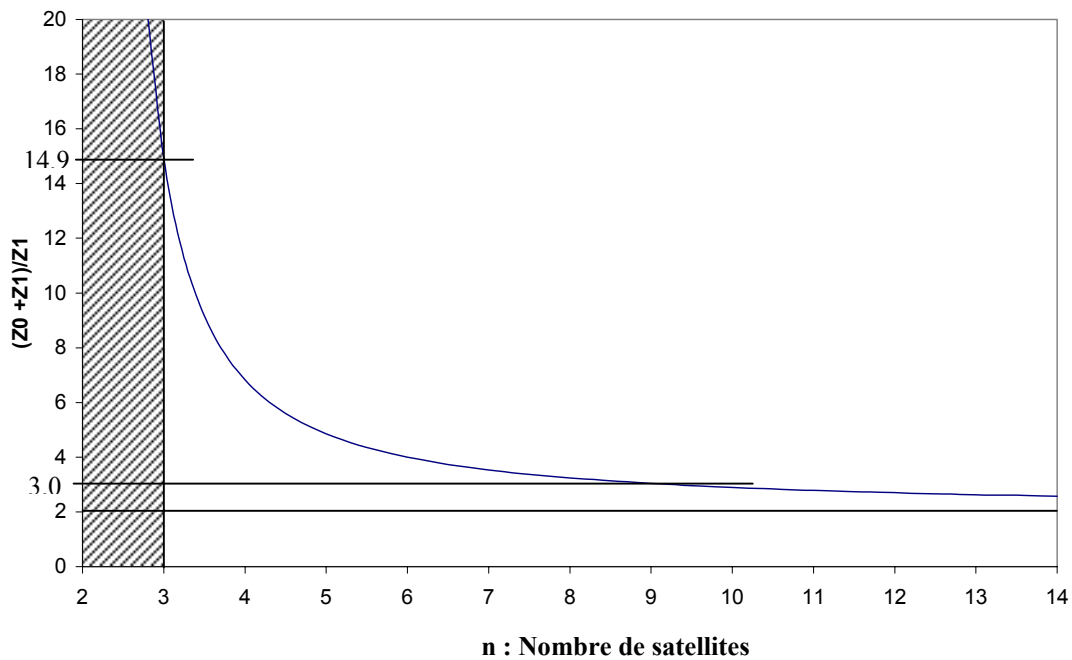
$$\rho = \frac{2}{1 - \sin \frac{\pi}{n}}$$

Valeurs limites :

Lorsque $n \gg 1$ $\rho \rightarrow 2$

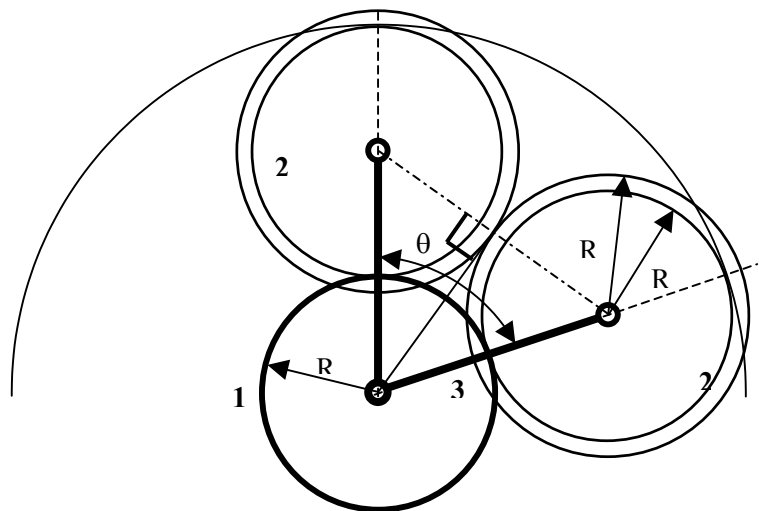
Lorsque $n \rightarrow 2$ $\rho \rightarrow \infty$ (le montage de deux satellites n'est de toute manière pas envisageable pour « remplir » correctement le train épicycloïdal)

Tracé de la « courbe » : $\rho = \frac{2}{1 - \sin \frac{\pi}{n}}$ ($n = 3$ donne $\rho \approx 14,93$)



Question 4 : Préciser la tendance de l'évolution de cette courbe lorsque l'on gère la géométrie réelle des engrenages (saillies non nulles).

En tenant compte de la saillie des satellites on obtient la figure ci-dontre :



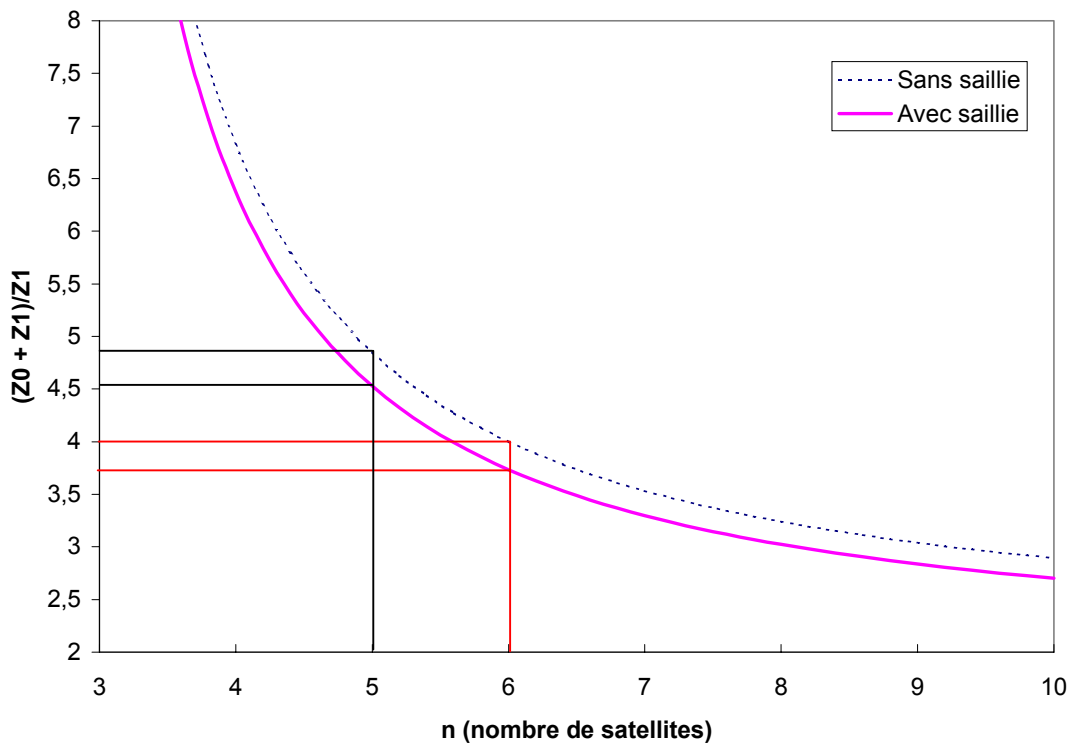
A partir de la figure précédente et pour qu'il n'y ait pas d'interférence il est nécessaire de vérifier la relation suivante :

$$(R_1 + R_2) \sin \frac{\theta}{2} \geq R'_2 \quad \text{avec} \quad R'_2 = \frac{m}{2} (Z_2 + 2)$$

Avec la même démarche que pour les questions 2 et 3 il vient :

$$\rho = \frac{2 - 4/Z_1}{1 - \sin \frac{\pi}{n}}$$

La tendance d'évolution de la courbe avec la saillie est définie ci-dessous. Nous pouvons directement constater que, pour un même nombre de satellites, le rapport de transmission $\rho = Z_0 / Z_1 + 1$ a diminué. Par conséquent, lors du choix du nombre de satellites, il est impératif de s'assurer que l'on se trouve bien en dessous de la courbe prenant en compte la saillie.



Etude géométrique et cinématique de la BTP :

Question 5 : A partir des données définies ci-dessus et des éléments du cahier des charges, déterminer le nombre de satellites utilisé pour cette transmission.

L'engrenage de l'étage sortie moteur donne $\left| \frac{\omega_{\text{axe moteur}/0}}{\omega_{4/0}} \right| = 1$

On note $r_{\text{BTP}} = r_{\text{engrenage spiro-conique}} \times r_{\text{train épicycloïdal}} = \left| \frac{\omega_{5/0}}{\omega_{4/0}} \right| \times \left| \frac{\omega_{1/0}}{\omega_{3/0}} \right|$ avec $\omega_{3/0} = \omega_{\text{rotor principal}/0}$

D'après le cahier des charges : $\omega_{\text{rotor principal}/0} = 384 \text{ tr/min}$ et $\omega_{\text{axe moteur}/0} = 6000 \text{ tr/min}$.

Par conséquent : $r_{\text{BTP}} = 6000 / 384 = 15,625$

Le constructeur veut équilibrer les rapports de réduction de l'engrenage spiro-conique et du train épicycloïdal de la BTP. Par conséquent :

$$r_{\text{engrenage spiro-conique}} = r_{\text{train épicycloïdal}} = \sqrt{r_{\text{BTP}}} \approx 3,953$$

La relation établie à la question 4 : $\rho = (2 - 4/Z_1)/(1 - \sin \frac{\pi}{n})$ permet d'écrire :

$$n = \frac{\pi}{\arcsin \left[1 - \left(2 - \frac{4}{Z_1} \right) \frac{1}{\rho} \right]} \quad \text{A.N. :} \quad n = \frac{\pi}{\arcsin \left[1 - \left(2 - \frac{4}{Z_1} \right) \frac{1}{\rho} \right]} \approx 5,65$$

Sachant que n est un entier et que la relation a été définie dans le cas limite (satellites tangents), le nombre de satellites utilisés pour cette transmission est fixé à 5.

Question 6 : Déterminer le nombre de dents des différentes roues de l'engrenage spiro-conique et du train épicycloïdal. Commenter les différentes possibilités.

Le train épicycloïdal impose :

- Relation cinématique : $r_{\text{train épicycloïdal}} = \omega_{1/0} / \omega_{3/0} = 1 + Z_0 / Z_1$ **(c)**
- Condition de montage liée à l'entraxe : $2 Z_2 + Z_1 = Z_0$ **(d)**
- Condition pour le montage de 5 satellites équidistants : $Z_0 + Z_1 = 5 k$ (k entier) **(e)**
- Le nombre de dents du pignon du planétaire intérieur 1 de la BTP a été fixé à 30 : $Z_1 = 30$

Pour l'engrenage spiro-conique, nous avons :

- Relation cinématique : $r_{\text{engrenage spiro-conique}} = |\omega_{5/0} / \omega_{4/0}| = Z_4 / Z_5$ **(f)**
- Le nombre de dents du pignon spiro-conique d'entrée de la BTP a été optimisé à 17 : $Z_5 = 17$

De plus : $r_{\text{BTP}} = r_{\text{engrenage spiro-conique}} \times r_{\text{train épicycloïdal}} = |\omega_{5/0} / \omega_{4/0}| \times |\omega_{1/0} / \omega_{3/0}| \approx 15,625$

Pour avoir un « bon remplissage » du train épicycloïdal, il faut que la valeur de n (nombre de satellites) calculée à partir de la relation :

$$n = \pi / \arcsin \left[1 - \left(2 - \frac{4}{Z_1} \right) \frac{1}{r_{\text{train épicycloïdal}}} \right]$$

soit proche de 5 tout en étant supérieure.

En prenant comme donnée de départ le fait que les rapports sont équilibrés ($r_{\text{train épicycloïdal}} = \sqrt{r_{\text{BTP}}} \approx 3,953$) la relation **(c)** permet d'écrire : $Z_0 = Z_1 (r_{\text{train épicycloïdal}} - 1)$ et $Z_1 (r_{\text{train épicycloïdal}} - 1) \approx 88,58$

Or les relations **(d)** et **(e)** imposent que $(Z_0 + Z_1)$ soit pair et divisible par 5 ce qui réduit le choix de Z_0 à l'ensemble : $Z_0 \in \{ \dots, 70, 80, 90, 100, 110, \dots \}$

Nous allons maintenant étudier ces différentes configurations de manière successive.

Première configuration : $Z_0 = 80$

On en déduit : $Z_2 = \frac{Z_0 - Z_1}{2} = 25$

puis : $r_{\text{train épicycloïdal}} = \frac{Z_0}{Z_1} + 1 = 3,66$ et $r_{\text{engrenage spiro-conique}} = \frac{r_{\text{BTP}}}{r_{\text{train épicycloïdal}}} \approx 4,26$

A partir de la relation (f), on obtient :

$$Z_4 = Z_5 r_{\text{engrenage spiro-conique}} \quad \text{et} \quad Z_5 r_{\text{engrenage spiro-conique}} \approx 72,44 \quad \text{donc} \quad Z_4 = 72.$$

En ce qui concerne le remplissage :

$$n = \pi / \arcsin \left[1 - \left(2 - \frac{4}{Z_1} \right) \frac{1}{r_{\text{train épicycloïdal}}} \right] \approx 6,13$$

Remarque : Pour cette configuration, les rapports de réduction sont mal équilibrés et on « ne remplit pas » bien le train épicycloïdal. De plus le nombre de dents de la roue 4 étant élevé, l'encombrement de l'engrenage spiro-conique sera important.

Deuxième configuration : Choix de la valeur la plus proche de 88,58 soit : $Z_0 = 90$

On en déduit : $Z_2 = \frac{Z_0 - Z_1}{2} = 30$

Puis : $r_{\text{train épicycloïdal}} = \frac{Z_0}{Z_1} + 1 = 4$ et $r_{\text{engrenage spiro-conique}} = \frac{r_{\text{BTP}}}{r_{\text{train épicycloïdal}}} \approx 3,9$

A partir de la relation (f), on obtient :

$$Z_4 = Z_5 r_{\text{engrenage spiro-conique}} \quad \text{et} \quad Z_5 r_{\text{engrenage spiro-conique}} \approx 66,3 \quad \text{donc} \quad Z_4 = 66$$

En ce qui concerne le remplissage :

$$n = \pi / \arcsin \left[1 - \left(2 - \frac{4}{Z_1} \right) \frac{1}{r_{\text{train épicycloïdal}}} \right] \approx 5,58$$

Remarque : Pour cette configuration, on « ne remplit pas » bien le train épicycloïdal mais les rapports de réduction sont presque équilibrés. De plus le nombre de dents de la roue 4 a diminué et l'encombrement du spiro-conique également.

Troisième configuration : $Z_0 = 100$

On en déduit : $Z_2 = \frac{Z_0 - Z_1}{2} = 35$

Puis $r_{\text{train épicycloïdal}} = \frac{Z_0}{Z_1} + 1 = 4,33$ et $r_{\text{engrenage spiro-conique}} = \frac{r_{\text{BTP}}}{r_{\text{train épicycloïdal}}} \approx 3,6$

A partir de la relation (f), on obtient :

$$Z_4 = Z_5 r_{\text{engrenage spiro-conique}} \quad \text{et} \quad Z_5 r_{\text{engrenage spiro-conique}} \approx 61,34 \quad \text{donc} \quad Z_4 = 61$$

En ce qui concerne le remplissage :

$$n = \pi / \arcsin \left[1 - \left(2 - \frac{4}{Z_1} \right) \frac{1}{r_{\text{train épicycloïdal}}} \right] \approx 5,19$$

Remarque : Pour cette configuration, les rapports de réduction sont mal équilibrés mais « le remplissage » du train épicycloïdal est bien meilleur et le nombre de dents de la roue 4 est plus faible, l'encombrement est donc réduit.

Question 7 : Pour la configuration choisie, déterminer la valeur de la vitesse de rotation du rotor principal par rapport au fuselage de l'hélicoptère. Conclure quant au respect du cahier des charges.

Le cahier des charges impose :

$$380,16 \text{ tr/min} \leq \omega_{\text{rotor principal}/0} \leq 387,84 \text{ tr/min}$$

$$1655,28 \text{ tr/min} \leq \omega_{\text{pompe de lubrification}/0} \leq 1688,72 \text{ tr/min}$$

L'analyse du document 6 permet de constater que l'axe de la pompe de lubrification est lié à 4. Nous pouvons donc déduire directement : $\omega_{\text{pompe de lubrification}/0} = \omega_{4/0}$

Finalement la première configuration est caractérisée par :

Pour le train épicycloïdal : $Z_1 = 30, Z_0 = 80, Z_2 = 25$

Pour l'engrenage spiro-conique : $Z_5 = 17, Z_4 = 72$

Soit : $\omega_{\text{rotor principal}/0} \approx 386,36 \text{ tr/min}$ et $\omega_{\text{pompe de lubrification}/0} \approx 1545,45 \text{ tr/min}$ (en dehors du CdCF)

La deuxième configuration est caractérisée par :

Pour le train épicycloïdal : $Z_1 = 30, Z_0 = 90, Z_2 = 30$

Pour l'engrenage spiro-conique : $Z_5 = 17, Z_4 = 66$

Soit : $\omega_{\text{rotor principal}/0} \approx 386,36 \text{ tr/min}$ et $\omega_{\text{pompe de lubrification}/0} \approx 1545,45 \text{ tr/min}$ (en dehors du CdCF)

La troisième configuration est caractérisée par :

Pour le train épicycloïdal : $Z_1 = 30, Z_0 = 100, Z_2 = 35$

Pour l'engrenage spiro-conique : $Z_5 = 17, Z_4 = 61$ (nombres premiers)

Soit : $\omega_{\text{rotor principal}/0} \approx 385,87 \text{ tr/min}$ et $\omega_{\text{pompe de lubrification}/0} \approx 1672,13 \text{ tr/min}$

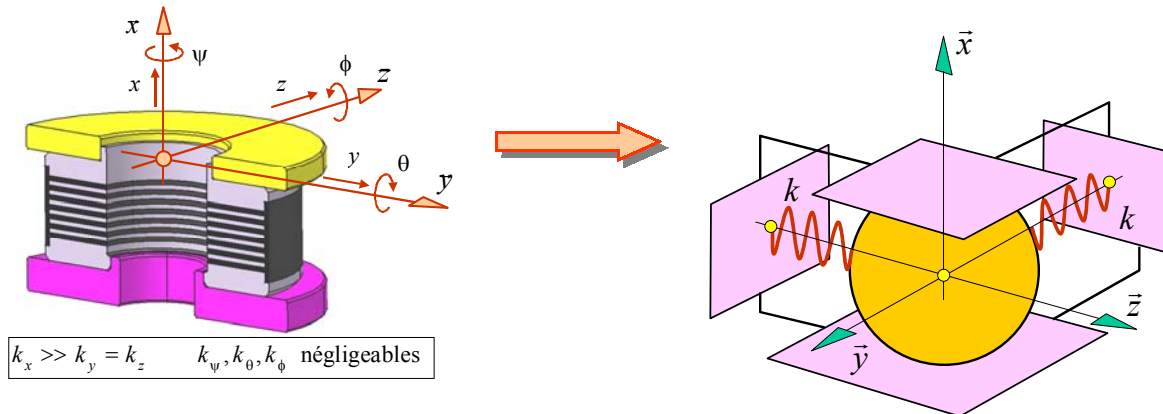
Remarque : La question 6 pouvait être traitée très rapidement. Il était en effet possible de trouver les nombres de dents des différentes roues en prenant en compte la donnée du cahier des charges relative à la vitesse de rotation de la pompe de lubrification $1672 \text{ tr/min} \pm 1\%$ et en constatant à partir du document 6 (plan d'ensemble de la BTP) que $\omega_{\text{pompe de lubrification}/0} = \omega_{4/0}$.

Deuxième partie – Etude de la suspension de l'ensemble { BTP + Moteur + Rotor principal }

Etude du comportement individuel d'un plot :

Question 8 : Préciser le mode de sollicitation pour lequel le plot amortisseur doit être considéré comme déformable.

Compte tenu des valeurs relatives des rigidités, un plot amortisseur doit être considéré comme déformable en cisaillement et totalement rigide en compression. Les rigidités associées aux déplacements angulaires étant négligées, un plot amortisseur peut donc être modélisé comme la superposition d'une liaison ponctuelle bilatérale et de deux ressorts orthogonaux tel que défini sur la figure ci-dessous :

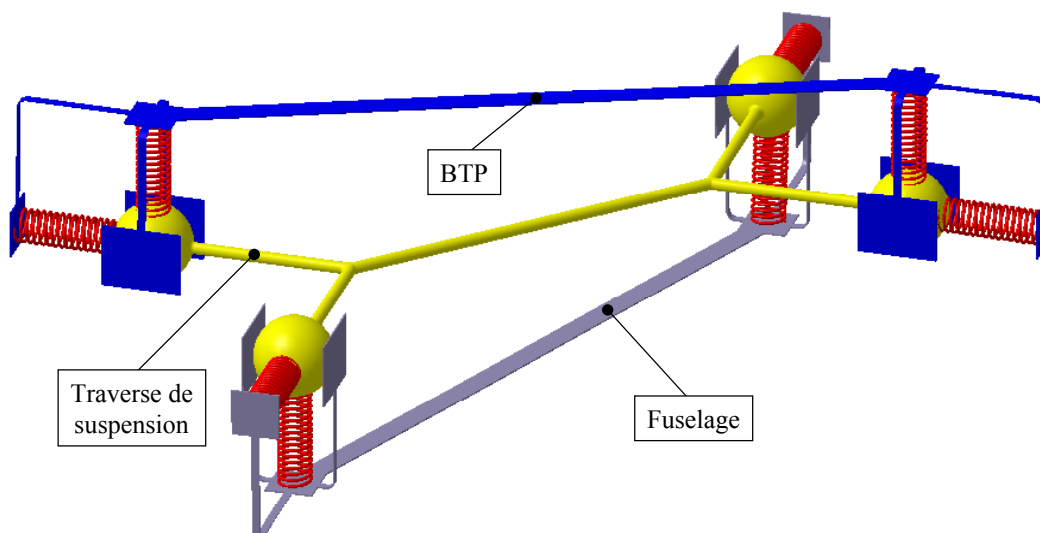


Etude de l'architecture de la platine de suspension :

Question 9 : A partir des conclusions de la question précédente préciser les plots de la platine de suspension, qui sont actifs lors d'un mouvement de roulis et lors d'un mouvement de tangage.

Les plots actifs sont ceux qui sont sollicités en cisaillement, c'est à dire les plots référencés 42 pour un mouvement de roulis et 31 pour un mouvement de tangage (document 8).

Question 10 : En considérant les éléments {BTP}, {Traverse de suspension} et {Fuselage} comme des solides rigides et en modélisant les liaisons élastiques par des ressorts dans la direction de déformation prépondérante, proposer un schéma technologique de la platine de suspension et justifier l'architecture choisie afin de satisfaire les conditions énoncées par le cahier des charges.



Conformément aux spécifications définies dans le cahier des charges l'architecture modélisée sur le schéma ci-dessus permet de reprendre l'intégralité du couple moteur tout en autorisant le balancement de la BTP. Les balancements en roulis ou en tangage permettent de filtrer les sollicitations dynamiques en provenance du « rotor », à la manière d'un ressort répondant en opposition de phase à une excitation extérieure.

Question 11 : *En négligeant les déplacements orthogonaux au plan médian de la platine, définir les rigidités équivalentes en roulis et en tangage au point de rotulage B de la BTP.*

En notant :

k_{lg} la rigidité en cisaillement d'un élément lamifié longitudinal (repère 31)

k_{lt} la rigidité en cisaillement d'un élément lamifié latéral (repère 42)

K_{LG} la rigidité équivalente de la platine au point S pour un mouvement de tangage

K_{LT} la rigidité équivalente de la platine au point S pour un mouvement de roulis

K_{TG} la rigidité angulaire équivalente de la platine au point B pour un mouvement de tangage

K_{RL} la rigidité angulaire équivalente de la platine au point B pour un mouvement de roulis

L la distance entre les points B et S

Nous avons : $K_{LG} = 4.k_{lg} = 400 \text{ daN/mm}$ et $K_{LT} = 4.k_{lt} = 200 \text{ daN/mm}$

$K_{TG} = L^2.K_{LG} = 3,16 \text{ E } 08 \text{ daN.mm/rad}$ et $K_{RL} = L^2.K_{LT} = 1,58 \text{ E } 08 \text{ daN.mm/rad}$

Etude de liaison déformable entre l'étage de sortie moteur et l'arbre de transmission arrière :

Question 12 : *Préciser, pour chaque liaison flector, les directions pour lesquelles la rigidité de la liaison peut être négligée et proposer une schématisation équivalente à chaque liaison à partir des liaisons normalisées.*

En dehors des mouvements de torsion pour lesquels elle présente une rigidité maximale, la liaison réalisée par un faisceau de lames « flector » présente des rigidités angulaires négligeables. Cette liaison est donc équivalente à une rotule à doigt (Cardan).

De plus la liaison cannelée reliant l'arbre intermédiaire au « flector » coté étage de sortie moteur autorise les déplacements axiaux de cet arbre.

Finalement, si l'on ne s'intéresse pas à la transmission du couple, ce qui est le cas lors de l'étude des mouvements de roulis ou de tangage de l'ensemble {BTP} + {Moteur}, la liaison entre l'étage de sortie moteur et l'arbre de transmission arrière peut être modélisée par la juxtaposition d'une linéaire annulaire (étage de sortie moteur / arbre intermédiaire) et d'une rotule (arbre intermédiaire / arbre de transmission arrière).

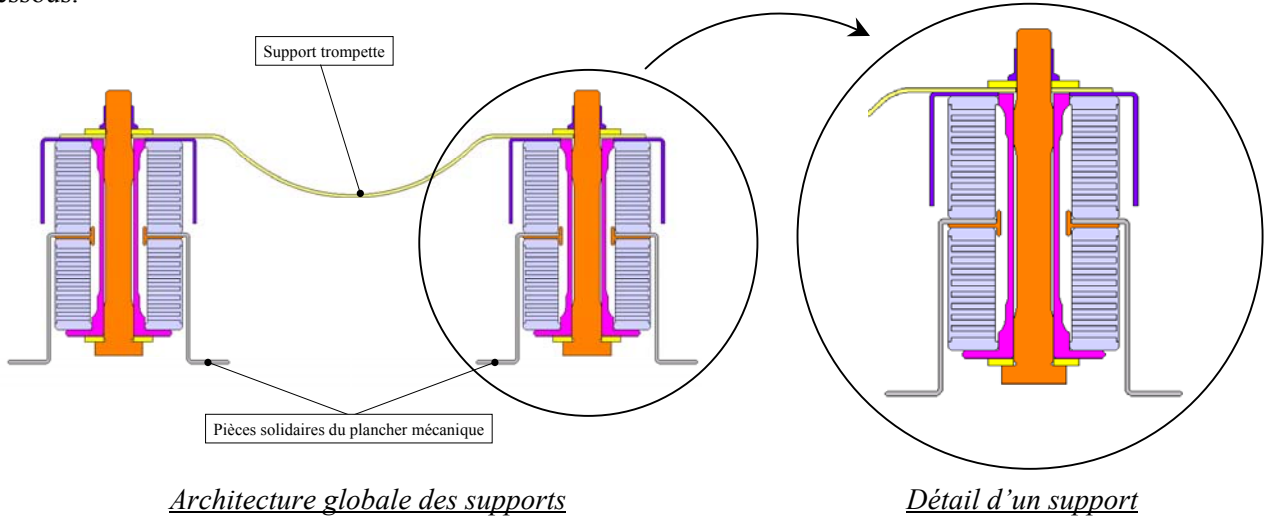
Question 13 : *Conclure quant à l'influence de la transmission arrière sur le comportement dynamique, en roulis et en tangage, de l'ensemble {BTP} + {Moteur}.*

En dehors de la transmission du couple (liaisons rigides en torsion), la juxtaposition des deux liaisons décrites ci-dessus permet de découpler totalement les mouvements du moteur de ceux de la transmission arrière. Le comportement dynamique en roulis et en tangage de l'ensemble {BTP} + {Moteur} peut donc être étudié sans tenir compte de sa liaison avec la transmission arrière qui est alors considérée comme partie intégrante du fuselage.

Etude de liaison entre la trompette de liaison et le fuselage.

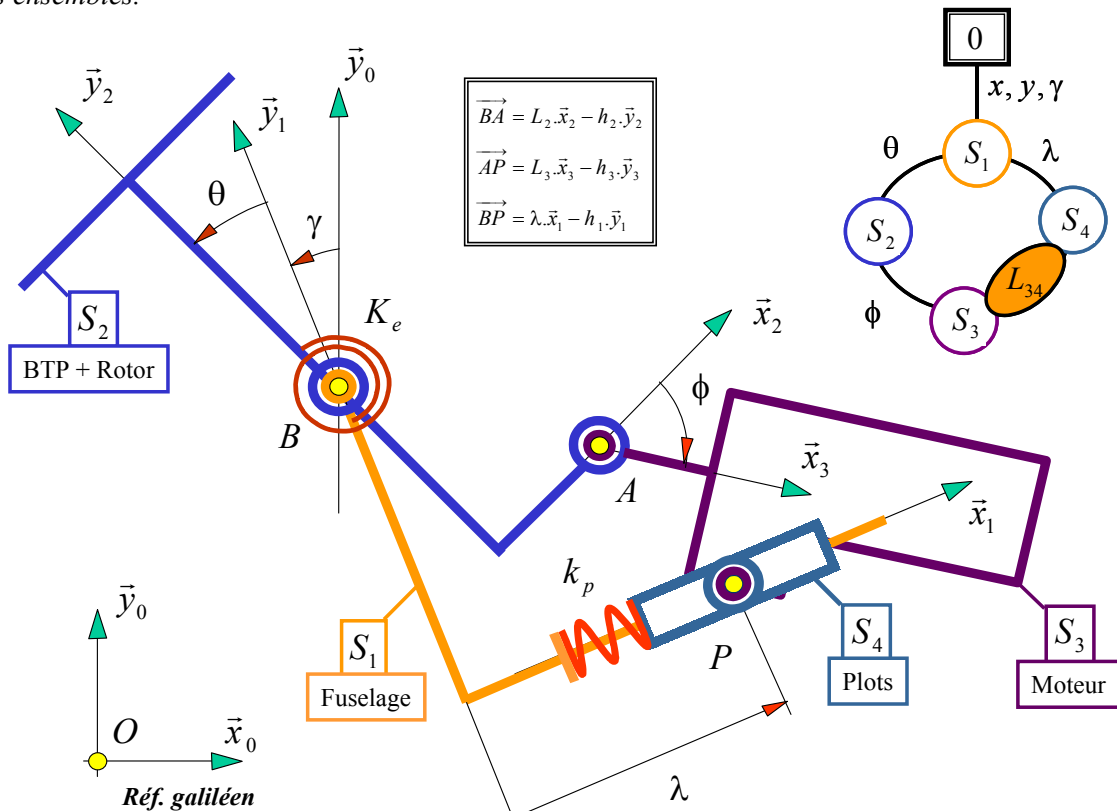
Question 14 : La trompette de liaison est liée au fuselage au point P par deux jeux de plots amortisseurs. Etablir un dessin à main levée de l'architecture de l'un de ces supports en utilisant des composants amortisseurs similaires à ceux de la platine BTP.

Chaque jeu de plots réalise une liaison ponctuelle bilatérale, leur architecture peut-être définie telle que ci dessous.



Etude spécifique des mouvements de tangage :

Question 15 : En considérant les ensembles {BTP + rotor}, {Moteur} et {Fuselage} comme des solides rigides et en modélisant les liaisons élastiques par des ressorts dans la direction de déformation prépondérante, proposer un schéma technologique plan permettant de définir les mouvements relatifs de ces trois ensembles.



Question 16 : Analyse des déplacements statiques maximaux. En négligeant le poids des composants devant les efforts transmis, déterminer de manière quantitative l'orientation de la BTP et du moteur sous chargement statique maximal (document 5) et conclure quant aux choix effectués par le constructeur pour satisfaire les conditions imposées par le cahier des charges.

Les chargements statiques maximaux donnés dans le document 5 indiquent que les conditions de chargement les plus sévères correspondent à un « arrêt brutal ». Dans ce contexte le chargement BTP / fuselage rapporté au centre de la platine est de 9113 N en longitudinal (direction \vec{x} du repère appareil). La rigidité équivalente de la platine dans cette direction est $K_{LG} = 4.k_{lg} = 400 \text{ daN/mm}$, ce qui permet de déduire le déplacement relatif BTP / fuselage au centre de la platine :

$$X_{max} = 9113 \text{ N} / 4000 \text{ N/mm} = 2,3 \text{ mm}.$$

Ce qui permet de déduire l'orientation relative entre la BTP et le fuselage :

$$\theta_{max} = X_{max} / h_1 = 2,3 \text{ mm} / 888,5 \text{ mm} = 0,15 \text{ deg} = 8,8' \text{ d'angle}$$

Par ailleurs, la traduction de la fermeture de chaîne réalisée par la liaison entre les plots moteur et le fuselage, à partir du paramétrage et du graphe des liaisons défini sur le schéma ci-dessus, permet d'écrire (angles petits) :

$$\lambda = L_2 + L_3 + h_2.\theta + h_3.(\theta + \phi) \quad \text{et} \quad \phi = [h_2 + h_3 - h_1 - (L_2 + L_3).\theta] / L_3$$

la deuxième relation donne l'orientation relative entre la BTP et le moteur (axe trompette) :

$$\phi_{max} = [h_2 + h_3 - h_1 - (L_2 + L_3).\theta] / L_3 = -0,22 \text{ deg} = -13' \text{ d'angle}$$

et finalement l'orientation relative entre le moteur (axe trompette) et le fuselage :

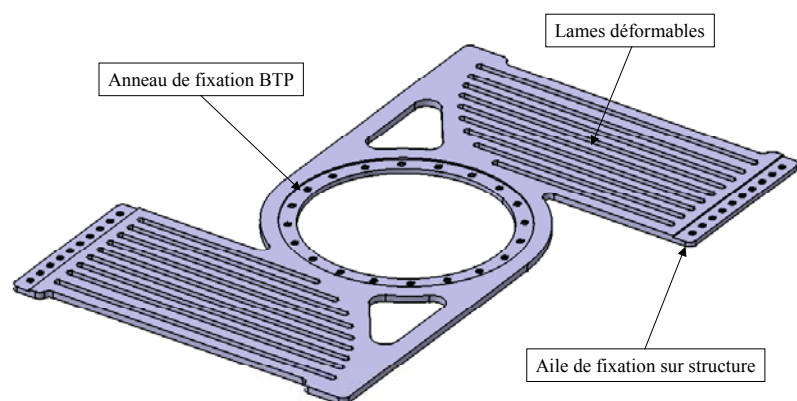
$$\theta_{max} + \phi_{max} = -4,2' \text{ d'angle}$$

Orientations maximales qui sont conformes aux spécifications imposées par le cahier de charges.

Modification de l'architecture de la platine de suspension BTP :

Question 17 : Dans le double objectif de réduire l'encombrement et le nombre de composants, la platine de suspension peut être réalisée à l'aide d'un ensemble monobloc déformable. Etablir le dessin à main levée et en perspective d'un ensemble adapté au filtrage des vibrations dans une direction (roulis ou tangage).

Un ensemble monobloc du type de celui qui est défini ci-contre présente une direction de déformation privilégiée, il est parfaitement adapté au filtrage des vibrations dans une direction (roulis ou tangage).



Question 18 : Proposer un procédé d'obtention pour cet ensemble.

Usinage dans la masse, 2 axes 1/2

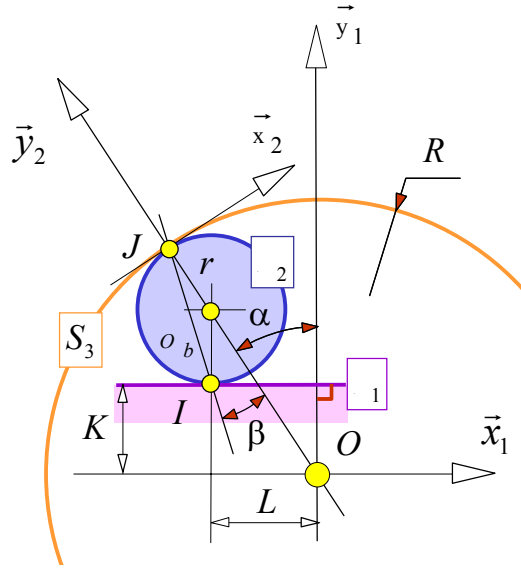
Troisième partie – Etude de la transmission « roue-libre »

Analyse des sollicitations mécaniques :

Question 19 : Proposer un schéma technologique de la roue libre faisant apparaître les paramètres essentiels qui déterminent son comportement.

- S₁ Arbre
- S₂ Rouleau
- S₃ Moyeu

- Rayon moyeu : R = 26,24 mm (doc 12)
- Rayon rouleau : r = 4,75 mm (doc 12)
- hauteur méplat : K = 16,57 mm (doc DR01)
- Angle de pincement :
 - $\alpha = \arcsin((K+r)/(R-r)) = 7,22 \text{ deg}$
- Décalage contact :
 - $L = (K+r) \cdot \tan(\alpha) = 2,70 \text{ mm}$
- Angle d'orientation effort :
 - $\beta = \alpha/2$



Question 20 : Déterminer les actions mécaniques appliquées sur un galet de la roue libre et associées à la transmission du couple maxi.

Les actions mécaniques exercées par l'arbre et le moyeu sur un rouleau sont réductibles à deux glisseurs de résultantes :

$$\vec{R}_{12} = X_{12} \cdot \vec{x}_1 + Y_{12} \cdot \vec{y}_1 \quad \text{et} \quad \vec{R}_{32} = X_{32} \cdot \vec{x}_2 + Y_{32} \cdot \vec{y}_2$$

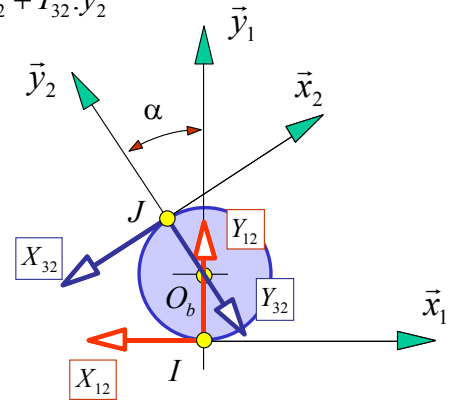
En notant C_m le couple à transmettre et Z le nombre de rouleaux, l'équilibre du moyeu (théorème de moment en projection sur l'axe) permet d'écrire :

$$X_{32} = -C_m / (Z \cdot R)$$

finalement en intégrant les trois équations d'équilibre d'un rouleau (problème plan) on obtient :

$$X_{12} = X_{32} = -C_m / (Z \cdot R)$$

$$Y_{12} = -Y_{32} = C_m \cdot \tan(\alpha / 2) / (Z \cdot R)$$



La puissance maximale transmissible étant de 390,4 kW (document 5) et la vitesse de l'arbre de transmission étant de 6000 tr/min (document 1 et 6), le couple maximum transmissible par la roue libre est $C_m = 621,3 \text{ Nm}$.

La roue libre comportant 14 rouleaux (doc 10) nous pouvons calculer les efforts appliqués sur chaque rouleau, il vient :

$$X_{12} = X_{32} = -1691 \text{ N} \quad \text{et} \quad Y_{12} = -Y_{32} = 26815 \text{ N}$$

Question 21 : Indiquer le phénomène physique qui est à l'origine de l'accrochage de la roue libre et conclure quant à la nécessité d'imposer un angle de coincement maximal.

C'est le frottement entre les pièces qui engendre les efforts tangentiels et les déplacements de rouleaux nécessaires à l'accrochage de la roue libre.

L'angle d'orientation de l'effort β est directement relié à l'angle de pincement α par la relation $\beta = \alpha/2$. Les efforts exercés sur le rouleau seront donc situés dans le cône de frottement uniquement pour des valeurs de l'angle de pincement inférieures à $2.f$ où f est le coefficient de frottement au contact.

Question 22 : Caractériser l'influence du gonflement du moyeu sur le comportement de la roue libre et conclure quant au respect des performances exigées par le cahier des charges. Cette analyse sera effectuée en s'appuyant sur les résultats présentés dans le document 11 et le choix du modèle retenu pour caractériser le gonflement du moyeu sera soigneusement justifié.

Le document 11 fournit une estimation du gonflement du moyeu pour une pression de 100 Mpa uniformément répartie sur la surface de contact rouleaux/moyeu. Ce chargement est une approximation de la réalité puisque le chargement réel correspond à 14 contacts rouleaux / moyeu. Ces rouleaux étant quasiment jointifs (0,14 mm de jeu), cette approximation est acceptable.

Dans ce contexte, la pièce, le chargement et les conditions aux limites sont axisymétriques ce qui permet d'utiliser un modèle bidimensionnel et un maillage suffisamment dense de quadrangles à 8 nœuds afin d'obtenir un résultat fiable en particulier dans la zone de chargement.

Le chargement des rouleaux calculé ci-dessus permet de déterminer la pression équivalente correspondant au chargement effectivement appliqué : $14 * 26815$ N réparti sur la surface de contact (largeur des rouleaux * circonférence intérieure du moyeu).

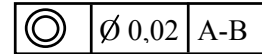
Cette pression de 134 Mpa permet de déduire le déplacement radial de la surface de contact : $2,11E-2$ mm et l'angle de pincement sous charge : 7,65 deg qui ont en conformité avec les spécifications imposées dans le cahier des charges.

Question 23 : Sachant que la pression de Hertz maximale au contact moyeu / galet est de 3150 Mpa et que la profondeur de cisaillement maximale est de $2,6 E-01$ mm, conclure quant à la tenue des surfaces de contact et proposer, le cas échéant, les traitements thermiques (nature et profondeur) à appliquer pour garantir les performances exigées par le cahier des charges.

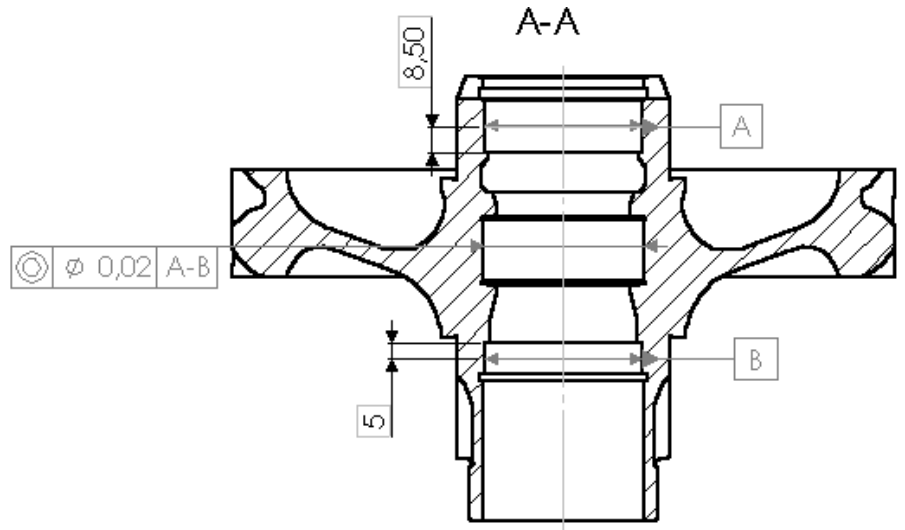
Compte tenu du niveau des sollicitations, un traitement thermique des surfaces de contact est indispensable. Le matériau du moyeu et de l'arbre (16 NiCrMo13) permet de réaliser une cémentation de 1,5 à 3 fois la profondeur du cisaillement maximal soit de 0,4 à 0,8 mm.

Spécifications géométriques :

Question 24 : Donner un décodage de la spécification géométrique suivante : portée sur le moyeu 2 de la roue libre.



La figure ci-contre représente les éléments nécessaires à la lecture de cette spécification géométrique.

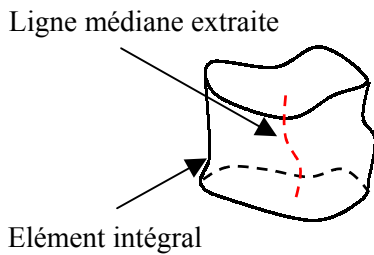


Type de la spécification :
Position (coaxialité)

Modèle non-idéal « skin modèle » :

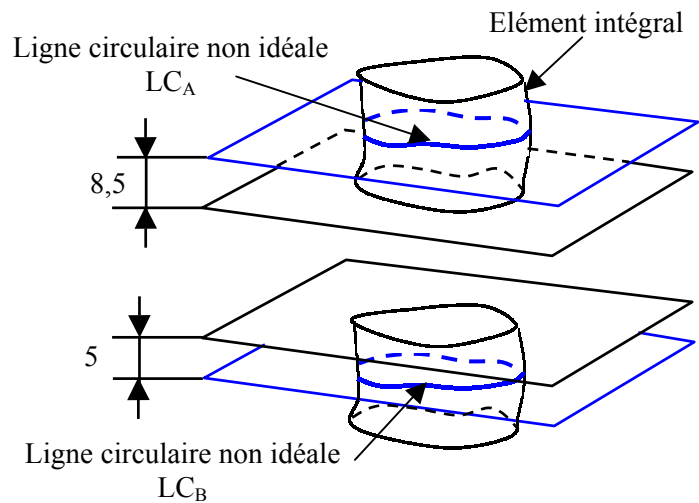
Elément tolérancé :

Ligne médiane extraite construite à partir d'un élément intégral.



Eléments de référence :

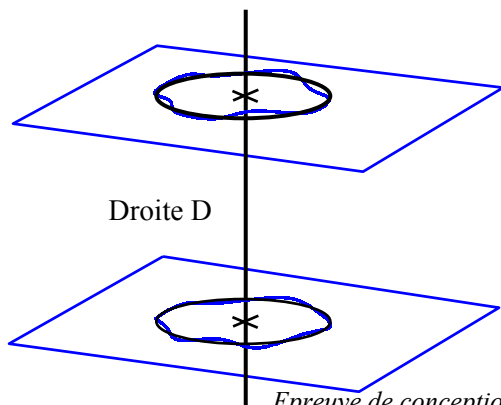
Deux lignes circulaires non idéales issues de l'intersection d'un plan (idéal) avec un élément intégral.



Modèle idéal :

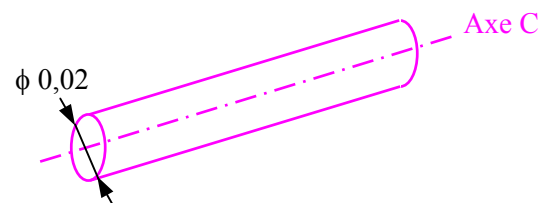
Référence spécifiée :

Droite D passant par les centres des deux cercles associés aux éléments de référence LC_A et LC_B suivant un critère (moindre carré).



Zone de tolérance :

Cylindre d'axe C et de diamètre 0,02

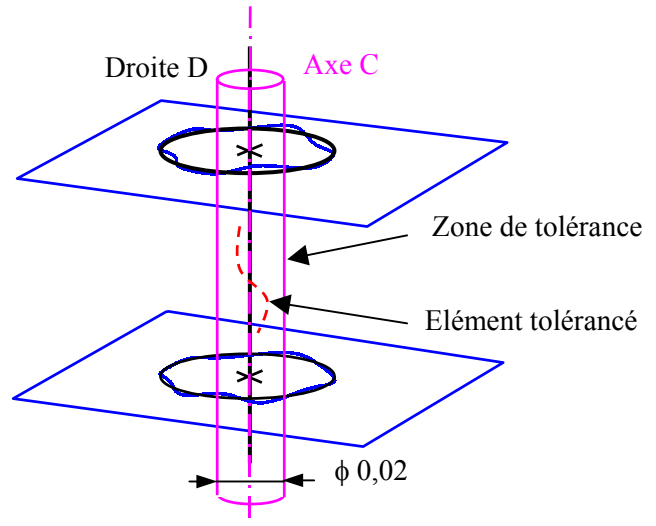


La contrainte de la zone de tolérance par rapport à la référence spécifiée est la suivante :

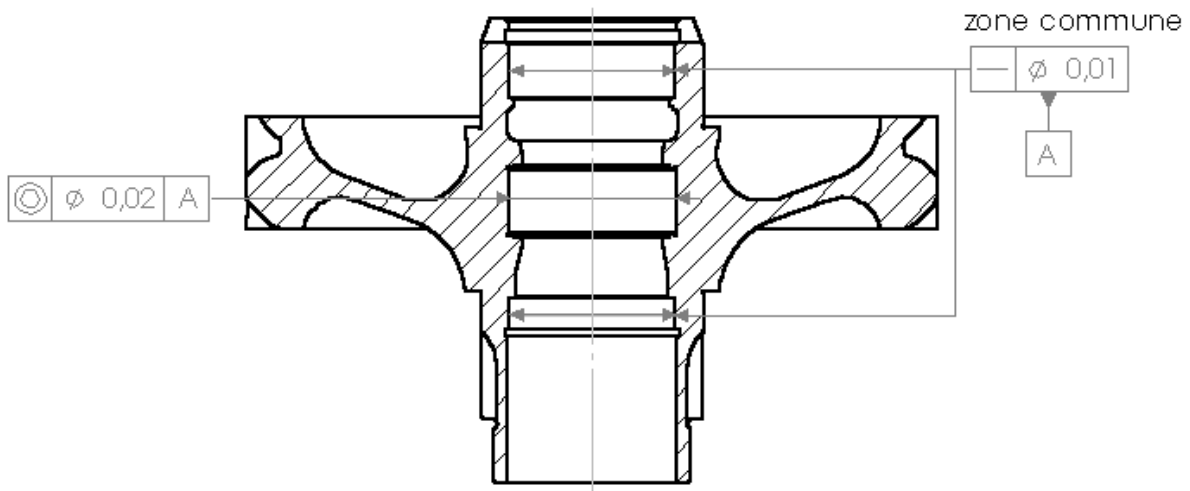
Axe C de la zone de tolérance doit être confondu
avec la droite D

Condition de conformité :

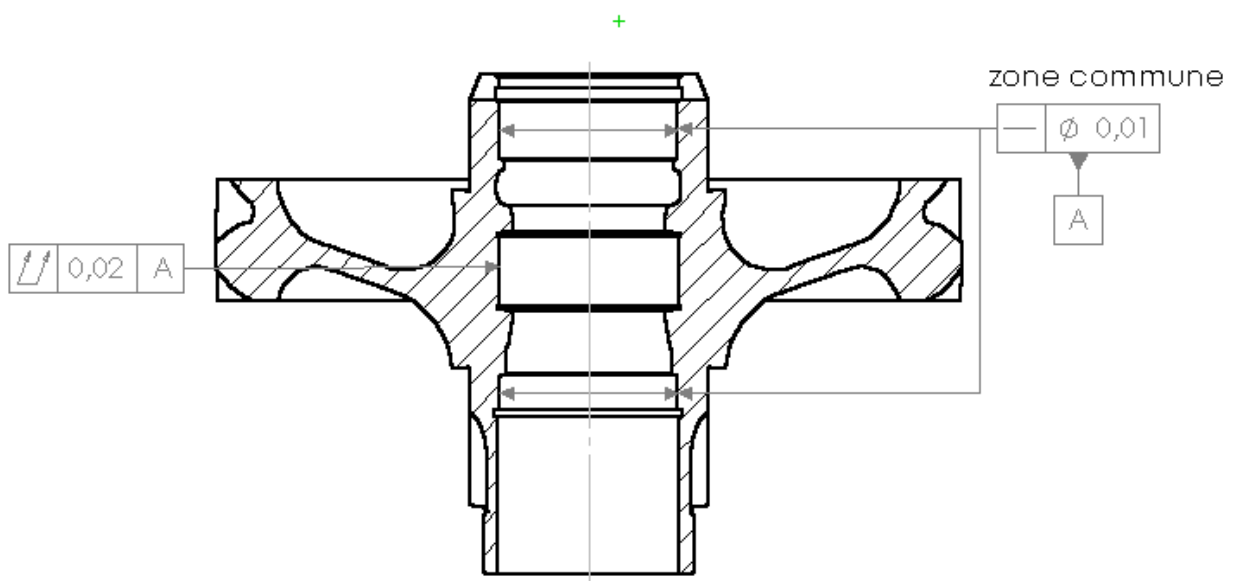
L'élément toléré doit se situer tout entier dans la zone de tolérance.



Question 25 : En reproduisant rapidement sur votre copie les surfaces du moyeu roue libre 2 intervenant dans la spécification définie à la question précédente, proposer une autre écriture de spécifications géométriques qui prendrait en compte la totalité des deux surfaces nominalement cylindriques en contact avec les roulements 12 et 5 et qui limiterait leur position relative.



Il est aussi possible d'utiliser le battement total (bien adapté dans ce cas)

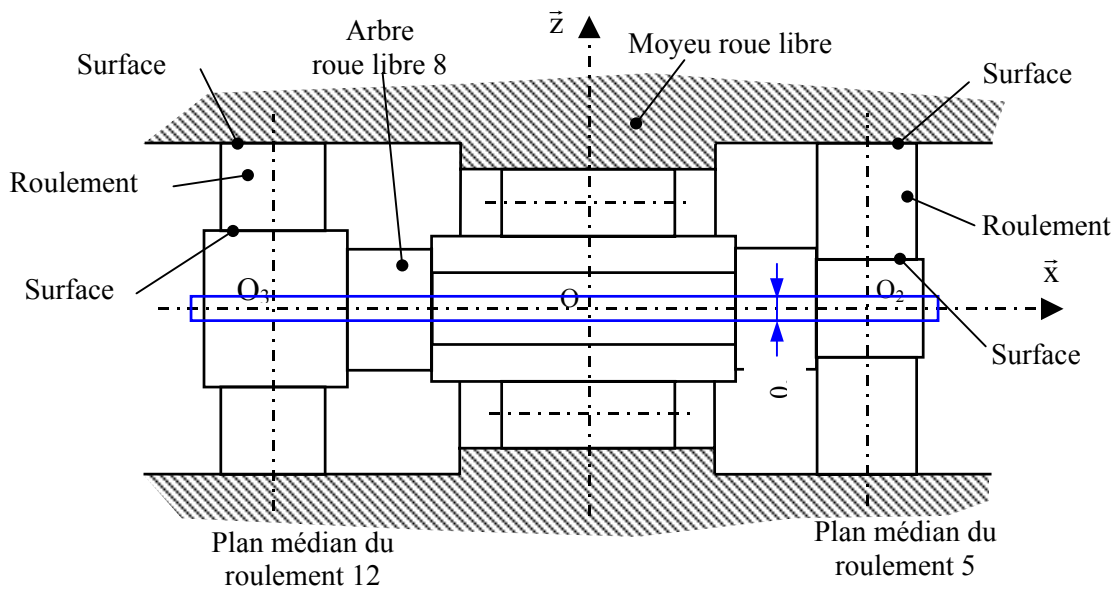


Question 26 : Préciser en quelques mots le risque pour la transmission de puissance de l'hélicoptère d'avoir un jeu fonctionnel radial trop important dans le guidage de l'arbre roue libre 8 par rapport au moyeu roue libre 2.

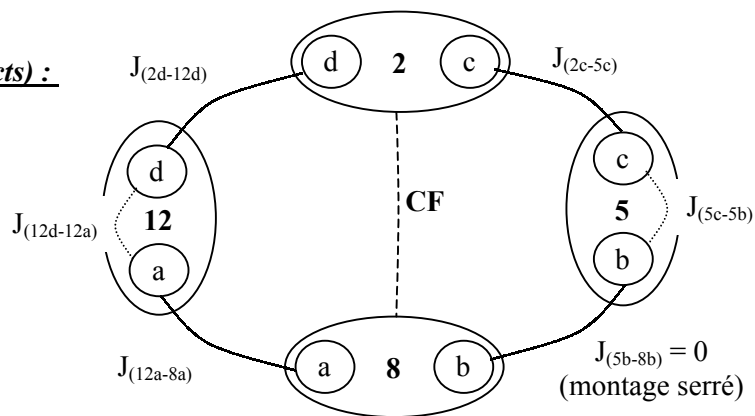
Si le jeu fonctionnel radial dans le positionnement de l'arbre 8 par rapport au moyeu 2 était trop important, il provoquerait le non accrochage des galets (« patinage ») lors du démarrage de l'hélicoptère. Dans ces conditions la turbine accélérerait rapidement car, en l'absence d'entraînement des rotors, le couple résistant est très faible. De plus, si un accrochage subit se produit après cette phase d'accélération, le risque de rupture dans la chaîne de transmission est extrêmement élevé.

Question 27 : A partir du modèle défini ci-dessus, déterminer le jeu interne maxi (jeu radial défini dans le plan médian de chaque roulement) des deux roulements 12 et 5.

Hypothèses : Pour simplifier l'étude, on se limitera à l'étude dans le plan (O_1, \bar{x}, \bar{z}) , en négligeant les défauts de forme, en ne tenant pas compte de la position axiale de l'arbre ni des déformations des différents éléments et des variations des conditions de fonctionnement (température, ...).



Grphe partiel des liaisons (contacts) :



Pour le roulement 5 (Roulement à billes à gorges profondes), il est possible d'écrire en O_2 :

$$J_{\text{radial maxi}} = J_{(5c-5b)\text{maxi}} = CF - J_{(2c-5c)\text{mini}} - J_{(5b-8b)\text{mini}}$$

$$J_{\text{radial maxi}} = 0,1 - 0,02 = 0,08 \text{ mm}$$

De même pour le roulement 12 (Roulement à rouleaux cylindriques), il est possible d'écrire en O_2 :

$$J_{\text{radial maxi}} = J_{(12d-12a)\text{maxi}} = CF - J_{(2d-12d)\text{mini}} - J_{(12a-8a)\text{mini}}$$

$$J_{\text{radial maxi}} = 0,1 - 0,015 - 0,02 = 0,065 \text{ mm}$$

Remarque : La bague intérieure du roulement 5 est montée serrée sur l'arbre et ce serrage provoque une déformation de la bague intérieure donc une réduction du jeu interne. Or le calcul du jeu interne du roulement 5 n'a pas pris en compte cette réduction du jeu.
Les hypothèses utilisées ne tenant pas compte des conditions réelles de fonctionnement, le calcul des jeux internes des roulements donne seulement une première indication.

Question 28 : Sur le dessin de définition de l'arbre roue libre 8 donné sur le document réponse DR01 traduire qualitativement, par des spécifications géométriques respectant la norme ISO, les contraintes géométriques suivantes :

- maîtriser la position des différents pans les uns par rapport aux autres,
- limiter la position relative des portées cylindriques utilisées pour le guidage de l'arbre 8,
- garantir la position relative de l'ensemble des pans par rapport aux portées cylindriques utilisées pour le guidage de l'arbre roue libre,
- limiter les défauts de forme.

Contrainte fonctionnelle 1 : (Position relative des 14 pans les uns par rapport aux autres).

Il convenait de remarquer, en premier lieu, la définition des pans sur le dessin de définition. En effet un pan est constitué de deux surfaces planes coplanaires séparées par la gorge nécessaire au montage du jonc. En conséquence, pour tenir compte des deux surfaces définissant le pan il est préférable d'utiliser la notion de zone commune. La spécification géométrique répondant à ce besoin fonctionnel est la localisation des pans les uns par rapport aux autres sans référence. Il est important de bien définir la zone de tolérance en plaçant correctement les dimensions théoriques exactes (ou cotes encadrées) sur le dessin de définition.

Contrainte fonctionnelle 2 : (Position relative des portées cylindriques utilisées pour le guidage de l'arbre 8)

Plusieurs possibilités existent :

- utiliser la rectitude en zone commune qui permettra également de limiter les défauts de forme,
- utiliser la coaxialité entre les deux surfaces cylindriques. Etant donné que les deux surfaces cylindriques n'ont pas les mêmes dimensions géométriques la surface prise comme référence sera la surface la plus importante.

Contrainte fonctionnelle 3 : (Position relative de l'ensemble des 14 pans par rapport aux portées cylindriques citées précédemment)

La spécification géométrique répondant à ce besoin fonctionnel est la localisation des 14 pans par rapport à une référence utilisant les deux surfaces cylindriques. Il est à noter que la valeur de la tolérance devra être supérieure à celle définie pour la contrainte fonctionnelle 1 afin de garantir une cohérence entre les différentes spécifications.

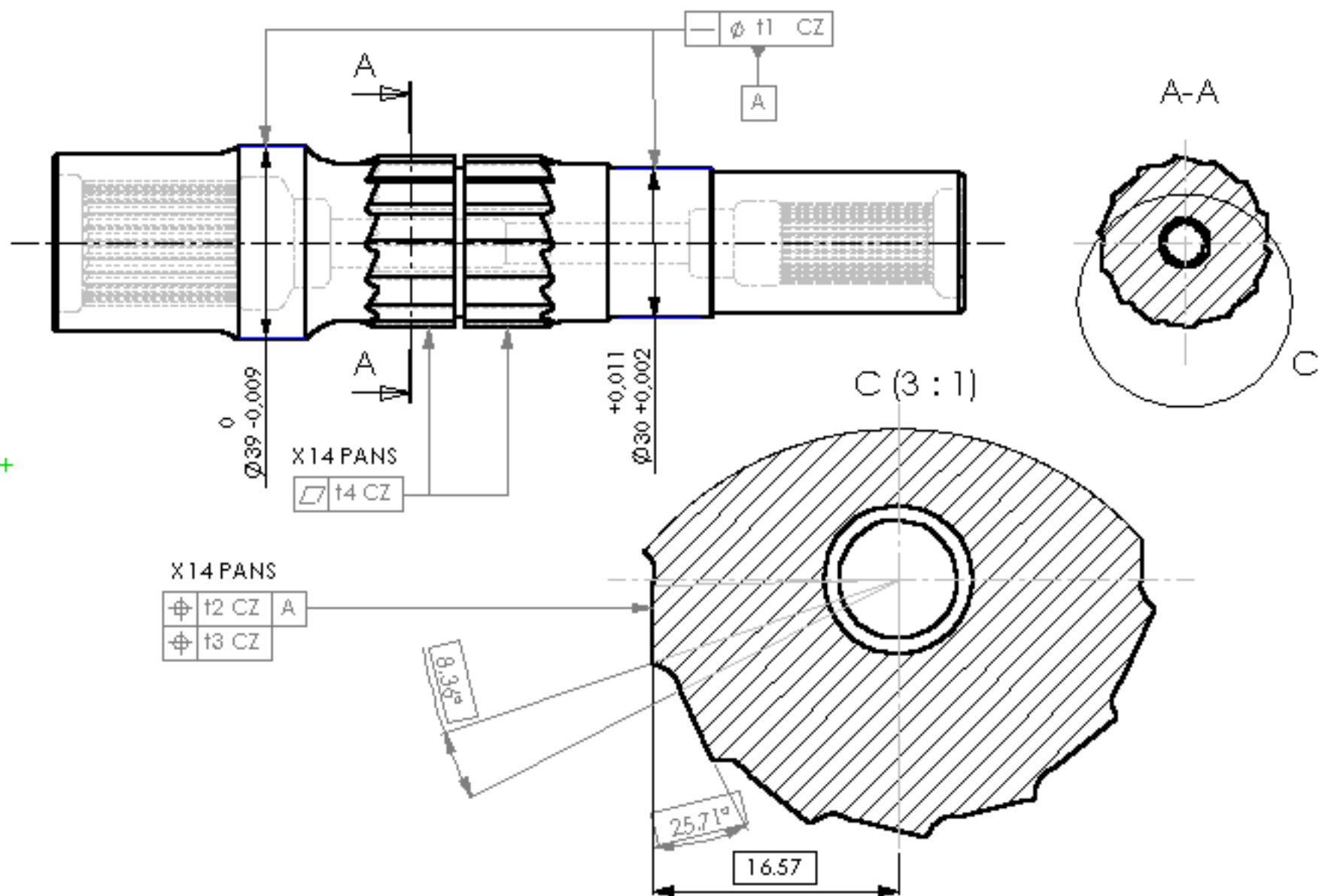
Contrainte fonctionnelle 4 : (Limiter les défauts de forme)

Il est évident que les seules surfaces dont il convient de limiter les défauts de forme sont les 14 pans et les deux surfaces cylindriques.

Les spécifications géométriques répondant à ce besoin fonctionnel sont :

- la planéité pour les 14 pans, la tolérance de cette planéité devra être inférieure à valeur de la tolérance de la localisation utilisée pour la contrainte fonctionnelle 1.
- et la cylindricité pour les deux portées cylindriques si la rectitude en zone commune n'a pas été utilisée ou si elle n'est pas assez restrictive.

Remarque : Sachant que la localisation des 14 pans utilise une zone de tolérance complexe, il sera nécessaire de vérifier que les moyens de contrôle, mis à la disposition du métrologue, sont compatibles avec cette spécification.

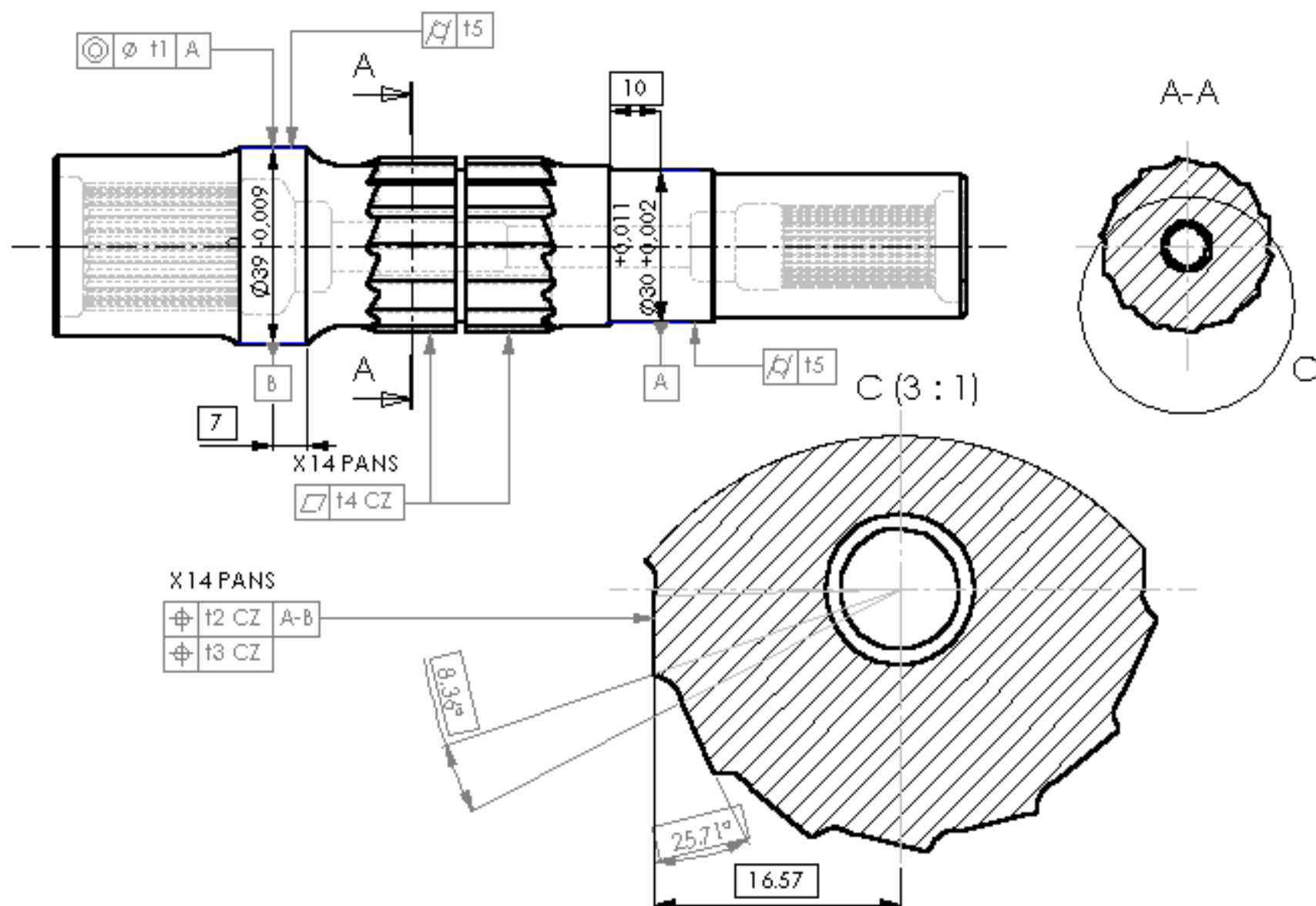


X14 PANS

$\varnothing 12$ CZ	A
$\varnothing 13$ CZ	

Document réponse DR01

Dessin de définition de l'arbre 8 de la roue libre
 Form at A4 - Echelle 1:1



Document réponse DR01

Dessin de définition de l'arbre 8 de la roue libre
 Form at A4 - Echelle 1:1

Quatrième partie - Etude de la boîte de transmission arrière et du rotor arrière :

Analyse de l'ensemble BTA et rotor arrière type fenestron :

Question 29 : A partir du document 14, analyser les solutions constructives adoptées pour l'orientation des pales et réaliser un schéma cinématique en perspective de l'ensemble BTA-rotor arrière, faisant apparaître le système d'orientation des pales.

On constate que le faisceau déformable (61) élimine le degré de liberté en translation des pales par rapport au rotor (17) mais il doit autoriser la rotation de la pale par rapport à son axe. Par conséquent, la raideur en torsion des différentes pièces feuilletées doit être faible.

Pour modéliser la cinématique utilisée pour le système d'orientation des pales, deux schémas cinématiques sont proposés en prenant comme hypothèse que les solides sont indéformables.

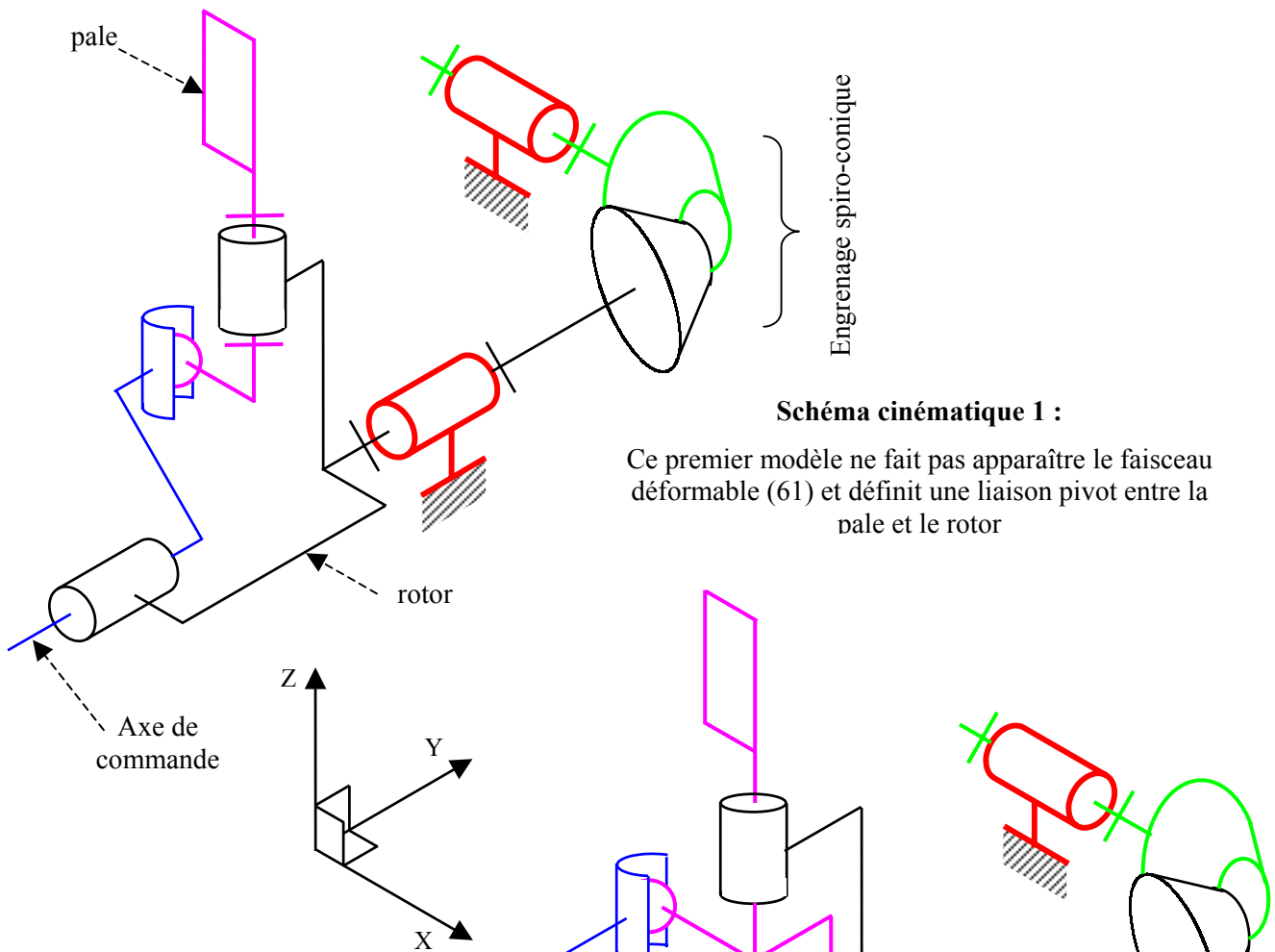


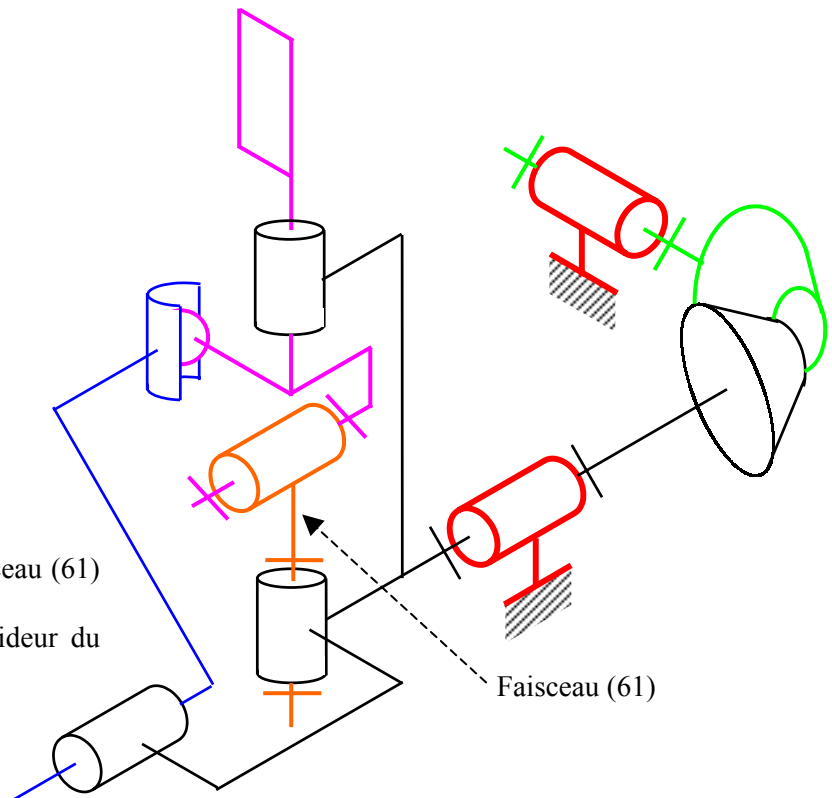
Schéma cinématique 1 :

Ce premier modèle ne fait pas apparaître le faisceau déformable (61) et définit une liaison pivot entre la pale et le rotor

Schéma cinématique 2 :

Ce deuxième modèle fait apparaître le faisceau (61) et définit deux liaisons pivots :

- entre le faisceau et le rotor (car la raideur du faisceau est supposée nulle en torsion)
- entre le faisceau et la pale



Question 30 : Déterminer les valeurs du déplacement axial de l'axe de commande (repéré 30) par rapport à la position de référence de manière à satisfaire les conditions imposées par le cahier des charges sur la plage de variation de l'angle de pas. A partir d'une analyse des différents déplacements relatifs, justifier la forme du plateau de commande (repéré 54) définie sur la vue de détail F du document 14.

Pour déterminer les valeurs du déplacement axial de l'axe de commande (repéré 30) par rapport au rotor il suffit de limiter l'étude au plan (X, Y) tel que défini sur le schéma ci-contre.

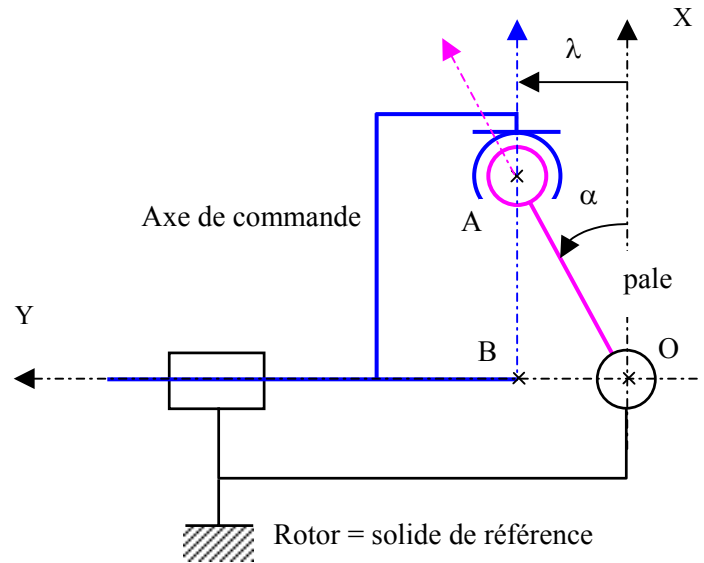
Lorsque $\alpha = 0^\circ$ le faisceau déformable (repéré 61) n'est pas contraint, ce qui correspond à un angle de pas de $+9^\circ$.

L'angle de pas des pales noté β doit varier de :

$$-25^\circ \text{ à } +43^\circ$$

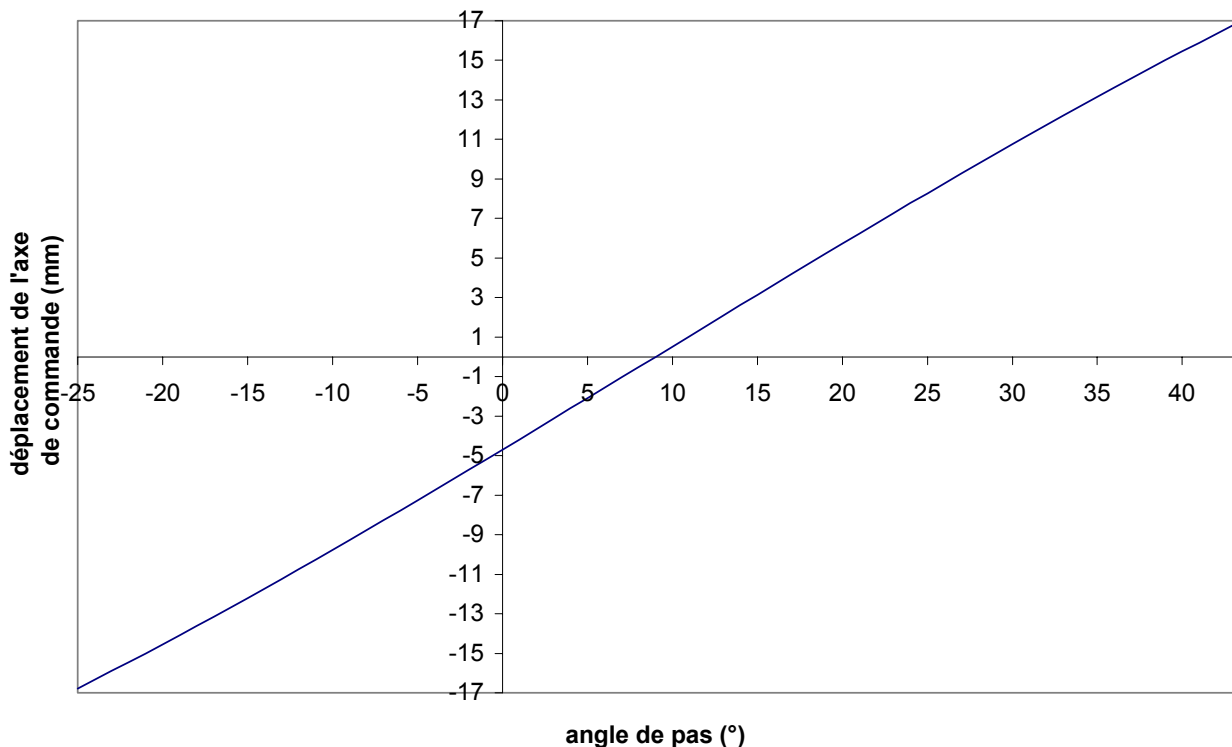
Et comme $\alpha = \beta - 9^\circ$ alors α varie de :

$$(-25-9 = -34^\circ) \text{ à } (43-9 = 34^\circ)$$



$$\|\overrightarrow{OA}\| = a = 30 \text{ mm (voir document 14)}$$

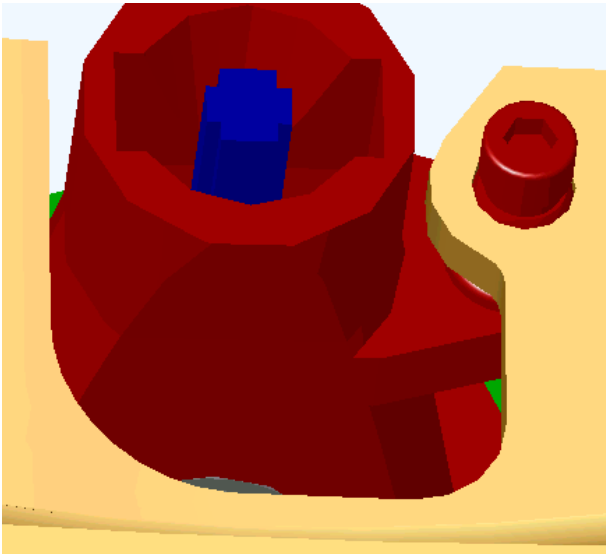
La fermeture géométrique donne : $\lambda = a \sin \alpha$ avec $\alpha \in [-34^\circ, +34^\circ]$



$$\lambda \in [-16,8; +16,8]$$

la course maxi de l'axe de commande est de 33,6 mm.

Une analyse cinématique des différentes liaisons permet de mettre en évidence les deux mouvements combinés de l'axe de commande (30) par rapport au rotor : translation et rotation suivant l'axe $B\bar{y}$ (c.f. schéma). Les formes géométriques du plateau de commande (54) (voir document 14 détail F) doivent pouvoir accueillir le pied de pale de manière à éviter tout problème d'interférence entre la pale et le plateau de commande.



Relation Produit – Procédé - Matériau :

Question 31 : Après une analyse des sollicitations mécaniques du faisceau, justifier le choix du constructeur d'utiliser un faisceau feuilleté.

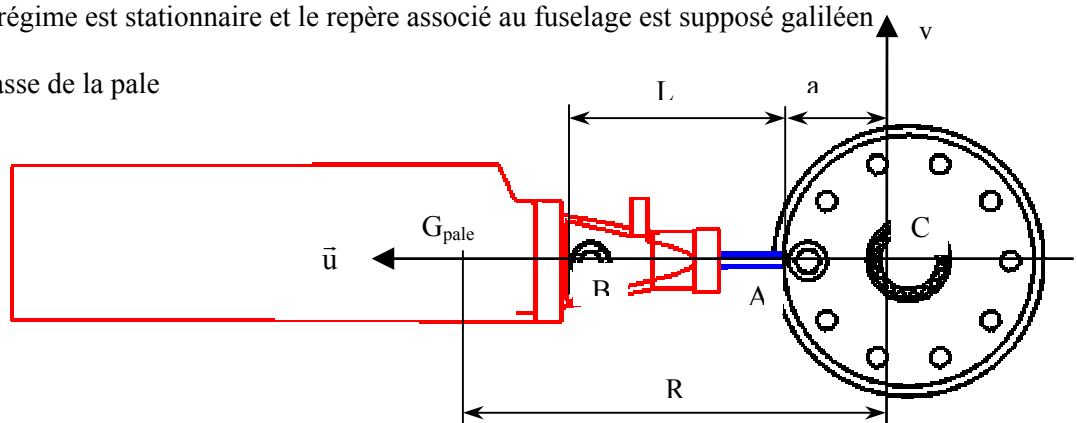
Lorsque le rotor arrière est entraîné en rotation, le faisceau est sollicité en traction car il doit supporter les effets centrifuges car la pale n'est pas arrêtée axialement dans sa liaison avec le rotor. Lors de la modification de l'angle de pas, la rotation de la pale sollicite le faisceau en torsion. Le faisceau doit donc supporter des efforts de traction importants et doit avoir une raideur en torsion très faible afin de minimiser les efforts nécessaires à la commande de l'angle de pas.

Afin de répondre à ces contraintes et de diminuer l'encombrement en longueur, le constructeur a opté pour un ensemble de plaques de faible épaisseur (afin de limiter le gauchissement des sections en torsion).

Estimation de l'effort du faisceau sur une pale :

Hypothèses : le régime est stationnaire et le repère associé au fuselage est supposé galiléen

G_{pale} : centre de masse de la pale



Données : $a = 63 \text{ mm}$, $L = 135 \text{ mm}$, $R = 308 \text{ mm}$,
Masse d'une pale : $M_{pale} = 0,27 \text{ kg}$

Inventaire des actions mécaniques extérieures à la pale :

- Action pièce 61 :
$$\left\{ T_{61 \rightarrow \text{pale}} \right\}_B = \left\{ \begin{array}{l} R_{u \ 61\text{-pale}} \bar{u} + R_{y \ 61\text{-pale}} \bar{y} + R_{v \ 61\text{-pale}} \bar{v} \\ M_{y \ 61\text{-pale}} \bar{y} + M_{v \ 61\text{-pale}} \bar{v} \end{array} \right\}$$
- Liaison rotor pale : liaison pivot glissant d'axe A \bar{u} :
$$\left\{ T_{\text{rotor} \rightarrow \text{pale}} \right\}_B = \left\{ \begin{array}{l} R_{y \ \text{rotor-pale}} \bar{y} + R_{v \ \text{rotor-pale}} \bar{v} \\ M_{y \ \text{rotor-pale}} \bar{y} + M_{v \ \text{rotor-pale}} \bar{v} \end{array} \right\}$$
- Action aérodynamique :
$$\left\{ T_{\text{air} \rightarrow \text{pale}} \right\}_B = \left\{ \begin{array}{l} \bar{R}_{\text{air} \rightarrow \text{pale}} \\ \bar{M}_{A \ \text{air} \rightarrow \text{pale}} \end{array} \right\} \text{ avec } \bar{R}_{\text{air} \rightarrow \text{pale}} \cdot \bar{u} = 0$$
- Action de pesanteur négligée

Le théorème de la résultante dynamique, appliqué à la pale et projeté sur son axe permet d'écrire :

$$\bar{R}_{(\text{pale} \rightarrow \text{pale})} \cdot \bar{u} = M_{\text{pale}} \bar{a}(\text{G pale/Rg}) \cdot \bar{u} \quad \text{avec} \quad \bar{a}(\text{G pale/Rg}) \cdot \bar{u} = -R \left(\omega_{\text{rotor/fuselage}} \right)^2$$

Enfinement : $R_{u \ 61\text{-pale}} = -M_{\text{pale}} R \left(\omega_{\text{rotor/fuselage}} \right)^2$

A.N. : $|R_{u \ 61\text{-pale}}| = 0,27 * 0,308 \left(4000 \frac{32 \pi}{35 \ 30} \right)^2 \approx 12200 \text{ N}$

Question 32 : Proposer un matériau possible pour le faisceau et donner sa désignation. Pour chaque solution (figures 4 et 5) proposer un mode d'obtention ainsi que la gamme succincte de fabrication.

En se limitant à la sollicitation en traction (modèle simplifié) on obtient une contrainte normale :

$$\sigma = \frac{N}{S} = \frac{R_{u \ \text{pale} - 61}}{0,2 (16 h_1 + 18 h_2)} \approx 254 \text{ MPa}$$

Le matériau utilisé est un acier inoxydable X 12 Cr Ni 17 – 07, il satisfait aux différentes contraintes imposées : sollicitations mécaniques (essentiellement en traction), résistance à la fatigue et à la corrosion.

Deux procédés sont utilisables :

- Le contournage à partir d'une machine outil à commande numérique et le perçage des différents alésages.
- L'emboutissage de chaque lame dans un acier plat coupé à longueur suivi d'un traitement thermiquement et d'un grenailage. Les petites barres exécutées en acier laminé à froid ont un meilleur état de surface et peuvent supporter des contraintes plus élevées.

Question 33 : En prenant en compte tous les critères associés aux matériaux, aux procédés de mise en œuvre et à l'intégration du composant dans le mécanisme, effectuer une analyse comparative des deux solutions.

	Faisceau mono bloc	Faisceau multi blocs
Matériau (résistance, corrosion, ...)	Identique	
Encombrement	Identique	
Montage	Contraintes de mises en position importantes	On augmente le temps de montage du fait de la multiplication des opérations pour chaque bloc, mais on limite les contraintes de mises en position des différents blocs
Coût du procédé de mise en œuvre	La forme de plaque relativement complexe augmente le coût de fabrication	La forme des plaques et leur nombre important permettent de diminuer le coût de fabrication

Question 34 : En tenant compte des différentes sollicitations mécaniques appliquées sur l'une des pièces du faisceau 61 (figure 5) proposer, à l'aide d'un dessin à main levée, la forme d'une pièce non feuilletée susceptible de la remplacer et justifier vos choix.

Hypothèse d'une pièce de section circulaire dans le même matériau :

Les caractéristiques mécanique d'un acier inoxydable X 12 CrNi 17 – 07 sont rappelées ci-dessous :

- Module d'Young : $E = 200\ 000\ \text{Mpa}$
- Module de Coulomb : $G = 77\ 000\ \text{Mpa}$
- Résistance limite élastique : de 500 MPa à 1200 Mpa

Considérons une longueur $L = 110\ \text{mm}$ de manière à conserver l'encombrement.

Le diamètre minimal pour une valeur de $\sigma_e = 500\ \text{MPa}$ peut être calculé de la manière suivante :

$$\sigma = \frac{N}{S} = \frac{4 R_{u\ \text{pale-61}}}{\pi d^2} \quad \text{donc} \quad d = \sqrt{\frac{4 R_{u\ \text{pale-61}}}{\pi \sigma_e}} \approx 5,5\ \text{mm}$$

Si l'on choisit $d = 6\ \text{mm}$, nous pouvons déduire le moment quadratique et l'angle unitaire de torsion, il vient :

$$I_0 = \frac{\pi d^4}{32} \approx 127,23\ \text{mm}^4 \quad \text{et} \quad \theta_{\text{max } i} = \frac{\alpha_{\text{max } i}}{L} = \frac{34 * \frac{\pi}{180}}{110} = 5,4 * 10^{-3}\ \text{rad/mm}$$

Soit : $M_t = G \theta I_0 \approx 53\ 000\ \text{N.mm}$

Il est évident que cette valeur est incompatible avec la commande d'incidence des pales.

Si l'on compare ces résultats avec ceux obtenus pour le faisceau feuilleté nous pouvons obtenir :

- Moment quadratique : $I_0 = 16 J_1 + 18 J_2 = 0,63\ \text{mm}^4$,
- $\theta_{\text{max } i} = 5,4 * 10^{-3}\ \text{rad/mm}$ (valeur conservée par rapport au cas précédent $L = 110\ \text{mm}$)

En prenant $G = 77\ 000\ \text{MPa}$ on obtient $M_t = G \theta I_0 \approx 300\ \text{N.mm}$.

Ce moment de torsion permet d'estimer les capacités de la commande, dans le cadre d'une section circulaire le diamètre compatible avec cette contrainte est donné par :

$$d = \left(\frac{32 M_t}{G \theta \pi} \right)^{1/4} \approx 1,6\ \text{mm}$$

La contrainte de traction associée est donc $\sigma = N/S = 4 R_{u\ \text{pale-61}} / (\pi d^2) \approx 6000\ \text{MPa}$. Cette valeur est, évidemment très importante. Elle rend l'utilisation d'une pièce circulaire impossible.

Une solution envisageable est l'intégration d'une pièce de type câble ou toron de manière à réduire la rigidité de torsion et à autoriser une augmentation de diamètre. Ce type de solution, nécessite des modifications : intégration dans l'assemblage et en particulier création des liaisons avec les pales et le rotor.

Avant projet de conception :

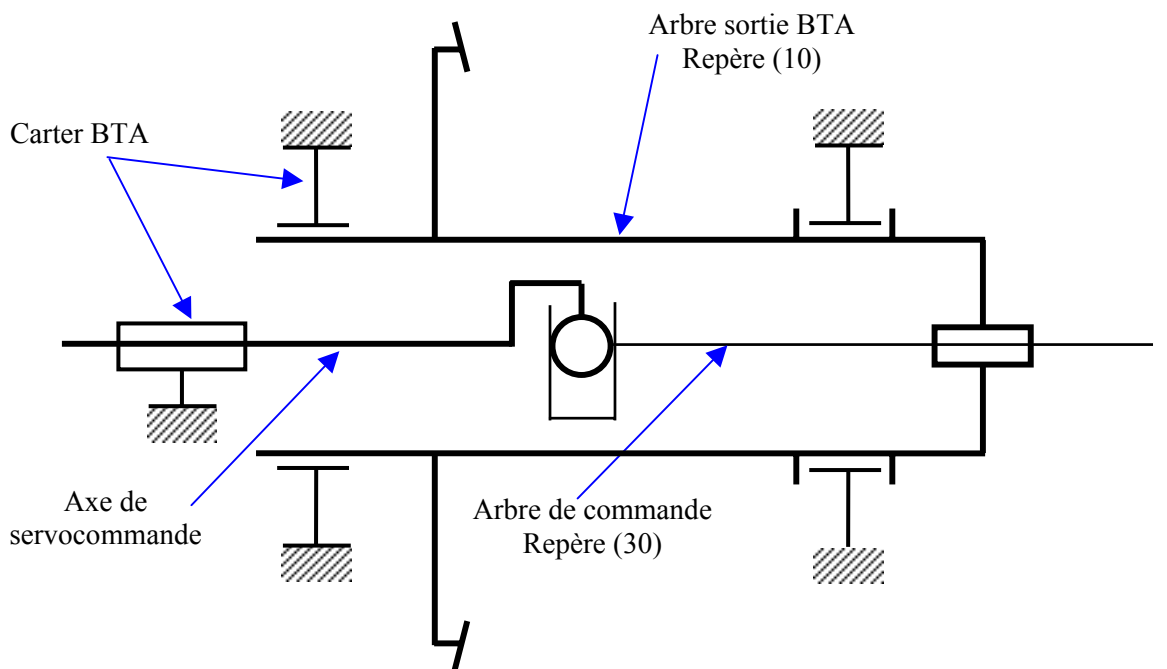
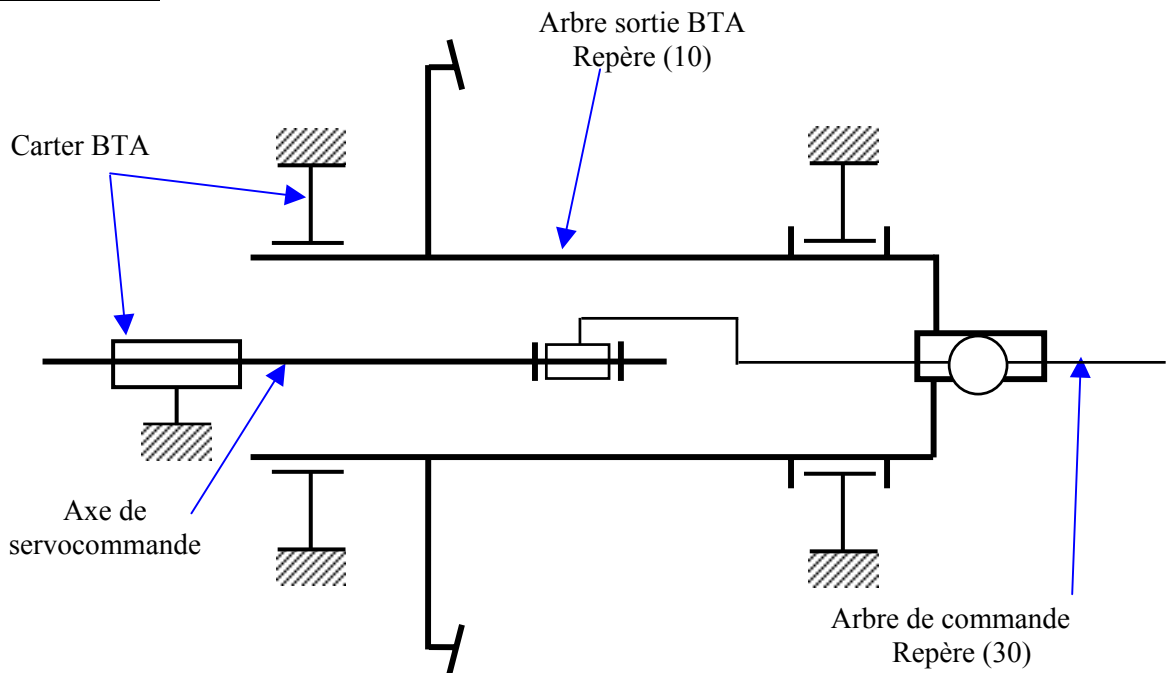
Question 35 : Après l'analyse des différentes contraintes associées à la commande du plateau 54 par l'intermédiaire de la servocommande, déterminer sous forme de graphes fonctionnels, schémas d'architecture et (ou) de schémas technologiques les différentes solutions que vous envisagez.

Contraintes :

- Transmettre le mouvement axial de l'axe de la servocommande à l'axe de commande repère 30
- L'axe de la servocommande ne doit pas supporter d'effort radial

- L'axe de la servocommande ne doit pas avoir de mouvement de rotation par rapport au corps de la servocommande.
- Résister aux conditions de fonctionnement prévues (vitesse et effort)
- Garantir une bonne étanchéité.
- S'intégrer à l'arbre 10 de la BTA
- Assurer la liaison avec l'axe de la servocommande
- Limiter la masse de l'ensemble
- Assurer la sécurité (éléments filetés) et la rigidité de l'ensemble, minimiser les jeux.

Schémas architecturaux :



L'effort maxi de la servocommande est de 600 daN et la vitesse de l'arbre de sortie par rapport au carter de la BTA est de 3657 tr/min, il est important de noter que la liaison entre l'axe de la servocommande et l'arbre de commande (30) ne peut être réalisée que par des éléments roulants (exemples : butée à billes double effets, roulement à deux rangées de billes à contact oblique,). De plus cette liaison ne devra pas avoir de jeu axial pour garantir la commande de l'angle de pas des pales. L'ensemble {axe de la servocommande et arbre de commande (30)} devra avoir un débattement axial de +/- 17 mm par rapport à la position de référence.

L'étanchéité doit être garantie au niveau de l'axe de commande (30) et de l'arbre de sortie de la BTA (10) ainsi qu'entre l'axe de la servocommande et le carter de la BTA.

Le domaine aéronautique implique de garantir une bonne fiabilité des solutions techniques envisagées. Il faudra en particulier garantir le maintien des éléments filetés. Les pièces devront avoir des dimensions compatibles avec le milieu aéronautique (masse faible) et présenter une bonne tenue mécanique.

Question 36 : Sur le document DR02, établir le dessin d'ensemble à l'échelle 1 :1 de la solution que vous avez retenue. La position géométrique des différents composants correspondra à la position pour laquelle le faisceau déformable n'est pas contraint. Des vues ou coupes complémentaires, en plan ou perspective, doivent être utilisées si elles facilitent la compréhension. Les composants normalisés seront dessinés de façon aussi vraisemblable que possible.

Pour des raisons de confidentialité, la solution proposée sur le document « DR02corrigé » est une version simplifiée de la solution utilisée par la société Eurocopter. Il est à noter que l'arbre de sortie de la BTA (10) qui est représenté sur le document DR02 comme monobloc est en réalité constitué de deux parties pour permettre l'usinage des dentures spiro-coniques. Ces deux parties sont ensuite assemblées par soudage à faisceau d'électrons.