Banque PT, France

Session 2023, filière PT

Sciences industrielles B

Durée : 6 heures

Ce que traite le sujet

- Présentation
- Partie I : caractéristiques d'un actionneur permettant de valider l'exigence 1.4
- Partie II : choix de la transmission interne à l'actionneur
- Partie III : dimensionnement d'un arbre de transmission et de ses paliers

Sujet reproduit sans retouche à partir de la page suivante.

Résumé des parties, chapitres de cours liés et autres années :
prepahelp.com/annales/banque-pt/pt/2023/si-b

Prepa Help ne revendique aucun droit sur le sujet, propriété de l'organisateur du concours.

Epreuve de Sciences Industrielles B

Durée 6 h

Si, au cours de l'épreuve, un candidat repère ce qui lui semble être une erreur d'énoncé, d'une part il le signale au chef de salle, d'autre part il le signale sur sa copie et poursuit sa composition en indiquant les raisons des initiatives qu'il est amené à prendre.

L'usage de calculatrices est interdit.

Aucun document n'est autorisé.

Composition du sujet :

- 1 cahier contenant une description du support de l'étude et le travail demandé (15 pages), et des documents annexes (18 pages) ;
- 1 cahier réponse de 11 pages **à rendre à la fin de l'épreuve.**

Remarque : Le document annexe P présente un tableau récapitulant les données et les notations principales utilisées dans l'épreuve.

Il est demandé au candidat :

- de formuler toutes les hypothèses qu'il jugera nécessaires pour répondre aux questions posées ;
- de rédiger tous les calculs en **littéral** avant de faire, si elles sont demandées, les applications numériques ;
- d'**encadrer** les réponses finales.

La **présentation**, la lisibilité, l'orthographe, la qualité de la **rédaction, la clarté et la précision** des raisonnements entreront pour une **part importante dans l'appréciation des copies**. En particulier, les résultats non justifiés ne seront pas pris en compte. L'ensemble des réponses sera rédigé sur les documents réponses dans les espaces libres proposés pour chaque question.

Tournez la page S.V.P

Il est interdit aux candidats de signer leur composition ou d'y mettre un signe quelconque pouvant indiquer sa provenance.

Système d'ouverture de porte sur un avion cargo

Le transport express de marchandises s'est fortement développé, notamment suite à la globalisation des marchés et à l'essor du e-commerce. Ce transport s'organise autour de grands hubs continentaux secondés par des hubs régionaux, les voies de transport terrestre prenant le relais ensuite. Les avions cargo sont destinés exclusivement au transport de matériels et marchandises d'un hub à un autre. Il en existe différents types adaptés à des besoins spécifiques (rayon d'action et capacités d'emport) :

- catégorie 1 : petits appareils pouvant transporter entre 8 et 30 tonnes de matériel sur des distances moyen-courrier ; ces appareils ont vocation à alimenter des hubs régionaux ;
- catégorie 2 : appareils dont le gabarit est semblable à ceux des avions passagers mono-couloir, pouvant transporter entre 25 et 65 tonnes de matériel sur des distances moyen-courrier ;
- catégorie 3 : appareils dont le gabarit est semblable à ceux des avions passagers double-couloir, moyen-courrier ou long-courrier pouvant transporter entre 50 et 70 tonnes de matériel ;
- catégorie 4 : appareils long-courrier pouvant transporter entre 70 et 110 tonnes de matériel ;
- catégorie 5 : appareils spécifiques pouvant accomplir des transports exceptionnels, par exemple pour des besoins militaires ou humanitaires.

Les marchandises doivent pouvoir être embarquées dans l'avion au moyen de portes adaptées à la capacité d'emport de l'avion. Le système étudié permet l'ouverture d'une porte latérale sur un avion cargo de la catégorie 1 tel que celui présenté en figure 1.



Figure 1 – Vue en vol d'un avion cargo sur lequel on étudie le mécanisme d'ouverture de la porte latérale avant (source : www.atr-aircraft.com)

L'implantation de la porte cargo sur l'avion est présentée en annexe A sur la figure 4. La localisation du système d'ouverture étudié pour cette porte est également fournie.

1 Cahier des charges partiel associé au système d'ouverture de porte

Le système d'ouverture de porte cargo est présenté à l'aide du diagramme de contexte de la figure 2. Les principales exigences fonctionnelles associées au système étudié sont présentées sur la figure 3.

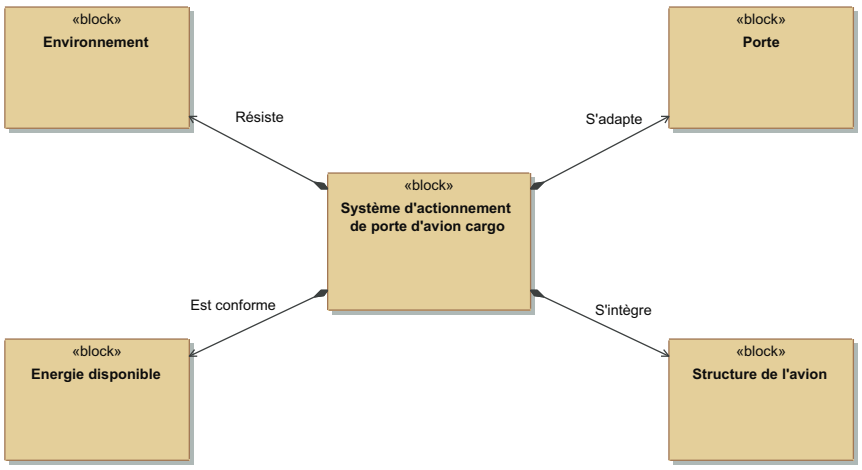


Figure 2 – Diagramme SysML de contexte associé au système d'ouverture de porte cargo

La présente étude porte essentiellement sur l'exigence 1.4 (voir figure 3) permettant d'assurer le mouvement du système d'ouverture. Les sous-exigences associées à cette exigence exprimée de manière globale sont détaillées spécifiquement en annexe B sur la figure 5. La figure 6 de l'annexe B présente quant à elle les sous-exigences associées à l'exigence 1.1. En particulier, seront étudiées :

— la sous-exigence 1.4.1 permetttant d'assurer que la porte a un débattement angulaire suffisant pour permettre le passage des matériels, marchandises et personnels par la porte ;
— la sous-exigence 1.4.2. permettant d'assurer que le passage d'une position fermée à ouverte, et inversement, se fait en un temps compatible avec les cadences de chargement et déchargement souhaitées ;
— la sous-exigence 1.4.3 permettant d'assurer que le système est assez puissant pour manœuvrer une porte et qu'en cas de surcharge, aucune défaillance du système ne sera observée.

2 Travail demandé

Travail demandé

Ce sujet comporte trois parties indépendantes, elles-mêmes constituées de nombreuses questions qui peuvent être traitées séparément :

— la **Partie I** (durée conseillée 1h45 min) se concentre sur les exigences liées à la cinématique du système d'ouverture (amplitude et temps d'ouverture de porte) ;
— la **Partie II** (durée conseillée 2h00) se concentre sur l'exigence de protection du système vis-à-vis des surcharges ;
— la **Partie III** (durée conseillée 1h45) se concentre sur l'exigence de résistance du système aux chargements extérieurs ;

Une lecture préalable du sujet complet est vivement conseillée (durée indicative 30 min).

Applications numériques. — Dans le domaine des Sciences Industrielles, le fait de savoir calculer et analyser les valeurs des grandeurs utiles au dimensionnement est aussi important que celui de savoir déterminer leurs

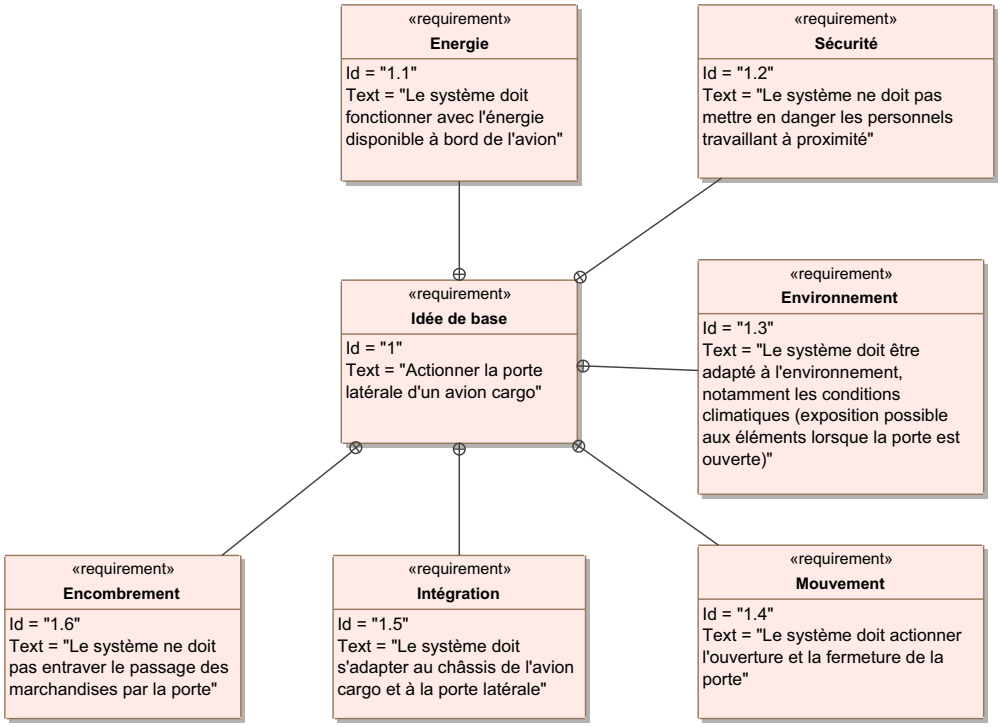


Figure 3 – Diagramme SysML des principales exigences associées au système d'ouverture de porte cargo

expressions littérales. C'est pourquoi, **une attention toute particulière sera accordée à la réalisation des applications numériques**.

Pour réaliser celles-ci sans l'usage d'une calculatrice, le candidat pourra faire des approximations de bon sens, qui conduiront éventuellement à une erreur relative de quelques pourcents sur le résultat final, tolérée par le correcteur.

PARTIE

Caractéristiques d'un actionneur permettant de valider l'exigence 1.4

Objectif. — Dans cette partie, on souhaite déterminer les caractéristiques principales du système d'actionnement de la porte afin de respecter les exigences 1.4.1, 1.4.2 et 1.4.3.

I.1 — Validation de l'exigence 1.4.1 : course de l'actionneur

La cinématique envisagée pour le mécanisme d'ouverture de porte est présentée sur la figure 7 du document annexe C. On considère que le mécanisme est plan. La structure du fuselage de l'avion est notée (S_0) et appelée châssis dans la suite. On lui associe une base fixe $(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$. La porte (S_1) est en liaison pivot d'axe $(A, \vec{z})$ avec le châssis (S_0). On lui associe une base $(\vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z})$ telle que $\theta_1 = (\vec{x}, \vec{x}_1)$. Un basculeur (S_2) est également en liaison pivot d'axe $(B, \vec{z})$ avec le châssis (S_0). On lui associe une base $(\vec{x}_2, \vec{y}_2, \vec{z})$ telle que $\theta_2 = (\vec{x}, \vec{x}_2)$. Un actionneur linéaire est représenté de façon simplifiée par un corps (S_3) en liaison glissière de direction $\vec{x}_3$ avec une tige (S_4). Le corps (S_3) de l'actionneur est en liaison rotule de centre C avec le châssis (S_0) tandis que la tige (S_4) est en liaison rotule de centre D avec le basculeur (S_2). L'orientation de l'actionneur linéaire est repérée par un angle $\theta_3 = (\vec{x}, \vec{x}_3)$.

Enfin, une liaison doit être installée entre le basculeur (S_2) et la porte (S_1) afin que l'actionneur puisse mettre en mouvement la porte (S_1).

Question 1 Quelle est la trajectoire du point D dans le mouvement du basculeur (S_2) par rapport au châssis (S_0) ? Quelle est la trajectoire du point E dans le mouvement du basculeur (S_2) par rapport au châssis (S_0) ? Quelle est la trajectoire du point F dans le mouvement du basculeur (S_1) par rapport au châssis (S_0) ? Pour chaque réponse, on précisera les éléments géométriques permettant de définir complètement la trajectoire (centre et rayon par exemple pour une trajectoire circulaire).

Diverses liaisons sont proposées entre le basculeur (S_2) et la porte (S_1) dans le cahier réponse. Ces liaisons sont supposées parfaites.

Question 2 Pour chaque liaison proposée, indiquer avec une croix dans le tableau si le mécanisme est bloqué ou mobile, et indiquer également la ou les liaisons à retenir.

On considère désormais que le point E appartenant au basculeur (S_2) est libre de se déplacer selon la droite $(F, \vec{x}_1)$. On a tracé sur le cahier réponse le mécanisme dans la configuration porte fermée. L'échelle du tracé figure sur le document réponse. On rappelle que l'exigence 1.4.1 (voir figure 5) impose un débattement angulaire de 90^o entre la position fermée et la position ouverte.

Question 3 A l'aide des instruments classiques (règle, compas), représenter le mécanisme complet dans la configuration porte ouverte ; on notera X' la position en configuration ouverte d'un point X en configuration fermée ; pour ce tracé, on considèrera que le point E ne peut se déplacer que sur la droite (FH) au cours du mouvement.

Question 4 Déduire des tracés précédents la longueur $\lambda = CD$ de l'actionneur lorsque la porte est fermée, la longueur $\lambda' = C'D'$ de l'actionneur lorsque la porte est ouverte, et la course $\Delta\lambda$ nécessaire pour l'actionneur permettant de passer de la configuration fermée à la configuration ouverte.

I.2 — Validation de l'exigence 1.4.2 : vitesse de l'actionneur

L'exigence 1.4.2 indique que la porte doit s'ouvrir complètement en au plus $T = 30\ s$. On propose d'estimer la vitesse linéaire moyenne $\widetilde{V}$ de l'actionneur nécessaire pour valider cette exigence.

Question 5 Exprimer la vitesse linéaire moyenne de l'actionneur $\widetilde{V}$ en fonction de $\Delta\lambda$ et T ; donner la valeur numérique de $\widetilde{V}$ en $mm.s^{-1}$.

Afin d'obtenir plus précisément le lien entre la vitesse linéaire du vérin et la vitesse angulaire de la porte, on propose d'établir un modèle analytique de loi entrée sortie du mécanisme étudié. Pour cela, le mécanisme est représenté dans une configuration quelconque en annexe C. Le paramétrage retenu est décrit dans cette même annexe.

Question 6 Quel est le nombre de mobilités utiles du mécanisme ? Combien de paramètres permettant de décrire le mouvement du système ont été introduits ? Combien d'équations scalaires liant ces paramètres faut-il écrire pour obtenir la loi entrée/sortie reliant λ à θ_1 ?

On cherche à obtenir les équations scalaires nécessaires au calcul de la loi entrée/sortie reliant λ à θ_1. On propose dans le cahier réponse plusieurs combinaisons d'équations vectorielles.

Question 7 Préciser pour chaque équation proposée le nombre d'équations scalaires que l'on peut en tirer, les paramètres de position impliqués, et indiquer enfin avec une croix si l'ensemble d'équations est pertinent pour répondre à l'objectif.

Le calcul analytique de la loi entrée/sortie à partir du groupe d'équations pertinent n'étant pas aisé, on fournit en annexe D une représentation graphique de celle-ci : $\lambda = f(\theta_1)$. On a tracé également la fonction $f'(\theta_1)$ dérivée de f par rapport à θ_1. On note pour la suite $\dot{\theta}_1$ la dérivée de θ_1 par rapport au temps.

Question 8 Exprimer la vitesse linéaire $V(\theta_1) = \dot{\lambda}$ du vérin en fonction de l'angle de porte θ_1, de f et/ou de sa dérivée, et de $\dot{\theta}_1$.

On suppose dans la suite que la vitesse linéaire du vérin est constante dans toute la phase d'ouverture.

Question 9 Si l'on souhaite que la vitesse angulaire de la porte soit au moins de $3^o.s^{-1}$ pour toute configuration entre la position fermée et la position ouverte, quelle doit être la vitesse linéaire du vérin en $mm.s^{-1}$? Si l'on souhaite que la vitesse angulaire de la porte soit au plus de $3^o.s^{-1}$ pour toute configuration entre la position fermée et la position ouverte, quelle doit être la vitesse linéaire du vérin en $mm.s^{-1}$?

I.3 — Validation de l'exigence 1.4.3 : poussée de l'actionneur

L'exigence 1.4.3 indique que l'actionneur doit être capable d'ouvrir et fermer une porte dont la masse est notée M et dont le centre de gravité est noté G. Dans le repère $(A, \vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z})$, la position de G est repérée comme suit : $\vec{AG} = -a_1\vec{x}_1 - b_1\vec{y}_1$ (voir figure 7 en annexe C). L'objectif de cette partie est d'estimer la charge maximale que doit être capable de pousser le vérin. On fait les hypothèses suivantes :

- On se place en régime permanent : les effets d'accélération sont négligés ;
- On considère que toutes les liaisons sont parfaites : on néglige donc tous les frottements et les jeux dans les liaisons ;
- On néglige le poids de toutes les pièces en mouvement, excepté celui de la porte (S_1) appliqué en G.

Afin de déterminer le lien entre l'effort de poussée du vérin $F_v\vec{x}_3$ et la masse M de la porte, on propose d'utiliser le théorème de l'énergie cinétique.

Question 10 Déterminer la puissance P_v fournie par le vérin en fonction de $V(\theta_1)$ et F_v ; de même, déterminer la puissance P_p associée à la pesanteur en fonction de M, g, θ_1, $\dot{\theta}_1$et des paramètres géométriques positionnant le centre de gravité G de la porte.

Question 11 Préciser les hypothèses associées à l'utilisation du théorème de l'énergie cinétique, le système isolé, puis donner l'expression de F_v en fonction de $f'(\theta_1)$, θ_1, M, g, a_1, et b_1.

On donne en figure 10 de l'annexe E l'évolution de l'effort vérin pour une masse de porte de 1 kg.

Question 12 Effectuer l'application numérique donnant l'effort maximal à fournir par le vérin pour une masse de porte nominale, sans surcharge, ainsi que la position angulaire de la porte pour laquelle cet effort est atteint.

PARTIE II

Choix de la transmission interne à l'actionneur

Objectif — La partie I a permis de définir les principales caractéristiques de l'actionneur linéaire à concevoir. Ces caractéristiques permettent d'obtenir : l'amplitude de mouvement de la porte cargo en adéquation avec l'exigence 1.4.1, un temps d'ouverture de la porte cargo en adéquation avec l'exigence 1.4.2, et une force de poussée en adéquation avec la masse de la porte cargo indiquée dans l'exigence 1.4.3. L'objectif de cette partie est de détailler le choix de la transmission interne à l'actionneur linéaire permettant d'obtenir ces caractéristiques.

II.1 — Choix d'une architecture

La solution constructive imaginée s'inspire fortement des conceptions déjà réalisées dans l'entreprise. L'architecture proposée est la suivante (voir figure 11 en annexe F) :

— un moteur électrique à courant continu convertit l'énergie électrique en énergie mécanique ;
— un réducteur à trois étages de réduction permet d'adapter la puissance fournie par le moteur ;
— un système de type vis-écrou permet de transformer le mouvement de rotation en sortie de réducteur en un mouvement d'allongement de l'actionneur.

Le travail à réaliser porte sur le choix des étages de réduction, du système vis-écrou, et du moteur.

On considère les données suivantes, et ce quels que soient les résultats obtenus dans la partie I :

— la course du vérin est de 150 mm ;
— la vitesse linéaire souhaitée pour le vérin en régime permanent est de $V = 5\ mm.s^{-1}$;
— à cette vitesse, le vérin doit être capable de délivrer un effort de $F_v = 12000\ N$ (un coefficient de sécurité en cas de légère surcharge a été appliqué) ;
— l'encombrement radial autour de l'axe de la tige de vérin doit être inférieur à 80 mm (sur le rayon).

Dans la suite on utilisera les notation suivantes :

— la vitesse angulaire moteur est notée ω_m ;
— la vitesse angulaire de la vis est notée ω_v ;
— la vitesse linéaire du vérin est notée V ;
— le rapport de réduction du réducteur est noté r tel que $r > 1$; il est obtenu au moyen de trois étages de réduction consécutifs notés r_1, r_2, r_3 et tels que $r = r_1 r_2 r_3$, comme visible sur la figure 11 de l'annexe F ;
— le pas du système vis écrou est noté p ; il est exprimé en $mm.tr^{-1}$;
— le rendement d'un étage de réduction est noté η_r ; ce rendement est considéré indépendant de la valeur de r_i et vaut $\eta_r = 0.95$; le rendement de la liaison vis-écrou est noté η_v ; une valeur pessimiste de $\eta_v = 0.7$ est retenue pour la suite ; le rendement global de la transmission est noté η.

Question 13 Donner l'expression du rendement total η de la chaîne de transmission en fonction de η_r et η_v ; exprimer la puissance P_m nécessaire au niveau du moteur pour entrainer le mouvement de la porte cargo en fonction de F_v, V et η ; donner la valeur numérique de P_m en W.

On fournit en annexe G une liste de moteurs à courant continu disponibles chez un fournisseur habituel du concepteur du vérin.

Question 14 Quelles sont les références des moteurs adaptées au besoin et à l'environnement du vérin ?

Dans la suite, quels que soient les résultats obtenus précédemment, on considère l'utilisation d'un moteur électrique ayant les caractéristiques suivantes :

— Vitesse de rotation à vide : 7600 $tr.min^{-1}$;
— Vitesse de rotation nominale : 7000 $tr.min^{-1}$;
— Couple nominal : 0.180 $N.m$;

On cherche à définir le rapport de la transmission c'est-à-dire les rapports de réduction r_i $i \in \{1, 2, 3\}$, et le pas du système vis-écrou p permettant d'atteindre les performances souhaitées.

Question 15 Donner le lien entre ω_v, V et p ; donner l'expression de la vitesse linéaire d'allongement du vérin V en fonction de ω_m, r_i $i \in \{1, 2, 3\}$, et p.

Question 16 Donner l'expression du rapport p/r permettant d'obtenir la vitesse d'allongement souhaitée V connaissant le régime ω_m ; donner la valeur numérique du rapport p/r en $mm.tr^{-1}$.

On s'intéresse maintenant au régime transitoire lors de la phase d'ouverture et on souhaite vérifier qu'il est suffisamment court pour ne pas impacter le temps d'ouverture de la porte. On rappelle les équations électriques du moteur à courant continu, sous l'hypothèse d'une constante de temps électrique faible devant la constante de temps mécanique :

$$U_m = e_m + R_m i_m$$
$$e_m = k_m \omega_m$$
$$C_m = k_m i_m$$

où :

— U_m désigne la tension d'alimentation du moteur ;
— i_m désigne l'intensité parcourant l'induit du moteur ;
— e_m désigne la force contre-électro-motrice ;
— C_m désigne le couple moteur ;
— R_m désigne la résistance de l'induit ;
— k_m désigne la constante de couple du moteur.

Afin de simplifier l'étude dynamique, on fait l'hypothèse que la loi entrée/sortie calculée dans la partie I est linéaire. On pose donc :

$$\lambda = r'\theta_1$$

En exploitant notamment la figure 9 du document annexe D, on choisit de prendre pour la suite $r' = 0.1 m.rad^{-1}$.

Question 17 Exprimer le rapport $\omega_m/\dot{\theta}_1$ en fonction de r, r' et p ; effectuer l'application numérique.

Le calcul du régime transitoire lors de l'ouverture de la porte nécessite de prendre en compte les masses et inerties mises en mouvement. La figure 13 en annexe H présente une modélisation simplifiée de la porte cargo. On fait l'hypothèse que sa répartition de masse est uniforme et que la porte est suffisamment fine pour être approximée par une surface, et donc dans le plan, par un arc de cercle de rayon R. On cherche le moment d'inertie de la porte cargo sur l'axe $(A, \vec{z}_1)$ défini par :

$$J_p = \int_{(S_1)} w^2 dm$$

où $w = AP$ et où P désigne le point courant sur l'arc de cercle, repéré par l'angle β.

Question 18 Exprimer la masse élémentaire dm en fonction de β_0, M et $d\beta$; exprimer w^2 en fonction de R et β.

Question 19 Donner l'expression de J_p en fonction de M, R et β_0 ; effectuer l'application numérique en unités S.I. pour $\beta_0 = \pi/2$ et $R = 1.5$ m.

Le moteur choisi a une inertie rotor notée J_m. On cherche l'inertie équivalente du rotor moteur ramenée à l'axe de rotation de la porte, notée $J_{m,eq}$.

Question 20 Donner l'expression de $J_{m,eq}$ en fonction de r, r', p et J_m ; effectuer l'application numérique ; peut-on se permettre de négliger l'inertie du rotor moteur devant J_p ?

Quels que soient les résultats trouvés précédemment, on considère que l'inertie équivalente à prendre en compte au niveau de l'axe de rotation de la porte cargo est J_{eq}. On note $P_p(\theta_1) = C_p(\theta_1)\dot{\theta}_1$ la puissance associée au poids calculée en partie I.

Question 21 Appliquer le théorème de l'énergie cinétique à l'ensemble mobile et en déduire l'équation différentielle du mouvement en θ_1 ; l'équation différentielle étant mise sous la forme $\ddot{\theta}_1 + A_1\dot{\theta}_1 + A_0\theta_1 = B(\theta_1)$, indiquer les expressions des termes A_1, A_0 et $B(\theta_1)$ en fonction de J_{eq}, r, r', p, R_m, k_m, U_m, $C_p(\theta_1)$.

Question 22 Indiquer, dans le cas où $C_p(\theta_1)$ est quelconque, puis dans le cas simplifié où $C_p(\theta_1)$ est supposé indépendant de θ_1, quel est l'ordre de l'équation différentielle obtenue puis si l'équation différentielle est linéaire ? Par quelle méthode numérique proposez-vous de résoudre cette équation différentielle dans le cas général où $C_p(\theta_1)$ est quelconque ?

Question 23 Donner, en fonction des termes A_0, A_1 et B ou d'une partie de ces termes, l'expression de la constante de temps τ associée au problème dans le cas où $C_p(\theta_1)$ est supposé indépendant de θ_1 ; effectuer l'application numérique ; sous cette hypothèse concernant $C_p(\theta_1)$, la durée du régime transitoire est-elle à prendre en compte dans l'estimation du temps d'ouverture de la porte ?

Afin de lever l'hypothèse concernant $C_p(\theta_1)$, on résout numériquement l'équation différentielle $\ddot{\theta}_1 + A_1\dot{\theta}_1 + A_0\theta_1 = B(\theta_1)$. La réponse $\theta_1(t)$ est fournie sur la figure 14 du document annexe I. La réponse en vitesse $\dot{\theta}_1(t)$ et un zoom sur le tout début de l'intervalle de temps sont fournis en figure 15.

Question 24 Quelle est la constante de temps numérique $\widetilde{\tau}$ associée au problème ? Commenter cette valeur relativement à celle trouvé pour τ ; le temps d'ouverture de la porte cargo incluant les effets dynamiques est-il correct ?

II.2 — Protection du système vis-à-vis des surcharges

En cas de surcharge importante, il est envisagé de protéger la transmission et le moteur électrique en introduisant un limiteur de couple dans la transmission. L'exigence 1.4.3.1 précise que l'effort limite au-delà duquel le limiteur doit entrer en fonction est de $F_v^{max} = 20000\ N$, avec une tolérance de $\pm 10\%$.

La solution envisagée est de remplacer une transmission de couple permanente entre un arbre et un pignon/une roue dentée par une transmission par adhérence réglable. Pour des raisons pratiques, on utilise une surface plane pour transmettre le couple et on choisit de placer le limiteur sur une roue menée plutôt que sur une roue menante. Le limiteur placé au choix sur l'étage numéro $i \in \{1, 2, 3\}$ ainsi défini est schématisé en annexe J.

La zone de contact entre le plateau presseur et la roue dentée est assimilée à une couronne de rayon extérieur R_e et de rayon intérieur R_i. On fait l'hypothèse que le champ de pression sur la zone de contact entre le plateau presseur et la roue dentée est uniforme. On note dans la suite :

— p_0 la pression de contact entre le plateau presseur ou fixe et la roue dentée ;
— F_r l'effort axial imposé par le composant élastique sur le plateau presseur ;
— C_l le couple transmissible par le limiteur ;
— μ le coefficient de frottement au contact entre le plateau presseur ou fixe et la roue dentée ;

Question 25 Donner l'expression de F_r en fonction de p_0, R_e, R_i.

Question 26 Donner l'expression du couple limite transmissible C_l en fonction de p_0, R_e, R_i et μ.

On cherche à trouver la configuration la plus intéressante parmi les trois suivantes (voir figure 11 du document annexe F) :

— Configuration $\mathcal{L}^1$: le limiteur est placé sur la roue réceptrice de l'arbre (A_2) (nombre de dents Z_{1s}) ;
— Configuration $\mathcal{L}^2$: le limiteur est placé sur la roue réceptrice de l'arbre (A_3) (nombre de dents Z_{2s}) ;
— Configuration $\mathcal{L}^3$: le limiteur est placé sur la roue réceptrice de l'arbre-vis (A_4) (nombre de dents Z_{3s}).
Pour simplifier l'étude, on suppose que les diamètres des roues dentées menées sur chaque étage de réduction ont des diamètres identiques. La taille de la zone de contact entre plateau presseur ou fixe et roue dentée est donc la même, que l'on se place dans la configuration $\mathcal{L}^1$, $\mathcal{L}^2$, ou $\mathcal{L}^3$. Dans toute la suite de cette étude, on considère également que le rendement de la transmission est unitaire.

Question 27 Donner l'expression du couple C_l que doit pouvoir transmettre le limiteur dans les configurations $\mathcal{L}^1$, $\mathcal{L}^2$, ou $\mathcal{L}^3$, notés respectivement C_l^1, C_l^2, et C_l^3, en fonction de F_v^{max}, p, r_1, r_2, et r_3.

Question 28 Déduire des questions précédentes la pression de contact p_0 à installer dans les configurations $\mathcal{L}^1$, $\mathcal{L}^2$, ou $\mathcal{L}^3$, notés respectivement p_0^1, p_0^2, et p_0^3, en fonction de F_v^{max}, p, r_1, r_2, r_3, μ, R_e et R_i.

On se place dans le cas où le moteur tourne à la vitesse angulaire ω_m et la porte est bloquée $\dot{\theta}_1 = 0$.

Question 29 Pour les trois configurations envisagées $\mathcal{L}^1$, $\mathcal{L}^2$, ou $\mathcal{L}^3$, exprimer la vitesse de glissement maximale sur la zone de contact entre plateau presseur ou fixe et roue dentée, notées V_g^1, V_g^2, et V_g^3, en fonction de ω_m, de R_e, r_1, r_2, et r_3.

Un premier critère de choix entre les trois configurations proposées peut être la puissance maximale dissipée par unité de surface au contact lors de la phase de glissement.

Question 30 Exprimer, pour les trois configurations $\mathcal{L}^1$, $\mathcal{L}^2$, ou $\mathcal{L}^3$, la puissance maximale dissipée par unité de surface, notée respectivement P_d^1, P_d^2 et P_d^3, en fonction de ω_m, r_1, r_2, r_3, F_v^{max}, μ, R_e, et R_i ; la puissance maximale à dissiper est-elle un critère pertinent pour choisir entre les trois configurations proposées ?

Comme dans un palier lisse, il est également important de limiter la vitesse de glissement V_g et la pression de contact p_0. Pour le couple de matériaux envisagés (fonte pour les plateaux, acier pour la roue dentée) et dans les conditions de lubrification classiques pour ce type de produit, on considère que la pression de contact ne doit pas excéder $p_0^{max} = 15\ MPa$ et que la vitesse de glissement V_g doit rester inférieure à $V_g^{max} = 1\ m.s^{-1}$.

Question 31 On a tracé sur la figure du document réponse les couples (V_g^i, p_0^i) pour $i \in \{1, 2, 3\}$ ainsi que la limite associée à la puissance maximale que l'on peut dissiper par unité de surface ; indiquer à côté de chaque point la configuration à laquelle il correspond ($\mathcal{L}^1$, $\mathcal{L}^2$, ou $\mathcal{L}^3$) ; en justifiant le choix, indiquer par une croix quelle configuration doit être retenue.

Un dimensionnement préalable de l'arbre (A_3) a conduit à retenir un diamètre de 12 mm. La roue dentée retenue pour installer le limiteur de couple a un diamètre de pied de 40 mm. Dans la suite, quels que soient les résultats trouvés précédemment, on notera $F_r = A(R_e, R_i, \mu)C_l$. Pour les applications numériques, on retiendra $A(R_e, R_i, \mu) = 500\ m^{-1}$.

Question 32 Calculer la valeur de F_r en N à installer.

On souhaite maintenant dimensionner le système de précharge permettant d'installer l'effort presseur F_r précédemment calculé. Pour des raisons d'encombrement, on souhaite utiliser un empilement de rondelles élastiques préchargé. On fournit en annexe K une présentation de ce type de composant ainsi que différents exemples d'empilements qu'il est possible de réaliser. Le comportement de ce type de rondelle élastique peut être légèrement non linéaire mais on l'approximera par un comportement linéaire dans la suite afin de simplifier l'étude. Comme montré en figure 18 de l'annexe K, les rondelles, supposées identiques, peuvent être montées en parallèle ou en série. Des sous-assemblages de rondelles montées en parallèles peuvent également ensuite être montés en série. On introduit donc :
— $n_{r/p}$: le nombre de rondelles montées en parallèle dans chaque paquet ;
— n_p : le nombre de paquets montés en série.
Dans la suite, la raideur d'une rondelle sera noté k_r. La quantité dont une rondelle peut s'écraser est notée

h_0. On considère que l'empilement constitué doit être comprimé d'une longueur $\Delta = \varepsilon\Delta^{max}$ avec $\varepsilon \in [0,\ 1[$ en théorie. En pratique, pour garantir une certaine sensibilité au réglage de la précharge, on souhaite avoir un $\varepsilon \in [0.25,\ 0.75]$.

Question 33 Exprimer la raideur K_r d'un empilement composé de n_p paquets de $n_{r/p}$ rondelles par paquet en fonction de k_r, n_p, et $n_{r/p}$; exprimer l'écrasement maximal Δ^{max} que peut subir l'assemblage en fonction de n_p et h_0 ; donner l'expression de l'effort presseur installé F_r en fonction de $n_{r/p}$, k_r, ε, et h_0.

L'empilement de rondelles pourra être comprimé au moyen d'un écrou à encoches dont le pas de filetage est noté $p_e = 1\ mm.tr^{-1}$. Cet écrou, présenté sur le document annexe L, figure 19, dispose de $N_e = 4$ encoches équi-réparties et la rondelle de blocage associée dispose de $N_l = 11$ languettes rabattables. On rappelle qu'une tolérance est permise sur le niveau de l'effort vérin auquel le limiteur doit se déclencher. Ce couple de déclenchement doit donc être compris dans $[C_l^{nom} - \Delta C ; C_l^{nom} + \Delta C]$. A cette tolérance sur le couple est associée une tolérance sur l'effort presseur F_r, notée ΔF.

Question 34 Donner la valeur de ΔC, puis exprimer ΔF en fonction de ΔC et $A(R_e, R_i, \mu)$; donner enfin la valeur de ΔF.

On suppose que lors de l'application de la précharge via l'écrou à encoches, seules les rondelles élastiques se déforment.

Question 35 Exprimer ΔF en fonction de k_r, n_p, $n_{r/p}$, p_e, N_e et N_l ; exprimer le rapport $\Delta F/F_r$ en fonction de ε, h_0, n_p, p_e, N_e et N_l ; quel type d'empilement de rondelles permet de minimiser l'erreur relative $\Delta F/F_r$?

On fournit sur le document réponse la liste de quelques solutions envisagées employant une rondelle de diamètre intérieur 12.2 mm et de diamètre extérieur 23 mm. Deux épaisseurs différentes de rondelle sont proposées. A chaque ligne, le nombre de paquets de rondelles n_p et le nombre de rondelles par paquet $n_{r/p}$ retenus sont précisés. La valeur de l'effort presseur F_r installé a été également calculée pour $\varepsilon = 0.25$ et $\varepsilon = 0.75$ à titre d'indication.

Question 36 Pour chaque solution, indiquer par une croix si la solution proposée convient ; préciser les critères qui ont permis d'éliminer certaines solutions.

PARTIE III

Dimensionnement d'un arbre de transmission et de ses paliers

Objectif — Dans cette partie, on souhaite réaliser le dimensionnement de l'arbre de transmission (A_3) portant le limiteur de couple ainsi que le dimensionnement du guidage en rotation associé.

Une modélisation de l'arbre de transmission (A_3) est proposée sur la figure 20 du document annexe M. On envisage de réaliser le guidage en rotation de l'arbre (A_3) par rapport au carter du vérin au moyen de deux roulements à billes à contact radial montés en bout d'arbre. L'un d'entre eux est modélisé comme une linéaire annulaire de centre A, et le second est modélisé par une liaison rotule de centre D. Une roue dentée de rayon primitif r_{23} est entrainée par l'arbre (A_2). Dans cette partie, on considère que le limiteur de couple n'est pas actif, et donc que cette roue dentée est encastrée sur l'arbre de transmission. Enfin, un pignon de rayon primitif r_{43} entraîne l'arbre (A_4).

III.1 — Estimation du chargement

L'arbre est sollicité par différentes actions mécaniques ainsi qu'à travers ses liaisons avec le carter (voir document annexe M). On précise les torseurs d'actions mécaniques associés :

- la liaison avec le carter en A réalisée par un roulement à billes à contact radial est modélisée par une liaison sphère-cylindre ; on note le torseur d'action mécanique associé $\left\{\mathcal{T}^{A}_{(0)\to(A_3)}\right\}$;
- la liaison avec le carter en D réalisée par un roulement à billes à contact radial est modélisée par une liaison rotule ; on note le torseur d'action mécanique associé $\left\{\mathcal{T}^{D}_{(0)\to(A_3)}\right\}$;
- les actions d'engrènement imposées par l'arbre (A_2) sur l'arbre (A_3) en I_{23} sont représentées par le torseur d'actions mécaniques $\left\{\mathcal{T}^{I_{23}}_{(A_2)\to(A_3)}\right\}$;
- les actions d'engrènement imposées par l'arbre (A_4) sur l'arbre (A_3) en I_{43} sont représentées par le torseur d'actions mécaniques $\left\{\mathcal{T}^{I_{43}}_{(A_4)\to(A_3)}\right\}$;
- les efforts axiaux exercés par le système de précharge du limiteur sur l'arbre en B et en D sont représentés respectivement par les torseurs $\left\{\mathcal{T}^{B}_{(L)\to(A_3)}\right\}$ et $\left\{\mathcal{T}^{D}_{(L)\to(A_3)}\right\}$.

Pour une liaison en P entre l'arbre et le carter, la forme générale du torseur des actions mécaniques transmissibles du carter (0) sur l'arbre (A_3) sera pris de la forme suivante, avec des composantes exprimées dans la base $(\vec{x},\vec{y},\vec{z})$ visible sur la figure 20 :

$$\left\{\mathcal{T}^{P}_{(0)\to(A_3)}\right\} = \begin{Bmatrix} X_P & L_P \\ Y_P & M_P \\ Z_P & N_P \end{Bmatrix}_P$$

On note $C_3 = r_{43}T_{43}$ le couple transmis par l'arbre (A_3) qu'on considère connu. On rappelle également que dans une denture droite d'angle de pression α, l'effort tangentiel et l'effort radial sont reliés par la relation suivante : $R = T\tan(\alpha)$. Dans le cas étudié, on considère que les deux dentures ont le même angle de pression α. On a donc les deux relations :

$$R_{23} = T_{23}\tan(\alpha) \quad \text{et} \quad R_{43} = T_{43}\tan(\alpha)$$

Question 37 Donner la forme des torseurs $\left\{\mathcal{T}^{A}_{(0)\to(A_3)}\right\}$ et $\left\{\mathcal{T}^{D}_{(0)\to(A_3)}\right\}$ en respectant les notations précédentes ; lorsqu'une action mécanique ne peut pas être transmise, on indiquera un 0.

Question 38 Donner les torseurs $\left\{\mathcal{T}^{I_{43}}_{(A_4)\to(A_3)}\right\}$ décrivant les actions d'engrènement en I_{43} et $\left\{\mathcal{T}^{B}_{(L)\to(A_3)}\right\}$ décrivant l'effort presseur du limiteur imposé en B en fonction de C_3, F_r, r_{43}, et α ; donner ensuite la somme notée $\left\{\mathcal{T}^{B}_{Ext\to(A_3)}\right\}$ de ces deux torseurs exprimée au point B.

Question 39 Donner la forme des torseurs d'actions mécaniques $\left\{\mathcal{T}^{I_{23}}_{(A_2)\to(A_3)}\right\}$ au point I_{23} puis au point C en fonction de T_{23}, r_{23}, et α.

Question 40 Donner la forme de la somme notée $\left\{\mathcal{T}^{D}_{Ext\to(A_3)}\right\}$ des torseurs $\left\{\mathcal{T}^{D}_{(0)\to(A_3)}\right\}$ et $\left\{\mathcal{T}^{D}_{(L)\to(A_3)}\right\}$ en D.

On souhaite connaître toutes les actions mécaniques qui sollicitent l'arbre de transmission (A_3).

Question 41 Préciser quelles sont les inconnues statiques de ce problème ; préciser le système isolé et les théorème(s) utilisé(s) permettant de les obtenir.

Question 42 En appliquant la démarche proposée à la question précédente, écrire les équations permettant à terme d'obtenir les inconnues du problème. Les équations de moment seront écrites au point A. La résolution des équations n'est pas demandée.

Une fois les calculs réalisés, on obtient la solution suivante :

$$
\begin{aligned}
T_{23} &= C_3\frac{1}{r_{23}}\\
Y_A &= -C_3\frac{(l_2+l_3)r_{23}-l_3r_{43}}{r_{23}r_{43}(l_1+l_2+l_3)}\tan(\alpha)\\
Z_A &= -C_3\frac{(l_2+l_3)r_{23}+l_3r_{43}}{r_{23}r_{43}(l_1+l_2+l_3)}\\
X_D &= 0\\
Y_D &= C_3\frac{-l_1r_{23}+(l_1+l_2)r_{43}}{r_{23}r_{43}(l_1+l_2+l_3)}\tan(\alpha)\\
Z_D &= -C_3\frac{l_1r_{23}+(l_1+l_2)r_{43}}{r_{23}r_{43}(l_1+l_2+l_3)}
\end{aligned}
$$

III.2 — Etude des sollicitations dans l'arbre de transmission

L'objectif de cette partie est de dimensionner l'arbre de transmission afin qu'il supporte les chargements appliqués précédemment calculés. Pour cela, on modélise l'arbre (A_3) par une poutre droite de longueur $l_1+l_2+l_3$, de section circulaire ayant un diamètre d, et soumise aux chargements identifiés dans la précédente étude. Dans un premier temps, on propose d'identifier les différents types de sollicitations présentes dans l'arbre. Dans un second temps, on propose d'estimer le niveau de contrainte maximale atteint dans l'arbre, au niveau de la zone la plus sollicitée, afin d'identifier un diamètre d suffisant.

La forme du torseur des efforts de cohésion (ou torseur des efforts intérieurs) permet de définir le type de sollicitations vues par la poutre. Celle-ci est découpée en trois tronçons : le tronçon $[AB]$ est noté tronçon 1, le tronçon $[BC]$ est noté tronçon 2, le tronçon $[CD]$ est noté tronçon 3. On fournit sur le document réponse un tableau présentant pour chacun des trois tronçons à étudier le torseur des efforts de cohésion. On note le torseur des efforts de cohésion sur le tronçon numéro $p \in \{1,2,3\}$ comme suit :

$$
\left\{\mathcal{T}^{p}_{(P^+)\to(P^-)}\right\} = \begin{Bmatrix} N^p & M_t^p \\ T_y^p & M_{fy}^p \\ T_z^p & M_{fz}^p \end{Bmatrix}_G
$$

Question 43 Pour chaque tronçon $p \in \{1,2,3\}$ de la poutre, indiquer dans le tableau les composantes non nulles du torseur des efforts de cohésion et indiquer par un 0 les composantes nulles ; indiquer dans le même tableau les sollicitations présentes dans chaque tronçon.

Question 44 Exprimer les composantes N^1, T_y^1, T_z^1, M_t^1, M_{fy}^1 et M_{fz}^1 en fonction de Y_A, Z_A et x.

Question 45 Exprimer les composantes N^2, T_y^2, T_z^2, M_t^2, M_{fy}^2 et M_{fz}^2 en fonction de Y_A, Z_A, F_r, R_{43}, T_{43}, r_{43} et x.

Question 46 Exprimer les composantes N^3, T_y^3, T_z^3, M_t^3, M_{fy}^3 et M_{fz}^3 en fonction de Y_D, Z_D, F_r, l_1, l_2, l_3 et x.

On introduit les caractéristiques géométriques de la section :
— S : aire de la section droite ;
— I_{Gy} : moment quadratique de la section droite relativement à l'axe $(G, \vec{y})$;
— I_{Gz} : moment quadratique de la section droite relativement à l'axe $(G, \vec{z})$;
— I_0 : moment quadratique polaire de la section droite.

Question 47 Donner les expressions de S, I_{Gy}, I_{Gz}, et I_0 en fonction de d.

Question 48 Dans le cas d'une sollicitation en flexion plane dans le plan $(\vec{x}, \vec{y})$, rappeler le lien entre la contrainte normale dans une section droite σ^p, le moment fléchissant M_{fz}^p, la distance y à la ligne moyenne et les caractéristiques de la section droite ; de même, dans le cas d'une sollicitation en flexion plane dans le plan $(\vec{x}, \vec{z})$, rappeler le lien entre la contrainte normale dans la section droite σ^p, le moment fléchissant M_{fy}^p, la distance z à la ligne moyenne et les caractéristiques de la section droite ; enfin dans le cas d'une sollicitation de traction/compression pure donner le lien entre entre la contrainte normale dans la section droite σ^p, l'effort normal N^p et les caractéristiques de la section droite.

Question 49 Après avoir cité le principe/théorème utilisé, donner l'expression de la contrainte normale dans la section droite σ^p en fonction de N^p, M_{fy}, M_{fz}, y, z, et des caractéristiques de la section droite.

L'arbre étant considéré relativement élancé, on néglige les effets de cisaillement dus à la présence des efforts tranchants T_y^p et T_z^p.

Question 50 Donner l'expression de la contrainte de cisaillement τ^p en tout point de la section droite en fonction de la distance ρ de ce point à la ligne moyenne, de M_t et des caractéristiques géométriques de la section droite.

On donne sur la figure 22 du document annexe N les évolutions de la contrainte normale $\sigma^p(x, y, z)$ sur différentes génératrices du cylindre représentant l'arbre (A_3), c'est-à-dire pour $y = \frac{d}{2}\cos(\theta)$, $z = \frac{d}{2}\sin(\theta)$, et pour différents angles θ. De même, on donne sur la figure 23 du document annexe N les évolutions de la contrainte de cisaillement $\tau^p(x, \rho)$ sur la surface extérieure du cylindre représentant l'arbre (A_3) c'est-à-dire pour $\rho = \frac{d}{2}$. Les tracés sont également réalisés pour différents diamètres d.

Question 51 Pourquoi avoir choisi de tracer les contraintes sur la surface extérieure du cylindre ? Serait-il judicieux de négliger σ^p devant τ^p ou inversement (justifier la réponse) ?

Afin d'obtenir une contrainte scalaire pouvant être comparée à la limite élastique du matériau utilisé, on introduit la contrainte équivalente de Von Mises dont l'expression est ici :

$$\sigma_{VM}^p = \sqrt{(\sigma^p)^2 + 3(\tau^p)^2}$$

On donne sur la figure 24 du document annexe N les évolutions de la contrainte $\sigma_{VM}^p(x, y, z)$ sur différentes génératrices du cylindre représentant l'arbre (A_3), c'est-à-dire pour $y = \frac{d}{2}\cos(\theta)$, $z = \frac{d}{2}\sin(\theta)$, et pour différents angles θ. Le calcul a également été réalisé pour différents diamètres d. Le matériau utilisé est un acier de limite élastique $\sigma_e = 240\ MPa$. Afin d'éviter l'apparition d'un phénomène de fatigue, un coefficient de sécurité important est retenu : $s = 2$.

Question 52 Indiquer le critère d'acceptation d'un diamètre d'arbre d en fonction de la valeur maximale de la contrainte de Von Mises σ_{VM}^{max}, de σ_e et de s ; indiquer la valeur du diamètre d'arbre retenu permettant de supporter le chargement tout en minimisant la masse de l'arbre ; donner le tronçon sur lequel la contrainte σ_{VM} est maximale et donner l'angle θ pour lequel cette contrainte maximale est atteinte.

III.3 — Choix du guidage en rotation

Comme présenté en introduction de cette partie, on envisage de réaliser le guidage en rotation de l'arbre (A_3) par rapport au carter du vérin au moyen de deux roulements à billes à contact radial montés en A et en D. L'objectif de cette partie est de dimensionner ces deux roulements. Quels que soient les résultats obtenus précédemment, on retiendra les valeurs suivantes pour les efforts transitant dans les guidages en A et D dans le cas d'usage standard pour lequel le vérin est prévu :

$$Y_A = -180\ N, Z_A = -810\ N, X_D = 0\ N, Y_D = -18\ N, Z_D = -355\ N$$

Les calculs précédents ont permis d'identifier le diamètre d de l'arbre dans la zone la plus sollicitée. Aux extrémités, là où sont placés les roulements, les sollicitations étant plus faibles, les calculs montrent qu'un diamètre minimal $d_r = 6\ mm$ est nécessaire.

On fait l'hypothèse que le régime de rotation de l'arbre (A_3) est constant lors de l'utilisation et égal à $N_3 = 140\ tr.min^{-1}$.

Dans la suite, on note $F_{P,a}$ et $F_{P,r}$ les charges axiale et radiale transmises par un roulement au point P.

Question 53 Donner les expressions de $F_{A,a}$, $F_{A,r}$, $F_{D,a}$, $F_{D,r}$ en fonction de Y_A, Z_A, X_D, Y_D, Z_D puis fournir les valeurs numériques associées en N.

Question 54 A partir de la durée de vie souhaitée en année L_a, du nombre d'ouverture/fermeture journalier $N_{of/j}$, de la durée T d'un cycle (ouverture ou fermeture) en secondes, et du nombre de jours de service annuel $N_{j/a}$, donner l'expression de la durée de vie souhaitée en heures L_h ; effectuer l'application numérique ; exprimer la durée de vie L en millions de tours en fonction de N_3 et L_h ; effectuer l'application numérique.

Question 55 Exprimer les charges dynamiques de base minimales C_A et C_D permettant d'atteindre la durée de vie souhaitée en fonction de $F_{A,r}$, $F_{D,r}$, et L ; effectuer les applications numériques.

Question 56 Parmi la liste des roulements à billes à contact radial présentée en annexe O, quels sont ceux qui ne conviennent pas ?

Fin de l'énoncé

IMPRIMERIE NATIONALE – 23 1024 – D'après documents fournis

ANNEXE A
Implantation de la porte cargo dans l'avion

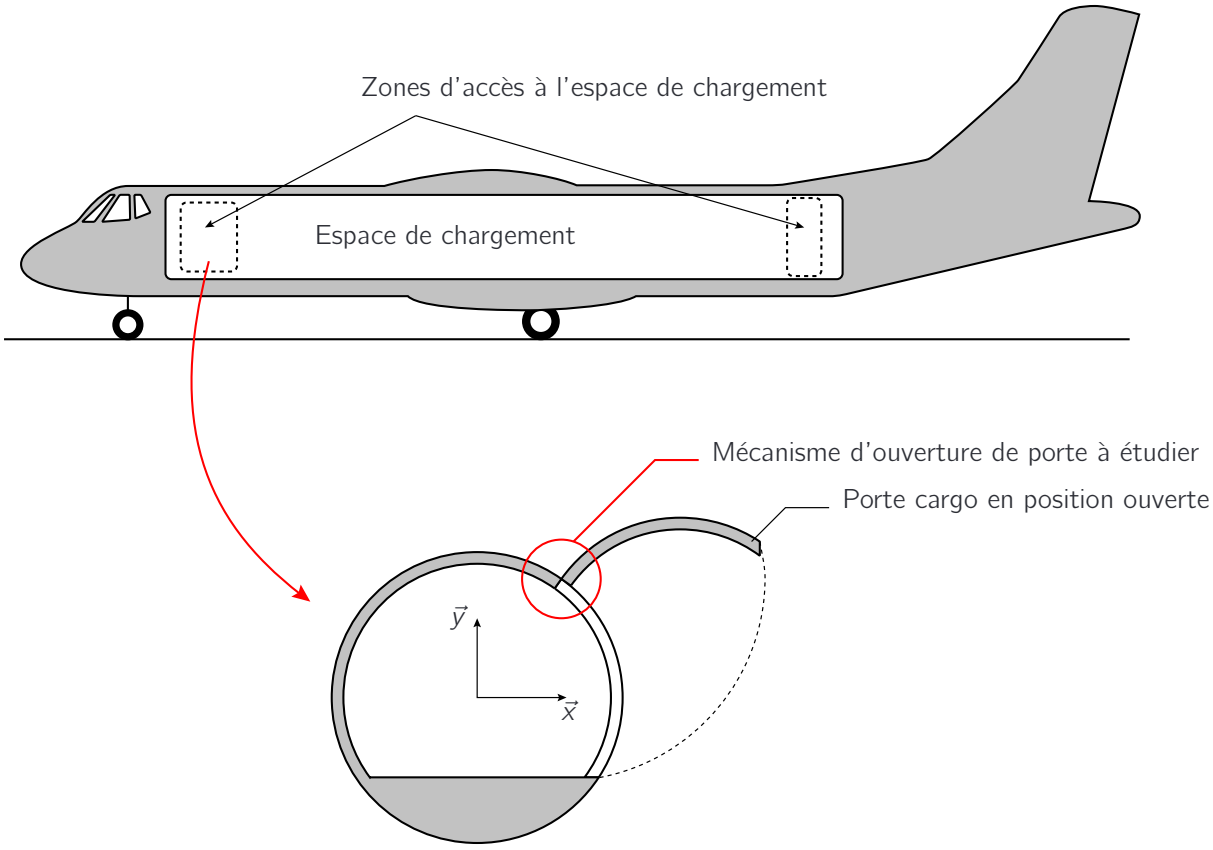


Figure 4 – Schéma d'implantation de la porte latérale avant de l'avion cargo, objet de l'étude

ANNEXE B

Détails des exigences

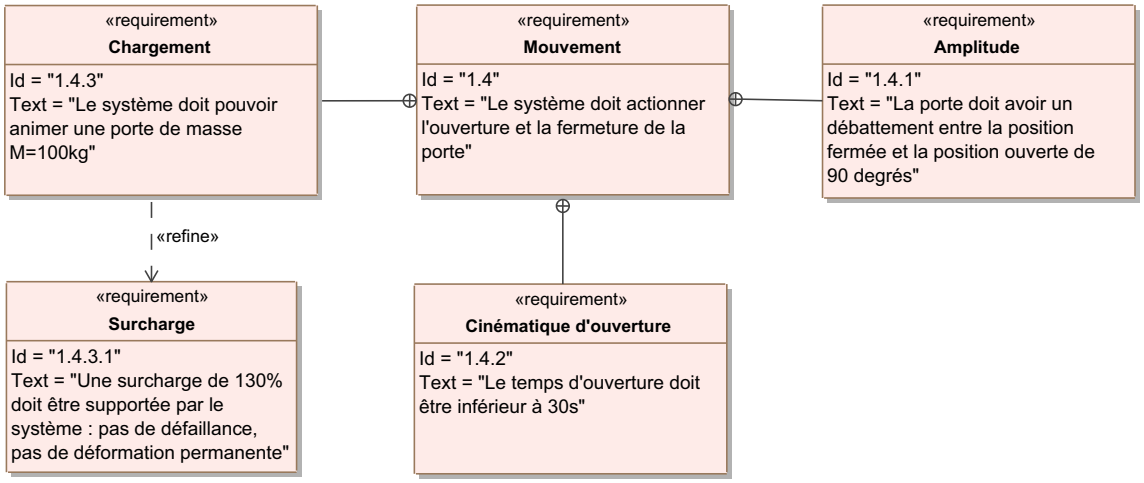


Figure 5 – Sous-exigences liées à la mise en mouvement de la porte

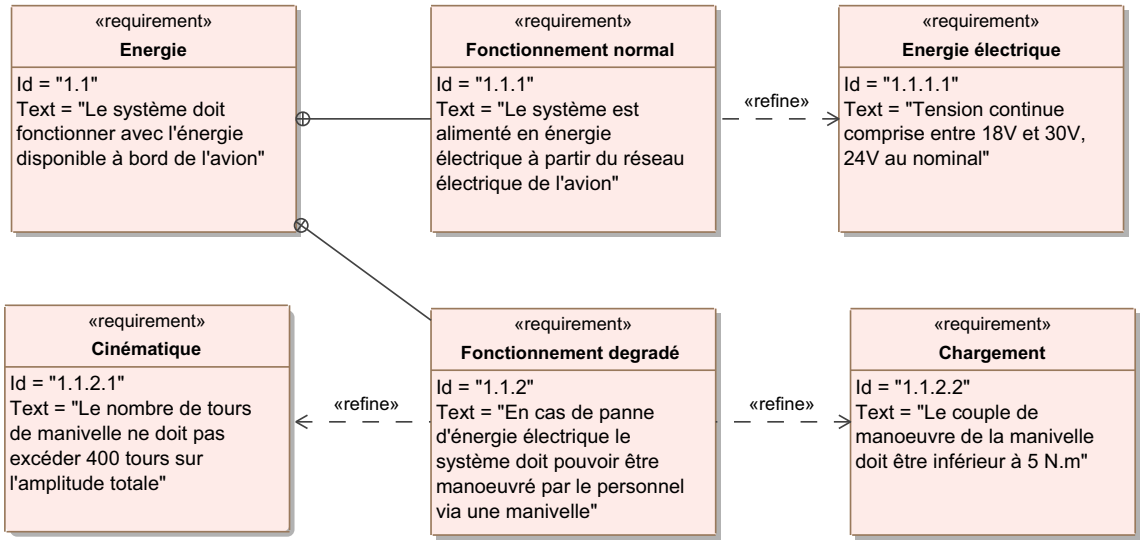


Figure 6 – Sous-exigences liées à l'énergie utilisée pour faire fonctionner le système

ANNEXE **C**

Paramétrage du mécanisme d'ouverture de porte

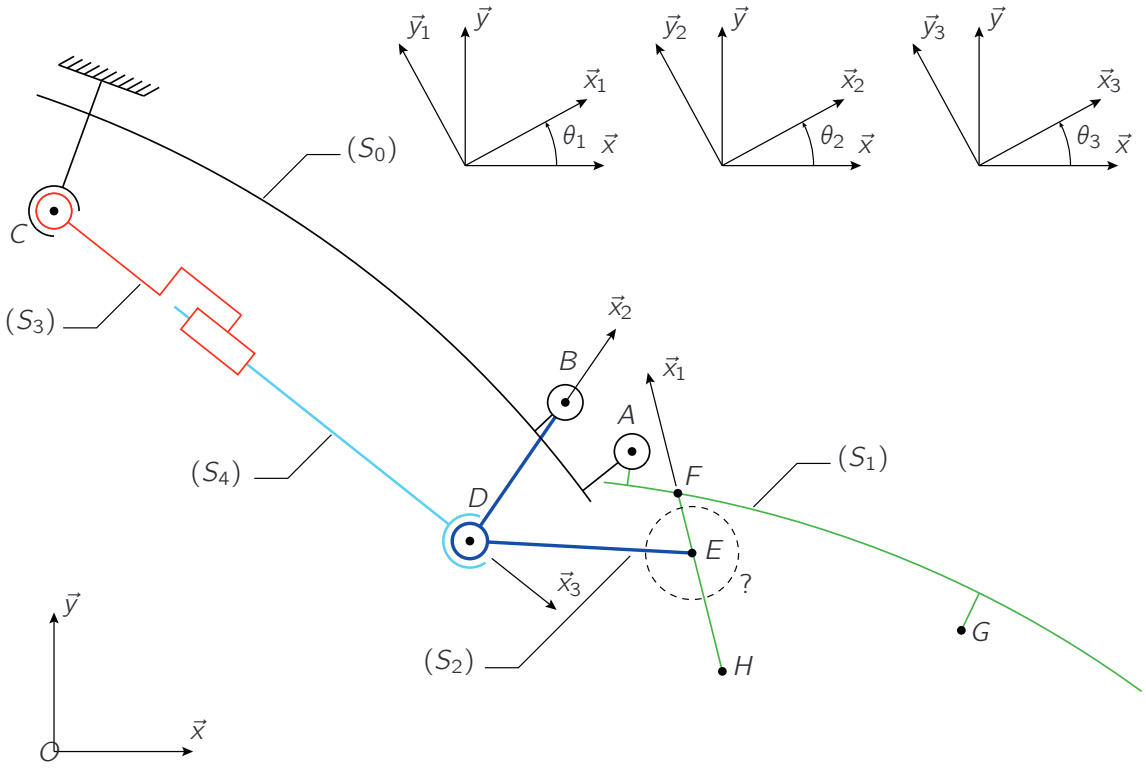


Figure 7 – Schéma du mécanisme d'ouverture de porte et paramétrage associé ; la liaison à installer entre le basculeur (S_2) et la porte (S_1) reste à choisir et n'est donc pas représentée

Les paramètres introduits pour décrire le mouvement du système sont, en plus des trois angles θ_1, θ_2, θ_3 :
— $\vec{CD} = \lambda\vec{x}_3$;
— $\vec{FE} = \delta\vec{x}_1$.
Les paramètres permettant de décrire la géométrie de la porte (S_1) et du basculeur (S_2) sont :
— $\vec{AG} = -a_1\vec{x}_1 - b_1\vec{y}_1$;
— $\vec{AF} = -c_1\vec{x}_1 - d_1\vec{y}_1$. ;
— $\vec{BD} = -a_2\vec{x}_2$;
— $\vec{BE} = -b_2\vec{x}_2 - c_2\vec{y}_2$.

Tournez la page S.V.P.

ANNEXE D

Loi entrée sortie du mécanisme d'ouverture

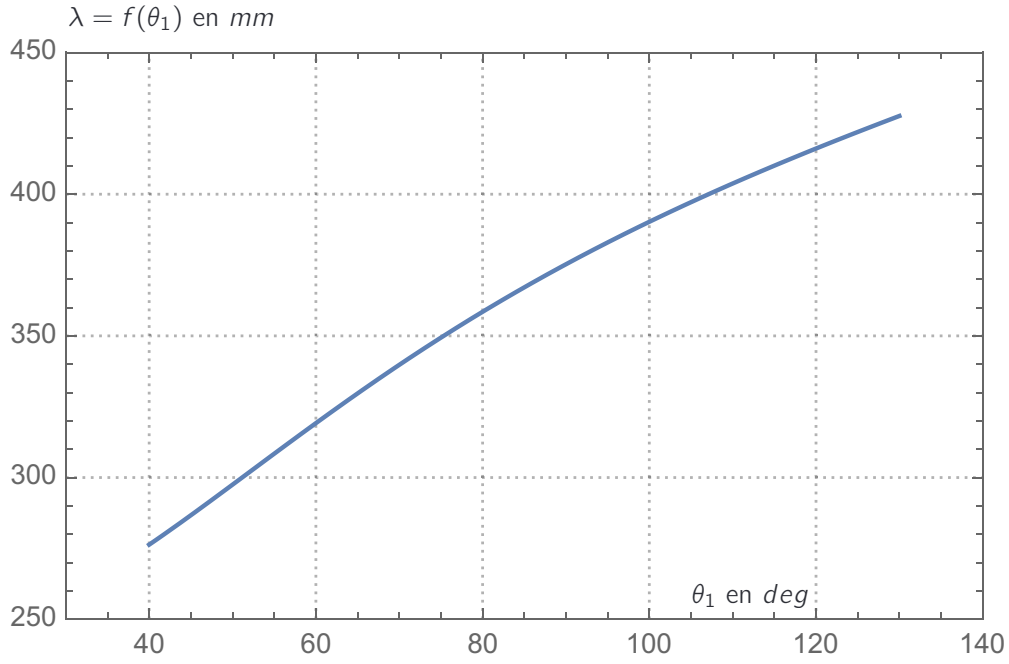


Figure 8 – Représentation de la loi entrée/sortie obtenue analytiquement

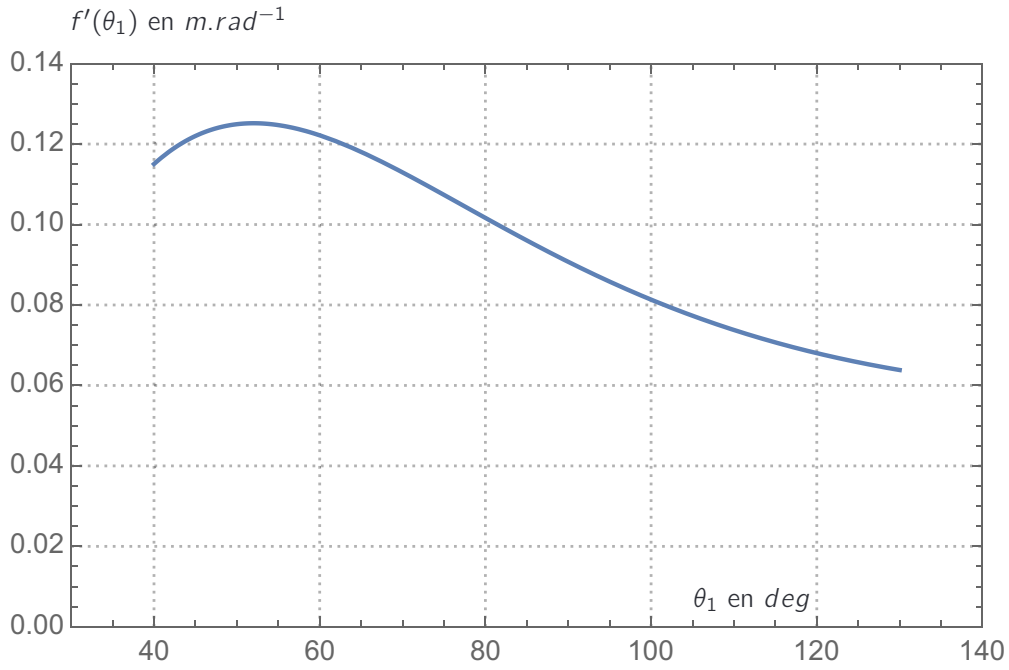


Figure 9 – Représentation de la dérivée $f'(\theta_1)$ obtenue analytiquement

ANNEXE **E**

Effort de poussée de l'actionneur linéaire

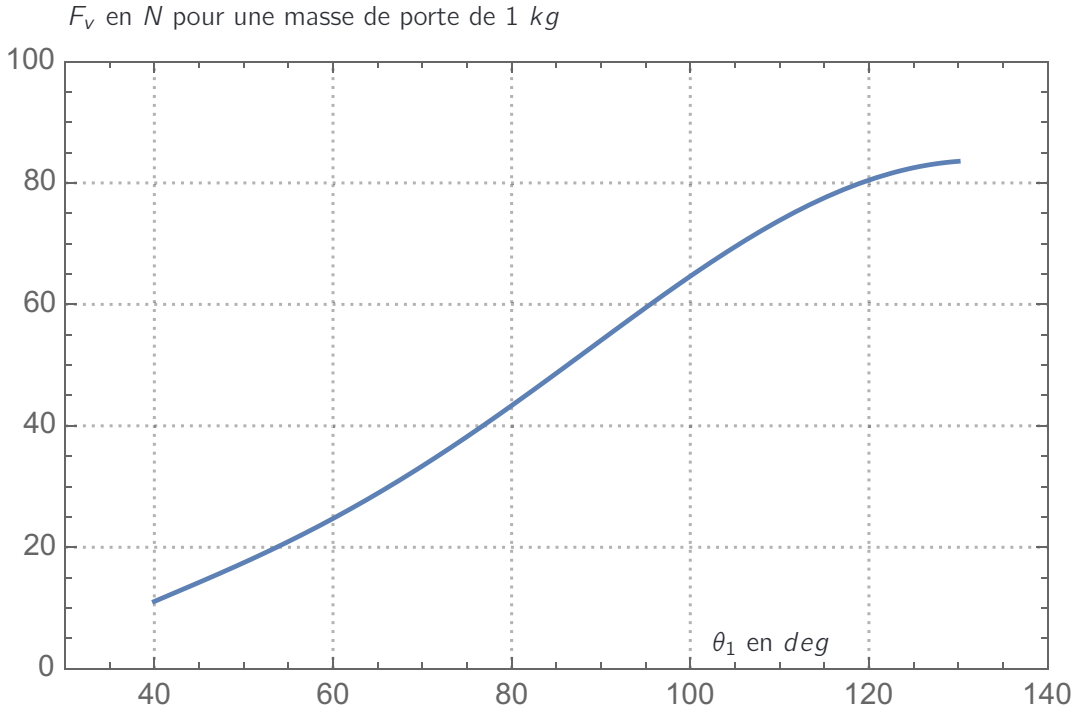


Figure 10 – Représentation de l'effort de poussée du vérin en fonction de l'angle de la porte pour une masse de porte de 1 kg

Tournez la page S.V.P.

ANNEXE F

Schéma cinématique de la transmission interne au vérin

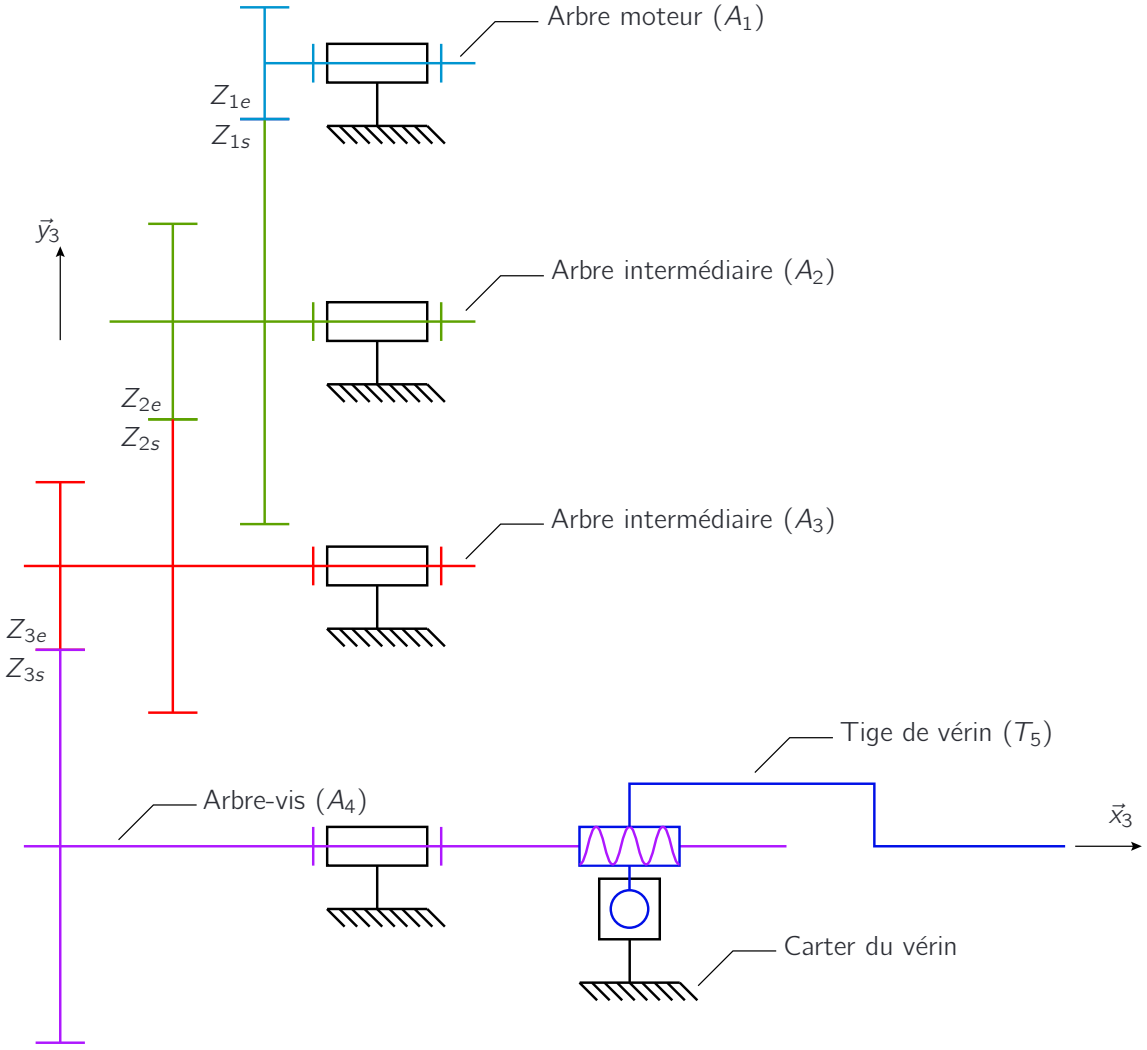


Figure 11 – Schéma cinématique proposé pour le vérin

La figure 11 présente la solution retenue pour adapter l'énergie mécanique de rotation de l'arbre moteur (A_1) en énergie mécanique de translation de la tige (T_5). Cette adaptation est d'abord réalisée au moyen de trois étages de réduction de vitesse. On note dans la suite :

$$r_1 = \frac{\omega_{A_1}}{\omega_{A_2}} \quad r_2 = \frac{\omega_{A_2}}{\omega_{A_3}} \quad r_3 = \frac{\omega_{A_3}}{\omega_{A_4}}$$

où ω_{A_i} représente la vitesse de rotation de l'arbre (A_i) par rapport au carter du vérin. Les nombres de dents des différentes roues et pignons sont notées sur le schéma. $Z_{i,e}$ désigne le nombre de dents du pignon en entrée de l'étage de réduction numéro i tandis que $Z_{i,s}$ désigne le nombre de dents de la roue en sortie de l'étage de réduction numéro i. Les trois étages permettent de réduire la vitesse de rotation progressivement, mais on a choisi de définir les r_i pour que leur valeur soit $r_i > 1$. A la suite de ces trois étages de réduction, un système vis-écrou dont le pas est noté p permet de transformer l'énergie mécanique de rotation en énergie mécanique de translation.

ANNEXE G Moteurs à courant continu



(a) Moteur de type RE (b) Moteur de type DCX

Figure 12 – Différents types de moteurs extraits du catalogue Maxon

Référence	D en mm	P en W	U en V	N en tour/min	C en mN.m
DCX-35-80-12	35	80	12	8130	77.7 mN.m
DCX-35-80-18	35	80	18	7200	120 mN.m
DCX-35-80-24	35	80	24	7720	121 mN.m
DCX-35-80-36	35	80	36	7940	128 mN.m
DCX-35-80-48	35	80	48	6670	138 mN.m
DCX-35-80-60	35	80	60	7690	134 mN.m
RE-35-90-15	35	90	15	7200	74.2 mN.m
RE-35-90-30	35	90	30	7280	102 mN.m
RE-35-90-42	35	90	42	7580	106 mN.m
RE-35-90-48	35	90	48	7310	104 mN.m
RE-40-150-12	40	150	12	6920	94.9 mN.m
RE-40-150-24	40	150	24	7580	177 mN.m
RE-40-150-48	40	150	48	7590	187 mN.m
RE-50-200-24	50	200	24	5950	405 mN.m
RE-50-200-36	50	200	36	5680	418 mN.m
RE-50-200-36	50	200	36	5680	400 mN.m
RE-50-200-48	50	200	48	4900	420 mN.m
RE-50-200-70	50	200	70	2760	452 mN.m

Tableau 1 – Extrait d'un catalogue de moteurs à courant continu pouvant être adaptés au besoin ; pour chaque référence, on fournit le diamètre extérieur D du stator, la puissance nominale P, la tension d'alimentation conseillée U, le régime à vide N, et le couple nominal C

Tournez la page S.V.P.

ANNEXE H

Estimation de l'inertie de la porte cargo

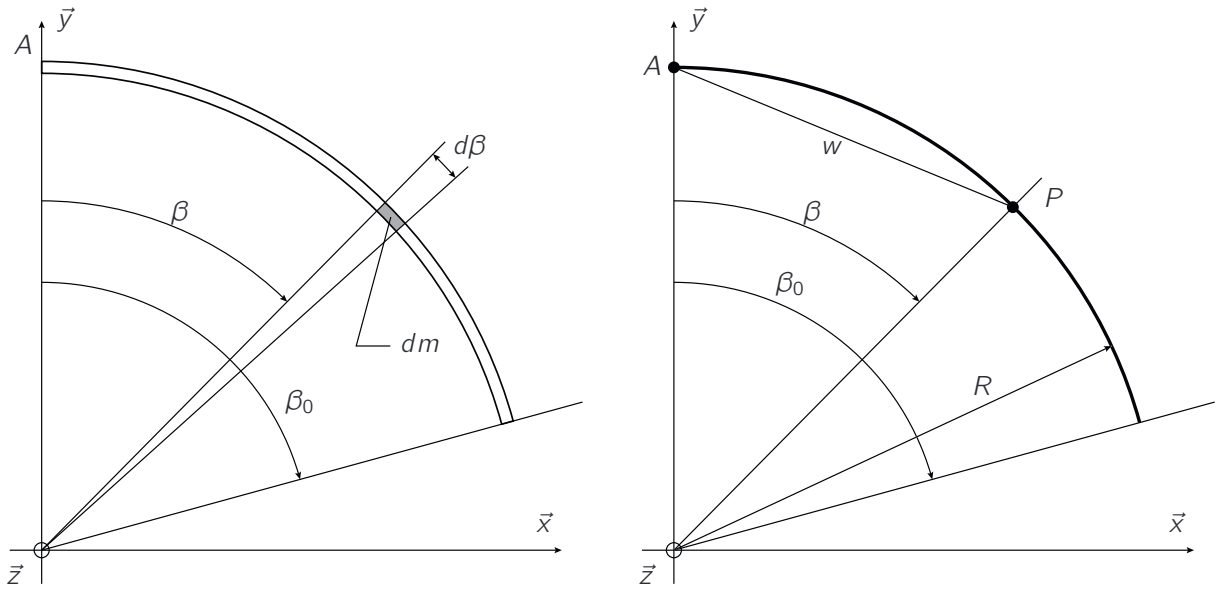


Figure 13 – Représentation simplifiée de la porte cargo de masse M dont on cherche l'inertie selon l'axe $(A, \vec{z})$; elle est supposée être de forme cylindrique et de faible épaisseur, ce qui conduit à la représenter, dans le plan, par un arc de cercle de rayon R ; on note w la distance entre les points A et P.

ANNEXE

Réponse dynamique du système à un échelon de tension

On considère l'équation différentielle :

$$\ddot{\theta}_1 + A_1\dot{\theta}_1 + A_0\theta_1 = B(\theta_1) \tag{I.1}$$

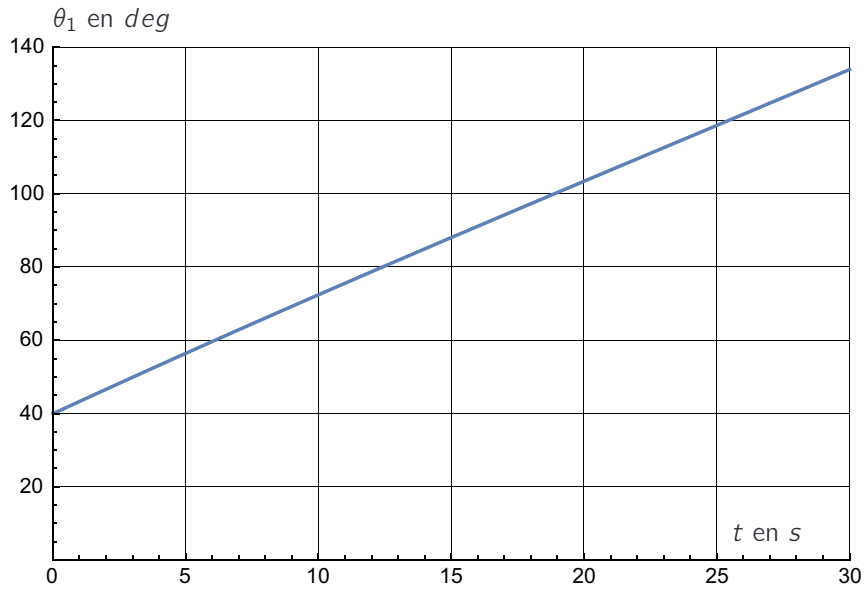
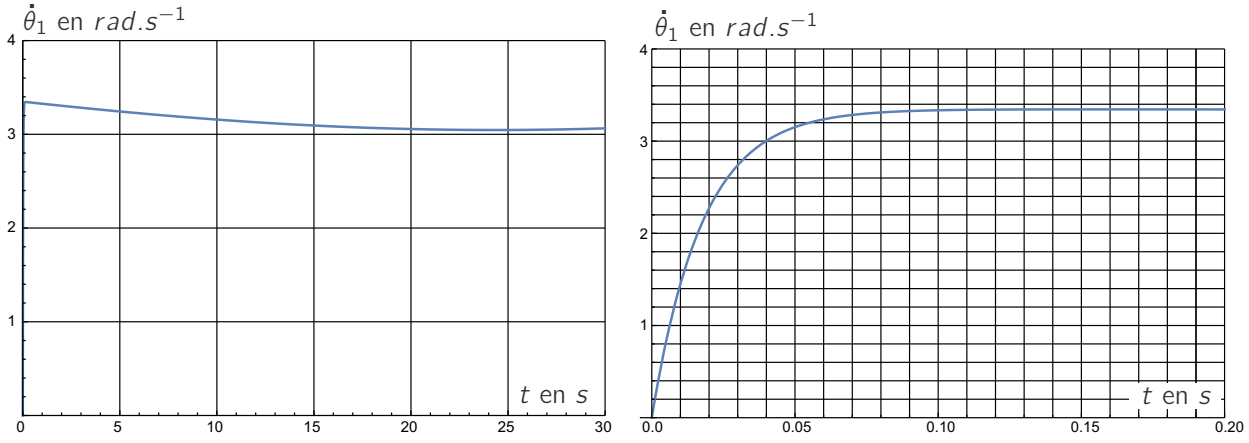


Figure 14 – Solution $\theta_1(t)$ obtenue par résolution numérique de l'équation différentielle (I.1)



(a) Sur tout l'intervalle de temps de la simulation

(b) Zoom sur la première seconde

Figure 15 – Vitesse angulaire de la porte cargo obtenue par résolution numérique de l'équation différentielle (I.1)

ANNEXE J

Limiteur de couple

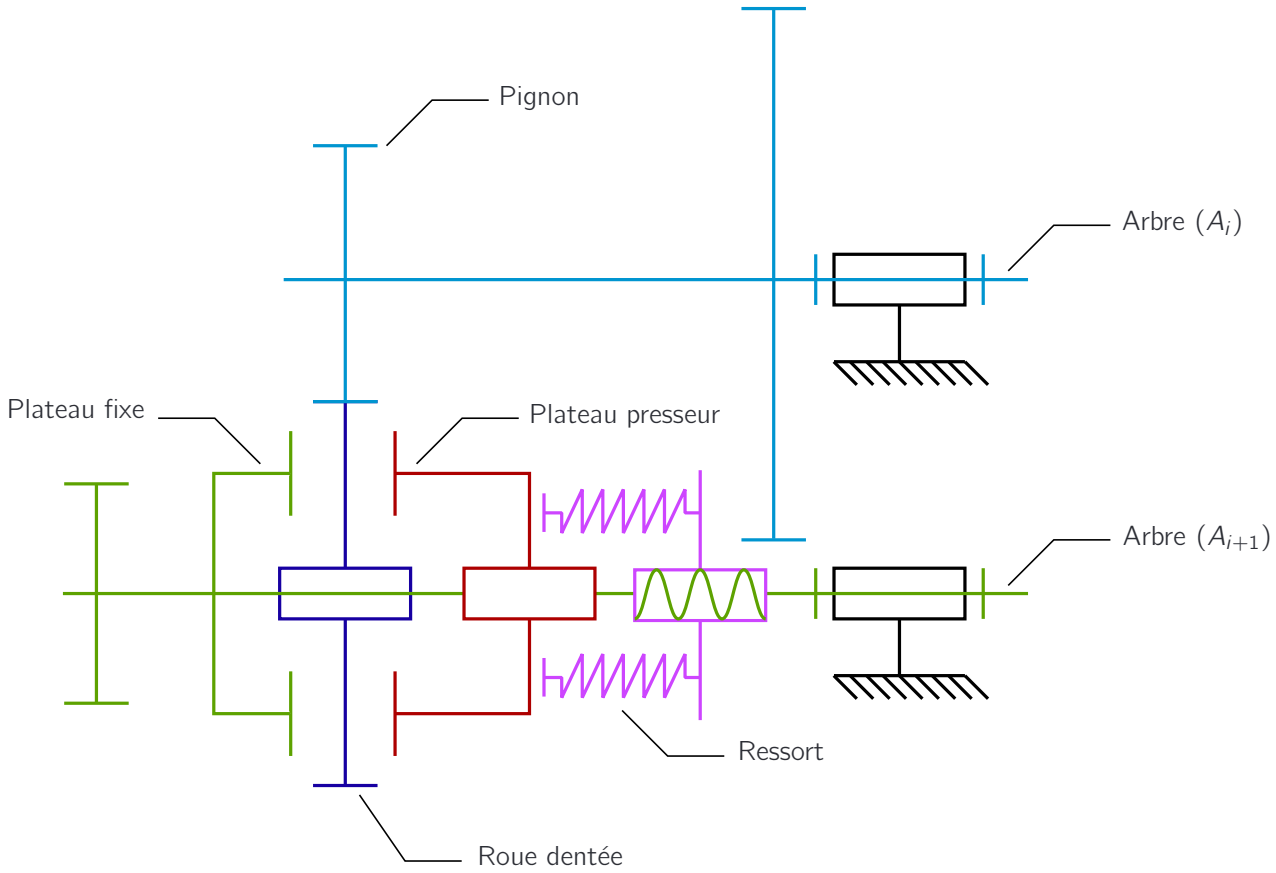


Figure 16 – Schéma d'architecture d'un limiteur de couple installé sur l'arbre récepteur d'un réducteur à un étage

Le fonctionnement du limiteur de couple est détaillé ci-dessous. Le couple transite de l'arbre (A_i) vers l'arbre (A_{i+1}) à travers l'engrènement entre la roue dentée et le pignon en vis-à-vis. La roue dentée est en liaison pivot glissant avec l'arbre (A_{i+1}) : elle ne peut donc pas transmettre le couple à l'arbre (A_{i+1}). Un plateau presseur, en liaison glissière avec l'arbre (A_{i+1}), est en liaison appui-plan avec la roue dentée. Cette même roue dentée est également en liaison appui-plan avec un plateau fixe solidaire de l'arbre (A_{i+1}). En exerçant un effort axial sur le plateau presseur, un champ de pression est installé dans ces deux appuis-plans, il est ainsi possible de transmettre un couple par adhérence entre la roue dentée et les deux plateaux (presseur et fixe), et donc entre l'arbre (A_{i+1}) et la roue dentée. L'effort axial est assuré par un composant élastique préchargé inséré entre l'arbre et le plateau presseur. La précharge est réglée au moyen d'une liaison hélicoïdale dont la mobilité est bloquée pendant le fonctionnement.

ANNEXE **K**

Rondelles élastiques

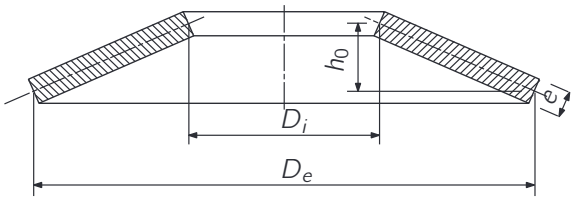
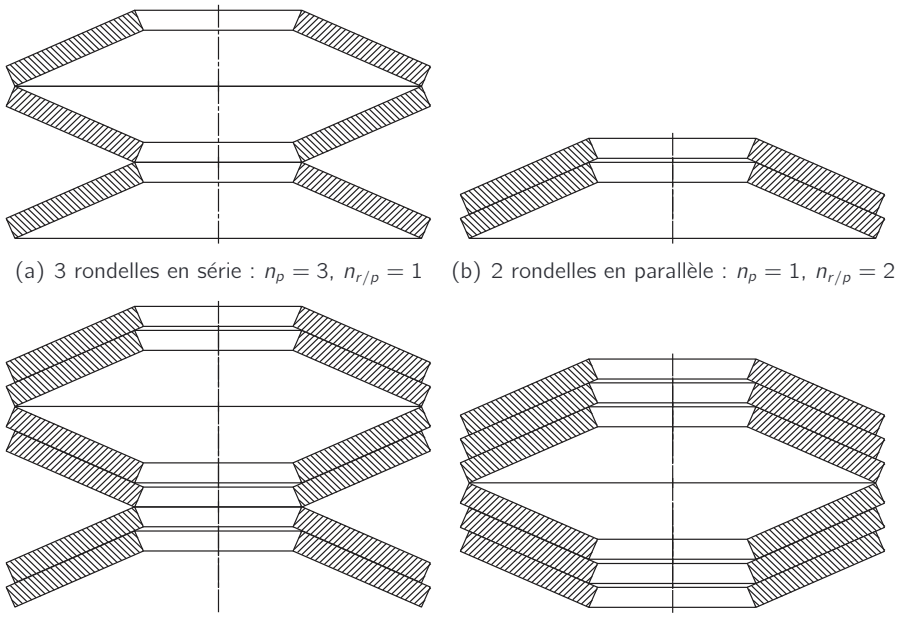


Figure 17 – Géométrie d'une rondelle élastique SCHNORR

Les rondelles ressort, notamment les colonnes de rondelles ressort, réclament toujours un élément de guidage afin d'éviter tout glissement latéral sous charge. Ce guidage peut être réalisé sur le diamètre intérieur D_i tout comme sur le diamètre extérieur D_e. La plupart du temps, on préfère un guidage sur le diamètre intérieur au moyen d'un boulon ou d'un arbre au guidage sur le diamètre extérieur au moyen d'une douille parce que la première solution présente des avantages constructifs et économiques.

Les éléments de guidage et les supports doivent être autant que possible durcis pour l'utilisation (profondeur de durcissement d'environ 0,8 mm) et présenter une dureté minimale de 60 HRC. La surface des éléments de guidage doit être aussi lisse et poncée que possible. En cas de charge statique, l'utilisation de pièces de guidage non trempées peut également suffire.



(a) 3 rondelles en série : $n_p = 3$, $n_{r/p} = 1$

(b) 2 rondelles en parallèle : $n_p = 1$, $n_{r/p} = 2$

(c) 3 paquets montés en série, de 2 rondelles en parallèle : $n_p = 3$, $n_{r/p} = 2$

(d) 2 paquets montés en série, de 3 rondelles en parallèle : $n_p = 2$, $n_{r/p} = 3$

Figure 18 – Exemples d'empilements de rondelles de raideur unitaire k_r et de hauteur h_0

Tournez la page S.V.P.

ANNEXE L

Ecrou à encoches

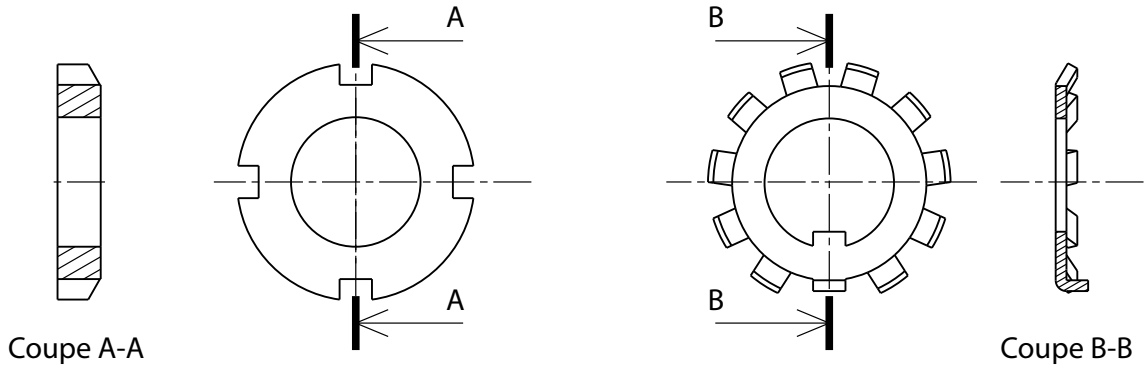


Figure 19 – Ecrou à encoches et rondelle associée ; la rondelle est représentée avec une languette repliée

L'écrou à encoches KM1 est taraudé sur un diamètre intérieur de $D_e = 12\ mm$ et avec un pas $p_e = 1\ mm$. Il possède 4 encoches. Afin de le bloquer en rotation, il est associé à une rondelle frein en tôle pouvant être arrêtée en rotation par rapport à l'arbre rainuré au moyen d'une languette intérieure, et disposant de 11 languettes extérieures pouvant être repliées dans une des encoches de l'écrou.

Modélisation de l'arbre (A_3)

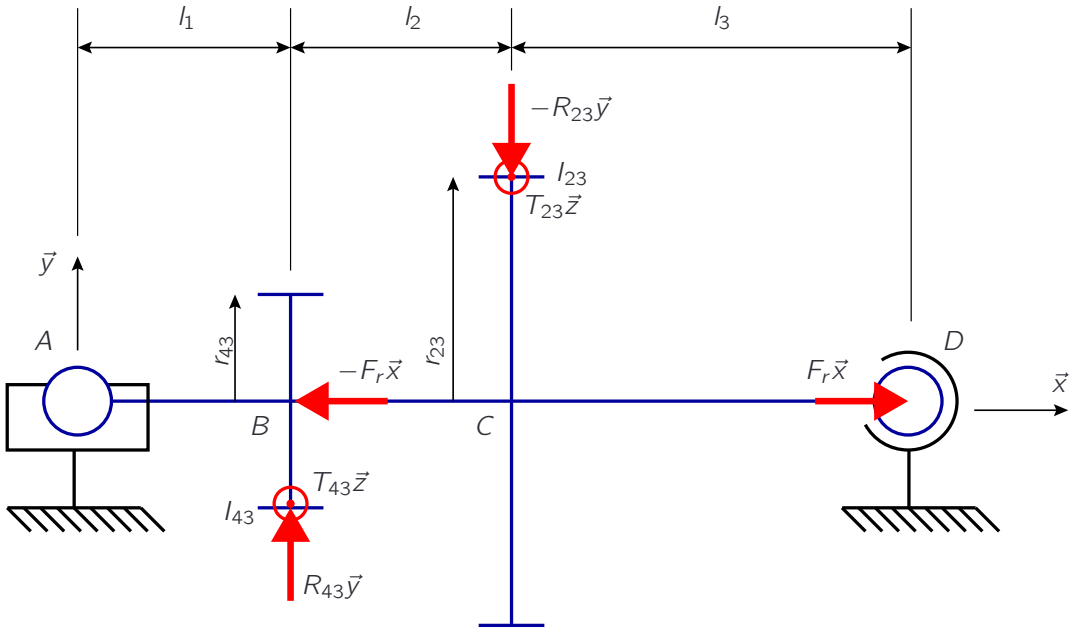


Figure 20 – Schéma technologique de l'arbre du réducteur portant le limiteur et chargement appliqué

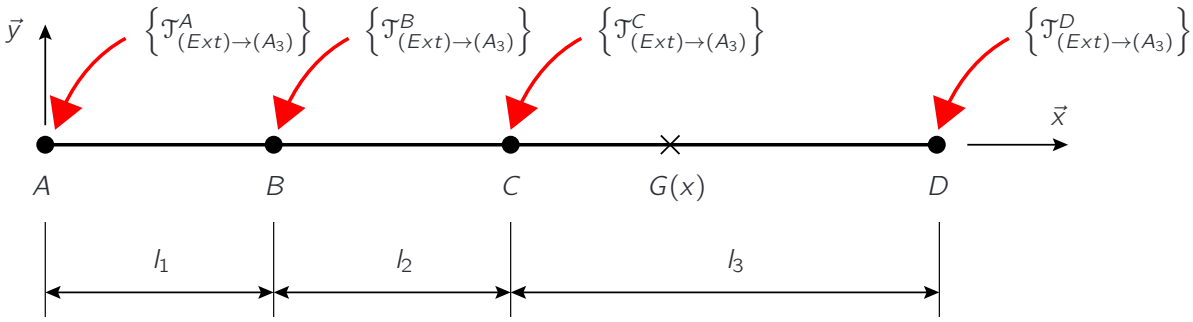


Figure 21 – Modèle RDM proposé pour l'arbre de réducteur ; les chargements sont représentés sous la forme de 4 torseurs d'actions mécaniques appliqués aux points A, B, C et D ; le point courant G sur la poutre est repéré par son abscisse x telle que $\vec{AG} = x\vec{x}$

Tournez la page S.V.P.

ANNEXE N

Contraintes dans l'arbre (A_3)

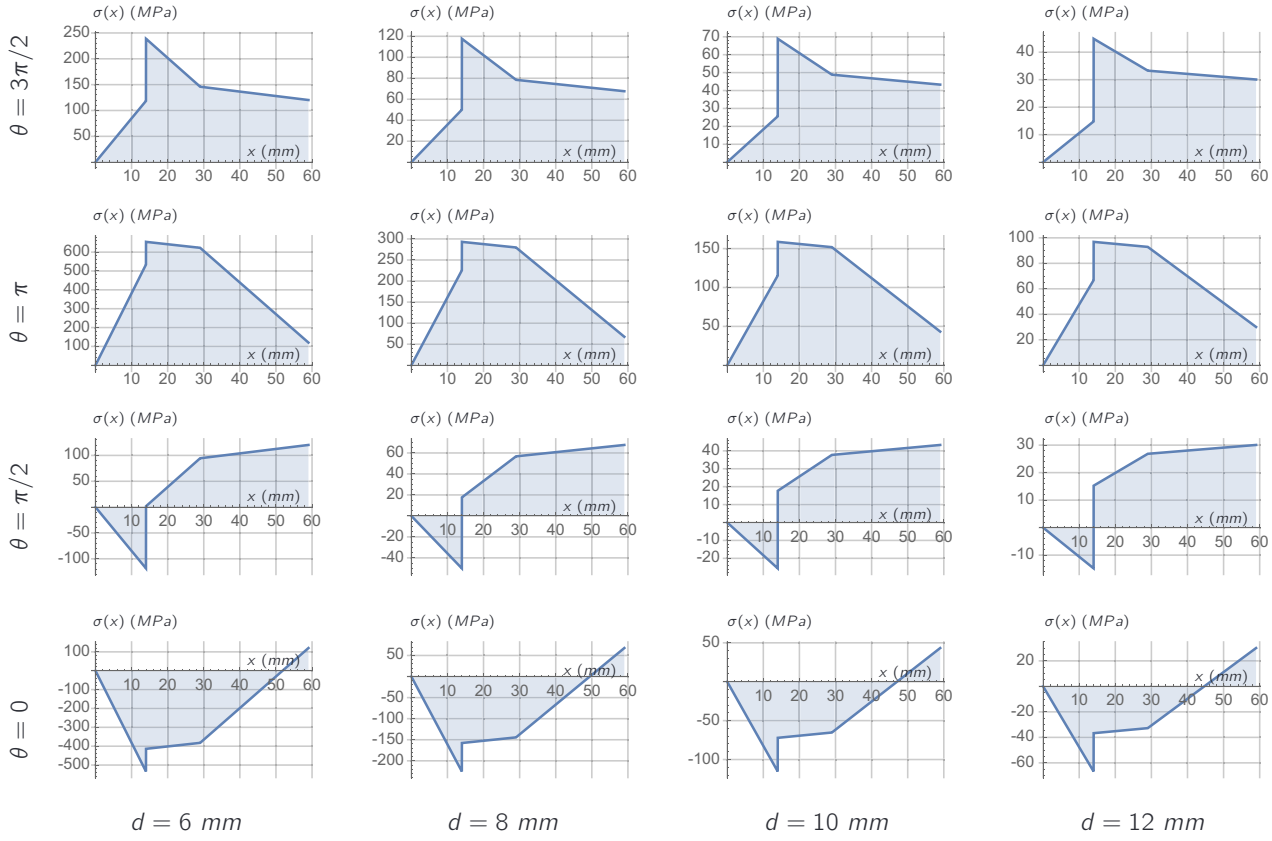


Figure 22 – Contrainte normale σ le long de l'arbre (A_3) obtenue pour différents diamètres d'arbre d et le long de différentes génératrices sur le cylindre représentant l'arbre

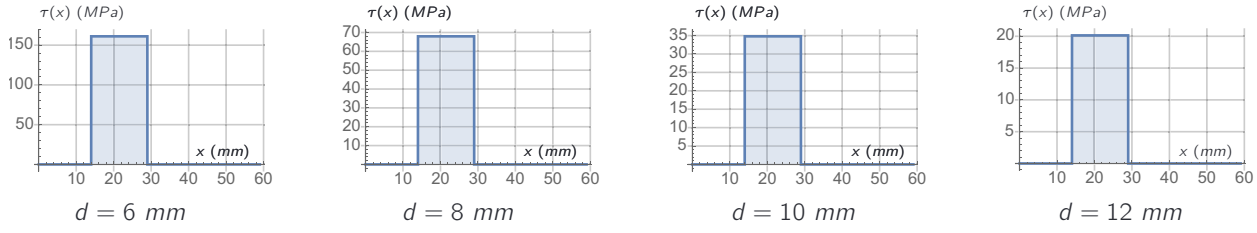


Figure 23 – Contrainte tangentielle τ le long de l'arbre (A_3) obtenue pour différents diamètres d'arbre d et sur la surface du cylindre représentant l'arbre

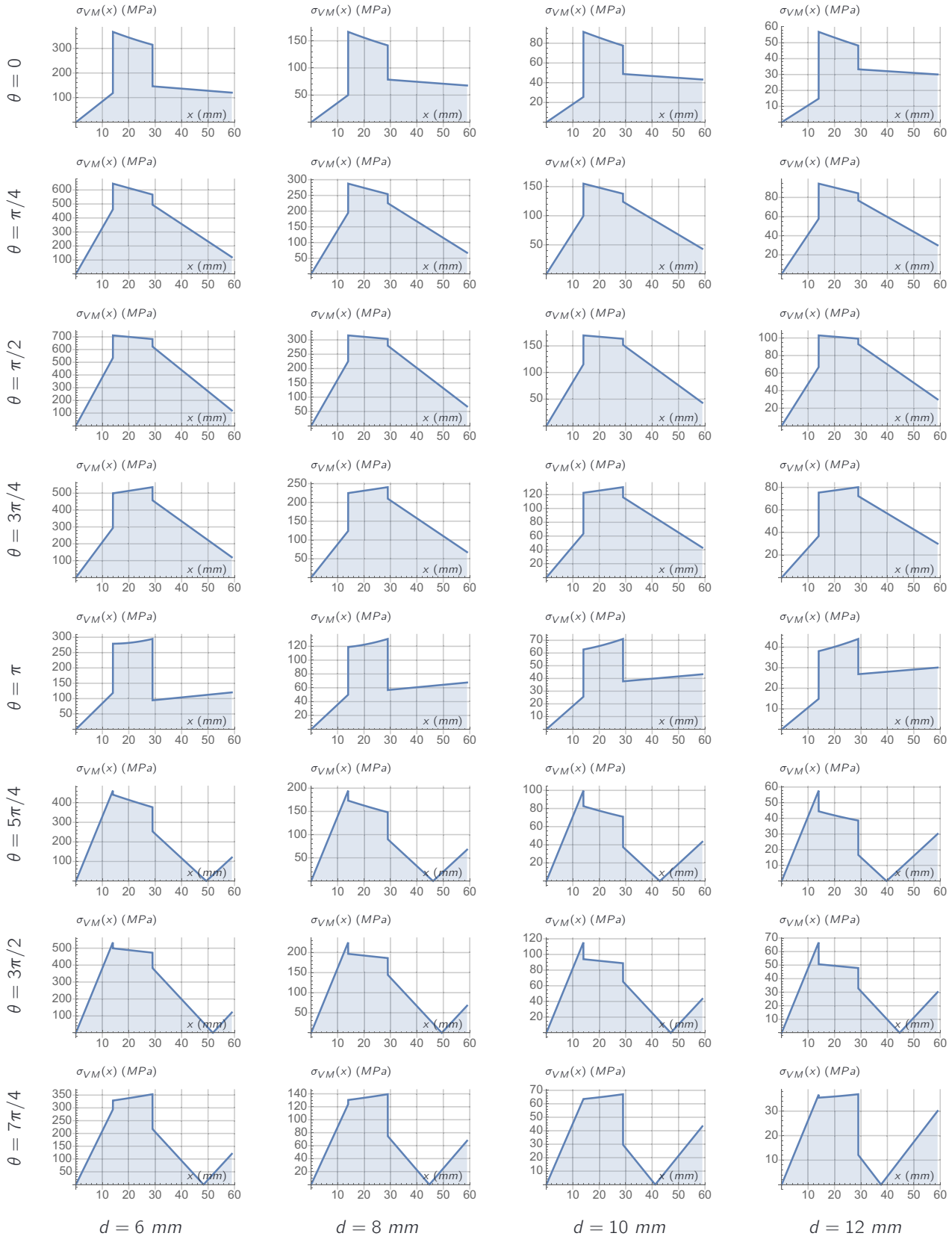


Figure 24 – Contrainte de Von Mises σ_{VM} le long de l'arbre (A_3) obtenue pour différents diamètres d'arbre et le long de différentes génératrices sur le cylindre représentant l'arbre

ANNEXE O

Roulements rigides à billes

Désignation	d (mm)	D (mm)	B (mm)	C (kN)	C_0 (kN)	N_{max} $(tr.min^{-1})$
624	4	13	5	0.936	0.29	67 000
625	5	16	5	1.14	0.38	60 000
626	6	19	6	2.34	0.95	50 000
607	7	19	6	2.34	0.95	53 000
627	7	22	7	3.45	1.37	45 000
608	8	22	7	3.45	1.37	48 000
609	9	24	7	3.9	1.66	43 000
629	9	26	8	4.75	1.96	38 000
6000	10	26	8	4.75	1.96	40 000
6200	10	30	9	5.4	2.36	36 000
6300	10	35	11	8.52	3.4	32 000
6001	12	28	8	5.4	2.36	38 000
61801	12	21	5	1.74	0.915	43 000
61901	12	24	6	2.91	1.46	40 000
6201	12	32	10	7.28	3.1	32 000
6301	12	37	12	10.1	4.15	28 000

Tableau 1 – Extrait d'un catalogue de roulements à billes à contact radial

ANNEXE P

Récapitulatif des notations

Notation	Valeur/Unité	Commentaires
λ		Longueur totale de l'actionneur linéaire
$\Delta\lambda$		Course de l'actionneur linéaire
T	30 s	Temps d'ouverture souhaité pour la porte cargo
$\widetilde{V}$		Vitesse d'élongation moyenne de l'actionneur linéaire
V		Vitesse d'élongation de l'actionneur linéaire
θ_1		Angle repérant la position angulaire de la porte cargo
$\dot{\theta}_1$		Vitesse angulaire de la porte cargo
M	100 kg	Masse de la porte cargo
g	9.81 $m.s^{-2}$	Accélération de la pesanteur
a_1	0.25 m	Position du centre de gravité de la porte cargo dans le repère $(A, \vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z})$
b_1	0.5 m	Position du centre de gravité de la porte cargo dans le repère $(A, \vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z})$
F_v		Force de poussée de l'actionneur linéaire
P_v		Puissance fournie par l'actionneur linéaire
P_p		Puissance associée au poids de la porte cargo
r_1		Rapport de réduction de l'étage 1 du réducteur ($r_1 > 1$)
r_2		Rapport de réduction de l'étage 2 du réducteur ($r_2 > 1$)
r_3	41/11	Rapport de réduction de l'étage 3 du réducteur ($r_3 > 1$)
r		Rapport de réduction total du réducteur ($r > 1$)
η_r	0.95	Rendement d'un étage de réduction
η_v	0.7	Rendement du système vis-écrou
p	8 mm	Pas du système vis-écrou
ω_v		Vitesse angulaire de la vis d'actionnement du vérin
ω_m		Vitesse angulaire du moteur électrique
U_m	24 V	Tension d'alimentation du moteur électrique
e_m		Force contre-électromotrice du moteur électrique
i_m		Intensité parcourant l'induit du moteur
C_m		Couple du moteur électrique
k_m	$0.03 N.m.A^{-1}$	Constante de couple du moteur électrique
R_m	1 Ω	Résistance de l'induit du moteur électrique
J_m	140.10^{-7} $kg.m^2$	Inertie du rotor du moteur électrique
$J_{m,eq}$		Inertie du rotor moteur ramenée à la sortie (porte cargo)
J_p		Inertie de la porte cargo
J_{eq}	3000 $kg.m^2$	Inertie équivalente du système d'ouverture ramenée à la sortie (porte cargo)
R	1.5 m	Rayon moyen de la porte cargo
r'	0.1	Valeur moyenne du rapport $\dot{\lambda}(\theta_1)/\dot{\theta}_1$
p_0		Pression de contact dans le limiteur de couple
R_e		Rayon extérieur de la couronne de contact dans le limiteur
R_i		Rayon intérieur de la couronne de contact dans le limiteur
μ	0.1	Coefficient de frottement au niveau des surfaces de contact du limiteur
F_r		Effort presseur dans le limiteur de couple
C_l		Couple limite transmissible par le limiteur de couple

Notation	Valeur/Unité	Commentaires
n_p		Nombre de paquets de rondelles élastiques
$n_{r/p}$		Nombre de rondelles élastiques en parallèle dans un paquet
h_0		Hauteur d'écrasement possible d'une rondelle
k_r		Raideur d'une rondelle élastique
K_r		Raideur d'un empilement de rondelles élastiques
Δ^{max}		Ecrasement maximal possible pour un empilement
Δ		Ecrasement imposé à un empilement
ε		Rapport d'écrasement d'un empilement : $\Delta = \alpha\Delta^{max}$
p_e	1 mm	Pas du filet de l'écrou à encoche
N_e	4	Nombre d'encoches sur l'écrou à encoches
N_l	11	Nombre de languettes sur la rondelle de blocage de l'écrou à encoches
ΔC		Variation tolérée sur le couple limite transmissible C_l
ΔF		Variation tolérée sur l'effort presseur F_r
C_3		Couple transmis par l'arbre (A_3)
T_{23}		Effort tangentiel transmis dans l'engrènement entre (A_2) et (A_3)
T_{43}		Effort tangentiel transmis dans l'engrènement entre (A_4) et (A_3)
R_{23}		Effort radial transmis dans l'engrènement entre (A_2) et (A_3)
R_{43}		Effort radial transmis dans l'engrènement entre (A_4) et (A_3)
r_{23}		Rayon primitif de la roue de l'arbre (A_3) engrénant avec le pignon de (A_2)
r_{43}		Rayon primitif du pignon de l'arbre (A_3) engrénant avec la roue dentée de (A_4)
α		Angle de pression associé aux engrènements entre (A_2), (A_3) et (A_3),(A_4)
l_p		Longueur du tronçon numéro p de l'arbre (A_3)
d		Diamètre de l'arbre (A_3)
d_R	6 mm	Diamètre minimal de l'arbre (A_3) au niveau des portées de roulement
N^p		Effort normal dans le tronçon numéro p de l'arbre (A_3)
T_y^p		Effort tranchant selon $\vec{y}$ dans le tronçon numéro p de l'arbre (A_3)
T_z^p		Effort tranchant selon $\vec{z}$ dans le tronçon numéro p de l'arbre (A_3)
M_t^p		Moment de torsion dans le tronçon numéro p de l'arbre (A_3)
M_{fy}^p		Moment fléchissant selon $\vec{y}$ dans le tronçon numéro p de l'arbre (A_3)
M_{fz}^p		Moment fléchissant selon $\vec{z}$ dans le tronçon numéro p de l'arbre (A_3)
S		Section de l'arbre (A_3)
I_{Gy}		Moment quadratique de la section de l'arbre (A_3) par rapport à $(G, \vec{y})$
I_{Gz}		Moment quadratique de la section de l'arbre (A_3) par rapport à $(G, \vec{z})$
I_0		Moment quadratique polaire de la section de l'arbre (A_3) par rapport à $(G, \vec{x})$
σ^p		Contrainte normale dans le tronçon numéro p
τ^p		Contrainte de cisaillement dans le tronçon numéro p
σ_{VM}^p		Contrainte équivalente de Von Mises dans le tronçon numéro p
σ_e	240 MPa	Limite élastique du matériau de l'arbre (A_3)
s	2	Coefficient de sécurité $(s > 1)$ utilisé pour le dimensionnement de l'arbre (A_3)
N_3	140 $tr.min^{-1}$	Vitesse de rotation de l'arbre (A_3) utilisé pour le dimensionnement des roulements
L_a	20 ans	Durée de vie souhaitée en année pour le montage de roulements de l'arbre (A_3)
L_h		Durée de vie souhaitée en heures pour les roulements de l'arbre (A_3)
L		Durée de vie souhaitée en millions de tours pour les roulements de l'arbre (A_3)
$N_{of/j}$	20	Nombre d'ouvertures/fermetures journaliers
$N_{j/a}$	300	Nombre de jours de service annuels
C_A		Charge dynamique de base minimale pour le roulement placé en A sur l'arbre (A_3)
C_D		Charge dynamique de base minimale pour le roulement placé en D sur l'arbre (A_3)

Cahier réponse
Épreuve de Sciences Industrielles B

AVERTISSEMENT

Toutes les calculatrices sont interdites, quel qu'en soit le type, ainsi que les agendas électroniques, les règles à calculs, les téléphones portables…

INSTRUCTIONS

- Remplir sur chaque copie A3 en MAJUSCULES toutes vos informations d'identification : nom, prénom, numéro inscription, date de naissance, le libellé du concours, le libellé de l'épreuve et la session.
- **Une feuille, dont l'entête n'a pas été intégralement renseigné, ne sera pas prise en compte.**
- **Vérifiez que votre cahier réponse comporte le nombre de pages indiqué et qu'il est correctement imprimé.**
- Composer lisiblement sur les copies avec un stylo à encre foncé : bleue ou noire. Le crayon-mine et autres couleurs peuvent être utilisées uniquement dans les schémas.
- L'usage de stylo à friction, stylo plume, stylo feutre, liquide de correction et dérouleur de ruban correcteur est interdit.
- **À la fin de l'épreuve, rendre toutes les pages dans l'ordre mêmes celles non renseignées. Toute réclamation ultérieure ne pourra pas être prise en compte.**
- Il est interdit aux candidats de signer leur composition ou d'y mettre un signe quelconque pouvant indiquer sa provenance.

Modèle CMEN-DR v2 ©EXATECH

Nom de famille :
(Suivi, s'il y a lieu, du nom d'usage)

Prénom(s) :

Numéro Inscription :

Né(e) le : / /

(Le numéro est celui qui figure sur la convocation ou la feuille d'émargement)

(Remplir cette partie à l'aide de la notice)

Concours / Examen : ..... Section/Spécialité/Série : .....

Epreuve : ..... Matière : ..... Session : .....

CONSIGNES

- *Remplir soigneusement, sur CHAQUE feuille officielle, la zone d'identification en MAJUSCULES.*
- *Ne pas signer la composition et ne pas y apporter de signe distinctif pouvant indiquer sa provenance.*
- *Numéroter chaque PAGE (cadre en bas à droite de la page) et placer les feuilles dans le bon sens et dans l'ordre.*
- *Rédiger avec un stylo à encre foncée (bleue ou noire) et ne pas utiliser de stylo plume à encre claire.*
- *N'effectuer aucun collage ou découpage de sujets ou de feuille officielle. Ne joindre aucun brouillon.*

Question 1

Trajectoire du point D :

Trajectoire du point E :

Trajectoire du point F :

Question 2

Liaison $(S_1)/(S_2)$	Mécanisme bloqué	Mécanisme mobile	A retenir
Pivot d'axe $(E, \vec{z})$			
Glissière d'axe $(F, \vec{x}_1)$			
Ponctuelle de normale $(E, \vec{y}_1)$			
Rotule de centre E			

Question 3

Le cadre réponse de cette question est en page suivante.

Question 4

$\lambda = CD =$ $\lambda' = CD' =$ Course $\Delta\lambda =$

Question 5

Expression de $\widetilde{V} =$ Valeur de $\widetilde{V} =$

Question 6

Nombre de mobilités utiles du mécanisme :

Nombre de paramètres introduits :

Nombre d'équations scalaires à écrire :

Question 7

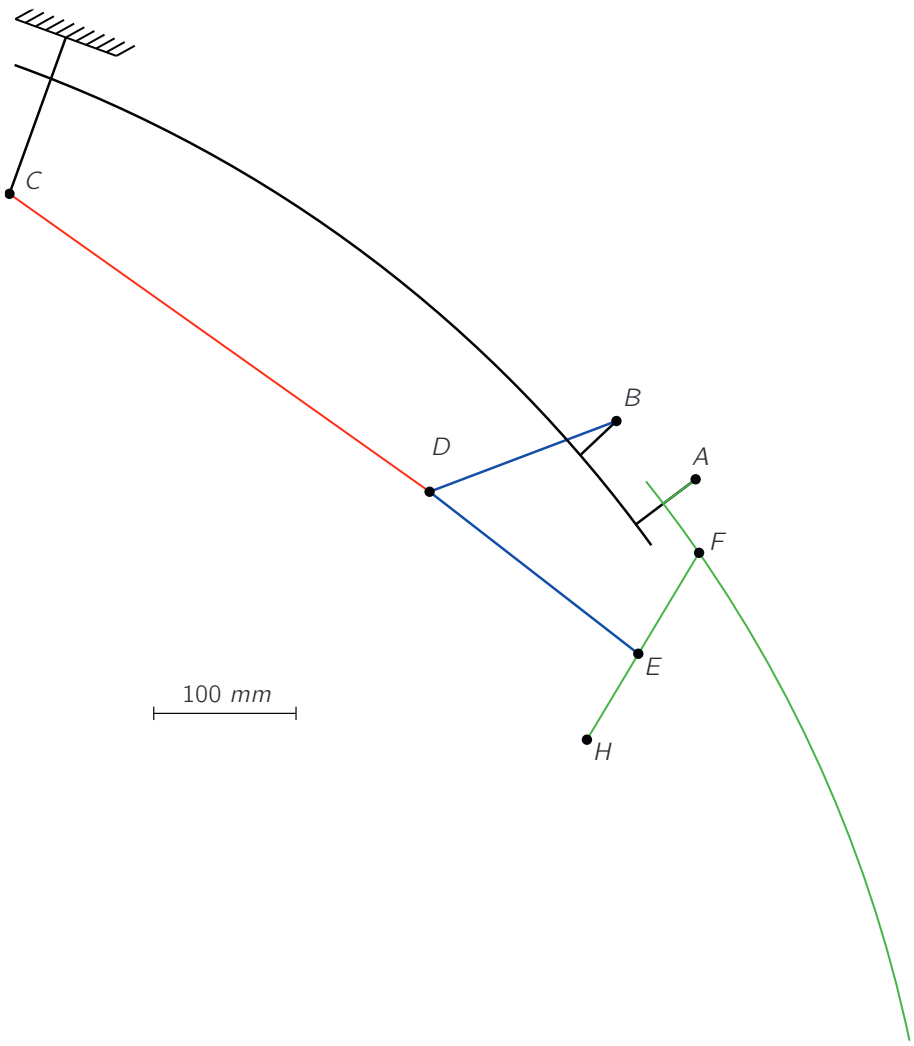
Jeu d'équations	Nombre d'équations	Paramètres impliqués	A retenir
$\vec{CD} + \vec{DB} + \vec{BC} = \vec{0}$			
$\vec{BE}.\vec{x}_1 = (\vec{BA} + \vec{AF} + \vec{FE}).\vec{x}_1$			
$\vec{BE}.\vec{y}_1 = (\vec{BA} + \vec{AF} + \vec{FE}).\vec{y}_1$			

Tournez la page S.V.P.

Ca

NE RIEN ECRIRE DANS CE CADRE

Question 3 Tracé de la configuration porte ouverte :



Question 8 Vitesse linéaire $V(\theta_1) =$

Question 9 $\dot{\theta}_1 > 3\ deg.s^{-1} \Rightarrow V =$ $\dot{\theta}_1 < 3\ deg.s^{-1} \Rightarrow V =$

Question 10 $P_v =$ $P_p =$

Question 11 Hypothèses :

Système isolé :

$F_v =$

Question 12 $F_v^{max} =$ Angle associé : $\theta_1 =$

Question 13 Rendement total $\eta =$

Puissance $P_m =$ A.N : $P_m =$

Question 14 Références des moteurs adaptés :

Question 15 $\omega_v =$ $V =$

Question 16 $\frac{p}{r} =$ A.N. : $\frac{p}{r} =$

Question 17 $\frac{\omega_m}{\dot{\theta}_1} =$ A.N. : $\frac{\omega_m}{\dot{\theta}_1} =$

Tournez la page S.V.P.

Question 18 $dm =$ $w^2 =$

Question 19 $J_p =$ A.N. : $J_p =$

Question 20 $J_{m,eq} =$ A.N. : $J_{m,eq} =$

Commentaire :

Question 21 $A_1 =$

$A_0 =$

$B(\theta_1) =$

Question 22 Ordre de l'équation différentielle (cas où $C_p(\theta_1)$ est quelconque) :
☐ Ordre 3 ☐ Ordre 2 ☐ Ordre 1 ☐ Ordre 0

Ordre de l'équation différentielle (cas où $C_p(\theta_1)$ est supposé indépendant de θ_1) :
☐ Ordre 3 ☐ Ordre 2 ☐ Ordre 1 ☐ Ordre 0

Linéarité de l'équation différentielle (cas où $C_p(\theta_1)$ est quelconque) :
☐ Linéaire ☐ Non linéaire

Linéarité de l'équation différentielle(cas où $C_p(\theta_1)$ est supposé indépendant de θ_1) :
☐ Linéaire ☐ Non linéaire

Méthode de résolution dans le cas général :

Question 23 Constante de temps $\tau =$ A.N. $\tau =$

Commentaires :

Modèle CMEN-DR v2 ©EXATECH

Nom de famille :
(Suivi, s'il y a lieu, du nom d'usage)

Prénom(s) :

Numéro Inscription :

Né(e) le : / /

(Le numéro est celui qui figure sur la convocation ou la feuille d'émargement)

(Remplir cette partie à l'aide de la notice)

Concours / Examen : ..... Section/Spécialité/Série : .....

Epreuve : ..... Matière : ..... Session : .....

CONSIGNES

- *Remplir soigneusement, sur CHAQUE feuille officielle, la zone d'identification en MAJUSCULES.*
- *Ne pas signer la composition et ne pas y apporter de signe distinctif pouvant indiquer sa provenance.*
- *Numéroter chaque PAGE (cadre en bas à droite de la page) et placer les feuilles dans le bon sens et dans l'ordre.*
- *Rédiger avec un stylo à encre foncée (bleue ou noire) et ne pas utiliser de stylo plume à encre claire.*
- *N'effectuer aucun collage ou découpage de sujets ou de feuille officielle. Ne joindre aucun brouillon.*

Question 24 Constante de temps numérique $\widetilde{\tau} =$

Commentaires :

Temps d'ouverture :

Question 25 Effort presseur $F_r =$

Question 26 Couple limite : $C_l =$

Question 27 Configuration $\mathcal{L}^1$: $C_l^1 =$

Configuration $\mathcal{L}^2$: $C_l^2 =$

Configuration $\mathcal{L}^3$: $C_l^3 =$

Question 28 Configuration $\mathcal{L}^1$: $p_0^1 =$

Configuration $\mathcal{L}^2$: $p_0^2 =$

Configuration $\mathcal{L}^3$: $p_0^3 =$

NE RIEN ECRIRE DANS CE CADRE

Question 29 Configuration $\mathcal{L}^1$: $V_g^1 =$

Configuration $\mathcal{L}^2$: $V_g^2 =$

Configuration $\mathcal{L}^3$: $V_g^3 =$

Question 30 Configuration $\mathcal{L}^1$: $P_d^1 =$

Configuration $\mathcal{L}^2$: $P_d^2 =$

Configuration $\mathcal{L}^3$: $P_d^3 =$

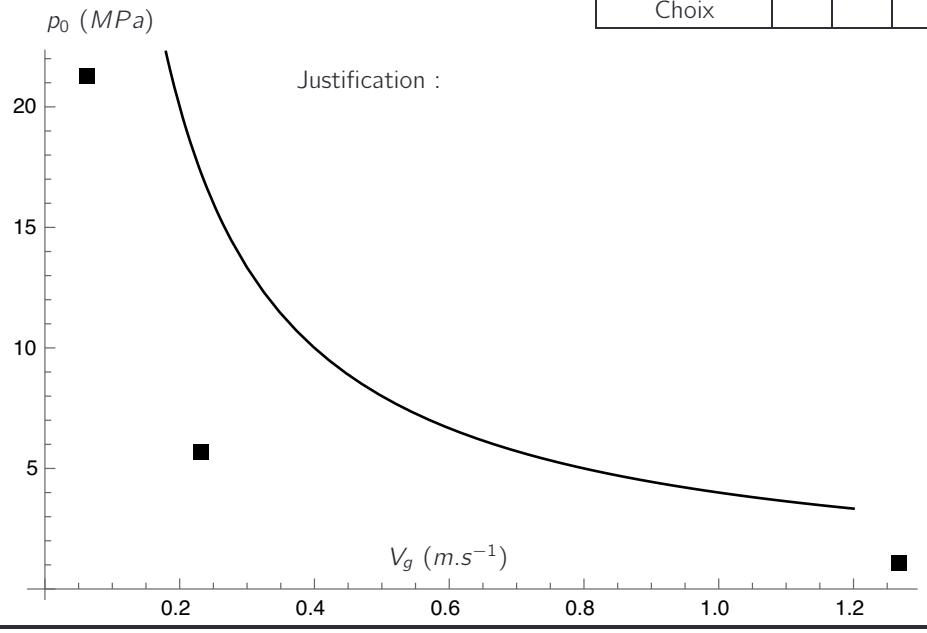
Conclusion :

Question 31

Choix de la configuration :

Configuration	$\mathcal{L}^1$	$\mathcal{L}^2$	$\mathcal{L}^3$
Choix			

Justification :



Question 32 Effort presseur $F_r =$

Question 33 $K_r =$ $\Delta^{max} =$ $F_r =$

Question 34 $\Delta C =$

$\Delta F =$ A.N : $\Delta F =$

Question 35 $\Delta F =$ $\frac{\Delta F}{F_r} =$

Commentaire :

Question 36

Ref	D_e	D_i	e	h_0	n_p	n_r/n_p	$F_r(0.25)$	$F_r(0.75)$	ΔF	$\Delta F\%$	Convient
Sol1	23	12,2	1,85	0,6	1	1	750	2250	114	5,2	
Sol3	23	12,2	1,85	0,6	1	2	1500	4500	227	10,3	
Sol4	23	12,2	1,85	0,6	1	3	2250	6750	341	15,5	
Sol5	23	12,2	1,85	0,6	2	1	750	2250	57	2,6	
Sol6	23	12,2	1,85	0,6	2	3	2250	6750	170	7,7	
Sol7	23	12,2	1,85	0,6	2	4	3000	9000	227	10,3	
Sol8	23	12,2	1,85	0,6	3	1	750	2250	38	1,7	
Sol9	23	12,2	1,85	0,6	3	2	1500	4500	76	3,4	
Sol10	23	12,2	2	0,5	1	1	1125	3375	205	9,3	
Sol11	23	12,2	2	0,5	1	2	2250	6750	409	18,6	
Sol12	23	12,2	2	0,5	1	3	3375	10125	614	27,9	
Sol13	23	12,2	2	0,5	2	1	1125	3375	102	4,6	
Sol14	23	12,2	2	0,5	2	3	3375	10125	307	13,9	
Sol15	23	12,2	2	0,5	3	1	1125	3375	68	3,1	
Sol16	23	12,2	2	0,5	3	2	2250	6750	136	6,2	

Justification :

Tournez la page S.V.P.

Question 37 $\left\{\mathcal{T}^{A}_{(0)\to(A_3)}\right\} = \left\{\quad\right\}_{A}$ $\left\{\mathcal{T}^{D}_{(0)\to(A_3)}\right\} = \left\{\quad\right\}_{D}$

Question 38 $\left\{\mathcal{T}^{I_{43}}_{(A_4)\to(A_3)}\right\} = \left\{\quad\right\}_{I_{43}}$ $\left\{\mathcal{T}^{B}_{(L)\to(A_3)}\right\} = \left\{\quad\right\}_{B}$

$$\left\{\mathcal{T}^{I_{43}}_{(A_4)\to(A_3)}\right\} + \left\{\mathcal{T}^{B}_{(L)\to(A_3)}\right\} = \left\{\quad\right\}_{B}$$

Question 39 $\left\{\mathcal{T}^{I_{23}}_{(A_2)\to(A_3)}\right\} = \left\{\quad\right\}_{I_{23}}$ $\left\{\mathcal{T}^{I_{23}}_{(A_2)\to(A_3)}\right\} = \left\{\quad\right\}_{C}$

Question 40 $\left\{\mathcal{T}^{D}_{(0)\to(A_3)}\right\} + \left\{\mathcal{T}^{D}_{(L)\to(A_3)}\right\} = \left\{\quad\right\}_{D}$

Question 41 Listes des inconnues statiques du problème :

Système isolé :

Théorème(s) utilisé(s) :

Modèle CMEN-DR v2 ©EXATECH

Nom de famille :
(Suivi, s'il y a lieu, du nom d'usage)

Prénom(s) :

Numéro Inscription :

Né(e) le : / /

(Le numéro est celui qui figure sur la convocation ou la feuille d'émargement)

(Remplir cette partie à l'aide de la notice)

Concours / Examen : ..... Section/Spécialité/Série : .....

Epreuve : ..... Matière : ..... Session : .....

CONSIGNES

- *Remplir soigneusement, sur CHAQUE feuille officielle, la zone d'identification en MAJUSCULES.*
- *Ne pas signer la composition et ne pas y apporter de signe distinctif pouvant indiquer sa provenance.*
- *Numéroter chaque PAGE (cadre en bas à droite de la page) et placer les feuilles dans le bon sens et dans l'ordre.*
- *Rédiger avec un stylo à encre foncée (bleue ou noire) et ne pas utiliser de stylo plume à encre claire.*
- *N'effectuer aucun collage ou découpage de sujets ou de feuille officielle. Ne joindre aucun brouillon.*

Question 42 Equations du problème :

$0 =$

$0 =$

$0 =$

$0 =$

$0 =$

$0 =$

Question 43 Sollicitations dans la poutre :

	Tronçon 1	Tronçon 2	Tronçon 3
Torseur	$\left\{ \quad \right\}_G$	$\left\{ \quad \right\}_G$	$\left\{ \quad \right\}_G$
Traction/Compression			
Cisaillement			
Torsion			
Flexion			

Tournez la page S.V.P.

Cc

NE RIEN ECRIRE DANS CE CADRE

Question 44 Expression des composantes du torseur des efforts de cohésion sur le premier tronçon :

$N^1(x) =$ $T_y^1(x) =$ $T_z^1(x) =$

$M_t^1(x) =$ $M_{fy}^1(x) =$ $M_{fz}^1(x) =$

Question 45 Expression des composantes du torseur des efforts de cohésion sur le second tronçon :

$N^2(x) =$ $T_y^2(x) =$ $T_z^2(x) =$

$M_t^2(x) =$ $M_{fy}^2(x) =$ $M_{fz}^2(x) =$

Question 46 Expression des composantes du torseur des efforts de cohésion sur le troisième tronçon :

$N^3(x) =$ $T_y^3(x) =$ $T_z^3(x) =$

$M_t^3(x) =$ $M_{fy}^3(x) =$ $M_{fz}^3(x) =$

Question 47 Caractéristiques géométriques de la section :

$S =$ $I_{Gy} =$ $I_{Gz} =$ $I_0 =$

Question 48 Flexion dans le plan $(\vec{x}, \vec{y})$: $\sigma^p =$ Flexion dans le plan $(\vec{x}, \vec{z})$: $\sigma^p =$

Traction-compression : $\sigma^p =$

Question 49 Principe/théorème utilisé :

$\sigma^p(x, y, z) =$

Question 50 $\tau^p =$

Question 51 Analyse sur surface extérieure du cylindre :

Comparaison entre σ^p et τ^p :

Question 52 Critère : Diamètre d'arbre : $d =$

Angle θ : Tronçon :

Question 53 Expressions : $F_{A,a} =$ $F_{D,a} =$ $F_{A,r} =$ $F_{D,r} =$

A.N. : $F_{A,a} =$ $F_{D,a} =$ $F_{A,r} =$ $F_{D,r} =$

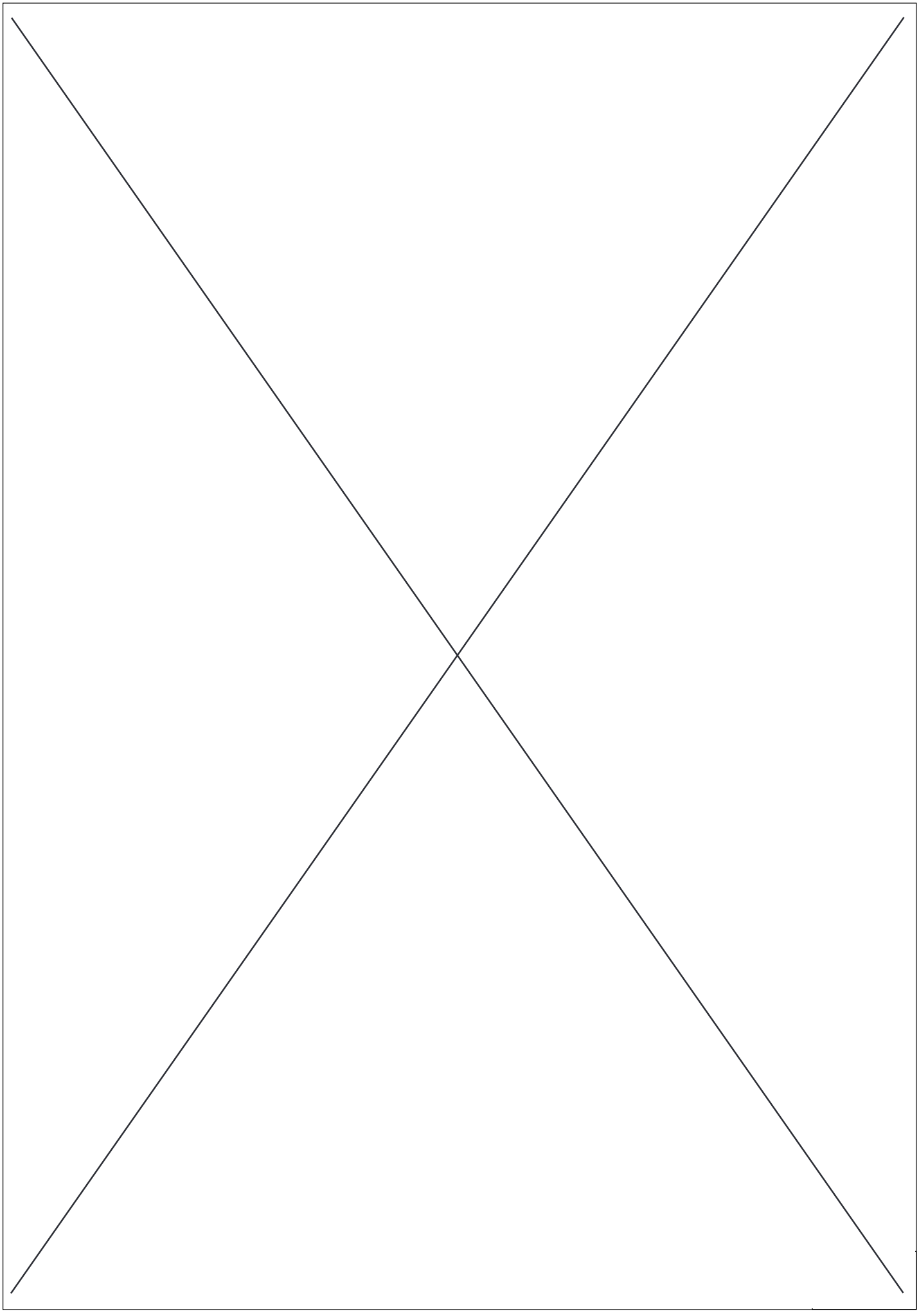
Question 54 $L_h =$ A.N. : $L_h =$

$L =$ A.N. $L =$

Question 55 Expressions : $C_A =$ $C_D =$

A.N. : $C_A =$ $C_D =$

Question 56 Références des roulements non-adaptés :



Travailler les chapitres de ce sujet

Prepa Help suit le programme de PT chapitre par chapitre : cours détaillé, méthodes, pièges, exercices et problèmes corrigés pas à pas, tirés des concours. L'essai gratuit donne accès aux chapitres offerts de ta filière, sans carte bancaire.

Chapitres liés à ce sujet

- Ingénierie système : besoin, exigences et diagrammes SysML
- Modélisation des liaisons, graphe des liaisons et schéma cinématique
- Cinématique des mécanismes : composition des mouvements, contact ponctuel, lois entrée-sortie et fermetures
- Mobilité, hyperstatisme et petits déplacements
- Énergétique : puissances, théorème de l'énergie cinétique, rendement
- Transmetteurs de puissance et trains d'engrenages
- Géométrie des masses : centre d'inertie, matrice d'inertie, théorème de Huygens
- Cinétique : torseurs cinétique et dynamique, énergie cinétique, inertie équivalente

Ouvrir l'essai gratuit

Scanne le code ou clique sur le bouton.

prepahelp.com/#essai

Une question sur le concours ou sur ta filière :
écrire sur WhatsApp

Les autres années et épreuves : prepahelp.com/annales/banque-pt/pt